

4. Metodología

4.1 Planeación de Proyectos

Cuando un proyecto se realiza, se debe a que existe una necesidad que no ha sido satisfecha o resuelta. Todos se evalúan para saber si es conveniente implementarlos, así como también para cuantificar los beneficios que brindarán. Deben asegurar que son capaces de resolver la necesidad en forma eficiente, segura y rentable. Ya que los proyectos están asociados a diferentes disciplinas, requieren de diversas fuentes de apoyo técnico para ser aprobados. Es necesario justificar la necesidad de un proyecto, así como también establecer las ventajas y desventajas que implica la inversión de recursos para una determinada idea. A este proceso se le determina planeación de proyectos⁽²³⁾.

El punto decisivo es plantear suposiciones previamente evaluadas para comprobar su veracidad. El estudio de proyectos tiene dos etapas: preparación y evaluación. La primera tiene como objetivo definir todas las características que afecten en mayor o menor grado el flujo de ingresos y egresos monetarios del proyecto, entre ellas la disponibilidad tecnológica, el alcance y las limitaciones. En ésta también se tienen dos etapas: una que se caracteriza por recopilar información

a través de estudios específicos, y otra que se encarga de sistematizar dicha información en términos monetarios. La etapa de evaluación busca determinar la rentabilidad de la inversión del proyecto.

Una vez constituido el proyecto e identificados los aspectos prioritarios, sigue el estudio de pre-factibilidad. Éste profundiza la investigación para descartar distintas alternativas y así escoger la, o las, mejores opciones. La última etapa del análisis de factibilidad es el estudio financiero; su objetivo es ordenar la información monetaria que proporcionaron las etapas anteriores para la toma final de decisiones. El estudio de ingeniería determina el sistema óptimo para el uso eficiente de los recursos disponibles, así como también la posibilidad mecánica de su aplicación.

El proyecto propuesto en esta tesis busca realizar la evaluación de ingeniería, para determinar si la tecnología disponible es suficiente para resolver el problema con una solución factible. Del mismo modo, pretende realizar una pre-evaluación que defina si el proyecto está dentro del alcance económico del rancho “Las Cañadas”, para dar paso a futuras investigaciones que profundicen en el diseño y así concluir con la construcción del sistema de refrigeración.

4.2 Condiciones de Operación

Una vez escogido el Sistema de Refrigeración por Absorción y la mezcla amoníaco-agua como fluido de trabajo, se deben establecer las condiciones de operación. La **figura 4.1** muestra un esquema del arreglo de los equipos para el sistema propuesto. El gas que sale del evaporador es mezclado con una solución de baja concentración en el absorbedor ($12 \rightarrow 1$) liberando calor (q_A). La presión de la solución líquida es elevada a la presión del generador mediante la bomba ($1 \rightarrow 2$). Por medio de un intercambiador de calor, se logra un precalentamiento de la mezcla ($2 \rightarrow 3$). La adición de calor en el generador (q_G) hace que el vapor de refrigerante salga de la solución líquida y continúe el ciclo casi como amoníaco puro (7) mientras que la solución de baja concentración regresa al absorbedor (4). En el condensador se retira calor (q_C) y en el evaporador se retira el calor del cuarto frío (q_E) al cambiar la mezcla de estado líquido a gaseoso ($10 \rightarrow 11$).

