



UNIVERSIDAD  
**CIENFUEGOS**  
Carlos Rafael Rodríguez

**Universidad de Cienfuegos  
“Carlos Rafael Rodríguez”**

**Facultad de Ingeniería Mecánica**

**Trabajo de Diploma**

*Título: Metodología de cálculo para el dimensionamiento  
del Absorbedor para un sistema de refrigeración  
por absorción.*

*Autor: Jo-Len Oliver Johnson*

*Tutor: Ing. Juan José López Expósito*

*Consultante: Msc. Lianys Ortega Viera*



**MECÁNICA**

*“Año del 50 aniversario del triunfo de la Revolución”  
2009*



**CEEMA**

Centro de Estudios de Energía  
y Medio Ambiente

**DECLARACION DE AUTORIDAD  
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS**



**“Carlos Rafael Rodríguez”**

Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

---

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de este envergadura, referido a la temática señalada.

---

Información Científico Técnico

Nombre y Apellidos. Firma.

---

Vice Decano.

Nombre y Apellidos. Firma.

---

Firma del Tutor

---

Sistema de Documentación y Proyecto.

Nombre y Apellido. Firma.

# *Agradecimiento*

*La gratitud es el más legítimo pago al esfuerzo ajeno, es reconocer que todo lo que somos es la suma del sudor de los demás, es tener conciencia de que un hombre solo no vale nada y que la dependencia humana, además de obligada es hermosa.*

*Es por eso que quiero dejar constancia de mis agradecimientos a:*

- *Mis profesores y tutores, especialmente al Juan José López Expósito, Msc. Lianys Ortega Viera por su esfuerzo y dedicación para la realización de este trabajo.*
- *A mi familia por haberme ayudado y apoyado.*
- *A todos mis amigos que han tenido que ver de una forma u otra en la realización de este trabajo.*
- *A la revolución, por darme la posibilidad de desarrollarme.*

# *Dedicatoria*

*“Al hombre nuevo corresponde la universidad nueva, a nuevas ciencias que todo lo invaden y reforman... educar es depositar en cada hombre toda la obra humana que le ha antecedido, es hacer a cada hombre resumen del mundo viviente... es ponerlo al nivel de su tiempo, es prepararlo para la vida”.*

*José Martí*

*Basado en este pensamiento, quiero agradecer a todo aquel que ha tenido que ver de una forma u otra en mi educación y desarrollo profesional:*

- *Al Ing. Juan José López Expósito que me ha hecho crecer profesionalmente.*
- *A lo más querido dentro de los seres queridos, mis padres Jonathan y Sandra por el apoyo brindado.*
- *A toda mi familia y amigos en general.*
- *Al Comandante en Jefe y al pueblo de Cuba por el apoyo brindado.*

*Resumen*

En los últimos años ha aumentado la demanda de equipos de refrigeración por absorción. El desarrollo de estos equipos requiere altas prestaciones en los procesos de transferencia de calor y de materia en los componentes más críticos: absorbedor, generador, condensador y evaporador. En el presente trabajo de diploma, se pretende un acercamiento a un tema poco abordado en la literatura técnica, ya que no existe metodología exacta de los diseños de los componentes del sistema de refrigeración por absorción, (refiérase al absorbedor). En este trabajo se desarrollará una metodología de cálculo aproximada de un absorbedor de amoníaco del tipo "Torre de Empaque". Estos cálculos se basan en los balances de materia y energía, las ecuaciones de transferencia de calor y masa, así como consideraciones de equilibrio. Los coeficientes de transferencia y otros parámetros físicos del modelado matemático han sido estimados a partir de la bibliografía consultada. Para estos cálculos se definieron algunas especificidades tales como la temperatura del agua a la entrada y salida del absorbedor, diámetro de las tuberías, entre otros. Basándose en los datos preliminares y coeficientes de transferencia de calor obtenidos en el presente trabajo, se ha realizado el cálculo preliminar de un absorbedor con fases vapor y líquidos continuos utilizando un intercambiador de tubo y coraza, una torre de relleno y un tanque de absorción para un equipo de refrigeración por absorción de  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  de 17,58 kW/h.

*Índice de  
Contenidos*

Resumen	
Índice	
Introducción	1

**CAPÍTULO 1: ESTADO DEL ARTE.**

Introducción	3
1.1 Métodos de refrigeración	3
1.2 Historia de la refrigeración por absorción	4
1.3 Refrigerantes y su impacto ambiental	5
1.4 Propiedades de los refrigerantes	6
1.5 Refrigerantes más usados en la Refrigeración por Absorción	7
1.6 Principio de funcionamiento del ciclo de Refrigeración por Absorción	8
1.6.1 Partes y función del esquema simple	9
1.6.2 Distintos tipos de sistemas de refrigeración por absorción	10
1.7 Sistemas de refrigeración alternativa propuesta	15
1.7.1 Descripción del sistema propuesto	15
1.7.2 Funcionamiento del sistema propuesto	18
1.8 Proceso de Absorción y Absorbedores	20
1.8.1 Clasificación de los Absorbedores	21
1.9 Torres empacadas (o de relleno)	27
1.9.1 Empaque	28
1.9.2 Ventajas y desventajas de las Torres de Empaques	29
1.10 Estudios experimentales	30
1.11 Conclusiones Parciales	33

**CAPÍTULO 2: METODOLOGÍA DE CÁLCULO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.**

Introducción	34
2.2 Balances de materia y energía	34
2.2.1 Líquido de purga	36
2.2.2 Caudal en masa para cinco toneladas de refrigeración	36
2.2.3 Balance de masa y energía en el absorbedor	37

---

<b>2.3</b>	El Absorbedor_____	41
<b>2.4</b>	Cálculos a seguir para encontrar la longitud del absorbedor_____	42
<b>2.5</b>	El intercambiador de calor_____	48
<b>2.6</b>	Metodología para los cálculos de Torres de rellenos_____	54
<b>2.7</b>	Conclusiones Parciales_____	60

### **CAPÍTULO 3: CÁLCULO DE UN SISTEMA TIPO PARA 5 TONELADAS DE REFRIGERACIÓN.**

<b>3.1.</b>	Cálculos del sistema_____	63
<b>3.2.</b>	El Absorbedor_____	68
<b>3.3.</b>	Cálculos de las dimensiones del Intercambiador de Aire del Absorbedor_____	69
<b>3.4</b>	El intercambiador de calor_____	73
<b>3.5.</b>	Cálculo de la Torre de rellenos_____	78
<b>3.6.</b>	Resultados del diseño del Absorbedor_____	83
<b>3.7.</b>	Conclusiones Parciales_____	84
<b>Conclusiones Generales</b> _____		85
<b>Recomendaciones</b> _____		86
<b>Bibliografía</b> _____		87
<b>Referencia Bibliografía</b> _____		89
<b>Anexos</b> _____		90

<p><math>A</math>      área, <math>m^2</math></p> <p><math>cp</math>      calor específico, <math>kJ/kg.K</math></p> <p><math>d</math>      diámetro interior, <math>m</math></p> <p><math>d_{med}</math>      diámetro medio, <math>m</math></p> <p><math>D</math>      diámetro exterior, <math>m</math></p> <p><math>f</math>      la circulación específica de la solución fuerte</p> <p><math>f'</math>      la circulación específica de la solución débil</p> <p><math>g</math>      aceleración de la gravedad, <math>m/s^2</math></p> <p><math>h</math>      entalpía específica, <math>kJ/kg</math></p> <p><math>K</math>      coeficiente de emisión calorífica (<math>W/m^2.K</math>)</p> <p><math>L</math>      longitud, <math>m</math></p> <p><math>m</math>      gasto volumétrico, <math>m^3/s</math></p> <p><math>\dot{m}</math>      gasto másico, <math>kg/s</math>;</p> <p><math>N</math>      potencia, <math>kW</math></p> <p><math>N_L</math>      número de tubos en la dirección longitudinal</p> <p><math>Nm</math>      potencia demanda, <math>kW</math></p> <p><math>Nu</math>      Número de Nusselt</p> <p><math>p</math>      presión, <math>kgf/cm^2</math></p> <p><math>Pr</math>      Número de Prandtl</p> <p><math>Pr_{par}</math>      Número de Prandtl a la pared</p> <p><math>q</math>      Energía útil, <math>kW</math></p> <p><math>Q</math>      carga calórica, <math>kW</math></p> <p><math>r</math>      calor de vaporización, <math>J/kg</math></p> <p><math>Re</math>      Número de Reynolds</p> <p><math>S_L</math>      distancia longitudinal entre tubos en un banco de tubos, <math>m</math></p> <p><math>t_{eb}</math>      temperatura de ebullición, <math>^{\circ}C</math></p> <p><math>t_m</math>      temperatura media, <math>^{\circ}C</math></p>	<p><math>t_{mpar}</math>      temperatura media de la pared, <math>^{\circ}C</math></p> <p><math>T</math>      temperatura, <math>K</math></p> <p><math>T_f</math>      Temperatura final, <math>K</math></p> <p><math>T_i</math>      Temperatura inicial, <math>K</math></p> <p><math>V</math>      velocidad, <math>m/s</math></p> <p><math>X_{SD}</math>      concentración de amoníaco en la solución débil, %</p> <p><math>X_R</math>      concentración de amoníaco en el refrigerante, %</p> <p><math>X_{SF}</math>      concentración de amoníaco en la solución fuerte, %</p> <p style="text-align: center;"><b>Letras griegas</b></p> <p><math>\alpha_{aire}</math>      Coeficiente de conductividad térmica del aire, <math>W/m^2.K</math></p> <p><math>\alpha_{H2O}</math>      Coeficiente de conductividad térmica del agua, <math>W/m^2.K</math></p> <p><math>\alpha_{sol}</math>      Coeficiente de conductividad térmica de la solución, <math>W/m^2.K</math></p> <p><math>\delta_{par}</math>      Espesor de la pared de los tubos, <math>m</math></p> <p><math>H</math>      Rendimiento</p> <p><math>\lambda_{par}</math>      Coeficiente de conductividad térmica de la material, <math>W/m^2.K</math></p> <p><math>M</math>      Coeficiente dinámico de Viscosidad, <math>kg/m.s</math> (Pa.s)</p> <p><math>N</math>      Coeficiente cinemática de Viscosidad, <math>m^2/s</math></p> <p><math>\rho_{liq}</math>      Densidad de líquido, <math>kg/m^3</math></p> <p><math>\rho_{vap}</math>      Densidad de vapor, <math>kg/m^3</math></p> <p><math>\Sigma</math>      Tensión superficial, <math>N/m(= kg/s^2)</math></p> <p style="text-align: center;"><b>Subíndices</b></p> <p><math>abs</math>      absorbido</p> <p><math>AB</math>      absorbedor</p>
---	---

		L	líquido
<i>Aire</i>	aire	<i>m</i>	media
<i>b</i>	bomba,	<i>max</i>	máxima
<i>CO</i>	condensador	<i>med</i>	medio
<i>eb</i>	ebullición	<i>op</i>	operación
<i>ent</i>	entrada	<i>par</i>	pared
<i>EV</i>	evaporador	<i>per</i>	perdido
<i>L</i>	longitudinal	<i>R</i>	refrigerante
<i>GE</i>	generador	<i>sal</i>	salida
<i>H2O</i>	agua	<i>SD</i>	solución débil
<i>IC</i>	Intercambiador de calor	<i>SF</i>	solución fuerte
<i>liq</i>	líquido	<i>sol</i>	solución
		<i>T</i>	transversal
		<i>v</i>	vapor

# *Introducción*

El método convencional de refrigeración emplea el sistema de compresión de vapores mediante equipos compresores los cuales comprimen un gas refrigerante que posteriormente pasa a un condensador, válvula de expansión y por último a un evaporador donde se realiza el efecto útil.

El actual escenario energético y medioambiental está potenciando los sistemas de absorción para aire acondicionado y refrigeración frente a los sistemas convencionales de compresión de vapor, que utilizan energía eléctrica para su accionamiento. Además de utilizar refrigerantes naturales, el uso de estos sistemas representa un ahorro de energía primaria y de emisiones, en el caso en que utilicen para su activación energía térmica residual o solar.

Estas máquinas principalmente están formadas por un absorbedor, un generador, un condensador y un evaporador. Dentro de los fluidos de trabajo uno de los más comunes es la solución de amoníaco-agua. Los sistemas de absorción no solo hacen posible la utilización de energías térmicas que serían evacuadas a la atmósfera de no utilizarse estos sistemas para su recuperación y aprovechamiento, sino que además, al mismo tiempo, evitan el consumo de energías más caras, (fósiles o eléctricas), para su utilización en la producción frigorífica.

El diseño del absorbedor se hace en 3 etapas, el primero es el intercambiador de calor, el cual es un dispositivo que facilita la transferencia de calor de una corriente de fluido a otra a diferentes temperaturas, el segundo es la torre de relleno permitiendo el intercambio entre el gas y el líquido que entra a la torre y el tercero es el intercambiador de aire para el enfriamiento por aire del líquido que entra al mismo.

El absorbedor es uno de los componentes más importantes de estas máquinas, ya que su funcionamiento afecta directamente al sistema global. El diseño de absorbedores es un punto crítico, originado por la complejidad de los procesos de transferencia de masa y calor. Un intercambio de calor eficiente en el absorbedor depende principalmente de un excelente mezclado entre el vapor y la solución de trabajo y del área máximo de contacto entre la pared del intercambiador y la solución. Este trabajo se basa en este tipo de ciclo de refrigeración por absorción para llegar a:

### **Problema Científico.**

En la actualidad, se están potenciando los sistemas de refrigeración por absorción para aire acondicionado y refrigeración, pero no se dispone en la bibliografía consultada de una metodología de cálculo para el diseño de un absorbedor que incluya las operaciones de Transferencia de Calor y Transferencia de Masa en equipos como torre de relleno, tanque de Absorción y un Intercambiador de Calor.

### **Hipótesis**

Si se elabora una metodología de cálculo para el diseño de una torre de relleno, un tanque de absorción y un intercambiador de calor se podrán diseñar un absorbedor que garantice una capacidad de 5 toneladas de refrigeración por absorción.

### **Objetivo General:**

Elaborar una metodología de cálculo para el diseño de los componentes de un absorbedor que garantice 5 toneladas de refrigeración por absorción.

### **Objetivo Específicos:**

1. Realizar búsqueda bibliográfica sobre el tema.
2. Elaborar la metodología para calcular un Intercambiador de Calor.
3. Elaborar la metodología para calcular una torre de relleno.
4. Elaborar la metodología para calcular un tanque de absorción.

# Capitulum 1

# Capítulo 1

## Estado del Arte.

### Introducción.

En los últimos años ha aumentado la demanda de equipos de refrigeración por absorción de pequeña potencia con accionamiento térmico a baja temperatura. El desarrollo de estos equipos requiere altas prestaciones en los procesos de transferencia de calor y de masa en los componentes más críticos: absorbedor, generador y rectificador. El presente trabajo forma parte de un grupo de investigaciones desarrolladas en el centro para el diseño y fabricación de una máquina de refrigeración por absorción con  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  de pequeña potencia “5 Toneladas de refrigeración” y activación térmica a baja temperatura, hasta  $120\text{ }^\circ\text{C}$  en la solución del Generador.

### 1.1 Métodos de refrigeración

La refrigeración es el proceso de producir frío, extrayendo calor. Para producir frío lo que se hace es transportar calor de un lugar a otro. Así, el lugar al que se le sustrae calor se enfría. Al igual que se puede aprovechar diferencias de temperaturas para producir calor, para crear diferencias de calor, se requiere energía. Se consigue producir frío artificial mediante los métodos de compresión mecánica y otros métodos alternativos como el de compresión térmica o refrigeración por absorción. El método más difundido es la expansión de un líquido donde se origina el descenso de su temperatura. El descenso de temperatura es ligero si la sustancia permanece en estado líquido durante la expansión, pero apreciable si la expansión se realiza dentro de la región de las mezclas líquido-vapor.

La unidad de capacidad de refrigeración es la tonelada de refrigeración. El origen de este término hay que buscarlo en la historia de la refrigeración. La primera aplicación fue la fabricación de hielo, y se decía, por ejemplo, que una planta era de 75 toneladas si producía 75 toneladas de ciclo en veinticuatro horas. La potencia de refrigeración necesaria para transformar una tonelada de agua a  $0^\circ\text{C}$  en hielo a  $0^\circ\text{C}$  en un día.

$$\frac{(1\text{ton}) * (907,2\text{kg} / \text{ton}) * (80\text{Cal} / \text{kg})}{24\text{h}} = 50,4\text{Cal} / \text{min} = 3024\text{Cal} / \text{h} \approx 3,5146\text{kW}$$

Existen varios procesos para obtener refrigeración, a pesar de que el más difundido es el de expansión de un líquido, algunos de ellos son:

- Elevación de la temperatura de un refrigerante.
- Cambio de fase.
- Expansión de un gas perfecto.
- Proceso de vaciado.
- Expansión de un gas real.
- Proceso eléctrico.

### 1.2 Historia de la refrigeración por absorción.

En la actualidad no es posible hablar de la Refrigeración por Absorción sin considerar su surgimiento, el desarrollo de los sistemas de refrigeración por absorción se remonta al año 1845, cuando Edmund Carré (Figura 1) diseñó y construyó una máquina que operaba con agua y ácido sulfúrico para el enfriamiento de agua potable.



**Figura 1 Ferdinand Carré diseñador del primer equipo comercial.**

Seis años más tarde, en el 1851, su hermano Ferdinand Carré diseñó con éxito el primer equipo comercial de refrigeración por absorción, el mismo utilizaba como mezcla el par amoníaco – agua. Aunque en los años subsiguientes, se introdujeron numerosas mejoras halladas de forma empírica, no fue hasta en 1913 cuando se obtuvo una primera base teórica. En ese año, el trabajo de Edmund Altenkirch sentó los principios de la termodinámica de las mezclas binarias para absorción. A partir de este momento se inicia el desarrollo de los equipos de absorción, y es cuando empiezan a aparecer los primeros listados de posibles mezclas de trabajo para estos ciclos. Después de la segunda guerra mundial, con el uso del par agua – bromuro litio, se inicia la época dorada de los equipos de absorción. Se introducen en el mercado equipos destinados

tanto para aplicaciones domésticas como unidades de gran capacidad. Como ejemplo de ello, Carrier vende la primera unidad de gran potencia (530kW) en 1945, mientras que Trane desarrolla el primer equipo hermético en 1959. Aunque los COP de estos ciclos eran relativamente bajos en aquel entonces, alrededor del 0,65, estos equipos gozaban de una gran aceptación debido principalmente, al bajo precio del gas y a la falta de regularidad en el suministro eléctrico. Tanto era así, que en el segmento de las grandes potencias, estos equipos acaparaban el 25% del mercado norteamericano durante los años 60. Tras la crisis del petróleo en los años 70, y con el apogeo de la energía nuclear en esas fechas, se produce en los Estados Unidos un declive por el interés de los equipos de absorción y el desarrollo de la refrigeración se centró en los equipos de refrigeración por compresión de vapor accionados por un motor eléctrico o moto compresor hermético. En contrapartida, Japón al ser un país con escasos recursos naturales, y ante la disponibilidad del gas licuado procedente del sudeste asiático, sigue apostando por la climatización a gas. Tanto es así, que en Japón en el 1975, y por primera vez, los equipos de absorción superan en número a los equipos eléctricos instalados, y una década más tarde, los equipos de absorción dominan el 80% del mercado de las grandes potencias en este país. Por las potencialidades en el ahorro de energía y disminución del impacto medio ambiental esta alternativa de refrigeración está teniendo una considerable aceptación en muchos países entre los cuales se encuentran algunos europeos.

### **1.3 Refrigerantes y su impacto ambiental.**

Llámesese refrigerante es la sustancia que es capaz de producir un efecto de enfriamiento sobre el medio que lo rodea, sea un espacio o un cuerpo y que de manera general fluye y evoluciona en un ciclo al interior de un circuito de una máquina frigorífica. En el caso de producción de frío por medio de vaporización, estas sustancias deben tener una temperatura de ebullición, a presión normal, inferior a la temperatura ambiente.

Cada día se hace más importante la participación de la industria de la refrigeración en lo referente a la producción de refrigerantes alternativos, para disminuir en lo posible las emisiones de refrigerantes nocivos al medio ambiente, en cuanto a la afectación

estratosférica del ozono que es el que protege a la atmósfera de las radiaciones ultravioletas y como consecuencia se corre el riesgo de que ocurra el efecto de invernadero que producen en el planeta. Gracias a ciertos protocolos internacionales, los países firmantes se han comprometido a eliminar en plazos determinados las producciones de refrigerantes CFC (clorofluorocarbonados) y de otros que contribuyen al calentamiento global de la Tierra como los HCFC y otros. Se están realizando esfuerzos muy importantes en el campo de la investigación y desarrollo de nuevos refrigerantes con un mínimo de impacto ambiental. También de forma indirecta, los refrigerantes que no son agresivos al medio ambiente, y en dependencia de los consumos de energía para obtener frío, hacen que se contamine el ambiente por medio de las plantas de generación de energía eléctrica.

#### **1.4 Propiedades de los refrigerantes.**

Las propiedades más importantes de los refrigerantes son las térmicas en general, ellas permiten conocer el comportamiento de las sustancias frente a los cambios de estado o bien el análisis de los diferentes factores externos que intervienen para que estos cambios se produzcan.

##### Presión de vapor.

Para compuestos puros, el equilibrio entre las fases del refrigerante líquido y el refrigerante vapor, permite la determinación de las temperaturas de evaporación y de condensación, así como de las presiones en función de estas temperaturas.

##### Volumen específico y densidad.

El volumen específico es el valor inverso de la densidad, y ambos varían en función de la temperatura y de la presión, siendo más importante este efecto si el refrigerante se encuentra en fase vapor. Conociendo el volumen específico se puede determinar la cantidad de vapor generado por la vaporización de una cierta masa de refrigerante líquido.

##### Calor específico.

El calor específico indica la cantidad de calor necesaria para absorberse o disiparse, para obtener la variación de un grado de temperatura de una cierta masa de una

sustancia. Este valor es muy importante sobre todo para el dimensionamiento de los intercambiadores de calor.

#### Calor latente.

El calor latente indica la cantidad de calor necesaria por unidad de masa de la sustancia, para efectuar una transición de un estado de agregación a otro. En el caso de los refrigerantes existen grandes variaciones de estos calores.

### **1.5 Refrigerantes más usado en la Refrigeración por Absorción.**

El ciclo que utiliza Amoníaco-Agua, cuya influencia medioambiental es bien conocida, ya que los ciclos están más condicionados en su efecto medioambiental por la presencia del Amoníaco como refrigerante, y su divulgación ha sido más amplia por esta razón, al ser este agente frigorífico plenamente ecológico, sobre todo en lo relativo a su ODP (Potencial de Destrucción de Ozono) y GWP (Efecto Invernadero). Los aspectos de impacto indirecto, en función de la contaminación originada en la producción de energía eléctrica, y de TEI (Impacto Ambiental Global), son prácticamente comunes a ambos tipos de ciclos y están en relación directa con los C.O.P.S de cada máquina, para cada aplicación concreta, por lo que serán válidas para el ciclo Amoníaco-Agua.

