

## **Diseño y construcción de un prototipo de destilador de agua al vacío operado con energía solar.**

1. Agradecimientos y/o reconocimientos.
2. Índice
3. Resumen
  
4. Introducción.

La destilación o evaporación al vacío se utiliza actualmente para resolver problemas de efluentes líquidos contaminados, como una alternativa más económica y menos agresiva para el tratamiento de aguas residuales o para la desalación del agua de mar.

Los sistemas disponibles se basan en el calentamiento del agua mediante una caldera, una resistencia eléctrica o una bomba de calor y en la obtención de vacío con una bomba eléctrica. Los sistemas comúnmente usados son:

Evaporación al vacío por bomba de calor;  
Evaporación al vacío por compresión mecánica del vapor y  
Evaporación al vacío con vapor o agua caliente por múltiple efecto.

Estos sistemas suponen el uso de energéticos, ya sea para elevar la temperatura del agua o para producir el vacío necesario mediante una bomba accionada con un motor eléctrico, además de las bombas para mover los fluidos.

Considerando uno de los grandes problemas ambientales globales que enfrenta la humanidad por la emisión masiva de gases de efecto invernadero (GEI), debido al consumo desmedido de combustibles fósiles, se pensó en un sistema de destilación al vacío utilizando principalmente la energía renovable del sol.

### 4.1 Disponibilidad de energía solar.

Para determinar si el prototipo puede operar de manera autosuficiente con la energía del sol, en una ubicación definida, se requiere realizar un balance de energía, con base en el tipo de colector térmico de que se dispone, por lo que en primer lugar se describe este dispositivo.

Colector de placa plana.- Es un colector estacionario, con un depósito térmico de 240 litros. Soporta una presión hidrostática de  $6 \text{ kg/cm}^2$ ,

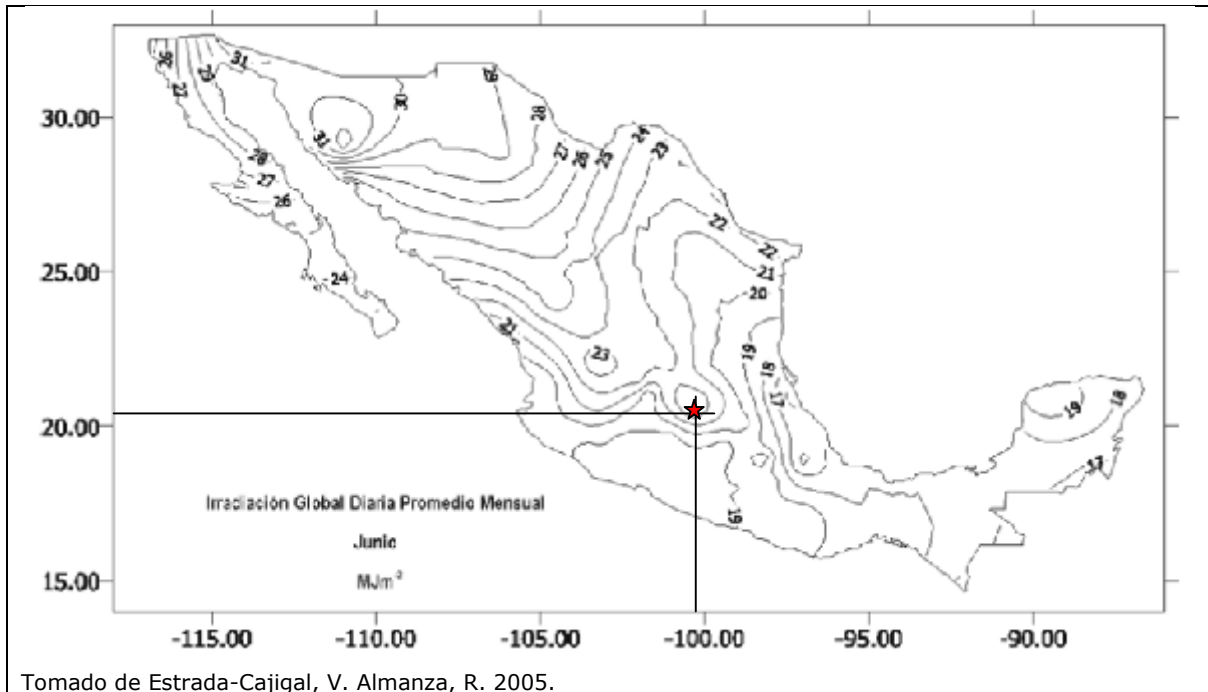
suficiente para manejar la carga hidrostática que prevalecerá. Tiene una Relación de concentración geométrica  $C = 1$ . Es capaz de elevar la temperatura del fluido caliente hasta  $60^{\circ}\text{C}$ , la cual es suficiente para provocar la ebullición a una presión reducida del agua que se desea recuperar. Cuenta con una bomba de 24 volts corriente directa, para efectuar la recirculación de agua caliente al intercambiador de calor y con un sensor de temperatura. Está orientado hacia el sur geográfico y se le dio una inclinación de  $25.65^{\circ}$  respecto a la horizontal, específica para el punto de ubicación, ya que el sitio tiene una Latitud de  $20.65^{\circ}$ . Para calentamiento de agua durante todo el año se recomienda una inclinación de Latitud  $+ 5^{\circ}$ .