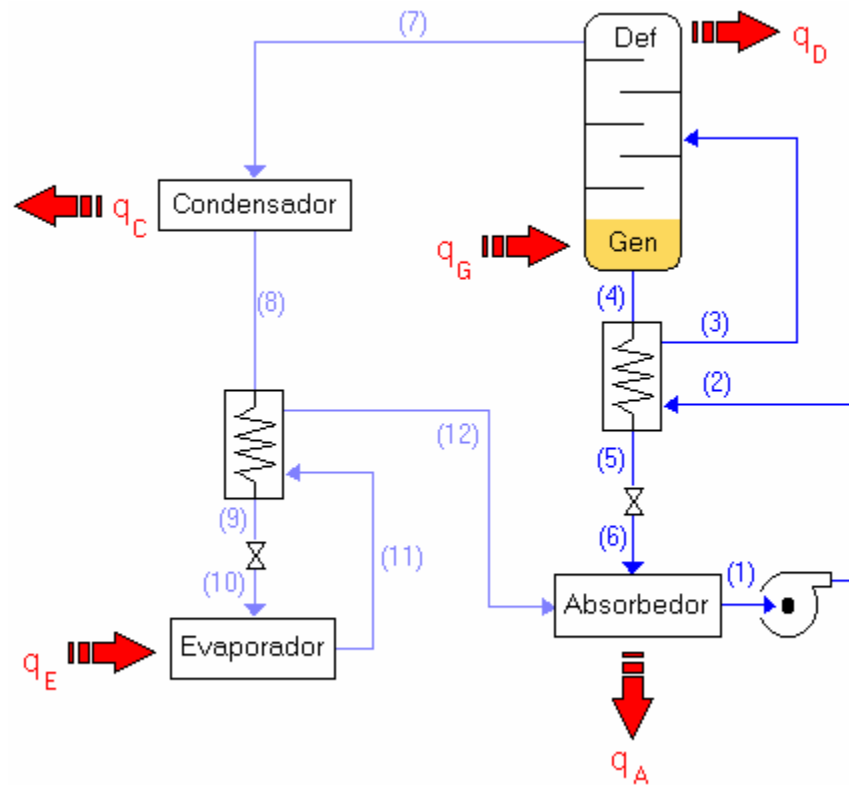


Fig. 4.1 Sistema de Absorción NH₃-H₂O

4.2.1 Flujos de Calor y Transferencias

La carga total de refrigeración (Q_E) está formada por: *carga de transmisión*, que es el calor transferido al espacio refrigerado a través de su superficie; *carga del producto*, que es el calor removido de los productos a refrigerar; *carga interna*, que es el calor producido por fuentes internas (luces, motores, personas, etc); *carga del aire infiltrado*, que es la ganancia de calor asociada al aire que entra al medio refrigerado; y la carga relacionada con el *equipo*. Generalmente, la carga calculada es incrementada en un 10% para permitir posibles discrepancias entre los criterios de diseño y la operación real.

4.2.1.1 Carga de transmisión

El calor sensible que se obtiene por las cuatro paredes, suelo y techo se calcula en estado estable con la **ecuación 3.1**:

$$Q=UA\Delta T \quad \text{Ec. 3.1}$$

El coeficiente de transferencia de calor total U de los seis muros se calcula con la **ecuación 4.1**:

$$U=1/(1/h_i+x/k +1/h_o) \quad \text{Ec. 4.1}$$

Donde:

U = coeficiente de transferencia de calor, $W/(m^2\cdot K)$

x = grosor de la pared, m

k = conductividad térmica del muro, $W(m\cdot K)$

h_i = conducción de la superficie interna, $W/(m^2\cdot K)$

h_o = conducción de la superficie externa, $W/(m^2\cdot K)$

Si se utilizan muros gruesos, los términos de conducción pueden ser omitidos de la ecuación. Cuando están compuestas por más de un material, el valor x/k está formado por las resistencias compuestas por los distintos materiales. Para alcanzar temperaturas de -4 a 4 °C, se recomienda que el aislamiento (poliestireno, corcho, etc.) sea por lo menos de 75 mm⁽²⁾. El color de los muros influye mucho sobre el medio refrigerado, es por esto que es mejor que sean de colores claros. Para realizar los cálculos de ΔT , se suman 3 °C para el muro Este, 2 para el Sur, 3 para el Oeste y 5 al techo.

4.2.1.2 Carga de los productos

La carga de refrigeración principal está dada por dos factores: el calor que debe removerse para reducir la temperatura del producto y el calor generado por los productos almacenados (únicamente ocurre en frutas y vegetales). El primero esta dado por la **ecuación 4.2**:

$$q = m c (t_1 - t_2) \quad \text{Ec. 4.2}$$

La carga requerida para almacenar los productos se obtiene de la **ecuación 4.3** donde n es el tiempo de almacenaje en horas:

$$Q_p = q / (3600 \cdot n) \quad \text{Ec. 4.3}$$

La capacidad de refrigeración relacionada a los productos, se obtuvo a partir de las propiedades de los quesos que se secarán. Para conocer las condiciones reales de éstos, se les efectuaron dos pruebas: determinación de capacidad calorífica y humedad relativa. La primera se realizó inicialmente utilizando el equipo Thermolink, el cual por medio de termopares determina la capacidad calorífica, conductividad y difusividad. La humedad relativa se determinó en base al procedimiento descrito en el AOAC (Association of Oficial Analytical Chemists, "Oficial Methods of Análisis", Centenal Edition, 14^a edición, Sydney Williams, USA 1984, pg. 308-309). Se colocaron las muestras por triplicado en charolas para HR que previamente se pusieron a peso constante. Las charolas se colocaron en un horno al vacío a 100°C hasta obtener nuevamente pesos constantes. La pérdida de peso se relacionó con la humedad relativa.