**Tabla 1 Refrigerantes más usados**

	R-717 Amoniaco	R-718 Agua	BrLi Sal Diluida
Estabilidad química .....	Media	Alta	Alta
Toxicidad .....	Alta	Nula	Baja
Disponibilidad .....	Alta	Alta	Alta
Efectos contaminantes .....	Bajos	Nulos	Nulos
ODP .....	0	0	0
GWP .....	0	0	0
TEWI .....	Bajo	Nulo	Bajo
Calor lat. vaporización.....	1,25 MJ/kg	2,5 MJ/kg	N/A
Coste .....	Medio	Bajo	Medio

En los ciclos Agua-Bromuro de Litio el refrigerante que se utiliza R-718 (agua destilada), y el absorbente es una solución de Bromuro de Litio. En los ciclos Amoníaco-Agua se utiliza R-717(Amoníaco) como refrigerante y agua destilada como absorbente. Las tres sustancias tienen un comportamiento muy favorable con el medio ambiente. Se precisan precauciones especiales para la manipulación y mantenimiento de los equipos que trabajan con Amoníaco, dada la peligrosidad de esta sustancia para el ser humano, sobre la que no es preciso abundar ya que es sobradamente conocida. En la tabla 1 se pueden observar las características principales de los refrigerantes más utilizados en la refrigeración por absorción.

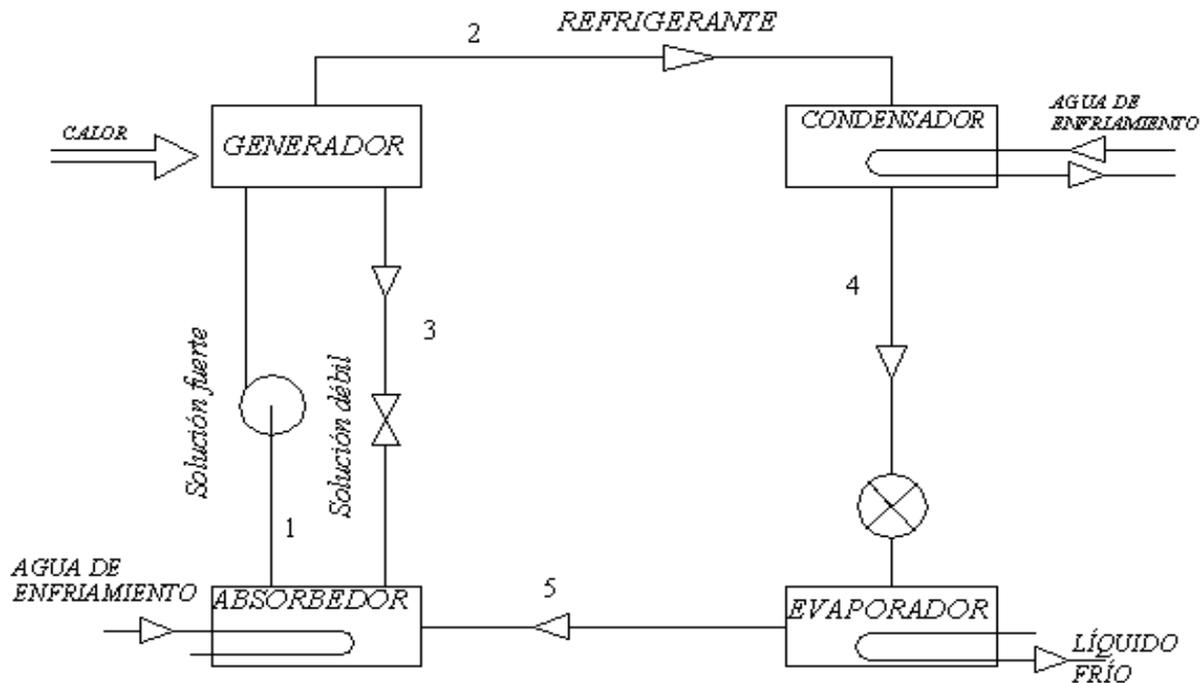
El Amoníaco se encuentra en la naturaleza y es químicamente neutro, excepto para el cobre y sus aleaciones. Su potencial de destrucción del ozono y para provocar el efecto invernadero es 0,0 y tiene mejor rendimiento en la mayoría de gamas de temperatura. Entre los inconvenientes del Amoníaco se puede citar que el mismo tiene un umbral de toxicidad y es incompatible con la presencia de personas desprevenidas. Las personas que trabajan con el Amoníaco deben tener formación apropiada.

### **1.6 Principio de funcionamiento del ciclo de Refrigeración por Absorción.**

Los equipos de absorción, al igual que los de compresión de vapor, se basan en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante a diferentes presiones. La principal diferencia entre estos ciclos reside en el proceso en el cual dicho fluido se trasvasa desde la zona de baja presión a la zona de alta presión. En el caso de los ciclos de compresión de vapor dicho trasvase se debe a la acción mecánica de un compresor. En el caso de un sistema de absorción, el refrigerante vaporizado en la zona de baja presión es absorbido por una solución que tiene afinidad fisicoquímica por dicho fluido y conocido como absorbente. La mezcla líquida resultante es bombeada a la zona de alta presión, donde el refrigerante es extraído de nuevo de la solución mediante la aportación de calor.

### 1.6.1 Partes y función del esquema simple

Su funcionamiento se semeja al de un sistema de compresión de vapor, solo que se sustituye el compresor por el conjunto generador – absorbedor. Este conjunto generador – absorbedor comprime el refrigerante desde la presión del evaporador a la del condensador, donde se absorbe primeramente el vapor por un líquido “solución débil SD” y aumentando la presión del líquido hasta la del condensador mediante una bomba que lo envía al generador donde es liberando después el vapor. Cuando el vapor refrigerante se disuelve en el absorbente, la temperatura de la solución tiende a aumentar, para oponerse a esta tendencia, un serpentín refrigerador extrae este calor de solución. La solución en el absorbedor se llama solución fuerte “SF” porque es rica en refrigerante. En el generador, la adición de calor aumenta la temperatura, lo que hace que parte del refrigerante se desprenda como vapor a altas presiones y temperaturas. Cuando el vapor refrigerante abandona la solución en el generador, la solución se hace débil, es decir tiene una pequeña concentración de refrigerante. La solución débil vuelve al absorbedor por una restricción que mantiene la presión diferencial entre los lados de alta y baja presión del sistema. Desde el generador el refrigerante pasa a través del condensador, válvula de expansión y evaporador, lo mismo que en el sistema de compresión de vapor. (Figura 2)



**Figura 2 Esquema del simple efecto**

La mayoría de los fabricantes ofrecen máquinas de simple efecto en el rango de aproximado 100 TR a 1500 TR, es decir, 350 kW hasta 5,2 MW. Estas se pueden alimentar con vapor a 135-205 kPa (2-3 bares absolutos), que corresponde a una temperatura de vapor de 110 a 120 °C. Alternativamente pueden ser alimentadas con agua caliente a 115-150 °C y una presión máxima de 9 bares. El coeficiente de rendimiento se sitúa en el rango de 0,6 a 0,7. El consumo de vapor de una máquina de simple efecto es aproximadamente 2,3 kg/h por kW. El flujo de agua caliente requerido está en el rango de 30 a 72 kg/h por kW dependiendo de la caída de temperatura permitida. En la actualidad se está apreciando una tendencia a la utilización de estos ciclos en aplicaciones de climatización a baja potencia entre 3 y 10 toneladas de refrigeración.

### 1.6.2 Distintos tipos de sistemas de refrigeración por absorción.

#### Sistema amoníaco - agua (NH<sub>3</sub> – H<sub>2</sub>O)

Este es el sistema de absorción tradicional (fig. 2), que utiliza agua como absorbente y amoníaco como refrigerante. Hasta hace pocos años, este sistema era virtualmente el

único usado. A pesar de que el amoníaco no es un elemento que afecta la capa de ozono, sí es cierto que tiene consecuencias directas sobre la salud del ser humano, y que pérdidas de este compuesto en el sistema pueden afectar al hombre mediante el contacto directo con él, o por la contaminación de los alimentos presentes en la cámara frigorífica. También se menciona la contaminación por ruido que pueden producir los elementos móviles de dicha instalación, lo cual ocurre durante un funcionamiento inadecuado de esos elementos. Es por ello que esta tecnología requiere de un control estricto en su explotación, y una alta calificación del personal técnico encargado de su correcto funcionamiento.

Los sistemas amoníaco-agua son muy usados en refrigeradores domésticos y en sistemas comerciales e industriales donde la temperatura en el evaporador se mantiene cerca o debajo de 0 °C. La combinación amoníaco-agua es excepcionalmente buena, satisface algunos de los criterios más importantes, pero tiene algunas fallas. El absorbente, agua tiene una gran afinidad por el vapor de amoníaco y los dos son mutuamente solubles en un rango muy amplio de condiciones de operación. Ambos fluidos son altamente estables y son compatibles con casi todos los materiales que se encuentran en los sistemas de refrigeración. Una excepción notable es con el cobre y sus aleaciones, los cuales no son compatibles con el amoníaco. El refrigerante amoníaco tiene un calor latente de valor alto, pero es ligeramente tóxico, lo cual limita su uso en aplicaciones de aire acondicionado, y las presiones de operación son relativamente altas. Probablemente la principal desventaja del sistema amoníaco agua es el hecho de que el absorbente (agua) es razonablemente volátil, de modo que el vapor refrigerante (amoníaco) al salir del generador por lo general contiene cantidades apreciables de vapor de agua, las cuales al pasar a través del condensador hacia el evaporador (Fig.3), se aumentará la temperatura del evaporador y reducirá el efecto refrigerante por tenerse refrigerante no vaporizado fuera del evaporador. Por esta razón, la eficiencia del sistema amoníaco-agua puede mejorarse usando un analizador y un rectificador cuya función es la de eliminar el vapor de agua a la salida del generador antes que llegue al condensador. Se utiliza una columna de destilación la cual está sujeta en la parte superior del generador. Como los vapores de amoníaco y agua viniendo del generador, suben pasando a través del analizador, éstos son

enfriados y el vapor del agua que tiene la temperatura de saturación mayor, se condensa y drena regresándose al generador, mientras que el vapor de amoníaco continúa subiendo y sale por la parte superior del analizador.

Después el vapor de amoníaco pasa por el rectificador o condensador de reflujo, donde el resto del vapor de agua y una cantidad pequeña de vapor de amoníaco, se condensan y drenan, regresándose a través del analizador en la forma de solución de reflujo débil, siendo esto último necesario para que el analizador funcione adecuadamente. El enfriamiento en el condensador de reflujo por lo general se efectúa con una parte del agua del condensador y está limitado a fin de controlar la cantidad de líquido de reflujo que pasa al analizador. (Figura 3)



**Figura 3. Absorción del amoníaco en una solución amoníaco - agua**

### **Sistema bromuro de litio – agua**

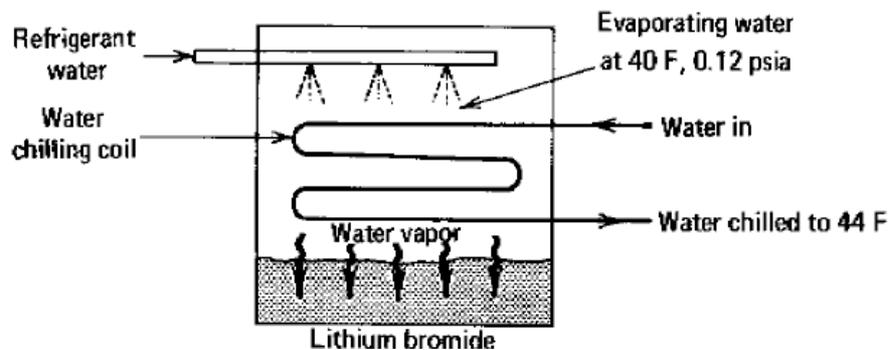
A este sistema se le aplica el mismo sistema tipo que el sistema agua – amoníaco. Las unidades de refrigeración de este tipo tienen capacidades que van desde las 3 ton, en sistemas de acondicionamiento del aire, hasta aproximadamente 700 ton. Como el refrigerante es agua, la temperatura del evaporador debe estar por encima de los 0°C, lo cual limita el uso del sistema al acondicionamiento de aire u otras aplicaciones de refrigeraciones a alta temperatura.

El bromuro de litio cuando no está en solución es una sal higroscópica y su salmuera tiene gran afinidad con el vapor de agua. Sin embargo, una desventaja de la combinación agua-bromuro de litio es que el absorbente no es completamente soluble en agua bajo todas las posibles condiciones que ocurren en el sistema y deben

tomarse precauciones especiales en el diseño y operación de estos sistemas para evitarlas.

Una de las principales ventajas del sistema, es que el absorbente no es volátil de tal manera que no se tiene mezcla del absorbente con el refrigerante (agua) al salir del generador, por lo tanto no es necesario tener ni analizador ni rectificador. Debido a que el agua es el refrigerante, las presiones de operación son muy bajas, pudiendo ser menores a la atmosférica.

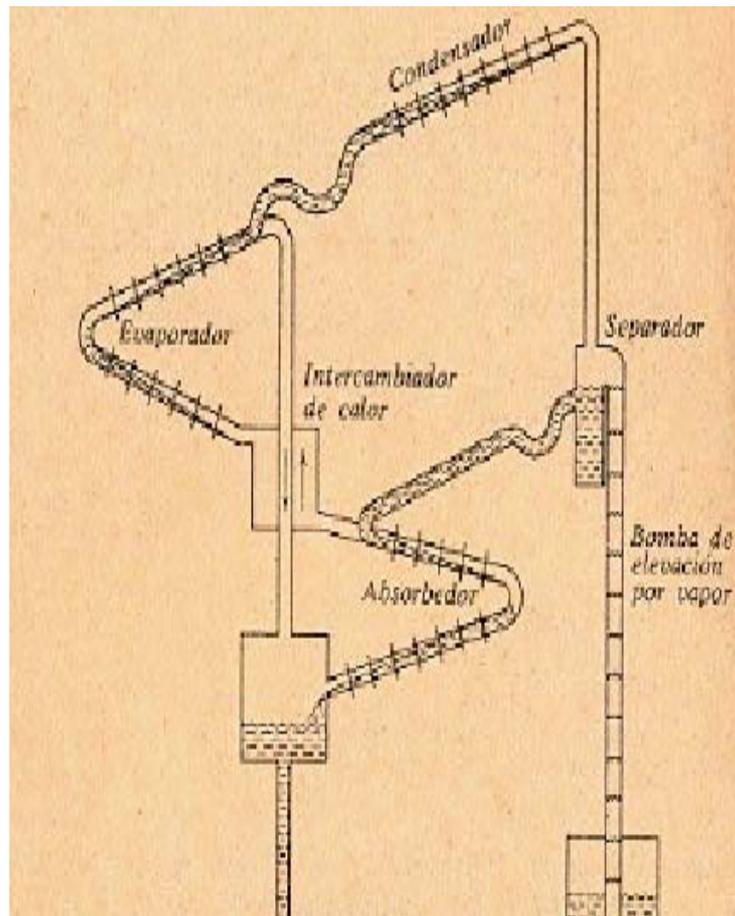
Ningún vapor de bromuro de litio sale del generador acompañando al vapor de agua. Esta es una diferencia respecto al sistema (agua – amoníaco) donde siempre algo de absorbente (el vapor de agua) acompaña al amoníaco. (Figura 4)



**Figura 4 Absorción del agua en una solución de agua – bromuro de litio**

### **Sistema Electrolux**

Es una versión del sistema de absorción lo que funciona sin bomba de líquido. La circulación se realiza en virtud de las diferencias de densidad de los fluidos, y la evaporación del refrigerante tiene lugar en presencia de un tercer componente del sistema. (Figura 5). El refrigerante es amoníaco y el absorbente agua.



**Figura 5. Sistema de absorción Electrolux,**

El generador recibe calor de una llama, por lo que desprende vapor de amoníaco, en vez de tratar conseguir la separación del líquido y del vapor en el generador, la salida del generador está proyectada para que el vapor procedente del generador arrastre una lluvia de burbujas líquidas hasta el separador. Desde el separador el vapor va al condensador y el líquido desagua en el absorbedor. El amoníaco líquido procedente del condensador cae al evaporador, donde recibe calor y se vaporiza, en el absorbedor la solución débil procedente del separador absorbe el vapor procedente del evaporador. La mezcla vuelve después al generador, y allí comienza de nuevo el ciclo.

Además está la presencia de hidrógeno en el absorbedor y evaporador que ejerce una presión parcial que, sumándose a la presión parcial del amoníaco, da como resultado una presión total que iguala a la presión del amoníaco y el agua en el condensador y el

generador. En este sistema la presencia de una tercera sustancia (hidrógeno) permite la circulación sin el uso de una bomba mecánica.

### **1.7 Sistemas de refrigeración alternativa propuesta.**

La refrigeración alternativa aparece como resultado del desarrollo tecnológico iniciado en el campo de la refrigeración en 1748. Su aplicación no se diferencia en lo absoluto de las aplicaciones ofertadas por las tecnologías de refrigeración convencionales, siendo sus usos más frecuentes en la congelación y conservación de alimentos, como el envasado de carnes, bebidas y confituras; el almacenamiento y la distribución de alimentos; el uso en procesos industriales, como la separación y condensación de gases, el secado de aire, la medicina, la fabricación de hielo, el aire acondicionado industrial en laboratorios, la mecánica de precisión y fábricas textiles; y el aire acondicionado para lograr una temperatura agradable en viviendas y locales públicos, almacenes, grandes edificios y transporte.

Existe una amplia gama de tecnologías de refrigeración alternativa, que como su nombre lo indica representan una alternativa a la refrigeración convencional, basada en el uso de los nocivos CFC (productos compuestos por cloro, flúor y carbono, de dañino efecto sobre la capa de ozono). Se puede mencionar como tecnologías de refrigeración alternativa a los sistemas de refrigeración por efecto Peltier y la refrigeración por absorción.

#### **1.7.1 Descripción del sistema propuesto.**

El sistema propuesto está destinado a la climatización de espacios y con una capacidad de refrigeración de 5 toneladas (Fig. 6).utiliza como fuente de energía primaria la combustión de la biomasa compactada, también utilizará la energía eléctrica para la bomba de circulación de la solución débil, el sistema de control del proceso y en los ventiladores de los intercambiadores.

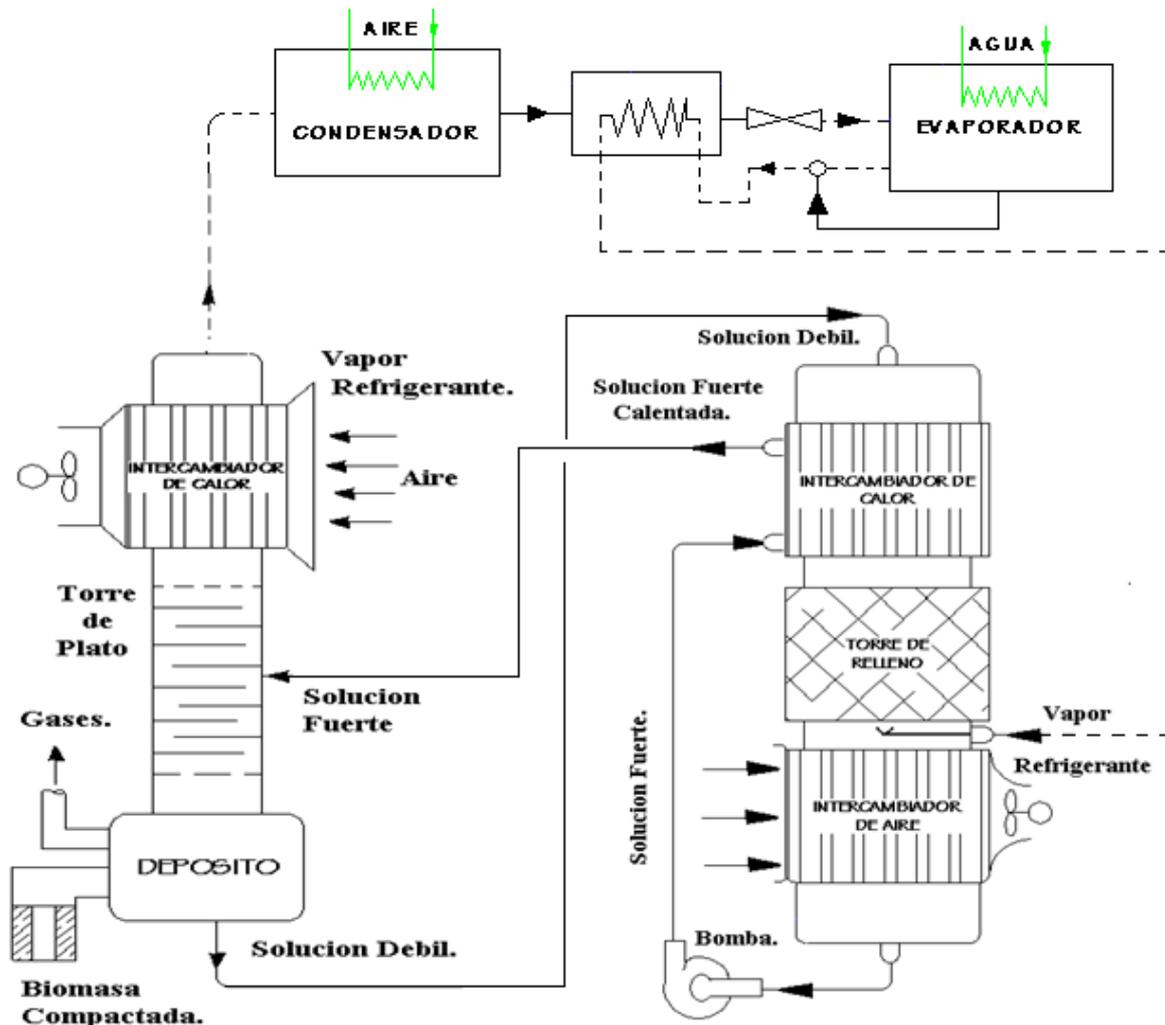
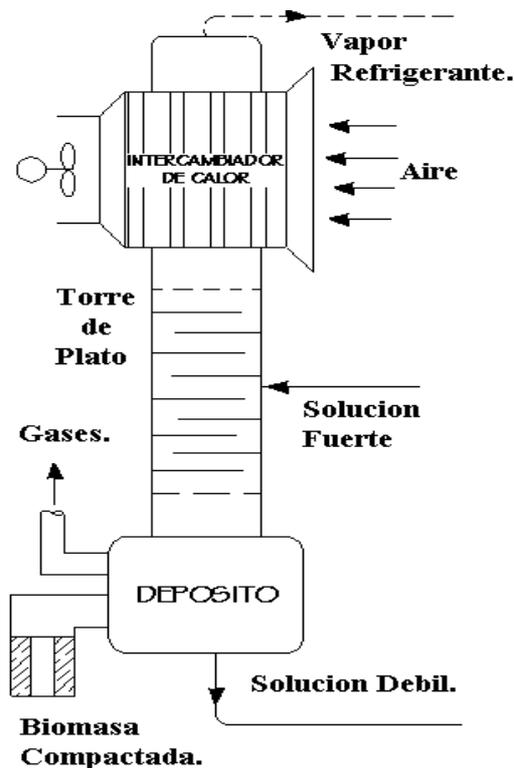


Figura 6. Esquema tipo propuesto.

A diferencia de otros esquemas este equipo ya no cuenta con el enfriamiento por agua ni con las costosas torres de enfriamiento, también se logra una integración en el generador y absorbedor, lo que lo hace más compacto respecto a otras propuestas, en la figura 6 se puede observar el esquema tipo propuesto.