El prototipo está ubicado en el Campus de la Universidad Tecnológica de Querétaro, cuyas coordenadas geográficas son:  $20.65^{\circ}$  Latitud Norte y  $100.3^{\circ}$  Longitud Oeste. En la siguiente imagen se muestra la ubicación general en el contexto de la República Mexicana.



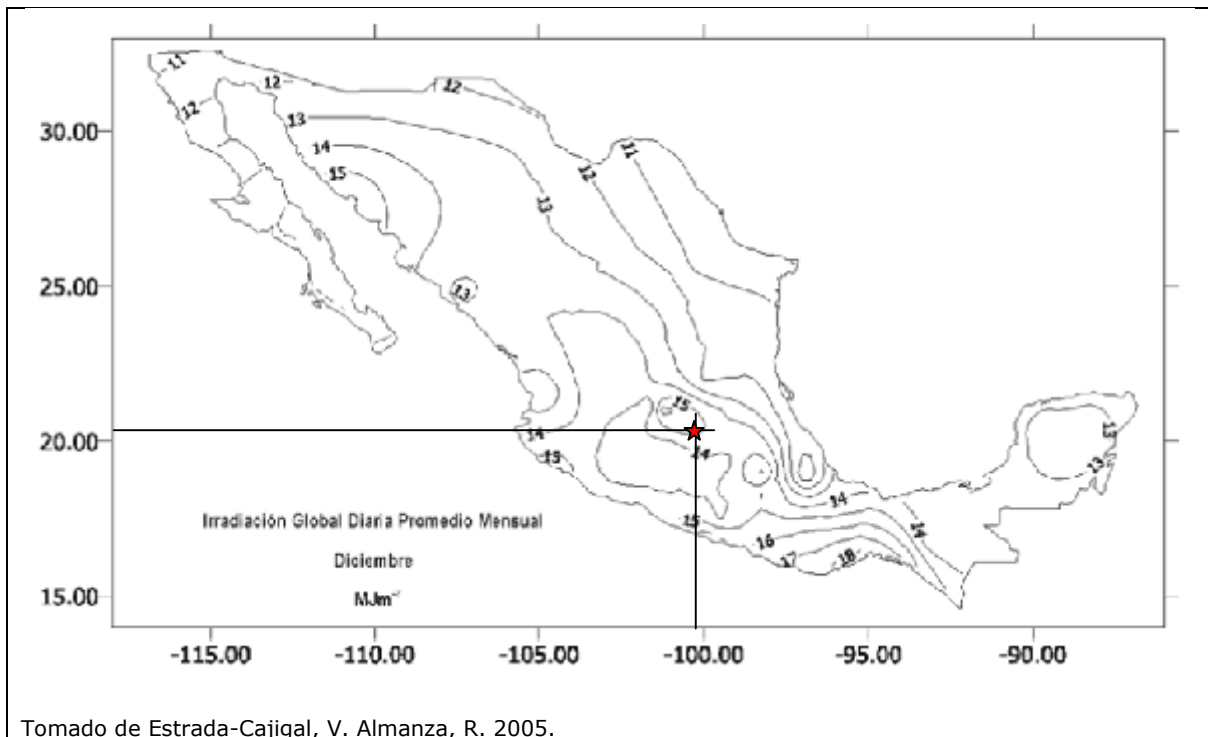
Figura 4.1.1 Ubicación de la ciudad de Querétaro en la República Mexicana.