Para rectificar la veracidad de las propiedades determinadas, se compararon los valores obtenidos con el equipo con aquellos reportados por la literatura para quesos similares. Por su contenido de grasas y agua, los quesos que se asemejan más son Cheddar, Gouda y Suizo y se reportan humedades relativas entre 36% y 42% así como capacidades específicas desde 2.77 a 2.87 kJ/kgK. Al comparar los

valores, se encontraron diferencias significativas. Por esta razón se optó por utilizar los datos reportados.

Así mismo, fue necesario calcular el tiempo de enfriamiento de los quesos. Para esto, se utilizó el algoritmo basado en el método de dimensionalidad equivalente de transferencia de calor de Lin et al⁽²⁾. Este algoritmo tiene los siguientes pasos:

1. Determinar las propiedades térmicas del alimento (capacidad calorífica, conductividad y densidad).
2. Determinar el coeficiente de transferencia superficial de calor para el proceso de enfriamiento.
3. Determinar las dimensiones y relaciones dimensionales β_1 y β_2 .
4. Calcular el número de Biot.
5. Calcular el valor del equivalente de dimensionalidad de transferencia de calor E.
6. Calcular el factor de retraso correspondiente al centro térmico.
7. Calcular la primer raíz de la ecuación trascendental $\omega \cot \omega + Bi - 1 = 0$.
8. Calcular el tiempo de enfriamiento θ .

4.2.1.3 Carga interna

Toda la energía eléctrica disipada en el espacio refrigerado, como focos, motores y otros equipos debe ser incluida en la carga interna. Del mismo modo, las personas que accedan el cuarto proporcionan cierta cantidad de calor dependiendo de la actividad que desempeñan, el tejido de sus ropas y su estatura. Si las personas accedieran frecuentemente el cuarto, se multiplica por un factor de 1.25, pero no es este el caso.

4.2.1.4 Carga del aire infiltrado

El calor que se obtiene por la infiltración de aire, asociado con la carga proporcionada por los equipos, puede representar más de la mitad de la carga de refrigeración total. La infiltración ocurre debido a la diferencia de densidades entre el aire del interior con el del medio ambiente a través de la puerta. Esto se calcula con la **ecuación 4.4** de Gosney y Olama:

$$q = 0.221 A (h_t - h_r) \rho_r (1 - \rho_t / \rho_r)^{0.5} (gH)^{0.5} F_m$$

Ec. 4.4

dónde q es el calor sensible y latente en kW, A es el área de la puerta en m^2 , h_t la entalpía del aire infiltrado en kJ/kg, h_r la entalpía del aire refrigerado en kJ/kg, ρ_t la densidad del de aire infiltrado en kg/m^3 , ρ_r la densidad del aire refrigerado en kg/m^3 , g la constante de gravedad $9.81 m/s^2$, H es la altura de la puerta y F_m un factor de densidad dado por la **ecuación 4.5**:

$$F_m = (2 / (1 + r_r / r / t)^{1/3})^{1.5} \quad \text{Ec. 4.5}$$

4.2.1.5 Carga de los equipos

Esta carga se obtiene principalmente del motor si se utiliza circulación forzada de aire, del calentador si el sistema de refrigeración también tiene control de humedad y del calor del equipo para descongelado automático si opera a temperaturas por debajo del punto de congelamiento. Debido a que ninguno de estos aspectos aplica en este proyecto, no existe carga por parte de los equipos.

4.2.2 Balance de Materia y Energía

Conociendo la carga de refrigeración necesaria, se puede proceder a determinar los balances de materia y energía del ciclo. Inicialmente se pretendía realizar la predicción de propiedades con el simulador de procesos Aspen Plus®. Se realizaron diversas corridas para evaluar distintos métodos de predicción y así compararlos con datos experimentales reportados en la literatura a distintas condiciones. Con el diagrama de entalpía-concentración para soluciones acuosas de amoníaco⁽²⁰⁾ se graficaron datos experimentales de composiciones de equilibrio para la mezcla NH₃-agua.