El Generador consta de tres partes (Fig.7), la zona de alta temperatura que es donde se le entrega el calor a la solución por la biomasa; posteriormente los vapores desprendidos pasan a una segunda etapa que es una columna de fraccionamiento de platos, donde es eliminado el contenido de agua en un alto porcentaje, también en esta



**Figura 7 Generador**

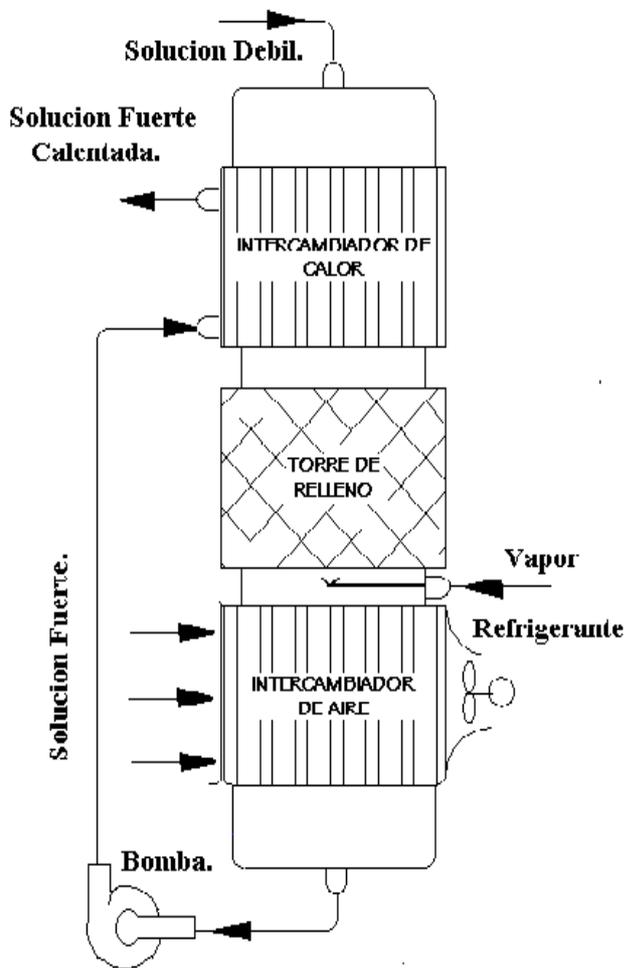
etapa la temperatura de la solución disminuye. Por último la solución rica en amoníaco pasa al rectificador donde es eliminada el agua en casi su totalidad, el rectificador no es más que un intercambiador de tubos aleteados enfriados con aire mediante un ventilador. El refrigerante que sale del Generador en forma de vapor y con una alta concentración aún posee un bajo porcentaje de humedad en forma de vapor y con una alta concentración aún posee un bajo porcentaje de humedad que está relacionada con la afinidad que posee el amoníaco con el agua.

La condensación del refrigerante se hace en dos etapa, por lo que el condensador que está previsto hará un enfriamiento previo con un

ventilador donde, el refrigerante no llega en su totalidad a licuarse, aún existe vapor y líquido, zona de mezcla. En la segunda etapa el refrigerante se convierte en líquido en su totalidad en el intercambiador que utiliza la temperatura de salida del refrigerante, por lo que se optimiza energía eléctrica en el proceso de condensación.

Al pasar el líquido refrigerante procedente del condensador por la válvula de expansión hace que la presión caiga y comience la vaporización del refrigerante y con ello la extracción de calor en el evaporador, para esta aplicación se utiliza un evaporador enfriador de líquido (Chilled - Water).

El absorbedor (Fig. 8) presenta tres partes fundamentales en su conjunto. En la parte superior posee el intercambiador de calor en el cual se realiza el intercambio de calor de las soluciones fuerte y la débil. En la parte central posee una columna de empaque con anillos cerámicos, este tipo de columna empacada permite una alta superficie de contacto, lo que es ideal en el mecanismo de absorción. En ella entran en contacto la



**Figura 8. Absorbedor.**

demás propuestas ya que en ellos hay otros agregados que mejoran y optimizan la calidad del sistema.

### 1.7.2 Funcionamiento del sistema propuesto.

El funcionamiento del sistema puede verse en la (Fig. 9), en ella se puede tener la idea de cómo va variando la presión y la temperatura en cada uno de los componentes.

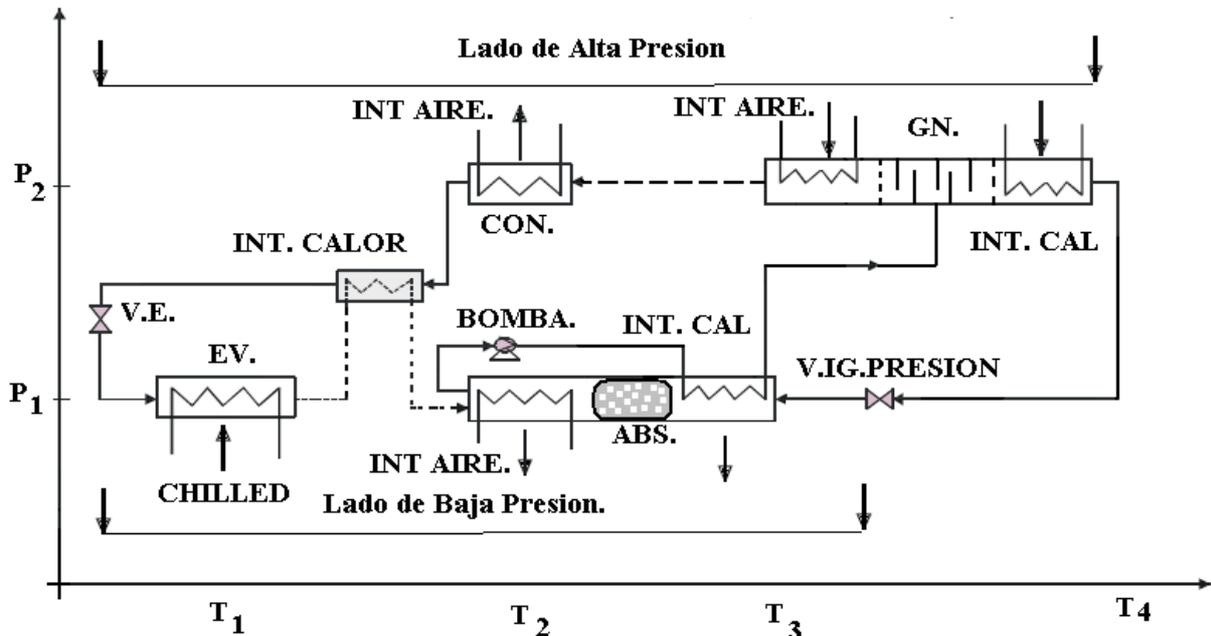
En el Generador que consta de tres partes, la mezcla refrigerante es calentada en la parte baja, los vapores desprendidos que contiene un pequeño porcentaje de agua pasan a la columna de fraccionamiento con platos donde el agua que contienen el vapor es eliminada en un buen porcentaje. El vapor salido de la torre entra en el

solución débil y el vapor refrigerante en contracorriente. La solución rica en amoníaco pasa finalmente por un intercambiador de calor donde se le disminuye su temperatura para una mejor estabilidad de la mezcla, que será enviada al generador a través de una bomba.

Como se puede constatar esta propuesta hace que el absorbedor se mas compacto y tecnológicamente permitirá el fácil mantenimiento a pesar que sea realizado por un personal especializado.

Esta propuesta, permite tener un equipo más compacto y con menos accesorios que otros sistemas propuestos. El tamaño del generador y absorbedor es más grande que las

rectificador donde es casi totalmente purificado, aunque siempre quedan restos de humedad en el vapor debido a la afinidad del amoníaco con el agua. En esta zona la presión del vapor es alta, el generador trabaja en la zona de alta presión.



**Figura 9. Esquema de Funcionamiento según la Presión y la Temperatura**

El vapor procedente del generador pasa al condensador el cual convertirá el vapor en líquido. El condensador hará un enfriamiento previo con un ventilador donde, el refrigerante no llega en su totalidad a licuarse, solamente una porción del refrigerante se convierte en líquido y la otra permanece en forma de vapor formando una mezcla, aún existe vapor y líquido, zona de mezcla. En la segunda etapa, el refrigerante se convierte en líquido en su totalidad, en el intercambiador que utiliza el vapor salido del evaporador a baja temperatura hace que en el intercambio todo el vapor que entró al condensador salga en estado líquido.

Una vez salido el líquido del condensador pasa por la válvula de expansión, en ella la presión cae y el líquido a alta presión comienza a vaporizarse. Ya en el evaporador el refrigerante se vaporiza en su totalidad en la medida que extrae calor del medio a enfriar, que en este caso se enfriará agua (Chilled - Water).

Como la temperatura del refrigerante es baja a la salida del evaporador se utiliza para optimizar en el condensado del líquido a través de un intercambiador de calor ya mencionado, como resultado del intercambio la temperatura del refrigerante aumenta.

El vapor refrigerante salido del intercambiador pasa al absorbedor donde es mezclado en corrientes contrarias con la solución débil en la torre empacada. En la parte superior del absorbedor hay un intercambiador de calor donde la solución débil baja su temperatura para facilitar y eleva la de la solución fuerte que va al generador. La solución débil salida del intercambiador es rociada sobre la torre de empaque de forma distribuida para hacer un buen mojado de la superficie de mezclado y mejorar la absorción del vapor refrigerante con la solución débil. Al entrar en contacto el vapor y el líquido en los espacios de los empaques hace que ellos absorban calor y la solución absorba el vapor y descienda la solución enriquecida en refrigerante (Amoniaco). Saliendo del empaque pasa por un intercambiador que utiliza como medio de enfriamiento el aire en tubos aleteados, en este paso se le extrae calor a la solución para que sea más estable.

La solución enriquecida es trasegada por una bomba que envía la mezcla por el intercambiador, de ahí sale con la temperatura aumentada para el generador, donde ingresa en la columna de fraccionamiento en un punto previamente calculado.

### **1.8 Proceso de Absorción y Absorbedores.**

El Absorbedor es de todos los componentes de los sistemas de refrigeración por absorción el más característico y determinante. También es el que presenta mayores problemas y complejidad en su diseño principalmente debido a que se ha investigado relativamente poco en el fenómeno de la absorción. Lo que se busca en el diseño de un absorbedor es la obtención de una gran superficie de intercambio sobre el cual se distribuirá el absorbente (formación de una película) para facilitar y acelerar la absorción del refrigerante (que entrará en estado vapor). La forma en que se lleve a cabo esa distribución será la que determine los diferentes modelos de absorbedores.

Un buen rendimiento del absorbedor es absolutamente determinante en el rendimiento de todo el ciclo de absorción por lo que es necesario ser exigente en su diseño.

Los principales requisitos a satisfacer son:

- La concentración de la solución pobre, la que entra en el absorbedor, ha de ser suficientemente baja, y el aumento de la concentración a lo largo de éste debe ser considerable, de esta forma, cuanto mayor es el gradiente de concentración entre la entrada y la salida mayor es la capacidad de todo el sistema.
- Debe existir un sistema eficaz de refrigeración del absorbedor, para recoger el calor generado en el proceso y asegurar una temperatura de funcionamiento suficientemente baja como para garantizar un buen rendimiento en el proceso. Además de esto asegura una presión baja en el absorbedor, lo que mantiene el efecto de succión del vapor de refrigerante
- Se requiere minimizar el volumen preciso por medio de una elevada relación superficie de intercambio/volumen requerido (elementos compactos). Esto garantiza una gran superficie en la interface para una mayor transferencia no sólo de masa, sino también de calor.

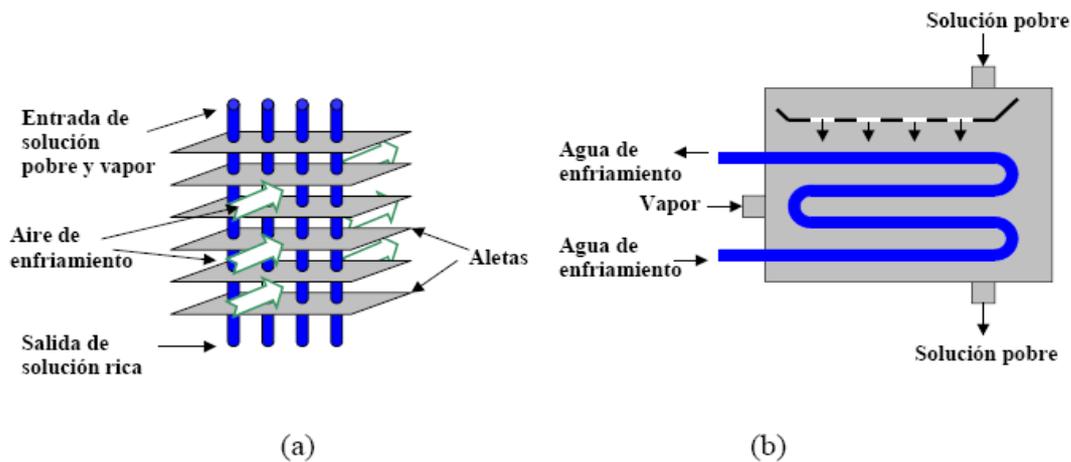
### **1.8.1 Clasificación de los Absorbedores.**

Los absorbedores se clasifican atendiendo a la trayectoria continua o discontinua de las fases líquida y vapor; así, se pueden encontrar absorbedores con fase líquida y vapores continuos, con fase vapor continuo y de líquido discontinua, y por último aquellos en que la fase de vapor es discontinua y la fase líquida continua (Valles, 2000).

#### Absorbedores con fases de vapor y líquido continuas.

En este tipo de absorbedores, la fase líquida está formada por una película descendente en contacto con la fase de vapor; las configuraciones disponibles pueden ser tanto de tubos verticales como horizontales, lo que puede apreciarse en la figura 10 (a y b), respectivamente. La configuración de tubos horizontales es la más utilizada comercialmente en las enfriadoras de agua de  $\text{KbO-LiBr}$ . En este caso, el enfriamiento

de la solución se realiza mediante agua de torre de enfriamiento que circula por el interior de los tubos horizontales. La configuración de tubos verticales es más versátil, ya que puede usarse agua de enfriamiento o aire para la disipación del calor generado. En la configuración de película descendente se obtienen altos coeficientes de transferencia de calor y baja pérdida de carga, pero su buen funcionamiento depende significativamente de la existencia de una buena distribución de solución.

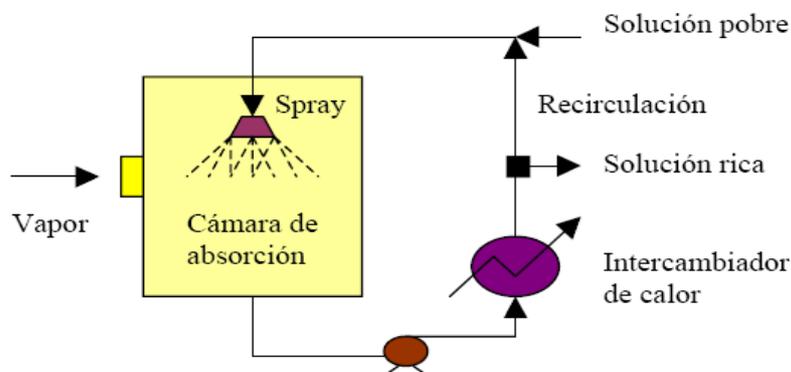


**Figura 10 Absorbedor de película descendente en configuración de (a) tubos verticales, y (b) de tubos horizontales.**

#### Absorbedores con fase vapor continua y de líquido discontinua.

El proceso de absorción del vapor por la solución y la disipación de calor se realizan en este tipo de configuración de forma separada, tal como se muestra en la figura 11. La solución primero se pone en contacto con la fase vapor. Para ello se atomiza la corriente líquida mediante la utilización de aspersores en una cámara adiabática en donde se ha introducido la corriente de vapor. Una vez realizada la absorción, la corriente de la solución concentrada en refrigerante pasa por el intercambiador de calor donde se disipa el calor de absorción. A continuación, una parte de la solución enfriada se recicla al absorbedor y el resto se dirige al generador. Esta recirculación tiene el objetivo de aumentar la absorción.

Como resultado del proceso de absorción adiabático, la solución se calienta y el proceso de absorción se detiene cuando la presión de saturación más la presión capilar de la gota alcanzan la presión de la cámara. La tensión superficial de las gotas formadas provoca una presión de capilaridad que es inversamente proporcional al diámetro de las gotas (Valles, 2000). Para conseguir que la fase vapor del refrigerante sea absorbida, es necesario superar la presión capilar y penetrar la gota, para ello la presión del absorbedor debe superar la suma de la presión de saturación de la solución y la presión capilar de la gota. En consecuencia hay un diámetro óptimo para el cual se produce la máxima absorción.



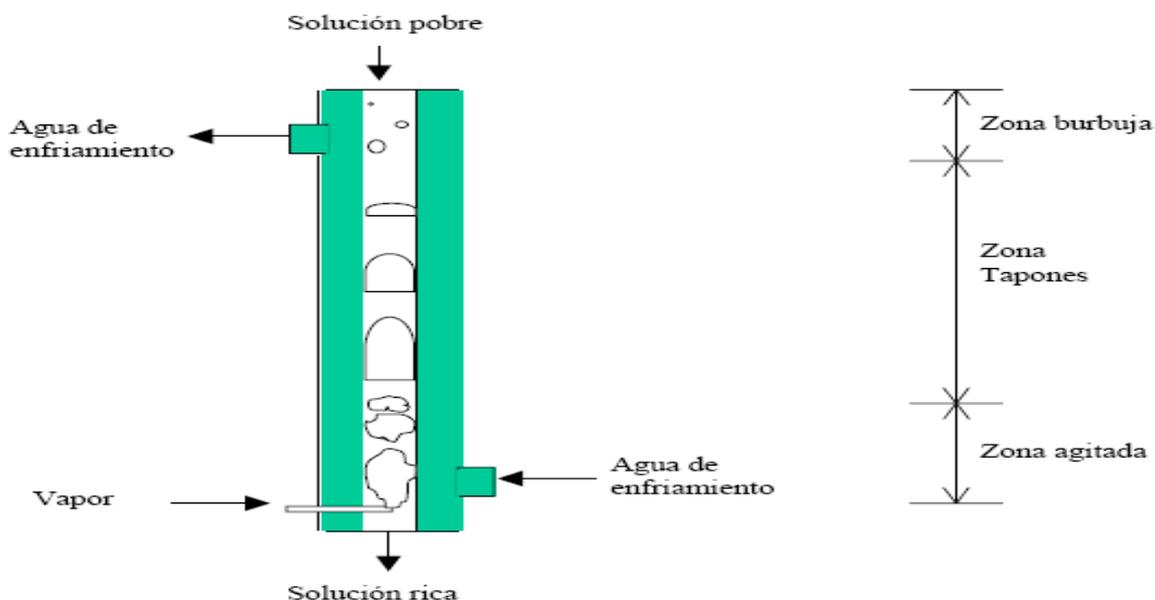
**Figura 11 Absorbedor de spray o aspersion adiabático.  
(fase líquida discontinua y vapor continuo)**

#### Absorbedores con fase vapor discontinuo y líquido continuo.

Este tipo de configuración se denomina absorbedor de burbuja. Estos absorbedores son de tipo inundados, esto significa que la solución pobre en refrigerante llena el interior del canal central (ver figura 12) mientras que el vapor es inyectado en forma de burbujas. La disipación de calor se hace por medio de agua de enfriamiento que circula por la parte externa del dispositivo. Para aumentar la capacidad del absorbedor se suelen disponer varios canales en paralelo con distribuidores de solución y de vapor en la parte inferior y el colector de recogida de la solución concentrada en la parte superior.

El flujo bifásico que circula por el interior del absorbedor adopta, tal como se muestra en la figura 12, diferentes tipos de regímenes: agitado, tapones y de burbuja. (Infante Ferreira, 1985).

- ✓ El *flujo agitado* se caracteriza por una forma indefinida de la fase vapor ocasionada por el efecto de entrada de la solución y vapor.
- ✓ En el *flujo tapón*, la fase gaseosa sube en forma de balas, de gran tamaño en comparación al diámetro de tubo, separadas por líquido (Infante Ferreira, 1985). Este régimen es el predominante a lo largo del absorbedor.
- ✓ El *flujo de burbuja* es caracterizado por pequeñas burbujas separadas unas con otras, rodeadas de grandes cantidades de líquido.



**Figura 12 Absorbedor de burbuja fase líquida continua y vapor discontinua.**

### Absorbedores de Burbuja con Amoníaco - Agua

En este apartado se presenta la revisión bibliográfica realizada acerca de los estudios teóricos y experimentales en absorbedores de burbuja que más se relacionan con el tema de esta tesis, utilizando el fluido de trabajo  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , que como se vio en el apartado anterior tienen mayores ventajas si se compara con los de película descendente.

En relación con estudios experimentales, se han encontrado investigaciones sobre absorbedores de burbuja utilizando en su mayoría tubos verticales, pero la mayor parte de los investigadores se dedican a variar parámetros en un amplio rango de trabajo, ya sea en condiciones de subenfriamiento o saturación de la solución con el objetivo de calcular los coeficientes de transferencia de masa y calor.

En relación con los trabajos teóricos, se han publicado pocos estudios, tal vez, por la escasa información de parámetros como son los coeficientes de transferencia de calor y masa, y el área de transferencia de masa para la mezcla  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , vitales para simular su comportamiento.

#### Ventajas y desventajas entre absorbedores de burbuja y película descendente.

La configuración de película descendente provee relativamente altos coeficientes de transferencia de calor durante el proceso de la absorción, sin embargo, esta configuración es muy sensible al mojado de la pared del absorbedor y por lo tanto requiere un excelente distribuidor. Además, el mezclado entre el vapor y el líquido es relativamente bajo y no pueden utilizarse en lugares inestables, ya que se deformaría la película.

Los absorbedores tipo burbuja no solo tienen altos coeficientes de transferencia de calor sino que también presentan muy buen mojado y mezclado entre el vapor y el líquido, (Kang et al., 2000). Este tipo de absorbedor necesita un distribuidor adicional para el vapor, que a diferencia del distribuidor de película descendente es mucho más simple.

La configuración de burbuja es recomendada para sistemas de refrigeración por absorción de amoníaco-agua, debido al excelente mojado de la solución-pared, mientras que en el modo película descendente es crítico (Christensen y otros, 1996). En la tabla 2 se recogen de forma general las ventajas y desventajas de estas dos configuraciones.

**Tabla 2 Ventajas y Desventajas de Película y Burbuja**

Parámetro	Película	Burbuja
-----------	----------	---------

Configuración	Tubos verticales Tubos horizontales	Intercambiador de calor de placas empacado
Área interfacial	Pequeña	Grande
Área de transferencia de calor	= Área interfacial	Más pequeña que el área interfacial
Mezclado	Pobre*	Excelente
Mojado	Crítico*	Excelente
Distribuidor líquido	Sí	No
Distribuidor vapor	No	Sí
Transferencia de calor y masa	Líquido y vapor	Líquido y vapor
Pérdida de carga	No	Sí
Compactación	Bueno	Excelente

\* Depende de la eficiencia del distribuidor, del estado de la superficie y de las condiciones de trabajo.