Los datos predichos fueron muy distintos a los reportados aún utilizando métodos de predicción para electrolitos. Dichas corridas se pueden ver en las **figuras 5.1 a 5.8**. Debido a que las predicciones no son precisas, se prefirió utilizar tablas termodinámicas y gráficas reportadas a distintas condiciones.

Para determinar las condiciones de entrada y salida en cada equipo, el sistema se puede dividir en alta y baja presión. Tanto generador como condensador se encuentran en la parte de alta presión, es decir, las condiciones 2, 3, 4, 5, 7, 8 y 9; mientras que el evaporador y absorbedor son de baja presión, y por lo tanto las condiciones 1, 6, 10, 11 y 12. Para determinar el ciclo termodinámico, es necesario fijar algunos puntos de operación. El autor James L. Threlkeld en su libro “Thermal Environmental Engineering” recomienda operar entre 300 y 30 psias y cerca de las condiciones mostradas en la **tabla 4.I**. Estas condiciones se deben ajustar dependiendo de las temperaturas de refrigeración que se desean alcanzar.

Tabla 4.I Condiciones de operación recomendadas

Datos de operación	
T _{evaporador}	-6 °C

T_{amb}	28 °C
P_{cond}	14 atm
P_{evap}	3 atm
T_{gen}	116 °C
$T_{s,def}$	54 °C
$T_{e,gen}$	93 °C
ΔT_{interc}	12.22 °C

A continuación se muestran los pasos que se siguieron para obtener las condiciones de cada estado de la **figura 4.1**, reportadas en gráficas termodinámicas: presión, temperatura, concentración de la solución y entalpía.

1. Para lograr la saturación y mayor pureza en las condiciones 3, 4 y 7, se recomienda que la entrada al generador sea de 200°F (93°C), y las salidas de vapor y líquido de 130°F (54°C) y 240°F (115°C) respectivamente. Con estos datos se pueden conocer las propiedades de la entrada y las salidas del generador.
2. Debido a que 5 y 6 tienen la misma concentración que el líquido saturado proveniente del generador (4), y se conocen las presiones a las que se encuentran, se pueden localizar en la gráfica PHxy y por lo tanto se determinan las propiedades.
3. Lo mismo ocurre con 1 y 2 ya que tienen la misma concentración que la entrada del generador. Suponiendo que la bomba trabaja isotérmicamente, se obtienen los datos como líquidos subenfriados.
4. De la condición 8 hasta la 12 tienen la misma concentración de la solución al salir del generador.
5. El condensador hace que el vapor cambie a estado líquido saturado.
6. De manera similar, la entrada al absorbedor (12) debe ser un vapor saturado para lograr la mayor absorción de calor en el evaporador.

7. Por otra parte, se supone un diferencial de temperaturas en el intercambiador de calor que sigue al condensador de 10°F (12°C) y así se conocen las propiedades de la salida del mismo (9).
8. El fluido entonces pasa por una válvula isoentálpica, por lo que la condición 10 tiene misma entalpía pero con presión más baja y entra a la curvas para el cambio de fase.
9. La capacidad de refrigeración del sistema se define por los cálculos antes mencionados. De este modo se conoce el calor que se extraerá en el evaporador q_E .
10. Del balance de materia y de energía alrededor del intercambiador de calor y el evaporador se obtiene el flujo másico necesario de refrigerante.
11. Al calcular los balances de materia y energía del absorbedor se obtiene la cantidad de solución débil (6) que se mezclará con la corriente de amoníaco proveniente del evaporador (12).
12. De la **ecuación 4.6** se obtiene la entalpía a la salida de la bomba⁽²⁴⁾:

$$h_2 = h_1 + (P_2 - P_1)v_1/J \quad \text{Ec. 4.6}$$

dónde v_1 está dado de la relación empírica: $v_1 = (1-x_1) v_{H_2O} + 0.85 x_1 v_{NH_3}$

y J es el equivalente mecánico de calor (778 ft-lb/BTU).

13. Se realiza el balance de energía alrededor del intercambiador de calor del generador para conocer la entalpía de la salida del mismo (5). Una vez calculada, junto con la concentración y temperatura conocidas del estado 5 se puede localizar en la gráfica
14. Se supone una válvula isotérmica por lo que se define el punto 6 del proceso
15. Del balance de energía del evaporador se conoce la entalpía a la salida del mismo.
16. Para conocer el trabajo que realiza la bomba se resuelve el balance de energía mientras que el caballaje se obtiene de la **ecuación 4.7**:

$$H_p = m_1(h_2 - h_1) / (42.4 \eta_m) \quad \text{Ec. 4.7}$$

La eficiencia de un refrigerador se expresa en términos del coeficiente de desempeño (COP). Para calcular el desempeño real de un sistema por absorción se utiliza la **ecuación 4.8**:

$$\text{COP}_{\text{Real}} = Q_E / Q_G \quad \text{Ec. 4.8}$$

Mientras que el desempeño ideal se determina de este modo:

$$\text{COP}_{\text{Max}} = T_E(T_G - T_0) / T_G(T_0 - T_E) \quad \text{Ec. 4.9}$$

4.2.3 Diseño de los equipos

Para la selección de los materiales de construcción es indispensable tomar en cuenta que el amoníaco es un fuerte corrosivo por lo que los equipos deben construirse con tubería de aluminio, acero inoxidable o acero al carbón. Para el caso de los intercambiadores de calor, se recomienda el uso de tubería de 3/4" ya que, además de su disponibilidad comercial, en distintas investigaciones se ha determinado que da buenos resultados en transferencia de calor debido al perfil de temperaturas que se presenta en un corte transversal. El arreglo de tubos más común en intercambiadores es el triangular⁽⁴¹⁾.

4.2.3.1 Evaporador

El efecto de refrigeración se obtendrá por medio de un serpentín que atraviese el espacio dentro de la cámara fría. Para absorber la carga de refrigeración calculada, se diseñó un intercambiador de calor en el cual el amoníaco fluye dentro de un serpentín mientras que absorbe el calor del aire que lo rodea.

El amoniaco entra en fase líquida en estado 10 y sale en el estado 11. De manera general, se calculó la temperatura promedio del serpentín para el diseño preliminar del evaporador. Utilizando la temperatura promedio y la del cuarto frío, se determina la temperatura de capa con la **ecuación 4.10**:

$$T_f = (T_{\text{prom}} - T_{\text{amg}})/2 \quad \text{Ec. 4.10}$$

Las propiedades que se necesitan son: coeficiente volumétrico de expansión β , coeficiente de conductividad térmica k , volumen específico v y número de Prandtl Pr . El coeficiente volumétrico de expansión se puede obtener de tablas, pero también puede ser calculado como el inverso de la temperatura.

El resto de las propiedades se obtuvieron de la tabla A-5 del libro "Heat Transfer", Holman, la cual proporciona datos de aire a presión atmosférica en un amplio rango de temperaturas.

Posteriormente, por medio de las **ecuaciones 4.11, 4.12 y 4.13** para el número de Grashof Gr , Nusselt Nu y el coeficiente de transferencia de calor h se determina la longitud y el diámetro de los tubos.

$$Gr = g \beta (T_{\text{prom}} - T_{\text{amb}}) x^3 / v^2 \quad \text{Ec. 4.11}$$

$$Nu = 0.1 (Gr Pr)^{1/3} \quad \text{Ec. 4.12}$$

$$h = Nu k/x \quad \text{Ec. 4.13}$$

Para conocer el área de transferencia necesaria, se despejó de la **ecuación 4.14**:

$$Q = h A \Delta T \quad \text{Ec. 4.14}$$

La longitud y el diámetro de la tubería se determinaron con respecto a los resultados que se iban obteniendo por medio de iteraciones, hasta que se obtuvieron resultados convenientes en cuanto a espacio, ya que el número de

tubos se determinó con respecto al número de repisas que se proponen. Se probaron diámetros de tuberías comerciales como $\frac{3}{4}$ ", $\frac{1}{2}$ " y $\frac{1}{4}$ ".

4.2.3.2 Tanque de absorción

Se determinó el volumen necesario para el tanque de absorción por medio del flujo volumétrico. Se utilizó una base de 1 minuto de almacenamiento para conocer la masa. Posteriormente, utilizando la ecuación para gases ideales, se determinó el volumen específico de la mezcla a 3.4 atmósferas y 283, 316 y 330 K que son las condiciones de las entradas y la salida. Se utilizó el volumen específico mayor para realizar los cálculos. El volumen final necesario se debe triplicar como medida de seguridad. De este modo además sirve como almacenaje para el refrigerante en caso de que sea necesario regular el flujo.