#### Propiedades que deben satisfacer los fluidos de trabajo.

1. La presión de trabajo de la mezcla y por tanto del refrigerante, deben ser bajas. Por una parte, ello reduce el costo de los componentes y por otra, hace posible la bomba de calor de doble etapa, que permite alcanzar COPs más elevados. Sin embargo presiones de trabajo menos que la atmosférica significan posibles problemas de entrada de aire en el circuito de la máquina y la necesidad de utilizar juntas especiales. Asimismo, es también que la diferencia de presiones entre la parte de alta presión y baja presión de la máquina no sea excesivamente elevada, para reducir la potencia consumida por la bomba.
2. La entalpía de vaporización del refrigerante debe ser elevada ya que entonces el factor de circulación es pequeño y ello disminuye las irreversibilidades de la máquina.
3. La mezcla refrigerante-absorbente debe comportarse como una mezcla con desviación negativa respecto a la ley de Raoult, ya que ello permite obtener mezclas con elevadas fracciones másicas de refrigerante, en las que el coeficiente de actividad del refrigerante varíe de forma moderada con la temperatura. Ello permite obtener una

diferencia de concentración importante entre las soluciones ricas y pobres y optimizar el COP de la máquina.

4. La solubilidad del refrigerante en el absorbente debe ser lo más elevada posible. Ello evita que tengan que circular grandes caudales de solución, lo que ocasionaría grandes pérdidas de calor y requeriría equipos de grandes dimensiones y de mayor costo.

5. La temperatura de ebullición del absorbente debe ser muy superior a la del refrigerante para que no sea necesaria la rectificación del vapor generado.

6. El punto de congelación de la solución para cualquiera de las concentraciones que aparecen en el ciclo tienen que ser más bajo que cualquier temperatura del proceso. Además, el punto de congelación del refrigerante deberá ser menor que la temperatura del evaporador, esto permitirá el empleo de evaporadores en el que el foco frío sea al aire.

7. El calor específico de la mezcla debe ser pequeño ya que ello reduce el calor a aportar en el generador o a extraer en el absorbedor y en definitiva disminuyendo las irreversibilidades, y aumentado por tanto el COP. Además de esta manera disminuyen las irreversibilidades en la transferencia de calor del intercambiador intermedio.

### **1.9 Torres empacadas (o de relleno)**

Las torres empacadas, o torres de relleno, son utilizadas para el contacto continuo del líquido y del gas tanto en el flujo a contracorriente como a corriente paralela, son columnas verticales que se han llenado con empaque o con dispositivos de superficie grande. El líquido se distribuye sobre éstos y escurre hacia abajo, a través del lecho empacado, de tal forma que expone una gran superficie al contacto con el gas. La Figura 13 muestra un ejemplo de una torre de relleno. La entrada del líquido, que puede ser disolvente puro o una disolución diluida del soluto en el disolvente, recibe el nombre de líquido agotado. Se distribuye sobre la parte superior del relleno mediante un distribuidor y, en la operación ideal, moja uniformemente la superficie del relleno. El gas que contiene el soluto, o gas rico, entra en el espacio de distribución situado debajo del relleno y asciende a través de los intersticios del relleno en contracorriente con el flujo de líquidos. El relleno proporciona una gran área de contacto entre el líquido y el gas, que favorece un íntimo contacto entre las fases. El soluto contenido en el gas

rico es absorbido por el líquido fresco que entra en la torre, y el gas diluido o agotado abandona la torre. El líquido se enriquece en soluto a medida que desciende por la torre y el líquido concentrado sale por el fondo de la torre.

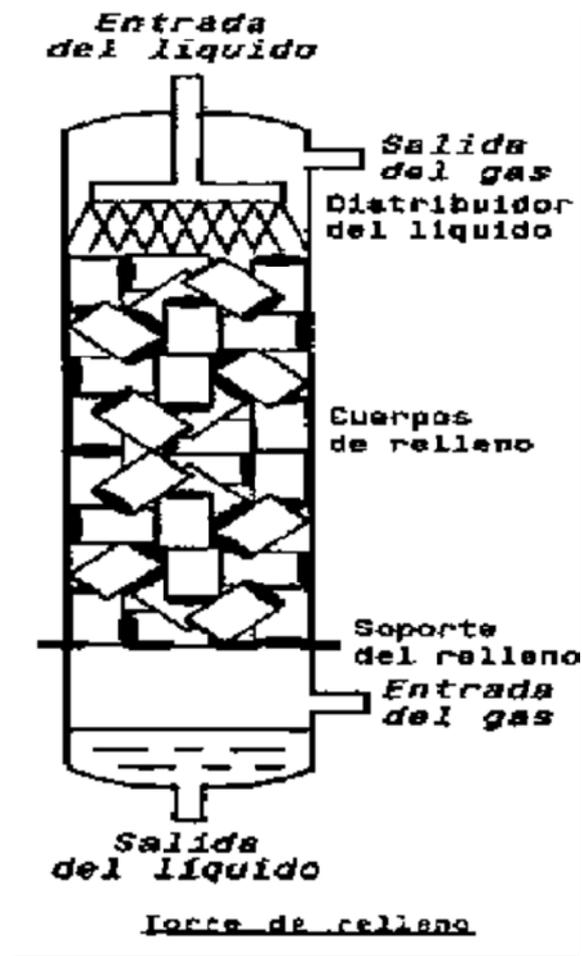


Figura 13 Torre Empacada.

### 1.9.1 Empaque

El empaque (llamado relleno en España) de la torre debe ofrecer las siguientes características: 1. Proporcionar una superficie interfacial grande entre el líquido y el gas. La superficie del empaque por unidad de volumen de espacio empacado debe ser grande, pero no en el sentido microscópico.

2. Poseer las características deseables del flujo de fluidos. Esto generalmente significa que el volumen fraccionario vacío, o fracción de espacio vacío, en el lecho empacado debe ser grande. El empaque debe permitir el paso de grandes volúmenes de fluido a través de pequeñas secciones transversales de la torre, sin recargo o inundación; debe ser baja la caída de presión del gas.
3. Ser químicamente inerte con respecto a los fluidos que se están procesando.
4. Ser estructuralmente fuerte para permitir el fácil manejo y la instalación.
5. Tener bajo costo.

Los empaques son principalmente de dos tipos, aleatorios y regulares.

### **1.9.2 Ventajas y desventajas de las Torres de Empaques.**

#### Ventajas de las torres de absorción con relleno

Las ventajas principales de las columnas con relleno son la sencillez de su estructura y la pequeña resistencia hidráulica. Las insuficiencias están dadas por su dificultad para evacuar el calor e insuficiente mojabilidad del relleno cuando la densidad del rociado es baja. La extracción del calor y el mejoramiento de la mojabilidad en estos aparatos se logran mediante la recirculación del absorbente, por lo que resulta más cara y más complicada la instalación de absorción. Para realizar un mismo proceso se necesitan, por lo común, columnas de relleno con volumen mayor que para las columnas de borboteo. Las insuficiencias mostradas se revierten cuando hablamos de pequeños equipos en comparación con el uso industrial.

#### Desventajas de las torres de absorción con relleno.

Algunas desventajas de las torres de absorción con relleno son:

- Puede resultar caro para gases no solubles en agua.
- El contaminante no es destruido, sino que sólo cambia de fase. Este inconveniente puede llegar a convertirse en una ventaja si el contaminante es un compuesto químico valioso y puede ser recuperado y posteriormente vendido o reutilizado.
- Altos costos de mantenimiento.

### 1.10 Estudios experimentales

Ferreira et al. (1984), desarrollaron un modelo matemático para calcular el coeficiente de transferencia de masa en función principalmente de los números adimensionales de Reynolds y Schmidt a partir de sus datos experimentales obtenidos en un absorbedor de tubo vertical en condiciones de operación típicas de los sistemas de refrigeración por absorción.

Merril et al. (1993), realizaron un estudio de absorbedores tubulares para condiciones de un ciclo de absorción GAX, aplicando diferentes técnicas de intensificación en los procesos de calor y masa tanto en el fluido de enfriamiento como en la solución. En sus conclusiones, los autores comentaron que la resistencia a la transferencia de calor se encuentra en la corriente de enfriamiento, además el uso de las técnicas de intensificación hace que aumente en gran medida la eficiencia del absorbedor. En 1995 estos autores publican otro trabajo en el que realizan una serie de análisis de absorbedores tubulares utilizando diferentes configuraciones y técnicas de intensificación como el uso de corrugaciones, canales en espiral y espaciadores internos. Los autores concluyen que la aplicación de estas técnicas aumenta la resistencia a la transferencia de calor en la solución ocasionado por el alto grado de subenfriamiento de la solución.

Kang et al. (2002) publicaron dos artículos sobre el efecto del tamaño de la burbuja en el absorbedor. En el primero de estos trabajos (Kang et al., 2002a) realizaron un estudio visual del comportamiento de las burbujas e investigaron su efecto en la eficiencia de la absorción utilizando un contenedor e inyectando el vapor por la parte inferior. En sus conclusiones comentaron que el diámetro inicial de la burbuja aumenta con la concentración de la solución. El efecto del potencial de absorción en el tamaño de la burbuja inicial es más importante que el de la tensión superficial. Por último, los autores establecieron una correlación para determinar el tamaño de la burbuja basándose en números adimensionales, comentando que las correlaciones propuestas por Akita y Yoshida (1974) y Bhavaraju et al. (1978) están sobrestimadas. En el segundo artículo (Kang et al., 2002b) utilizando el mismo equipo, los autores proponen correlaciones de coeficientes de transferencia de masa en la zona de incremento y disminución del tamaño de la burbuja.

Issa et al. (2002) realizaron un estudio para estimar la transferencia de masa durante la absorción del vapor en la solución utilizando una ecuación de estado de gases ideales para una caída de presión de 380 a 50 kPa. Los autores concluyeron que el incremento de la concentración de la solución de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , provoca que disminuya el flujo de absorción. Por último comenta que la absorción es nula cuando la solución alcanza una concentración de 60%.

Lee et al. (2002) realizaron un análisis experimental de un absorbedor de burbuja con un intercambiador de placas lisas utilizando  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ; Estos autores encontraron que el incremento del caudal de solución afecta muy poco a la transferencia de masa, pero mejora la transferencia de calor. En cambio, al aumentar el caudal de vapor en el absorbedor, la transferencia de masa y de calor mejoran debido a la formación de burbujas de vapor grandes (régimen de tapones). Finalmente obtienen dos correlaciones para el cálculo de los números de Nusselt y de Sherwood. Al año siguiente Lee et al. (2003) publican los resultados de una caracterización de un absorbedor de burbujas cilíndrico con diferentes geometrías, concluyendo que el incremento de los caudales de solución y vapor de amoníaco afectan positivamente a la transferencia de calor. Sin embargo, el aumento de la temperatura y la concentración de la solución, el diámetro y la longitud del absorbedor, lo afectan negativamente. Cuando el caudal de vapor es incrementado, la concentración, la temperatura y la relación vapor-líquido de la solución aumentan también. Por último comentan que la zona de mezclado es un factor clave para mejorar la transferencia de calor (inyección de vapor).

Kim et al. (2006a) estudiaron el efecto de la absorción de las burbujas en la solución agregando nanopartículas de diferentes materiales (Cu, CuO y  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ). Los parámetros claves para su estudio fueron la concentración de la solución, y el tipo y concentración de la nanopartícula. El cobre (Cu) fue el material que presentó la máxima relación del flujo absorbido (vapor absorbido con nanopartículas / vapor absorbido sin nanopartículas) con un valor de 3.21. Esta mejora puede ser explicada por el rozamiento que se produce entre las partículas. También en ese mismo año, Kim et al. (2006b) estudiaron el efecto de la absorción de burbujas con tres tipos de surfactantes: 2-etil-1 hexanol, n-octanol y 1-octanol. En sus resultados muestran que la adición de

surfactantes aumenta significativamente la absorción. La máxima relación de absorción (flujo absorbido con surfactante / flujo absorbido sin surfactante) efectiva encontrada fue de 4,81 con 4-etil-1-hexanol suministrándole una cantidad de 700 ppm y una concentración de 18,7% de amoníaco. Además estos autores proponen en su trabajo una correlación de la relación de absorción efectiva en función de la concentración de los surfactantes.

**1.11 Conclusiones Parciales**

1. La refrigeración por absorción permite el uso de refrigerantes no agresivos al medio ambiente.
2. Las plantas de refrigeración por absorción generan poco ruido, lo cual permite ahorrar en aislamiento acústico.
3. La refrigeración por absorción permite el ahorro de combustibles fósiles y reduce el impacto medio ambiental que su uso lleva aparejado.
4. Se ha tomado el uso de la fuente de energía renovable limpia y se han comenzado a establecer los primeros pasos en calidad de sustitución de los combustibles fósiles.
5. Se ha incentivado el uso de la refrigeración por absorción con residuales térmicos, combustibles menos contaminantes y con fuentes de energía renovable.
6. A pesar de los estudios realizados por un gran número de investigadores hay aún insuficientes datos para un mejor estudio de los absorbedores utilizados para las máquinas de Absorción.

# Capítulo 2

## **CAPÍTULO 2 METODOLOGÍA DE CÁLCULO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.**

### **Introducción.**

En el presente capítulo se describe una metodología de cálculo para determinar los parámetros de funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción propuesto, también se propone la metodología para el cálculo y dimensionado del Absorbedor.

Como se conocen las características del sistema propuesto, su funcionamiento y la referencia de las presiones y temperaturas de altas y bajas es posible determinar las propiedades de la mezcla, del refrigerante y los flujos de cada uno de ellos partiendo de la necesidad de frío.

Es una herramienta indispensable el uso del diagrama de las propiedades para el Agua – Amoníaco, el diagrama informa las temperaturas(T), entalpías(h), presión(P) y concentración de la mezcla(x) en cada uno de los puntos.

Conocido cada uno de los puntos y flujos y las energías disipadas en cada uno de los dispositivos y fundamentalmente en el Absorbedor que es en el que se basa la metodología para el cálculo de diseño de un absorbedor integrado con intercambiador de tubo y coraza, intercambiador de tubos aleteados y una torre de empaque de anillos Rasch. Todo este procedimiento se basa en las teorías sobre la transferencia de calor y masa.

### **2.2 Balances de materia y energía.**

Para argumentar en el diseño, es necesario hacer balances de materia y energía en cada uno de los componentes del ciclo que se indica en la figura 14. El caudal másico y la entalpía de cada una de las corrientes están representados por las variables m y h respectivamente. Los números que aparecen en la figura 15 corresponde a los estados de las corrientes según el esquema el diagrama de las propiedades Agua – Amoníaco del anexo.

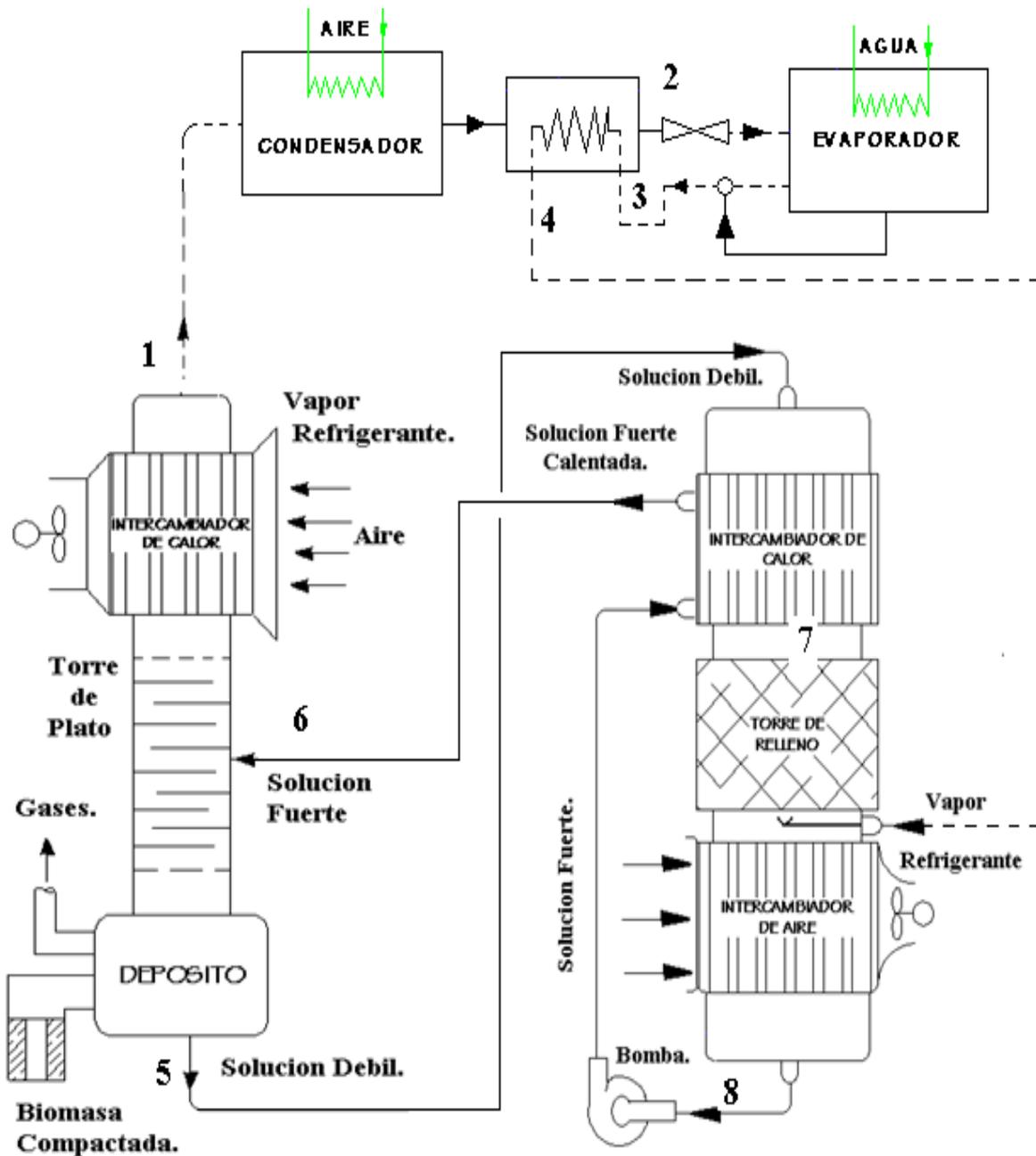


Figura 14 Diagrama esquemático de un ciclo simple de absorción con Amoníaco - Agua.

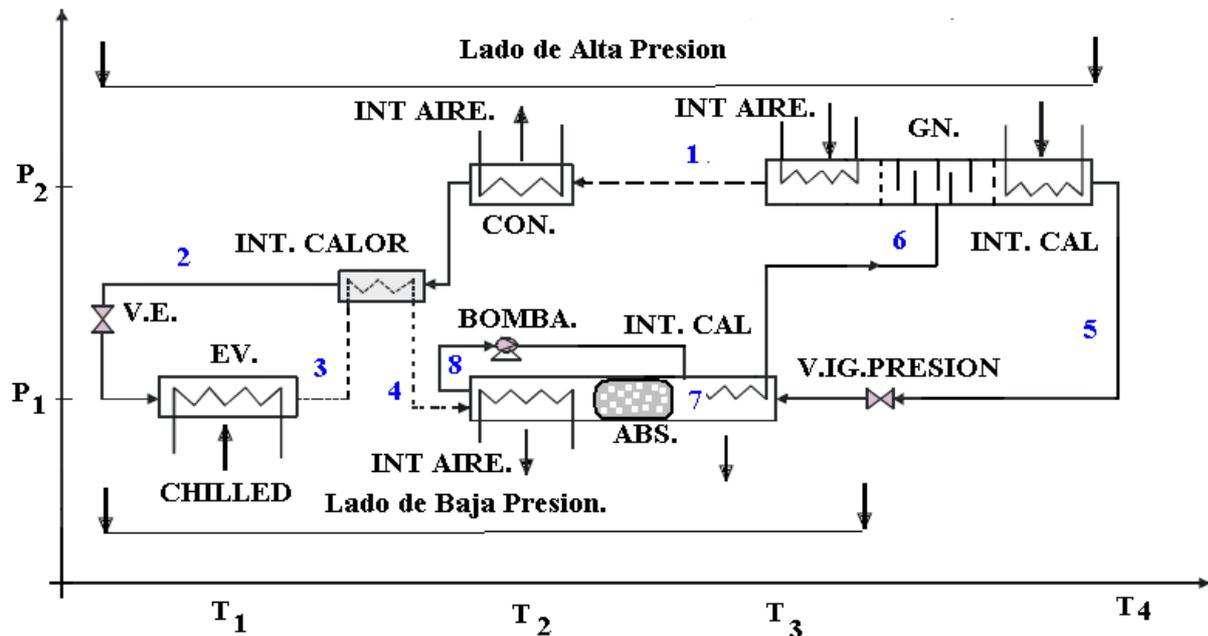


Figura 15 Esquema de funcionamiento según la Presión y la Temperatura.