Considerando un tanque de 45 cm de longitud por cuestiones de espacio, se calculó el radio que cumpliera con el volumen calculado.

4.2.3.3 Generador

Para el diseño de la columna de rectificación, se utilizará el método de Ponchon-Savarit ya que no sólo proporciona balances de materia sino también de energía y las cargas térmicas necesarias en el condensador y rehervidor. Este método gráfico se realiza utilizando el diagrama de presión, entalpía y concentraciones (PHxy). Se utilizó el diagrama reportado por Threlkeld, en el cual las isotermas se trazan utilizando la curva de construcción de equilibrio.

Conocidas las composiciones de los productos y de la alimentación, se determina el punto P'_{\min} . La relación de reflujo óptima se obtiene del producto del reflujo mínimo por 1.3, utilizando los puntos óptimos, se trazan las líneas de operación y equilibrio necesarias para determinar el número de etapas aproximadas.

4.2.3.4 Condensador

De manera muy similar al evaporador, el condensador consta de una serie de tubos aletados expuestos al ambiente. Éstos se calculan utilizando los datos de las condiciones 7 y 8 con una temperatura ambiente estimada de 28°C, dados los datos climatológicos de la región. Del mismo modo que en el evaporador, se calcula la temperatura de capa fina y, con las propiedades del aire a 300 K, se calcula el coeficiente de transmisión de calor y los números de Grashof y Nusselt. Se despeja el área de transferencia de calor igual que en el evaporador.

La diferencia está en la distribución del área de transferencia de calor, ya que el condensador es un banco de tubos aletados. Por lo tanto, el área de transferencia se debe repartir en el área de los tubos y de las aletas.

4.2.3.5 Intercambiadores de calor

El intercambiador intermedio entre condensador y evaporador transfiere calor del amoniaco en fase líquida a la fase que sale del evaporador. Por un balance de energía, utilizando los datos de las corrientes 8, 9, 11 y 12, se conoce la carga térmica que se retira y el flujo másico. Así mismo es necesario conocer el coeficiente global de transferencia de calor. Con la **ecuación 3.1** se determina el área de los tubos necesaria.

Utilizando los datos de diámetro, longitud y área necesaria, se puede determinar el número de tubos que se requieren para cumplir con la superficie calculada.

El segundo intercambiador se ubica entre generador y absorbedor por lo que las condiciones que se utilizan son 2, 3, 4 y 5 para conocer el flujo másico y la carga térmica. De igual manera se calcula el área de transferencia.

4.2.3.6 Biogas y Colector Solar

Debido a que la insolación no es un factor constante, es necesario utilizar un quemador de biogas para mantener la temperatura de generación. De los distintos tipos de colectores solares, el más sencillo es el colector plano por lo que simplifica su uso en zonas rurales. Por esta razón, en esta sección se menciona la metodología para el diseño del colector solar y la cantidad de biogas que será necesaria utilizar para cumplir con las condiciones. El colector plano más común es un plato oscurecido detrás de uno o dos vidrios. El calor absorbido por el plano negro se transfiere al líquido que fluye dentro de los tubos. Se utilizó la cantidad de radiación solar menor reportada a 20° de latitud con el motivo de utilizar condiciones que sean, de cierta manera, desfavorables (**figura 4.2**). Generalmente se tiene un promedio de 7 horas de insolación diarias. Por un balance de materia y energía, se determinan las temperaturas de entrada y salida del agua del colector solar con determinada área de tubería para la transferencia del calor del Sol.

Después del precalentamiento por el colector solar, se debe determinar la cantidad de biogas suministrada así como también la cantidad necesaria en caso de que no exista tal precalentamiento. Para determinarla, es necesario conocer la energía que se libera al ser quemado. Esto se determinó por una ponderación del calor de combustión según la proporción de aire y metano que componen al biogas. De manera similar, por un balance de materia y energía, se determina el flujo de biogas necesario para alcanzar la temperatura del generador.