### 2.2.1 Líquido de purga.

El líquido de purga es la cantidad de líquido que no se evapora en el evaporador, este líquido en su mayoría es agua con un bajo contenido de amoníaco. El líquido de purga obtenido es referido por (kg) de refrigerante que entra al evaporador.

$$W_{pl} = \frac{X_{2L} - X_{3V}}{X_{3L} - X_{3V}} \quad (2.1)$$

Donde:

$X_{2L}$  = la concentración del líquido en el punto 2

$X_{3L}$  = la concentración del líquido en el punto 3

$X_{3V}$  = la concentración del vapor en el punto 3

### 2.2.2 Caudal en masa para cinco toneladas de refrigeración.

El caudal en masa por tonelada de refrigeración en el evaporador se determina por la cantidad de energía a disipar entre la diferencia de entalpías de los puntos 2 y 3 fig. 15. El caudal es el mismo para los puntos 1, 2, 3 por el principio de conservación de la masa, donde la masa que sale es igual a la que entra.

$$m_1 = m_2 = m_3 = \frac{\text{Ton} * 50,4 \text{ Cal} / \text{min}}{h_3 - h_2} \quad (2.2)$$

Donde:

$m_1$  = el caudal en el punto 1 en kg/s

$m_2$  = el caudal en el punto 2 en kg/s

$m_3$  = el caudal en el punto 3 en kg/s

$h_3$  = la entalpía en el punto 3 en kJ/kg

$h_2$  = la entalpía en el punto 2 en kJ/kg

### 2.2.3 Balance de masa y energía en el absorbedor.

Aquí se pone en contacto la fase vapor del evaporador con la solución procedente del generador, con el fin de agregar el refrigerante a dicha solución. A su salida se obtiene una solución concentrada en refrigerante, la cual es de nuevo impulsada hacia el generador por medio de una pequeña bomba. Como el proceso de absorción es exotérmico, la energía liberada debe ser transferida a una corriente externa para facilitar dicho proceso de absorción. Realizando un balance de masa en el absorbedor según las concentraciones, entradas y salidas se obtiene:

$$m_7 + m_4 = m_8 \quad (2.3)$$

$$m_4 x_4 + m_7 x_7 = m_8 x_8 \quad (2.4)$$

Se sustituye la ecuación 2.3 en la ecuación 2.4 para encontrar  $m_8$

$$\begin{aligned}
 m_7 + m_4 &= m_8 \rightarrow m_7 = m_8 - m_4 \\
 m_4 x_4 + (m_8 - m_4) x_7 &= m_8 x_8 \rightarrow m_4 x_4 + m_8 x_7 - m_4 x_7 = m_8 x_8 \\
 m_4 x_4 - m_4 x_7 &= m_8 x_8 - m_8 x_7 \rightarrow m_4 x_4 - m_4 x_7 = m_8 (x_7 - x_8) \quad (2.5) \\
 m_8 &= \frac{m_4 x_4 - m_4 x_7}{(x_7 - x_8)}
 \end{aligned}$$

Donde:

$m_7$  = el caudal en el punto 7 en kg/s

$m_8$  = el caudal en el punto 8 en kg/s

$m_4$  = el caudal en el punto 4 en kg/s

- **Calor que aporta el intercambiador: Solución Débil**

$$Q_{ISD} = m_5 (h_{5L} - h_{7L}) \quad (2.6)$$

como  $Q_{ISD} = Q_{ISF}$

$$Q_{ISF} = m_8 (h_{6LSF} - h_{8L}) \quad (2.7)$$

Se sustituye ecuación en ecuación y se obtiene la ecuación

$$h_{6LSF} = \frac{Q_{ISD} + Q_{ISF}}{m_8} \quad (2.8)$$

Donde:

$h_{6LSF}$  = la entalpía de la solución fuerte en el punto 6 en kJ/kg

$Q_{ISD}$  = el calor de la solución débil en kW

$Q_{ISF}$  = el calor de la solución fuerte en kW

$h_{8L}$  = la entalpía del líquido en el punto 8 en kJ/kg

$h_{7L}$  = la entalpía del líquido en el punto 7 en kJ/kg

$h_{5L}$  = la entalpía del líquido en el punto 5 en kJ/kg

$m_5$  = el caudal en el punto 5 en kg/s

$m_8$  = el caudal en el punto 8 en kg/s

- **Calor añadido o cedido en cada uno de los aparatos**

- **Calor añadido en el generador:**

$$Q_{gen} = Q_{sal} - Q_{ent} \quad (2.9)$$

Donde:

$Q_{gen}$  = el calor cedido en el generador en kW

$Q_{sal}$  = el calor que sale del generador en kW

$Q_{ent}$  = el calor que entra al generador en kW

- **Calor cedido en el absorbedor:**

$$Q_{abs} = Q_{ent} - Q_{sal} \quad (2.10)$$

Donde:

$Q_{abs}$  = el calor cedido en el absorbedor en kW

$Q_{sal}$  = el calor que sale del absorbedor en kW

$Q_{ent}$  = el calor que entra al absorbedor en kW

- **Optimizador del Condensador**

Este elemento tiene la responsabilidad de bajar la temperatura del refrigerante vaporizado precedente del generador al pasar por él, con el objetivo de cambiar de fase el refrigerante de vapor a líquido saturado. El enfriamiento del refrigerante se logra por la circulación de agua o aire por el interior del mismo condensador.

$$Q_{cond} = m_1 (h_{1V} - h_{2L}) \quad (2.11)$$

Donde:

$m_1$  = el caudal del punto 1 en kg/s

$h_{1V}$  = la entalpía del vapor en el punto 1 en kJ/kg

$h_{2L}$  = la entalpía del líquido en el punto 2 en kJ/kg

$Q_{cond}$  = el calor del condensador en kW

$$Q_{opt} = m_3 (h_{4V} - h_{3L}) \quad (2.12)$$

Donde:

$m_3$  = el caudal del punto 1 en Kg/s

$h_{4V}$  = la entalpía del vapor en el punto 4 en kJ/kg

$h_{3L}$  = la entalpía del líquido en el punto 3 en kJ/kg

$Q_{opt}$  = el calor del optimizador en kW

$$Q_{aire} = Q_{cond} - Q_{opt} \quad (2.13)$$

Donde:

$Q_{aire}$  = el calor del aire en kW

$Q_{cond}$  = el calor del condensador en kW

$Q_{opt}$  = el calor del optimizador en kW

• **Balance térmico**

En los ciclos de refrigeración por absorción como en todos los sistemas termodinámicos hay una entrega de calor al sistema y un rechazo de calor del mismo, en los sistemas de RA la ganancia de calor ocurre en dos equipos fundamentalmente:

- 1) el evaporador debido a la absorción de calor en los locales refrigerados
- 2) el generador por parte de la energía térmica suministrada al mismo.

El rechazo de calor del sistema ocurre en los otros dos componentes del ciclo que son:

- 3) el condensador por la condensación del vapor de amoníaco
- 4) el absorbedor por el enfriamiento de la solución amoniacal por la circulación de un fluido refrigerante.

El balance de térmico del ciclo de RA está resumido en la siguiente ecuación.

$$Q_{gen} + Q_{evap} = Q_{cond} - Q_{abs} \quad (2.14)$$

• **Trabajo de la Bomba**

$$W_b = m_6 (h_{L6} - h_{L8}) \quad (2.15)$$

Donde:

$W_b$  = trabajo de la bomba en kW

$m_6$  = el caudal en el punto 6 en kg/s

$h_{L6}$  = la entalpía del líquido en el punto 6 en kJ/kg

$h_{L8}$  = la entalpía del líquido en el punto 8 en kJ/kg

- **Coeficiente de Operación**

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen} + W_b} \quad (2.16)$$

### 2.3 El Absorbedor

Los cálculos del absorbedor se realizaron basados en la metodología que utiliza el texto de Transferencia de Calor de la página 230 a 250. El cálculo del absorbedor se hace considerando los datos siguientes como los parámetros de funcionamiento del mismo:(1)

- **Carga calórica del absorbedor ( $Q_{AB}$ )**

La Carga calórica del absorbedor es el calor que está cedido en el absorbedor y tiene un valor de 30,7 kW. (Según cálculo del esquema)

- **Temperatura del aire de enfriamiento a la entrada ( $t_1$ )**

Esta es la temperatura de enfriamiento que entra al absorbedor, en este caso la temperatura de enfriamiento que entra del absorbedor es de aire que tiene un valor de 32°C. (Temperatura ambiente)

- **Temperatura del aire de enfriamiento a la salida ( $t_2$ )**

Esta es la temperatura de enfriamiento que sale del absorbedor, en este caso la temperatura de enfriamiento que sale del absorbedor es de aire y esta sale a una temperatura de 40°C, asumiendo que hay un cambio de temperatura ( $\Delta t$ ) de 8°C.

- **Temperatura de la Solución Fuerte al salir del absorbedor ( $t_4$ )**

Esta es la temperatura de la mezcla del Amoníaco y la Solución identificada como la Solución Fuerte que sale del absorbedor a una temperatura de 47,6°C. (según cálculo del esquema)

- **Diámetro del tubo (D)**

Esto es el diámetro que debe tener el tubo dentro del absorbedor. En este caso el diámetro del tubo es 32 x 2,5 mm.

- **Temperatura de la Solución Débil a la entrada del absorbedor ( $t_3$ )**

Esta es la temperatura de la mezcla de agua y biomasa identificada como la Solución Débil. Esta solución entra el absorbedor en una temperatura de 120°C.

#### 2.4 Cálculos a seguir para encontrar la longitud del absorbedor:

- **Diferencia media entre las temperaturas del aire (refrigerante) y la solución débil:**

Diferencia media entre las temperaturas del aire (refrigerante) y la solución débil.

$$MLDT(\Delta t_m) = \frac{(t_8 - t_2) - (t_5 - t_1)}{\ln \frac{t_8 - t_2}{t_5 - t_1}} \quad (2.17)$$

- **La temperatura media**

La temperatura media del aire se encuentra a partir de la ecuación (2.18),

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (2.18)$$

- **El gasto necesario de aire**

El Flujo de aire se calcula utilizando la ecuación (2.19),

$$m = \frac{M}{\rho} \quad (2.19)$$

donde:

M = el flujo de aire kg/s

$\rho$  = la densidad del aire en kg/m<sup>3</sup>

- **Velocidad de aire**

Velocidad de aire se calcula según la ecuación (2.20)

$$V = \frac{4 * m}{\pi * d^2} \quad (2.20)$$

Donde:

m = el gasto necesario de aire en kg/s

d = el diámetro del tubo en m

- **El número de Reynolds**

El número de Reynolds se calcula según la ecuación (2.21)

$$Re = \frac{V * d}{\nu} \quad (2.21)$$

Donde:

d = el diámetro del tubo en m

$\nu$  = la viscosidad del aire en m<sup>2</sup>/s

V = la velocidad del aire en m/s

Cuando el número de Reynolds es mayor que 2300 entonces el flujo es turbulento, pero si el número de Reynolds es menor que 2300 entonces el flujo es laminar.

- **El número de Prandtl**

El número de Prandtl se busca a la temperatura media del aire en el Anexo 1.

$$P_r \quad (2.22)$$

- **El número de Nusselt**

El número de Nusselt se calcula según la ecuación (2.23)

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} \quad (2.23)$$

- **El coeficiente de conductividad térmica del aire**

El coeficiente de emisión calorífica global (U), se obtiene a partir del cálculo del coeficiente de conductividad térmica del aire ( $\alpha_{\text{aire}}$ ) por parte del aire refrigerante que circula por fuera del tubo y para la solución amoniacal por dentro de los tubos. El coeficiente  $\alpha$  para el movimiento de un flujo por fuera de los tubos se calcula mediante la ecuación siguiente:

$$\alpha_{\text{aire}} = \frac{Nu * \lambda}{d} \quad (2.24)$$

Donde:

d = el diámetro del tubo en m

$\lambda$  = la conductividad térmica de aire en W/m.K

- ✓ **El gasto necesario de la solución fuerte**

El cálculo para el flujo de la solución fuerte se hace a partir de la ecuación 2.25.

$$m = \frac{M}{\rho} \quad (2.25)$$

Donde:

M = el flujo de la solución fuerte en kg/s

$\rho$  = la densidad de la solución fuerte en kg/m<sup>3</sup>

- ✓ **Velocidad de la solución fuerte:**

La velocidad de la solución fuerte se calcula según la ecuación 2.26.

$$V = \frac{4 * m}{\pi * d^2} \quad (2.26)$$

Donde:

m = es el flujo de la solución fuerte en m<sup>3</sup>/s

d = es el diámetro del tubo en m

- ✓ **El número de Reynolds se calcula según:**

El número de Reynolds se calcula según la ecuación 2.27.

$$\text{Re} = \frac{V * d}{\nu} \quad (2.27)$$

Donde:

V = es la velocidad de la solución fuerte en m/s

d = es el diámetro del tubo en m

$\nu$  = es la viscosidad de la solución fuerte en  $\text{m}^2/\text{s}$

si el número de Reynolds es mayor que 2300 entonces el flujo es turbulento pero si el número de Reynolds es menor que 2300 entonces el flujo es laminar.

✓ **El número de Prandtl:**

Para encontrar el número de Prandtl se entra en el Anexo 2 con la temperatura media de la solución fuerte y la concentración después se entra en el Anexo 3 con la presión.

$$P_r \quad (2.28)$$

✓ **El número de Nusselt:**

El número de Nusselt se calcula según la ecuación (2.29)

$$Nu = 0,023 * \text{Re}^{0,8} * \text{Pr}^{0,4} \quad (2.29)$$

✓ **El coeficiente de conductividad térmica del aire**

El coeficiente de emisión calorífica global (U), se obtiene a partir del cálculo del coeficiente de conductividad térmica del aire ( $\alpha_{\text{aire}}$ ) por parte del aire refrigerante que circula por fuera del tubo y para la solución amoniaca por dentro de los tubos. El coeficiente  $\alpha$  para el movimiento de un flujo por fuera de los tubos se calcula mediante la ecuación siguiente:

$$\alpha_{SF} = \frac{Nu * \lambda}{D} \quad (2.30)$$

Donde:

d = el diámetro del tubo en m

$\lambda$  = la conductividad térmica de la solución fuerte en W/m.K

- **Coefficiente de emisión calorífica  $\alpha$  para la solución amoniacal:**

Este se toma a partir de las recomendaciones dadas en Modelación de la transferencia de calor y masa en una máquina de refrigeración por absorción. El coeficiente de emisión calorífica global (U) se calcula de acuerdo con la fórmula a continuación.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{par}}{\lambda_{mat}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.31)$$

Donde:

$\alpha_1$  = el coeficiente de conductividad térmica del aire en W/m<sup>2</sup>.K

$\alpha_2$  = el coeficiente de conductividad térmica de la solución en W/m<sup>2</sup>.K

- **El área de transferencia de calor del absorbedor es:**

El área se calculó según la ecuación (2.32)

$$A = \frac{Q_{AB}}{U * \Delta t_m} \quad (2.32)$$

Donde:

$Q_{AB}$  = la carga calorífica del absorbedor en kW

U = el coeficiente de emisión calorífica en W/m<sup>2</sup>.K

$\Delta t_m$  = la diferencia de temperatura en K

- **Cálculo del número de tubos**

El número de tubos que se requiere en el intercambiador se calcula utilizando la ecuación (2.33).

$$n = \frac{A}{\pi * d * l} \quad (2.33)$$

A = la superficie de transferencia de calor en m<sup>2</sup>

d = el diámetro del tubo en m

$l$  = la longitud del tubo en m

• **Cálculos de la separación de los tubos**

El cálculo de la separación de los tubos se hace a partir de la ecuación 2.34, donde  $\varphi$  es la coeficiente de seguridad de la costura soldada que no lleva dimensiones,  $D_{int}$  es el diámetro interior de la coraza en metros y  $d_a$  es el diámetro del agujero que también está en metros.

$$\varphi = \frac{D_{int} - d_a}{D_{int}} \quad (2.34)$$

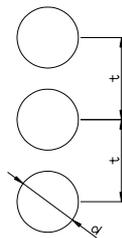
Donde:

$D_{int}$  = el diámetro interior de la coraza en metros

$d_a$  = el diámetro del agujero que también está en metros

Entonces sustituyendo el valor de  $\varphi$  en la ecuación 2.35 se puede encontrar la separación entre los tubos, donde  $t$  es la separación entre los tubos que está en metros,  $d$  es el diámetro del tubo dentro la coraza que se da en metros. En la figura 16 se muestra como se arregla los tubos, como es en cuadro las distancias longitudinales y transversales son los mismos.

$$t = \frac{d}{1 - \frac{\varphi}{2}} \quad (2.35)$$



**Figura 16 Esquema de Separación de los tubos.**

## **2.5 El intercambiador de calor**

El intercambiador de calor (IC) que se selecciona es del tipo tubo (serpentín) y coraza. El diámetro del tubo del serpentín es 25mm (texto) y tienen un espesor de 2,5mm. La carga térmica del intercambiador es 5,9 kW. Los cálculos del intercambiador de calor se realizaron según la metodología que utiliza el texto de Introduction to Heat Transfer Part 2 de la página 582 a 618 .El cálculo para la selección del intercambiador de calor se hace a partir de las siguientes condiciones:(2)

- **Temperatura de la Solución Débil entrada del IC ( $t_1$ )**

Esta es la temperatura de la solución débil antes del Intercambiador o sea la temperatura que sale del absorbedor y entra al intercambiador, en este caso la temperatura es 120 °C. (según calculo del esquema)

- **Temperatura de la Solución Débil salida del IC ( $t_2$ )**

Esta es la temperatura de la Solución Débil que sale del Intercambiador y va al Generador, en este caso la temperatura es 69,18°C. (según cálculo del esquema)

- **Temperatura de la Solución Fuerte entrada del IC ( $t_5$ )**

Esta es la temperatura de la Solución Fuerte que sale del Generador y llega al Intercambiador, en este caso la temperatura es 47,6°C. (según cálculo del esquema)

- **Temperatura de la Solución Fuerte salida del IC ( $t_6$ )**

Esta es la temperatura de la Solución Fuerte que sale del Intercambiador y va al Absorbedor, en este caso la temperatura es 97,5°C. (según cálculo del esquema)

- **Cálculo de la temperatura de la solución débil después del intercambiador:**

El cálculo de la temperatura se hace utilizando la ecuación (2.34) cual es la carga calórica de la solución fuerte y la ecuación (2.35) cual es la solución débil.

$$Q = m_{SF} * Cp_{SF} * \Delta T_{SF} \quad (2.34)$$

$$Q = m_{SD} * Cp_{SD} * \Delta T_{SD} \quad (2.35)$$

Se despeja la diferencia de la temperatura para la solución débil en la ecuación (2.36).

$$\Delta T_{SD} = \frac{Q}{m_{SD} * Cp_{SD}} \quad (2.36)$$

Como la diferencia de temperatura es la temperatura inicial de la solución débil menos la temperatura final de la solución débil, se puede encontrar la temperatura final de la solución débil en la ecuación (2.38).

$$Ti_{SD} - Tf_{SD} = \frac{Q}{m_{SD} * Cp_{SD}} \quad (2.37)$$

$$Tf_{SD} = Ti_{SD} - \frac{Q}{m_{SD} * Cp_{SD}} \quad (2.38)$$

Donde:

Ti<sub>SD</sub> = la temperatura inicial de la solución débil en K

Ti<sub>SF</sub> = la temperatura inicial de la solución fuerte en K

Q = la carga calórica del absorbedor en kW

m<sub>SD</sub> = el gasto necesario de la solución débil en kg/s

Cp<sub>SD</sub> = el calor específico de la solución débil en kJ/kg.K

- **Diferencia logarítmica de temperatura**

La diferencia logarítmica de la temperatura se hace a partir de la ecuación (2.39)

$$\Delta T_m = \frac{(Ti_{SD} - Tf_{SF}) - (Tf_{SD} - Ti_{SF})}{\ln \left( \frac{(Ti_{SD} - Tf_{SF})}{(Tf_{SD} - Ti_{SF})} \right)} \quad (2.39)$$

- **El cálculo del coeficiente de emisión calorífica global**

El cálculo del coeficiente de emisión calorífica global para el intercambiador de calor está basado en las ecuaciones que se emplean en la transferencia de calor para flujo en un banco de tubos. El cálculo de  $\alpha$  para la solución que pasa por fuera de los tubos se hace de acuerdo con las ecuaciones 2.40, 2.41, y 2.42. La ecuación 2.42 es una correlación para un fluido que pasa por fuera de un tubo en flujo cruzado, entonces de acuerdo con (2.40).

- Cálculo de  $\alpha$  para la solución que pasa por dentro de los tubos:

- ✓ Diámetro de referencia interior

$$d_{REFINT.} = \sqrt{\frac{4 * G}{v * \pi * \rho}} \quad (2.40)$$

Donde:

G = el flujo de la solución fuerte en kg/s

$\rho$  = la densidad de la solución fuerte en kg/m<sup>3</sup>

- ✓ El número de Reynolds

$$Re = \frac{V * d}{\gamma} \quad (2.41)$$

Donde:

V = la velocidad de la solución m/s

d = el diámetro del tubo en m

$\gamma$  = m<sup>2</sup>/s

Condiciones para el número de Reynolds:

Si es mayor que 2300 entonces se puede decir que el flujo es turbulento.

Si es menor que 2300 entonces se puede decir que el flujo es laminar.

Se entra con la temperatura media y la concentración de la solución en el Anexo 2 y se obtiene la presión. Se entra en el Anexo 3 con esa misma presión y se obtiene el número de Prandtl.

Sustituyendo los valores en (2.42),

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} \quad (2.42)$$

Entonces,

$$\alpha = \frac{Nu_{int} * \lambda}{d_{int}} \quad (2.43)$$

Donde:

Nu<sub>int</sub> = el número de Nusselt (adimensional)

D<sub>int</sub> = el diámetro del tubo exterior en m

$\lambda$  = la conductividad térmica del aire en W/m<sup>2</sup>.K

- **Cálculo de  $\alpha$  para la solución débil que pasa por fuera de los tubos:**

Para llevar a cabo este cálculo se hace referencia a las ecuaciones (2.44, 2.45, 2.46), donde:

$$d_{REF_{EXT.}} = \sqrt{\frac{4 * G}{v * \pi * \rho}} \quad (2.44)$$

Donde:

G = el flujo de la solución débil en kg/s

$\rho$  = la densidad de la solución débil en kg/m<sup>3</sup>

$$Re_{ext} = \frac{V * d_{ext}}{v} \quad (2.45)$$

Donde:

V = la velocidad de la solución débil m/s

d = el diámetro del tubo en m

$\gamma$  = m<sup>2</sup>/s

Si el flujo es mayor que 2300 entonces el flujo es turbulento pero si el flujo es menor que 2300 entonces el flujo es laminar.

Se entra con la temperatura media y la concentración de la solución en el Anexo 2 y se obtiene la presión. Se entra en el Anexo 3 con esa misma presión y se obtiene el número de Prandtl.

Sustituyendo los valores en (2.46),

$$Nu_{ext} = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} \quad (2.46)$$

Entonces,

$$\alpha_{ext} = \frac{Nu_{ext} * \lambda}{d_{ext}} \quad (2.47)$$

Donde:

Nu<sub>ext</sub> = el número de Nusselt (a dimensional)

d<sub>ext</sub> = el diámetro del tubo exterior en m

$\lambda$  = la conductividad térmica del aire en W/m<sup>2</sup>.K

- **El coeficiente de emisión calorífica global**

Entonces el coeficiente de emisión calorífica global del intercambiador de acuerdo con (2.48) es:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.48)$$

El coeficiente de transferencia de calor se encuentra dentro del intervalo (670 a 1350) propuesto por la literatura. (3)

- **Superficie de transferencia de calor**

La superficie de transferencia de calor se calcula utilizando la ecuación (2.49).

$$A = \frac{Q_{IC}}{U * \Delta t_m} \quad (2.49)$$

Donde:

$Q_{IC}$  = la carga calorífica del intercambiador en W

U = el coeficiente de transferencia de calor en W/m<sup>2</sup>.K

$\Delta t_m$  = la diferencia de temperatura en K

- **Cálculo del número de tubos**

El número de tubos que se requiere en el intercambiador se calcula utilizando la ecuación (2.50).

$$n = \frac{A}{\pi * d * l} \quad (2.50)$$

A = la superficie de transferencia de calor en m<sup>2</sup>

d = el diámetro del tubo en m

l = la longitud del tubo en m

• **Cálculos de la separación de los tubos**

El cálculo de la separación de los tubos se hace a partir de la ecuación 2.51, donde  $\varphi$  es la coeficiente de seguridad de la costura soldada que no lleva dimensiones,  $D_{int}$  es el diámetro interior de la coraza en metros y  $d_a$  es el diámetro del agujero que también está en metros.

$$\varphi = \frac{D_{int} - d_a}{D_{int}} \quad (2.51)$$

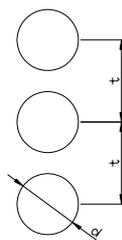
Donde:

$D_{int}$  = el diámetro interior de la coraza en m

$d_a$  = el diámetro del agujero que también está en m

Entonces sustituyendo el valor de  $\varphi$  en la ecuación 2.52 se puede encontrar la separación entre los tubos, donde  $t$  es la separación entre los tubos que está en metros,  $d$  es el diámetro del tubo dentro la coraza que se da en metros. En la figura 16 se muestra como se arregla los tubos, como es cuadro las distancias longitudinales y transversales son los mismos.

$$t = \frac{d}{1 - \frac{\varphi}{2}} \quad (2.52)$$



**Figura 17 Esquema de Separación de los tubos.**

**2.6 Metodología para los cálculos de Torres de rellenos:**

Los cálculos de las torres de rellenos se realizaron basados en la metodología que utiliza el texto de Operaciones básicas y Aparatos en Tecnología Química del tomo I y tomo II de la página 707 a 724 y 3 a 48 respectivamente.(4)

- **Diámetro equivalente**

Características principales de los torres de Absorción son su superficie específica  $a$  ( $m^2/m^3$ ) y el volumen libre  $\xi$  ( $m^3/m^3$ ). El diámetro equivalente se determina como el cociente que resulta al cuadruplicar la parte del volumen libre de la capa y dividir por su superficie específica. Se entra en el Anexo 4 con el tipo de relleno y la dimensión del elemento y se obtienen los valores de  $\xi$  y  $a$ .

$$d_e = \frac{4\xi}{a} \quad (2.53)$$

- **El área equivalente**

El área equivalente está dada por la ecuación (2.54) cual es 2 veces la multiplicación de  $\pi$  por el diámetro equivalente  $d_e$  al cuadrado.

$$S = 2 * \pi * d_e^2 \quad (2.54)$$

- **La velocidad referida a la sección transversal de la torre del gas**

La velocidad referida a la sección transversal de la torre del gas o la velocidad ficticia del gas se busca por la siguiente ecuación.

$$W_o = 0,079 - \left( \frac{L'}{G'} \right)^{1/4} * \left( \frac{\rho_g}{\rho_{liq}} \right)^{1/8} \quad (2.55)$$

donde  $L'$  – es el gasto del líquido en kg/s

$G'$  – es el gasto del gas en kg/s

$\rho_l$  – es la densidad del líquido en  $kg/m^3$

$\rho_g$  – es la densidad del gas en  $\text{kg/m}^3$

- **La velocidad real en la capa de relleno**

La velocidad real en la capa de relleno se calcula utilizando la ecuación (2.56) donde  $W_o$  es la velocidad ficticia del gas, es decir la velocidad referida a toda la sección transversal de la torre dividido por el volumen libre del relleno  $\xi$ . Los valores de  $W_o$  y  $\xi$  se miden en  $\text{m/s}$  y  $\text{m}^2/\text{m}^3$  respectivamente.

$$W = \frac{W_o}{\xi} \quad (2.56)$$

- **Cálculo del número de Reynolds**

El cálculo del número de Reynolds del gas se realiza siguiendo la ecuación (2.57) donde  $W$  es la velocidad real en la capa de relleno,  $d_e$  es el diámetro equivalente,  $\rho_g$  es la densidad del gas y  $\mu_g$  es la viscosidad del gas.

$$\text{Re}_g = \frac{W * d_e * \rho_g}{\mu_g} \quad (2.57)$$

- **El coeficiente de Resistencia que incluye la suma total de las pérdidas de presión.**

Los valores del coeficiente de resistencia para diferentes rellenos se determina mediante las fórmulas empíricas. Así, para los rellenos de anillos al azar se hallan:

Para el régimen laminar en el movimiento del gas ( $\text{Re}_g < 40$ )

$$\lambda = \frac{140}{\text{Re}_g} \quad (2.58)$$

Para el régimen turbulento en el movimiento del gas ( $\text{Re}_g > 40$ )

$$\lambda = \frac{16}{\text{Re}_g^{0.2}} \quad (2.59)$$

Donde  $Re_g$  es el criterio de Reynolds para el gas.

- **Resistencia del relleno seco**

El cálculo de la resistencia del relleno seco se realiza con la ecuación (2.60) donde se divide  $H$  cual es la altura del relleno en  $m$  sobre  $d_e$  cual es el diámetro equivalente en  $m$ , multiplicado por el coeficiente de resistencia y un medio del la velocidad real  $W$  al cuadrado por la densidad del gas  $\rho_g$ .

$$\Delta P_{\text{seco}} = \lambda * \frac{H}{d_{eq}} * \frac{W^2 * \rho_g}{2} \quad (2.60)$$

- **La Resistencia Hidráulica del Relleno rociado**

La Resistencia Hidráulica del Relleno rociado  $\Delta P_r$  es mayor que la resistencia de seco. Esto es debido a que cierta cantidad de líquido se detiene en el relleno a causa del humedecimiento de su superficie y la acumulación en los canales curvos estrechos, que se forman por el contacto de los cuerpos del relleno. Para calcular la magnitud  $\Delta P_r$ , cuando la torre funciona en regímenes inferiores al punto de inversión, se puede utilizar ecuación (2.61)

$$\Delta P_r = 10^{b*u} * \Delta P_{\text{seco}} \quad (2.61)$$

donde:  $u$  – la densidad del Rociado  $m^3/(m^2.s)$

$b$  – el coeficiente experimental, cuyos valores se dan en una literatura especial.

(5)

- **El Coeficiente de humectación del Relleno**

El Coeficiente de humectación del Relleno se puede encontrar a partir de la ecuación (2.62), cual es la superficie específica activa  $a_b$  dividido por la superficie específica  $a$  donde  $a$  se mide en unidades de  $(m^2/m^3)$ . Entrando con el tipo de relleno y su dimensión se puede buscar el valor de  $a$  que se encuentra en el Anexo 4.

$$\psi = \frac{a_b}{a} \quad (2.62)$$

- **Diámetro de la torre de Absorción**

El cálculo para el diámetro de la torre de Absorción se realiza mediante la ecuación de gasto (2.63):

$$V_s = S * W_o \quad (2.63)$$

Donde  $V_s$ , es el consumo volumétrico de la fase, cuya velocidad determina el área de la sección transversal del gas en el proceso de absorción,  $W_o$  es la velocidad ficticia o reducida de la misma fase, es decir la velocidad referida a la sección total del aparato,  $S$  es el área de la sección transversal del mismo. En la ecuación (2.64) se muestra la sección transversal circular:

$$S = \frac{\pi * D^2}{4} \quad (2.64)$$

Si se sustituye la ecuación (2.64) en la ecuación (2.63) entonces:

$$V_s = \frac{\pi * D^2}{4} * W_o \quad (2.65)$$

Por lo tanto despejando para  $D$  se da la ecuación (2.66):

$$D = \sqrt{\frac{4 * V_s}{\pi * W_o}} \quad (2.66)$$

- **El área de la sección transversal de la torre**

El área equivalente está dada por la ecuación (2.67), la cual es 2 veces la multiplicación de pi ( $\pi$ ) por el Diámetro de la torre de Absorción al cuadrado.

$$S = 2 * \pi * D^2 \quad (2.67)$$

- **El coeficiente de difusión**

El coeficiente de difusión se encuentra entrando con el tipo de gas.(6)

$$D_c \quad (2.68)$$

- **El número de Sherwood**

El número de Sherwood se calcula a partir de la ecuación (2.69), a partir del número de Reynolds del gas  $Re_g$  y el número de Schmidt, éste se encuentra en el Anexo 5 entrando con el tipo de gas.

$$Sh = 0,023 * Re_g^{0,8} * Sc^{0,4} \quad (2.69)$$

- **El coeficiente de transferencia de masa**

El coeficiente de transferencia de masa es la multiplicación del número de Sherwood  $Sh$  por el coeficiente de difusión  $D_c$  dividido por la longitud del absorbedor. Donde el número de Sherwood es adimensional pero el coeficiente de difusión y la longitud se miden en  $m^2/s$  y  $m$  respectivamente.

$$K_y = \frac{Sh * D_c}{L} \quad (2.70)$$

- **La Altura de la Torre. (Altura de trabajo o efectivo)**

La altura del absorbedor puede determinarse a base de la ecuación de transferencia de masa, expresada a través de su coeficiente volumétrico. Teniendo en cuenta que la transferencia de masa  $M = G.(y_{ini.} - y_{sal.})$ , donde  $y_{ini.}$  es la concentración de amoníaco que entra el sistema y  $y_{sal.}$  es la concentración de amoníaco que sale del sistema, la magnitud de la superficie de la temperatura para masa se puede expresar, así:

$$F = \frac{M}{K_y * \Delta y_{med}} \quad (2.71)$$

Sustituyendo los valores de  $F$ ,  $S$ ,  $a$ ,  $\psi$  en la ecuación (2.72) se puede encontrar la altura de la torre.

$$H = \frac{F}{S * a * \psi} \quad (2.72)$$

donde:  $K_y$  – el coeficiente de transferencia de masa ( $kg/(m^2/s)$ )

$\Delta y_{med}$  – la magnitud de la fuerza motriz media

$M$  – la transferencia de masa ( $kg/s$ )

$F$  – la magnitud de la superficie de la temperatura para masa ( $m^2$ )

$S$  – el área de la sección transversal de la torre ( $m^2$ )

## **2.7 Conclusiones Parciales.**

Existen una gran variedad de equipos y fabricantes de equipos de refrigeración por absorción, pero no existe disponible una metodología que permita el cálculo de las distintas propuestas que hacen los fabricantes de estos equipos, por ello arribamos a las siguientes conclusiones:

1. Se hace la propuesta de un esquema tipo novedoso, donde el generador utilizará la biomasa como combustible y el absorbedor estará dotado de una torre empacada al azar.
2. Se pone a disposición una metodología de cálculo que permite hacer el balance de masa y energía y el cálculo de las dimensiones principales del absorbedor tipo propuesto.
3. La metodología de cálculo del absorbedor permite hacer su dimensionamiento a partir de los datos que se proponen.

# Capitulum 3

### Capítulo 3: Cálculo del dimensionamiento de un sistema tipo para 5 toneladas de refrigeración.

Con el objeto de evaluar el comportamiento termodinámico de estos ciclos es necesario hacer algunas suposiciones. Para este se utilizará la nomenclatura establecida en la figura 18.

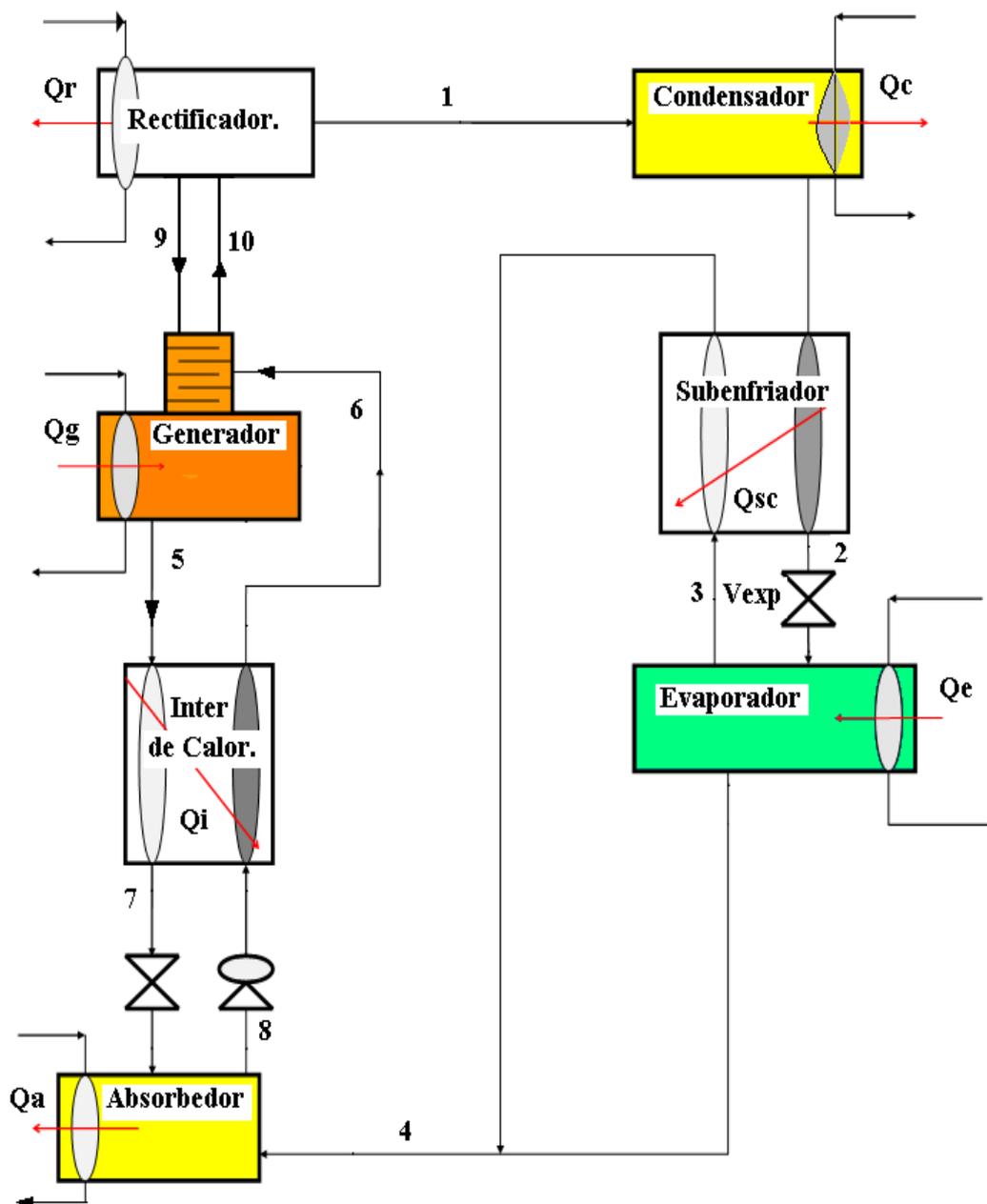


Figura 18 Esquema del Ciclo Simple.

1. Las temperaturas del condensador, evaporador, absorbedor, generador y el rectificador son uniformes en todos los componentes.
2. La alta presión en el sistema es la presión de equilibrio que corresponde a la temperatura y concentración en el condensador. El generador y el rectificador se encuentran a la misma presión.
3. La presión baja en el sistema corresponde a la presión de equilibrio a la temperatura y concentración a la entrada del evaporador (líquido saturado). El absorbedor se encuentra a la misma presión.
4. La solución concentrada saliendo del absorbedor en el estado 8 se considera como líquido saturado a la temperatura y concentración del absorbedor.
5. La solución diluida sale del generador en el estado 5 y está a la temperatura y presión del generador y se encuentra en equilibrio (líquido saturado).
6. La concentración de vapor en la columna de fraccionamiento está determinado por la temperatura y la presión del generador, mientras que la concentración del líquido que desciende de la columna está determinada por la temperatura del rectificador.
7. El estado 1 se encuentra como un vapor en equilibrio a alta presión y concentración del refrigerante.
8. El estado 2 se considera como un líquido saturado en equilibrio a la temperatura y presión de condensador.
9. El estado 4, es un fluido como vapor de refrigerante sobrecalentado a la temperatura y presión del evaporador. La purga de líquido que abandona el evaporador está a la presión de éste y tiene una mayor temperatura que la de evaporación.
10. Las entalpías de los estados que no se encuentran en equilibrio son iguales a los correspondientes estados en equilibrio a las mismas temperaturas y concentraciones.
11. Las efectividades de los intercambiadores de calor  $Q_i$  y  $Q_{SC}$  están definidas como:

$$\eta_l = \frac{h_5 - h_7}{h_5 - h_{7-8}} \quad (5.2)$$

$$\eta_{SC} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4-2}} \quad (5.3)$$

donde  $h_{7-8}$  es la entalpía del líquido de la solución a la concentración en el estado 7 y a la temperatura del estado 8. Similarmente para  $h_{4-2}$ .

12. El intercambio de calor del sistema con sus alrededores se considera despreciable.
13. Las caídas de presión debidas a la fricción a lo largo del sistema no son considerables.
14. Las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo son conocidas en formas de ecuaciones de estado y representadas en tablas o gráficas.

Los resultados obtenidos para cada uno de los puntos según las propiedades del Amoníaco Agua, se muestran en la siguiente tabla 3.

**Tabla 3 Datos de los puntos.**

Estado	Punto	Composición KgNH <sub>3</sub> /kg	Presión kPa	Entalpias kJ/kg	Temperatura °C
Vapor S.	1	0,985	980,7	1426,74	70
Líquido S.	2	0,985	980,7	103,76	26
Líquido S.	3	0,615	245,2	-209,2	5
Vapor S.	3	0,999	245,2	1288,67	5
Vapor S.	4	0,985	245,2	1386,58	38
Líquido S.	5	0,22	980,7	392,25	120
Vapor S.	5	0,824	980,7	1725,9	120
Líquido S.	6	0,325	980,7	182,13	96
Líquido S.	7	0,22	245,2	156,9	68
Líquido S.	8	0,325	245,2	-20,92	45,5

### 3.1. Cálculos del sistema.

- **Líquido de purga:**

El líquido de purga es la cantidad de agua contenida en el refrigerante por un kg  $M_{rf}$  (masa de referencia) que se purga del sistema, el mismo se obtiene por la concentración del líquido a la salida del condensador y las concentraciones a la temperatura y presión de salida del evaporador del líquido y del vapor.

$$W_{pl} = M_{rf} * \frac{X_{2L} - X_{3V}}{X_{3L} - X_{3V}} = \frac{0,985 - 0,999}{0,62 - 0,999} = 0,037kg \quad (3.1)$$

La entalpía del refrigerante a la salida del evaporador (punto 3) se obtiene mediante la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned}
 h_3 &= W_{pL} * h_{3L} + (1 - W_{pL}) * h_{3V} \\
 h_3 &= 0,037 * (-209,2 \text{ kJ/kg}) + (1 - 0,037) * 1288,67 \text{ kJ/kg} \\
 h_3 &= 1234,06 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}
 \tag{3.2}$$

- **Caudal en masa para cinco toneladas de refrigeración:**

$$\begin{aligned}
 m_1 &= m_2 = m_3 \\
 m_2 &= 5 * \frac{0,0035 \text{ kW}}{h_3 - h_2} \\
 m_2 &= 5 * \frac{0,0035 \text{ kJ/s}}{1234,06 \text{ kJ/kg} - 103,76 \text{ kJ/kg}} \\
 m_2 &= 0,0155 \text{ kg/s}
 \end{aligned}
 \tag{3.3}$$

- **Balance de masa y energía en el absorbedor**

$$\begin{aligned}
 m_7 &= m_8 - m_4 \\
 m_7 &= 0,12 \text{ kg/s} - 0,0156 \text{ kg/s} \\
 m_7 &= 0,104 \text{ kg/s}
 \end{aligned}
 \tag{3.4}$$

Se sustituye la ecuación 3.4 en la ecuación 3.5 para encontrar  $m_8$

$$\begin{aligned}
 m_8 * x_8 &= m_4 * x_4 + m_7 * x_7 \\
 m_8 * x_8 &= m_4 * x_4 + (m_8 - m_4) * x_7 \\
 m_8 &= \frac{m_4 * x_4 - m_4 * x_7}{x_8 - x_7} \\
 m_8 &= \frac{0,0155 \text{ kg/s} * 0,985 - 0,0155 \text{ kg/s} * 0,22}{0,32 - 0,22} \\
 m_8 &= 0,113 \text{ kg/s}
 \end{aligned}
 \tag{3.5}$$

- **Calor que aporta el intercambiador: Solución Débil**

$$\begin{aligned}
 Q_{ISD} &= m_5 (h_{5L} - h_{7L}) \\
 Q_{ISD} &= 0,0977 \text{ Kg/s} (392,25 \text{ kJ/kg} - 156,9 \text{ kJ/kg}) \\
 Q_{ISD} &= 22,99 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{3.6}$$

como  $Q_{ISD} = Q_{ISF}$

$$Q_{ISF} = m_8 (h_{6LSF} - h_{8L})
 \tag{3.7}$$

Se sustituye la respuesta de la ecuación 3.6 en la ecuación 3.7 y se obtiene la ecuación 3.8

$$\begin{aligned}
 h_{6LSF} &= \frac{Q_{ISD} + m_8 * h_{L8}}{m_8} \\
 h_{6LSF} &= \frac{22,99kW + 0,113kg/s * (-20,92kJ/kg)}{0,113kg/s} \\
 h_{6LSF} &= 182,12kJ/kg
 \end{aligned}
 \tag{3.8}$$

- **Calor añadido o cedido en cada uno de los aparatos**

- ✓ **Calor añadido en el generador:**

$$\begin{aligned}
 Q_{gen} &= Q_{sal} - Q_{ent} \\
 Q_{gen} &= m_1 * h_1 + m_5 * h_5 - m_6 * h_6 \\
 Q_{gen} &= 0,0155kg/s * 1426,74kJ/kg + 0,0977kg/s * 392,25kJ/kg - 0,113kg/s * 182,12kJ/kg \\
 Q_{gen} &= 39,88kW
 \end{aligned}
 \tag{3.9}$$

- ✓ **Calor cedido en el absorbedor:**

$$\begin{aligned}
 Q_{abs} &= Q_{sal} - Q_{ent} \\
 Q_{abs} &= m_7 * h_7 + m_4 * h_4 - m_8 * h_8 \\
 Q_{abs} &= 0,0977kg/s * 156,9J/kg + 0,0155kg/s * 1386,57kJ/kg - 0,01133kg/s * (-20,92kJ/kg) \\
 Q_{abs} &= 39,26kW
 \end{aligned}
 \tag{3.10}$$

- **Optimizador del Condensador**

$$\begin{aligned}
 Q_{cond} &= m_1 * (h_{1V} - h_{2L}) \\
 Q_{cond} &= 0,0155kg/s * (11426,74kJ/kg - 103,76kJ/kg) \\
 Q_{cond} &= 20,57kW
 \end{aligned}
 \tag{3.11}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{opt} &= m_3 * (h_{4V} - h_{3L}) \\
 Q_{opt} &= 0,0155kg/s * (1386,58kJ/kg - (-209,2)kJ/kg) \\
 Q_{opt} &= 2,37kW
 \end{aligned}
 \tag{3.12}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{aire} &= Q_{cond} - Q_{opt} \\
 Q_{aire} &= 20,57kW - 2,37kW \\
 Q_{aire} &= 18,198kW
 \end{aligned}
 \tag{3.13}$$

- **Balance térmico**

$$\begin{aligned}
 Q_{gen} + Q_{evap} &= Q_{cond} - Q_{abs} \\
 39,88kW + 17,5kW &= 20,57kW + 39,26kW \\
 57,38kW &= 59,26kW
 \end{aligned}
 \tag{3.14}$$

- **El trabajo de la Bomba.**

El trabajo de la bomba a la temperatura del generador constante se define como:

$$\begin{aligned}
 W &= m_{sd} * (h_6 - h_8) \\
 W &= 0,0155 * (182,13 - (-20,52)) \\
 W &= 19,84
 \end{aligned}
 \tag{3.15}$$

Donde  $m_{sd}$  es el flujo másico de solución débil y  $h_6$ ,  $h_8$  son las entalpías antes y después de la bomba.

- **Potencia de la Bomba.**

La potencia requerida por la bomba se determina de la forma siguiente:

$$\begin{aligned}
 N &= \frac{\Delta P * m_8}{1000 * \rho} \\
 N &= \frac{735498 * 0,1133}{1000 * 835,8} \\
 N &= 0,0997kW
 \end{aligned}
 \tag{3.16}$$

donde:

N=potencia requerida, kW.

$\rho$ = densidad del fluido, 835,8 kg/m<sup>3</sup>

$m_8$ =gasto másico del fluido, 0,1133 kg/s.

$\Delta P$ = variación de la presión, 735498 Pa.

Considerando que al bomba tiene un rendimiento de 0,85, se obtiene la potencia:

$$Nm = \frac{Nu}{\eta b} = \frac{0,0997}{0,85} = 0,1172 \text{ kW} \quad (3.17)$$

• **Coefficiente de Operación.**

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen} + W_b}$$

$$COP = \frac{17,5kW}{39,88kW + 19,84kW} \quad (3.18)$$

$$COP = 0,33$$

Los resultados obtenidos para cada uno de los caudales de refrigerante y mezcla refrigerante se pueden observar en la tabla 4.

**Tabla 4 Datos de los puntos.**

<b>Líquido de Purga.</b>	
0,0365	kg(H <sub>2</sub> O)/kg
<b>Entalpía Salida Evaporador</b>	
1234,06	kJ/kg
<b>Masa de refrigerante por Ton (1=2=3=4)</b>	
<b>Ton de Ref.</b>	5,0000
0,0155	kg/s
<b>Masa de refrigerante Sal del Absorbedor (8=6)</b>	
0,1133	kg/s
<b>Masa solución débil (7=5)</b>	
0,0977	kg/s

El calor desprendido en cada uno de los equipos se muestra en la siguiente tabla 5.