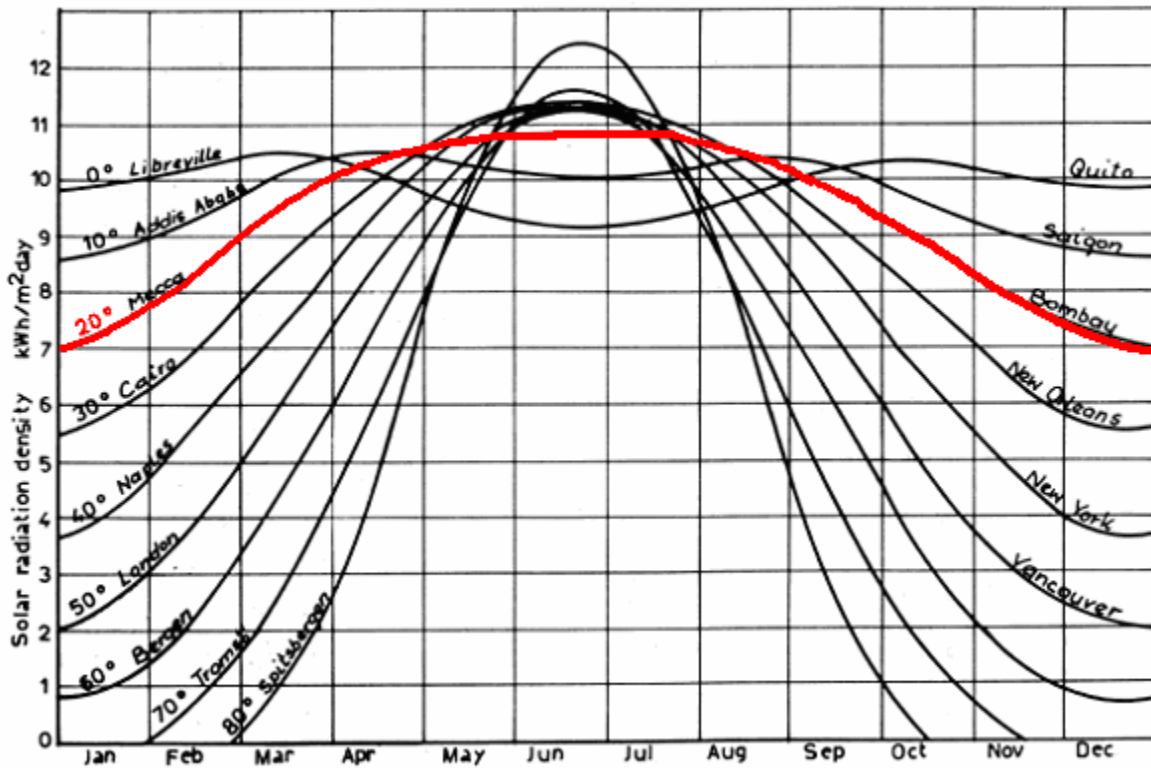


Fig. 4.2 Radiación solar. Fuente: <http://www.fao.org/DOCREP/003/X6541E/X6541E03.htm>

4.2.3.7 Bomba

El equipo de bombeo de la solución debe ser una bomba recíproca con sello de diafragma flexible⁽²⁾. Por medio de pulsaciones se transporta el fluido al extremo opuesto del diafragma.

Para conocer la capacidad de la bomba, se realiza un balance de energía alrededor de la misma. Para esto se necesita estimar una eficiencia, por lo que en promedio se tiene 75% para las bombas recíprocas comerciales.

4.2.4 Comparación con un sistema de compresión

Para tener un punto de referencia, se realizaron los cálculos de las condiciones de operación de un sistema convencional que opere por compresión de vapor en condiciones ideales. Es decir, no se tomó en cuenta pérdidas por fricción ni eficiencia del compresor. Se utilizaron las tablas del refrigerante R-134a debido a que es el que se utiliza con mayor frecuencia hoy en día. Se realizan los balances de materia y energía bajo las mismas condiciones que el sistema por absorción de amoníaco en agua para realizar la comparación del coeficiente de desempeño tanto real como ideal, se utilizan las **ecuaciones 4.15 y 4.16**.

$$\text{COP}_{\text{Real}} = 1 / (\text{Q}_H / \text{Q}_L - 1) \quad \text{Ec. 4.15}$$

$$\text{COP}_{\text{Max}} = 1 / (\text{T}_H / \text{T}_L - 1) \quad \text{Ec. 4.16}$$

Es interesante considerar la potencia que utiliza cada sistema para poder contrastar la cantidad de energía que utilizan y así tener un punto de referencia.