**Tabla 5 Calor cedido y Absorbido en el Intercambiador.**

<b>Calor cedido y Absorbido en el Intercambiador.</b>	
<b>Cedido.</b>	<b>Absorbido.</b>
22,99 kW	22,99 kW
<b>Calor entregado en el Generador.</b>	
39,88	kW
<b>Calor entregado en el Absorbedor.</b>	
39,26	kW
<b>Calor entregado en el condensador.</b>	
20,59	kW

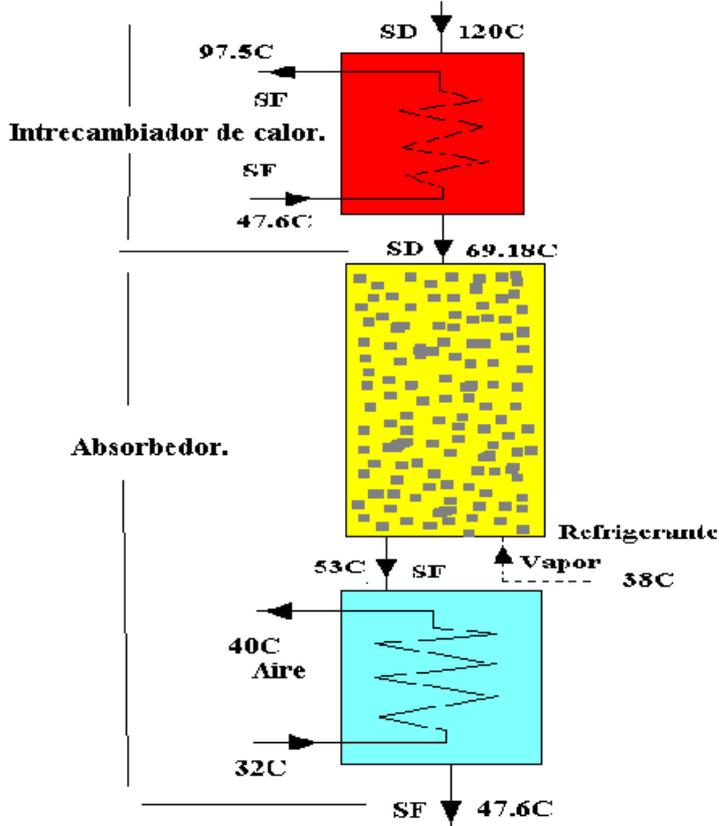
Calor entregado en el Evaporador.	
19,9439	kW

Los resultados de la tabla 6 se obtienen del balance de energía, trabajo de la bomba, y el coeficiente de funcionamiento del sistema.

**Tabla 6 Balance de Energía.**

Balance de Energía.	
Generador/Evaporador	Condensador/Absorbedor
kW	kW
59,83	59,83
Trabajo de la Bomba.	
22,99	kW
Coeficiente de Operación.	
0,317	

El resultado del coeficiente de funcionamiento es bajo, esto está relacionado con la alta temperatura con que trabaja el absorbedor.



**Figura 19 Esquema del conjunto del Absorbedor.**

### 3.2. El Absorbedor.

Se nombra como Absorbedor al conjunto que posee el intercambiador de calor en la parte superior y continuo a él posee el subconjunto del absorbedor, que está formado por la columna de relleno, el intercambiador de calor enfriado por aire y el depósito en la parte inferior. En la figura

19 se puede observar el esquema a utilizar para los cálculos de dimensionamiento.

El cálculo del absorbedor se hace considerando los datos obtenidos con anterioridad del esquema tipo propuesto con los parámetros de funcionamiento del mismo:

- ✓ Carga calórica del absorbedor ( $Q_{AB}$ ).....11,85kW  
(según cálculo del esquema)
- ✓ Temperatura del aire de enfriamiento a la entrada ( $t_1$ ).....32°C  
(temperatura ambiente)
- ✓ Temperatura del aire de enfriamiento a la salida ( $t_2$ ).....40°C  
(asumiendo un  $\Delta t$  de 5°C )
- ✓ Temperatura. de la Solución Fuerte al salir del absorbedor ( $t_8$ ).....47,6°C  
(según cálculo del esquema)
- ✓ Diámetro del tubo (D).....32 x 2,5 mm
- ✓ Temperatura de la Solución Débil a la entrada del Intercambiador de calor( $t_5$ ).....120°C
- ✓ Temperatura de la solución débil al entrar a la torre de empaque,.....69,18 °C
- ✓ Temperatura a la entrada del intercambiador de aire.....53 °C

### 3.3. Cálculos de las dimensiones del Intercambiador de Aire del Absorbedor.

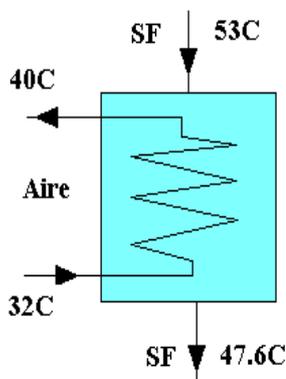


Figura 20 Intercambiador de tubo aleteados enfriados con Aire

En la figura 20 se representa el intercambiador de aire, el cual enfriará la solución amoniacal desde la temperatura de 53 °C a 47,6 °C con flujo cruzado de aire, los flujos máxicos de la sustancia se han determinado con anterioridad. El

intercambiador constará de filas de tubos aleteados para el intercambio, el aire será movido por un extractor de aire.

- **Diferencia media entre las temperaturas del aire (refrigerante) y la solución débil:**

$$MLDT(\Delta t_m) = \frac{(t_5 - t_2) - (t_8 - t_1)}{\ln \frac{t_5 - t_2}{t_8 - t_1}} = \frac{(53 - 40) - (47,6 - 32)}{\ln \frac{53 - 40}{47,6 - 32}} = 14,26^\circ C \approx 287,26K \quad (3.19)$$

- ✓ **La temperatura media del aire,**

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{32^\circ C + 40^\circ C}{2} = 36^\circ C \approx 309K \quad (3.20)$$

- ✓ **El gasto necesario de aire:**

$$m = \frac{M}{\rho} = \frac{0,0158kg/s}{1,1614kg/m^3} = 0,0136m^3/s \quad (3.21)$$

- ✓ **Velocidad de aire:**

$$V = \frac{4 * m}{\pi * d^2} = \frac{4 * 0,0136m^3/s}{\pi * 0,032m^2} = 16,92 m/s \quad (3.22)$$

- ✓ **El número de Reynolds se calcula según:**

$$Re = \frac{V * d}{\nu} = \frac{16,92m/s * 0,032m}{15,89 * 10^{-6} m^2/s} = 32500 \quad (3.23)$$

el número de Reynolds es mayor que 2300 entonces el flujo es turbulento

- ✓ **El número de Prandtl:**

El número de Pr se entra en el Anexo 1 con la temperatura 36°C y se obtiene el número de Prandtl como 0,707

✓ **Cálculo del Nusselt:**

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} \\
 Nu &= 0,023 * 32500^{0,8} * 0,707^{0,4} \\
 Nu &= 81,47
 \end{aligned}
 \tag{3.24}$$

✓ **Coefficiente de conductividad térmica del aire:**

$$\alpha_{aire} = \frac{Nu * \lambda}{d} = \frac{81,47 * 0,0268 W / m.K}{0,032m} = 68,4 W / m^2 K
 \tag{3.25}$$

✓ **El gasto necesario de la solución fuerte**

$$\begin{aligned}
 m &= \frac{M}{\rho} \\
 m &= \frac{0,1133kg/s}{791kg / m^3} \\
 m &= 1,43 * 10^{-4} m^3/s
 \end{aligned}
 \tag{3.26}$$

✓ **Velocidad de la solución fuerte:**

$$V = \frac{4 * m}{\pi * d^2} = \frac{4,1,4 * 3 * 10^{-4} m^3 / s}{\pi * 0,032m^2} = 0,18 m/s
 \tag{3.27}$$

✓ **El número de Reynolds se calcula según:**

$$Re = \frac{V * d}{\nu} = \frac{0,18m / s * 0,032m}{0,391 * 10^{-6} m^2 / s} = 14559,27
 \tag{3.28}$$

el número de Reynolds es mayor que 2300 entonces el flujo es turbulento

✓ **El número de Prandtl:**

El número de Pr se entra en el Anexo 2 con la temperatura 50,3°C y entonces se entra en el Anexo 3 con la presión de  $4,90 * 10^5$  Pa y se obtiene el número de Prandtl como 2,77.

✓ **Cálculo del Nusselt:**

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} \\ Nu &= 0,023 * 14559,27^{0,8} * 2,77^{0,4} \\ Nu &= 74 \end{aligned} \quad (3.29)$$

✓ **El coeficiente de emisión calorífica para la solución fuerte:**

$$\alpha_{SF} = \frac{Nu * \lambda}{D} = \frac{74 * 0,545 W / m.K}{0,032 m} = 1260,3 W / m^2 K \quad (3.30)$$

✓ **El coeficiente de emisión calorífica global (U) se calcula a partir de la siguiente expresión:**

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{par}}{\lambda_{mat}} + \frac{1}{\alpha_2}} \\ U &= \frac{1}{\frac{1}{68,4 W / m^2 K} + \frac{0,0025 m}{46,5 W / m.K} + \frac{1}{1260,3 W / m^2 K}} \\ U &= 64,89 W / m^2 K \end{aligned} \quad (3.31)$$

✓ **El área de transferencia de calor del absorbedor es:**

$$A = \frac{Q_{AB}}{U * \Delta t_m} = \frac{11850 W}{(64,89 W / m^2 . K * 287,26 K)} = 0,64 m^2 \quad (3.32)$$

• **Cálculo del número de tubos**

$$\begin{aligned} n &= \frac{A}{\pi * d * l} \\ n &= \frac{0,64 m^2}{\pi * 0,032 m * 0,25 m} \\ n &= 25,3 \approx 25 \end{aligned} \quad (3.33)$$

• **Cálculos de la separación de los tubos**

$$\varphi = \frac{D_{\text{int}} - d_a}{D_{\text{int}}}$$

$$\varphi = \frac{0,18m - 0,037m}{0,18m} \quad (3.34)$$

$$\varphi = 0,79$$

$$t = \frac{d}{1 - \frac{\varphi}{2}}$$

$$t = \frac{0,032m}{1 - \frac{0,79}{2}} \quad (3.35)$$

$$t = 0,053m$$

Se selecciona un intercambiador de calor de tubo y coraza (horizontal) para funcionar como absorbedor. El intercambiador tendrá una superficie de transferencia de calor de 0,64m<sup>2</sup>, el diámetro del tubo es 32 x 2,5mm y tiene una longitud de 0,025m. El aparato está compuesto por elementos dispuestos horizontalmente, en los espacios intertubulares de cada elemento se encuentra la solución de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O y por el exterior de los tubos fluye aire (refrigerante).

**3.4 El intercambiador de calor**

El intercambiador de calor (IC) que se selecciona es del tipo tubo y coraza. La carga térmica del intercambiador es 28 kW. El cálculo para la selección del IC se hace a partir de las siguientes condiciones:

- ✓ Temperatura de la Solución Débil entrada del IC (t<sub>5</sub>).....120 °C  
(según cálculo del esquema)
- ✓ Temperatura de la Solución Débil salida del IC (t<sub>7</sub>)..... 69,18°C  
(según cálculo del esquema)
- ✓ Temperatura de la Solución Fuerte entrada del IC (t<sub>8</sub>)..... 47,6°C  
(según cálculo del esquema)
- ✓ Temperatura de la Solución Fuerte salida del IC (t<sub>6</sub>).....97,5°C  
(según cálculo del esquema)

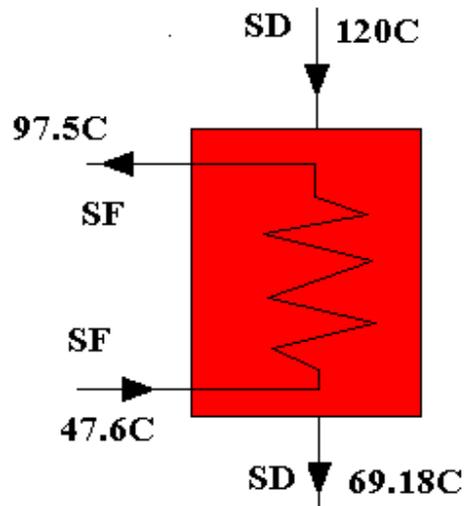


Figura 21 Esquema del Intercambiador de Calor de Tubo y Coraza.

- Cálculo de la temperatura de la solución débil después del intercambiador:

$$Q = m_{SF} * Cp_{SF} * \Delta T_{SF} \quad (3.36)$$

$$Q = m_{SD} * Cp_{SD} * \Delta T_{SD} \quad (3.37)$$

$$\Delta T_{SD} = \frac{Q}{m_{SD} * Cp_{SD}} \quad (3.38)$$

$$Ti_{SD} - Tf_{SD} = \frac{Q}{m_{SD} * Cp_{SD}} \quad (3.39)$$

$$Tf_{SD} = Ti_{SD} - \frac{Q}{m_{SD} * Cp_{SD}} \quad (3.40)$$

$$Tf_{SD} = 403K - \frac{28kW}{0,0977kg / s * 4,35kJ / kg.K}$$

$$Tf_{SD} = 342K \approx 69^{\circ}C$$

- Diferencia logarítmica de temperatura:

$$\Delta Tm = \frac{(Ti_{SD} - Tf_{SF}) - (Tf_{SD} - Ti_{SF})}{\ln \frac{(Ti_{SD} - Tf_{SF})}{(Tf_{SD} - Ti_{SF})}} \quad (3.41)$$

$$\Delta Tm = \frac{(120^{\circ}C - 97,5^{\circ}C) - (69^{\circ}C - 47,6^{\circ}C)}{\ln \frac{(120^{\circ}C - 97,5^{\circ}C)}{(69^{\circ}C - 47,6^{\circ}C)}}$$

$$\Delta Tm = 22,04^{\circ}C \approx 295,04K$$

- **Coefficiente de conductividad térmica del solución débil:**

El cálculo del coeficiente de emisión calorífica global para el intercambiador de calor está basado en las ecuaciones que se emplean en la transferencia de calor para flujo en un banco de tubos. El cálculo de  $\alpha$  para la solución que pasa por fuera de los tubos se hace de acuerdo con las ecuaciones es 3.42, 3.43, y 3.44 según lo recomendado por Kasatkin, 1985. La ecuación 3.44 es una correlación para un fluido que pasa por fuera de un tubo en flujo cruzado, entonces de acuerdo con (3.42):

$$d_{REF_{INT.}} = \sqrt{\frac{4 * G}{v * \pi * \rho}}$$

$$d_{REF_{INT.}} = \sqrt{\frac{4 * 0,0977 kg / s}{0,5m / s * \pi * 845,9 kg / m^3}} \quad (3.42)$$

$$d_{REF_{INT.}} = 0,0172m$$

Se entra en el Anexo 7 con el diámetro calculado y se obtiene un diámetro de 18 mm.

$$Re_{int} = \frac{V * d_{int}}{v}$$

$$Re_{int} = \frac{0,5m / s * 0,018m}{0,267 E^{-6} m^2 / s} \quad (3.43)$$

$$Re_{int} = 32123,78$$

Entonces el flujo es turbulento porque el Reynolds es mayor que 2300.

Sustituyendo los valores de  $Re_{ext}$  y  $Pr$  en (3.41),

$$Nu_{int} = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4}$$

$$Nu_{int} = 0,023 * 32123,78^{0,8} * 1,77^{0,4} \quad (3.44)$$

$$Nu_{int} = 116,51$$

Entonces,

$$\alpha_{\text{int}} = \frac{Nu_{\text{int}} * \lambda}{d_{\text{int}}}$$

$$\alpha_{\text{int}} = \frac{116,51 \cdot 0,551W / mK}{0,018m} \quad (3.45)$$

$$\alpha_{\text{int}} = 3566,63W / m^2 K$$

- **Coefficiente de conductividad térmica del solución fuerte:**

El cálculo del coeficiente de emisión calorífica global para el intercambiador de calor está basado en las ecuaciones que se emplean para la transferencia de calor para flujo en un banco de tubos. El cálculo de  $\alpha$  para la solución que pasa por fuera de los tubos se hace de acuerdo con las ecuaciones 3.46, 3.47, y 3.48. La ecuación 3.48 es una correlación para un fluido que pasa por fuera de un tubo en flujo cruzado, entonces de acuerdo con (3.46):

$$d_{REF_{EXT.}} = \sqrt{\frac{4 * 0,0223Kg / s}{0,391E^{-6} * \pi * 791Kg / m^3}}$$

$$d_{REF_{EXT.}} = 0,019m \quad (3.46)$$

Se entra en el Anexo 7 con el diámetro calculado y se obtiene un diámetro de 20 mm.

$$Re_{ext} = \frac{V * d_{ext}}{\nu}$$

$$Re_{ext} = \frac{0,5m / s * 0,020m}{0,391m^2 / sE^{-6}} \quad (3.47)$$

$$Re_{ext} = 24428,69$$

Entonces el flujo es turbulento porque es mayor que 2300

Sustituyendo los valores de  $Re_{ext}$  y  $Pr$  en (3.48),

$$Nu_{ext} = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4}$$

$$Nu_{ext} = 0,023 * 24428,69^{0,8} * 2,85^{0,4} \quad (3.48)$$

$$Nu_{ext} = 113,24$$

Entonces,

$$\alpha_{ext} = \frac{Nu_{ext} * \lambda}{d_{ext}}$$

$$\alpha_{ext} = \frac{113,24 * 0,478W / mK}{0,020m} \quad (3.49)$$

$$\alpha_{ext} = 2706,35W / m^2 K$$

- **El cálculo del coeficiente de emisión calorífica global**

Entonces el coeficiente de emisión calorífica global del intercambiador de acuerdo con (3.50) es:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{3566,63W / m^2 K} + \frac{1}{2706,35W / m^2 K}} \quad (3.50)$$

$$U = 1538,75 W / m^2 K$$

El coeficiente de transferencia de calor se encuentra dentro del intervalo (670 a 1350), Anexo 6 propuesto por la literatura.(7)

- **Superficie de transferencia de calor**

$$A = \frac{Q_{IC}}{U * \Delta t_m} = \frac{28000W}{1538,75W / m^2 K * 294,9K} = 0,0617 m^2 \quad (3.51)$$

- **Cálculo del número de tubos**

$$n = \frac{A}{\pi * d * l}$$

$$n = \frac{0,0617m^2}{\pi * 0,020m * 0,25m} \quad (3.52)$$

$$n = 36,4 \approx 36$$

- **Cálculos de la separación de los tubos**

$$\varphi = \frac{D_{\text{int}} - d_a}{D_{\text{int}}}$$
$$\varphi = \frac{0,18m - 0,025m}{0,18m} \quad (3.53)$$

$$\varphi = 0,86$$

$$t = \frac{d}{1 - \frac{\varphi}{2}}$$
$$t = \frac{0,025m}{1 - \frac{0,86}{2}} \quad (3.54)$$
$$t = 0,044m$$

Se necesitan para el intercambiador 36 tubos de 25 mm de longitud, 20 mm de diámetro serán colocados en seis filas de 6 hileras a la distancia de 4,4 cm. El diámetro del tubo exterior (coraza) será de 18 cm.

### 3.5 Cálculo de la Torre de rellenos:

En la figura 22 se puede observar la parte que corresponde a la torre de empaque, en el interior de ella se encuentran los anillos dispuestos al azar, en el esquema se brindan las temperatura de las entradas y salidas.

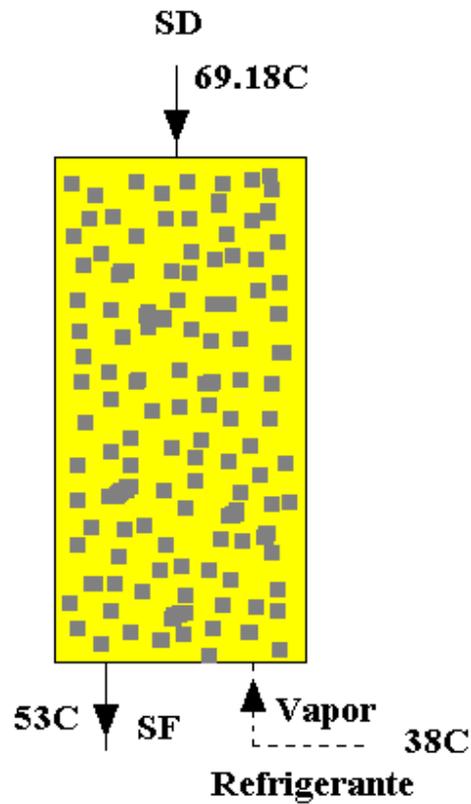


Figura 22 Torre de relleno.

- **Diámetro equivalente**

$$d_e = \frac{4 * \xi}{a}$$

$$d_e = \frac{4 * 0,7 m^3 / m^3}{330 m^2 / m^3} \quad (3.55)$$

$$d_e = 0,0085 m$$

donde:

$\xi$  = volumen libre del relleno ( $m^3/m^3$ ) ver Anexo 4

$a$  = superficie específica ( $m^2/m^3$ ) ver Anexo 4

- **El área equivalente**

$$S = 2 * \pi * d_e^2$$

$$S = 2 * \pi * (0,0085 m)^2 \quad (3.56)$$

$$S = 0,00045 m^2$$

- La velocidad referida a la sección transversal de la torre del gas.

$$W_o = 0,079 - \left( \frac{L'}{G'} \right)^{1/4} * \left( \frac{\rho_g}{\rho_{liq}} \right)^{1/8}$$

$$W_o = 0,079 - \left( \frac{0,12kg/s}{0,01563kg/s} \right)^{1/4} * \left( \frac{0,6448kg/m^3}{786,7kg/m^3} \right)^{1/8} \quad (3.57)$$

$$W_o = -0,6018m/s$$

- La velocidad real en la capa de relleno

$$W = \frac{W_o}{\xi}$$

$$W = \frac{0,6018m/s}{0,7m^3/m^3} \quad (3.58)$$

$$W = 0,859m/s$$

- Cálculo del Reynolds

$$R_e = \frac{W * d_{eq} * \rho_g}{\mu_g}$$

$$R_e = \frac{0,859m/s * 0,0085m * 0,4488kg/m^3}{109 * 10^{-7} Ns/m^2} \quad (3.59)$$

$$R_e = 410,79$$

Condiciones:

Para:  $Re_g < 40 \rightarrow \lambda = \frac{140}{Re_g}$

Para:  $Re_g > 40 \rightarrow \lambda = \frac{16}{Re_g^{0,2}}$

$Re_g = 84,36$  por lo tanto  $\lambda = \frac{16}{Re_g^{0,2}}$

- El coeficiente de Resistencia que incluye la suma total de las pérdidas de presión.

$$\lambda = \frac{16}{R_{eg}^{0,2}}$$

$$\lambda = \frac{16}{410,79^{0,2}} \quad (3.60)$$

$$\lambda = 4,80$$

- Resistencia del relleno seco

$$\Delta P_{seco} = \lambda * \frac{H}{d_{eq}} * \frac{W^2 * \rho_g}{2}$$

$$\Delta P_{seco} = 4,80 * \frac{0,5m}{0,0085m} * \frac{(0,859m/s)^2 * 0,6448kg/m^3}{2}$$

$$\Delta P_{seco} = 64,19Pa$$

(3.61)

- La Resistencia Hidráulica del Relleno rociado

$$\Delta P_r = 10^{b*u} * \Delta P_{seco}$$

$$\Delta P_r = 10^{51,2*0,036} * 64,19Pa \quad (3.62)$$

$$\Delta P_r = 4473,79Pa$$

- El Coeficiente de humectación del Relleno

$$\psi = \frac{a_b}{a}$$

$$\psi = \frac{28,8m^3/m^2}{330m^3/m^2} \quad (3.63)$$

$$\psi = 0,0873$$

- Diámetro de la torre de Absorción

$$D = \sqrt{\frac{4 * V_s}{\pi * W_o}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 0,0156m^3/s}{\pi * 0,6018m/s}} \quad (3.64)$$

$$D = 0,18m$$

- **El área de la sección transversal de la torre**

$$\begin{aligned}
 S &= 2 * \pi * D^2 \\
 S &= 2 * \pi * (0,18m)^2 \\
 S &= 0,207m^2
 \end{aligned}
 \tag{3.65}$$

- **El coeficiente de difusión del Amoniaco.**

$$D_c = 0,28 * 10^{-4} m^2/s \tag{3.66}$$

- **El número de Sherwood**

$$\begin{aligned}
 Sh &= 0,023 * Re^{0,8} * Sc^{0,4} \\
 Sh &= 0,023 * 410,79^{0,8} * 570^{0,4} \\
 Sh &= 35,89
 \end{aligned}
 \tag{3.67}$$

- **El coeficiente de transferencia de masa**

$$\begin{aligned}
 K_y &= \frac{Sh * D}{L} \\
 K_y &= \frac{35,89 * 0,28 * 10^{-4} m^2 / s}{0,5m} \\
 K_y &= 2,01 * 10^{-3} m / s \approx 2,01 * 10^{-3} kg / (m^2 / s)
 \end{aligned}
 \tag{3.68}$$

- **La Altura de la Torre. (Altura de trabajo o efectivo)**

$$\begin{aligned}
 M &= G * (y_{ini.} - y_{sal.}) \\
 M &= 0,0156 kg / s * (0,985 - 0,32) \\
 M &= 0,0103 kg / s
 \end{aligned}
 \tag{3.69}$$

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{M}{K_y * \Delta y_{med}} \\
 F &= \frac{0,0103 kg / s}{0,00201 kg / (m^2 / s) * (0,985 - 0,32)} \\
 F &= 7,70 m^2
 \end{aligned}
 \tag{3.70}$$

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{F}{S * a * \psi} \\
 H &= \frac{7,70 m^2}{0,207 m^2 * 330 m^2 / m^3 * 0,0873} \\
 H &= 1,29 m
 \end{aligned}
 \tag{3.71}$$

La Torre empacada tiene un diámetro de 0,18 m (18 cm) y la altura del empaque será de 1,29m.

### 3.6 Resultados del diseño del Absorbedor

En la tabla 7 están representados las dimensiones reales necesarias de cada uno de los componentes de la Columna del Absorbedor.

**Tabla 7 Resultados del diseño del equipo.**

<b>Características Generales del Absorbedor.</b>	
Carga calórica del absorbedor ( $Q_{AB}$ )	11,85 kW.
Carga calórica del Inter. De Calor	28 kW
Solución a utilizar	Amoníaco – Agua
Altura total.	1,79 m
<b>Intercambiador de Calor.</b>	
Longitud de un tubo	0,25 m
Cantidad de tubos	36
Diámetro de los tubos.	0,020 m
Paso de los tubos (S)	1
Separación entre tubos.	0,044 m
<b>Torre empacada.</b>	
Diámetro de la Torre.	0,18 m
Altura de la torre.	1,29 m
<b>Intercambiador de Calor con Aire.</b>	
Longitud de los tubos.	0,25 m
Diámetro de los tubos.	0,032 m
Cantidad de tubos.	25
Separación de los tubos.	0,053 m

En Anexo 8 se pueden ver las dimensiones generales características del sistema propuesto.

### **3.7 Conclusiones Parciales.**

Con el presente capítulo se ha llegado a las siguientes conclusiones:

- 1 El esquema propuesto cumple los requerimientos térmicos necesarios para su función.
- 2 El dimensionamiento general del absorbedor está en correspondencia con la capacidad de la máquina propuesta.
- 3 El espacio exterior que ocupará será pequeño en relación con su altura.
- 4 La utilización del aire como enfriamiento hace que se eliminen las torres de agua de enfriamiento.
- 5 Sería de mayor factibilidad utilizar el enfriamiento por aire con ventiladores a utilizar una bomba de agua con la torre de enfriamiento.
- 6 La masa de Amoníaco utilizada en el sistema no ofrece peligros fatales por estar ubicada en el exterior.

*Conclusiones*

Después de una búsqueda minuciosa y detallada de los sistemas de refrigeración por absorción en el presente trabajo se ha llegado a las siguientes conclusiones:

1. El uso de la refrigeración por absorción permite el empleo de refrigerantes no agresivos al medio ambiente y de poca contaminación acústica.
2. La refrigeración por absorción permite el ahorro de combustibles fósiles y reduce el impacto medio ambiental que su uso lleva aparejado, por ello se ha tomado el uso de la fuente de energía en calidad de sustitución de los combustibles fósiles por el uso de la biomasa.
3. A pesar de los estudios realizados por un gran número de investigadores hay aún insuficientes datos para un mejor estudio del absorbedor utilizado para las máquinas de Refrigeración Absorción.
4. Se hace la propuesta de un esquema tipo novedoso, donde el generador utilizará la biomasa como combustible y el absorbedor estará dotado de una torre empacada al azar.
5. Se pone a disposición una metodología de cálculo que permite hacer el balance de masa y energía y el cálculo de las dimensiones principales del absorbedor tipo propuesto.
6. El esquema tipo propuesto cumple los requerimientos térmicos necesarios para su función.
7. El dimensionamiento general del absorbedor está en correspondencia con la capacidad de la máquina propuesta y el espacio exterior que ocupará será pequeño en relación con su altura, que no excede 1,7 m.
8. La estructura compacta, el bajo contenido de amónico en el sistema, la utilización del aire como medio de enfriamiento hace factible el uso de este sistema.

# *Recomendaciones*

Teniendo en consideración el trabajo realizado y las conclusiones abordadas en él se recomienda:

1. Continuar perfeccionando el esquema tipo propuesto para mejorar su coeficiente de funcionamiento.
2. Perfeccionar la metodología de cálculo, haciendo para ella una base de datos que permita hacer los cálculos con mayor facilidad.
3. Pasar a la puesta en práctica en una instalación de laboratorio para su mejor estudio y divulgación de la misma.

# *Bibliografía*

1. (2000). de <http://www.easycalculation.com/others/comments.php>.
2. (2003). "Sistemas de refrigeración." de <http://www.caloryfrio.com/dossiers/saberhacer-clima-sistemas.htm>.
3. (2006). de [www.ibersolar.com](http://www.ibersolar.com).
4. (2006). de <http://www.atsdr.cdc.gov/toxprofiles/tp126-c4.pdf>.
5. (2007). de <http://www.ajdesigner.com/index.htm>.
6. (2008). de <http://www.uctemuco.cl>.
7. (2008). de <http://es.wikipedia.org/wiki/absorción>.
8. (2008). "www.biblioteca.net."
9. (2009). de <http://www.sabelotodo.org/aparatos/refrigeracion.html>.
10. A.G., K. (1985). Operaciones Básicas y Aparatos en la tecnología química Tomo I. Ciudad de la habana, Editorial pueblo y educación.
11. A.G., K. (1985). Operaciones Básicas y Aparatos en la tecnología química Tomo II. Ciudad de la habana, Editorial pueblo y educación.
12. Beltrán, R. G. (2003). Refrigerador Solar – Ciclo de Absorción Intermitente, Universidad de los Andes.
13. Cisneros, C. A. (1999). Modelación de la transferencia de calor y masa en una maquina de refrigeración por absorción.
14. Clavel, J. S. (1980). Termodinámica técnica. Madrid, Editorial AC.
15. G.A., F. (2002). Design and construction of a LiBr–water absorption machine.
16. González, S. E. (1980). Transferencia de Calor, Editorial de Libros para la educación.
17. Greenspan, L. (1977). "Humidity Fixed Points of Binary Saturated Aqueous Solutions."
18. H., P. R. (1999). Chemical Engineer's Handbook, McGraw Hill.
19. Herold, K. E. (1996). Absorption chillers and heat pumps, CRC Press.
20. J.P., H. (1998). Transferencia de calor, McGraw Hill. **Octava Edición**.

21. Kern, D. Q. (1972). *Extended surface heat transfer*, McGraw Hill.
22. Kern, D. Q. (1980). Transferencia de Calor, McGraw Hill.
23. Kern, D. Q. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*, Compañía Editorial Continental.
24. Levenspiel, O. (1993). *Flujo de Fluidos e Intercambio de calor*, Reverte Editorial S.A.
25. Mironov, V. (1986). Guía Metodología para el proyecto de curso de equipos de transferencia de calor. Ciudad de la Habana.
26. Nicolás, L. V. (2003). *El uso de sistemas de refrigeración por absorción tipo GAX para el acondicionamiento de aire en la vivienda*, Universidad Nacional Autónoma de México.
27. P., I. F. (1985). Introduction to Heat Transfer Part 1. New York, John Wiley and Sons.
28. P., I. F. (1985). Introduction to Heat Transfer Part 2. New York, John Wiley and Sons.
29. P., I. F. (1985). Introduction to Heat Transfer Part 3. New York, John Wiley and Sons.
30. Pavlov, K. F. (1981). Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química. Moscú, Editorial Mir.
31. Pilatowsky, F. I. (2003). *Red Iberoamericana de Refrigeración y Aire Acondicionado Solar*. Universidad Nacional de Ingeniería. Perú.
32. Stocker, W. F. (1987). Refrigeración y acondicionamiento de aire. La Habana, Edición revolucionaria.
33. T., J. (1964). Transferencia de Masa y Absorción.
34. Treybal, E. R. *Operaciones de Transferencia de Masa*, McGraw Hill. **Segunda Edición**.
35. Villanueva, S. J. (2008). *Máquina refrigeradora por absorción de baja potencia*. Ingeniería Téc. Industrial Mecánica.
36. Yanes, G. G. (2007). *Factibilidad del uso de la refrigeración por absorción en la empresa cárnica Cienfuegos*. Ingeniería Mecánica. Cienfuegos, Universidad de Cienfuegos.

*Referencia  
Bibliografía*

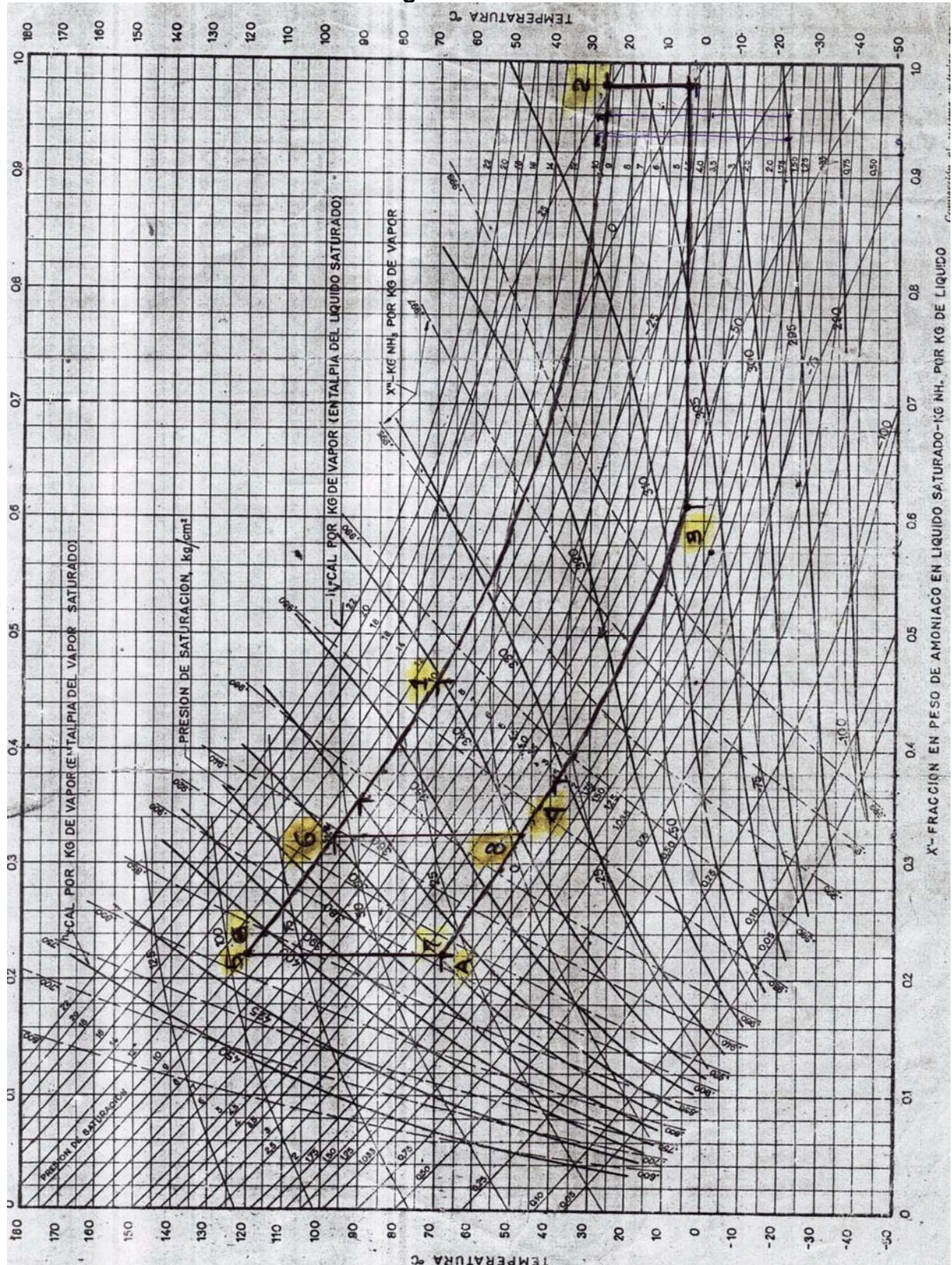
1. González, S. E. (1980). Transferencia de Calor, Editorial de Libros para la educación.
2. P., I. F. (1985). Introduction to Heat Transfer Part 2. New York, John Wiley and Sons.
3. Kern, D. Q. (1980). Transferencia de Calor, McGraw Hill.
4. A.G., K. (1985). Operaciones Básicas y Aparatos en la tecnología química Tomo II. Ciudad de la habana, Editorial pueblo y educación.
5. T., J. (1964). Transferencia de Masa y Absorción.
6. (2008). "[www.biblioteca.net](http://www.biblioteca.net)."
7. Kern, D. Q. (1980). Transferencia de Calor, McGraw Hill.

*Anexos*

## Anexo 1. Propiedades termofísicas del Aire.

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^8$ (W / m K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
<b>Air</b>							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7358	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.717
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.5	0.720
300	1.1613	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7730	1.021	250.7	32.39	37.3	37.3	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	39.7	56.7	0.681
550	0.6329	1.010	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	53.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.3975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.17	54.9	109	0.702
800	0.3354	1.099	369.8	83.93	57.3	170	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	423.3	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728

Anexo 2. Grafico de Amoniaco – Agua.



Anexo 3. Propiedades termofísicas de la solución amoníaco-agua saturada.

$\xi'$	$\rho \cdot 10^3$ Pa <sup>n</sup>	$\rho'$ kg/m <sup>3</sup>	$\rho''$ kg/m <sup>3</sup>	$r'$ kJ/kg	$c_p$ kJ/(kg.K)	$\lambda$ W/(m.K)	$\alpha \cdot 10^6$ m <sup>2</sup> /s	$\mu \cdot 10^3$ Ns/m <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6$ m <sup>2</sup> /s	$\sigma \cdot 10^2$ N/m	$\beta \cdot 10^4$ 1/K	Pr
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0,20	4,90	873,2	2,88	2429	4,27	0,566	0,152	0,353	0,344	4,87	6,97	2,26
0,20	5,88	864,2	3,34	2415	4,27	0,562	0,152	0,278	0,322	4,66	7,56	2,12
0,20	6,86	858,7	3,82	2399	4,27	0,558	0,152	0,264	0,305	4,50	7,35	2,00
0,20	7,84	853,1	4,27	2379	4,31	0,555	0,151	0,250	0,290	4,38	7,56	1,92
0,20	8,82	849,5	4,77	2350	4,31	0,552	0,151	0,235	0,278	4,30	7,85	1,84
0,20	9,81	845,9	5,17	2318	4,31	0,551	0,151	0,219	0,267	4,22	8,14	1,77
0,26	4,90	854,3	2,88	2312	4,23	0,545	0,151	0,358	0,419	4,68	7,69	2,77
0,26	5,88	848,4	3,38	2305	4,27	0,540	0,149	0,317	0,381	4,54	8,04	2,56
0,26	6,86	842,1	3,90	2296	4,27	0,535	0,149	0,299	0,358	4,39	8,38	2,40
0,26	7,84	835,8	4,45	2284	4,27	0,531	0,149	0,285	0,341	4,26	8,72	2,29
0,26	8,82	829,6	4,94	2266	4,27	0,528	0,149	0,273	0,328	4,07	8,99	2,20
0,26	9,81	824,8	5,44	2239	4,27	0,526	0,149	0,261	0,317	4,01	9,25	2,12
0,41	5,88	822,7	3,77	1968	4,35	0,506	0,141	0,468	0,568	4,54	10,09	4,02
0,41	6,86	816,4	4,32	1955	4,35	0,500	0,140	0,430	0,524	4,37	10,71	3,75
0,41	7,84	810,2	4,91	1943	4,40	0,494	0,139	0,395	0,469	4,25	11,33	3,52
0,41	8,82	805,0	5,46	1933	4,40	0,488	0,138	0,356	0,460	4,13	11,65	3,33
0,41	9,81	799,5	6,01	1925	4,40	0,485	0,138	0,345	0,435	4,00	11,88	3,15
0,41	10,79	795,1	6,61	1919	4,40	0,481	0,138	0,328	0,412	3,89	12,10	2,97
0,41	11,77	791,0	7,21	1915	4,40	0,478	0,137	0,312	0,391	3,80	12,31	2,85
0,41	12,75	786,7	7,82	1911	4,40	0,474	0,137	0,297	0,373	3,71	12,51	2,74
0,41	13,73	782,5	8,43	1910	4,40	0,472	0,137	0,284	0,357	3,62	12,71	2,61

## Anexo 4. Características para algunos tipos de relleno.

Relleno	Dimensio- nes <sup>■</sup> del elemento mm	Superfi- cie es- pecífica m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>	Volumen libre m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>	Peso de 1 m <sup>3</sup> de relleno kgf
Anillos de Raschig cerámicos (al azar)	15x15x2	330	0,7	690
	25x25x3	200	0,74	530
	50x50x5	90	0,785	530
Anillos de Raschig cerámicos (ordena- dos)	50x50x5	110	0,785	650
	80x80x8	80	0,72	670
	100x100x10	60	0,72	670
Anillos de Raschig de acero (al azar)	15x15x0,5	350	0,92	660
	25x25x0,8	220	0,92	640
	50x50x1	110	0,95	430
Anillos de Pale cerámicos de acero	25x25x3	220	0,74	610
	25x25x0,6	170	0,9	455
Monturas de Berl (cerámicas)	20	310	0,69	800
	25	250	0,70	720
de regilla de madera	10x100(paso a la luz- -10)	100	0,55	210

■ Dimensiones de los anillos: diámetro exterior x altura x grosor de la pared.

**Anexo 5.** Numero de Schmidt.

<b>Solute</b>	<b>Sc</b>
Helium	120
Hydrogen	190
Nitrogen	280
Water	340
Nitric oxide	350
Carbon monoxide	360
Oxygen	400
Ammonia	410
Carbon dioxide	420
Hydrogen sulfide	430
Ethylene	450
Methane	490
Nitrous oxide	490
Sulfur dioxide	520
Sodium chloride	540
Sodium hydroxide	490
Acetic acid	620
Acetone	630
Methanol	640
Ethanol	640
Chlorine	670
Benzene	720
Ethylene glycol	720
<i>n</i> -Propanol	730
<i>i</i> -Propanol	730
Propane	750
Aniline	800
Benzoic acid	830
Glycerol	1040
Sucrose	1670

## Anexo 6. Valores Aproximados de los coeficientes totales para diseño.

*Enfriadores*

<i>Fluidos calientes</i>	<i>Fluido frío</i>	<i>Coefficiente TOTAL</i>
Agua	Agua	670 - 1 350
Metanol	Agua	670 - 1 350
Amoniaco	Agua	670 - 1 350
Soluciones acuosas	Agua	670 - 1 350
Sustancias orgánicas ligeras	Agua	200 - 400
Sustancias orgánicas medianas	Agua	140 - 340
Sustancias orgánicas pesadas	Agua	15 - 200
Gases	Agua	6 - 140
Agua	Salmuera	250 - 540
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	110 - 250

*Calentadores*

<i>Fluidos calientes</i>	<i>Fluido frío</i>	<i>Coefficiente TOTAL</i>
Vapor de agua	Agua	540 - 1 900
Vapor de agua	Metanol	540 - 1 900
Vapor de agua	Amoniaco	540 - 1 900
Vapor de agua	Soluciones acuosas	250 - 1 900
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	140 - 540
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	250 - 540
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	16 - 170
Vapor de agua	Gases	14 - 140

*Intercambiadores*

<i>Fluidos calientes</i>	<i>Fluido frío</i>	<i>Coefficiente TOTAL</i>
Agua	Agua	670 - 1 350
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	670 - 1 350
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	110 - 200
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	54 - 170
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	25 - 110
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	85 - 170
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	25 - 110

\* Los coeficientes totales se dan en kcal/h.m<sup>2</sup>.°C. Se han tomado de la Tabla 8 del libro *Transferencia de calor*, de Donald Q. Kern.

**Anexo 7.** Diámetro Exterior y Espesores más frecuentes en el mercado en tuberías de hasta 300mm.

<i>Diámetro exterior mm</i>	<i>Espesor normal mm</i>	<i>Espesores (mm)</i>
8	1,5	2 y 2,5
10	1,5	2 y 2,5
12	1,5	2, 2,5 y 3
14	2	2,5 y 3
16	2	2,5 y 3
18	2	2,5, 3, 3,5 y 4
20	2	2,5, 3, 3,5 y 4
22	2	2,5, 3, 3,5 y 4
24	2	2,5, 3, 3,5 y 4
25	2	2,5, 3, 3,5, 4, 4,5 y 5
26	2	2,5, 3, 3,5, 4, 4,5 y 5
28	2	2,5, 3, 3,5, 4, 4,5 y 5
30	2,5	3, 3,5, 4, 4,5 y 5
32	2,5	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5 y 6
35	2,5	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6 y 7
38	2,5	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6 y 7
41,5	2,5	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6 y 7
44,5	2,5	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6 y 7
51	2,5	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7 y 8
54	2,5	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7 y 8
57	2,75	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8 y 9
60	3	3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8 y 9
63,5	3	3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9 y 10
70	3	3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, y 10
76	3	3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10 y 11
83	3,25	3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10 y 11
89	3,25	3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 y 12
95	3,5	4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 y 12
102	3,5	4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 y 12
108	3,75	4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 y 14
121	4	4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 y 14
133	4	4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14 y 16
146	4,25	4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14 y 16
152	4,25	4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16 y 18
159	4,5	5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16 y 18
171	4,5	5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18 y 20
191	5,25	5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20 y 22
216	6	7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20 y 22
241	6,25	7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22 y 24
267	6,5	7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22 y 24
292	7	8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24 y 26

Anexo 8. Un dibujo del esquema