Para esta ubicación se obtuvo información sobre la irradiación solar diaria promedio mensual,  $\bar{H}$ , en los períodos de verano e invierno (Estrada-Cajigal, V. Almanza, R., 2005), por ser en los que se presenta la mayor declinación solar en los respectivos solsticios. En las siguientes figuras se muestran los mapas de isohelias de la República Mexicana con la ubicación de la ciudad de Querétaro



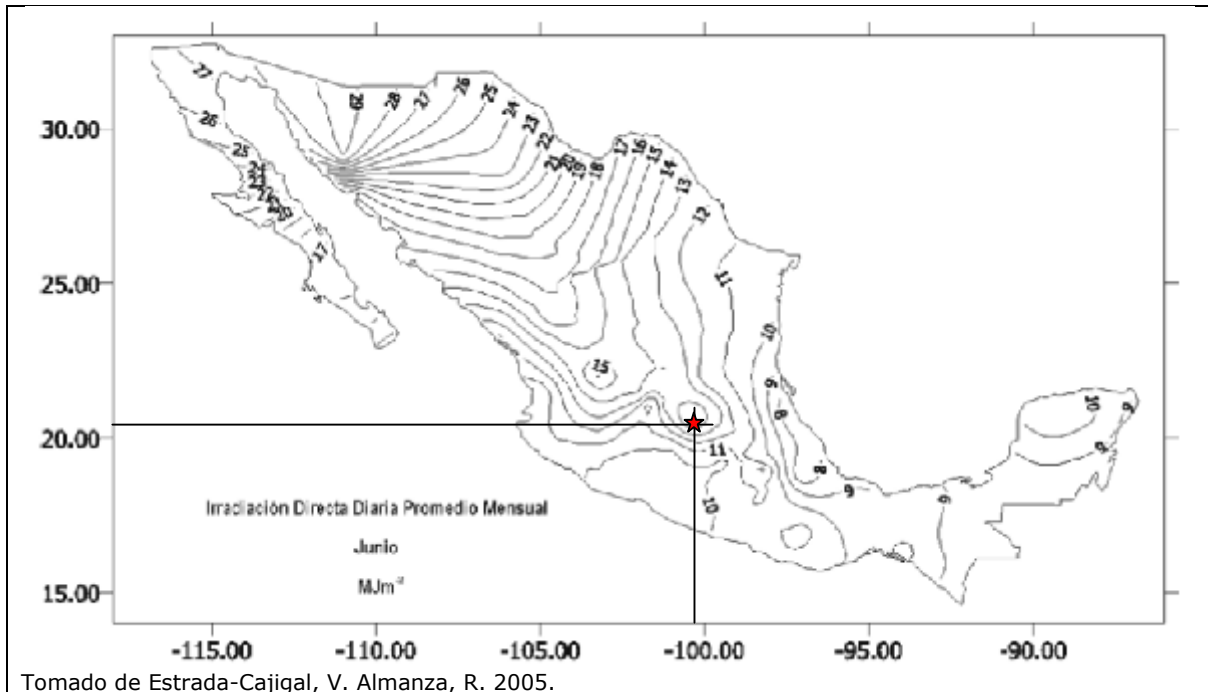
Tomado de Estrada-Cajigal, V. Almanza, R. 2005.

Figura 4.1.2 Irradiación global diaria promedio mensual,  $\bar{H}$ , para Querétaro en el mes de junio, 22 MJ/m<sup>2</sup>.



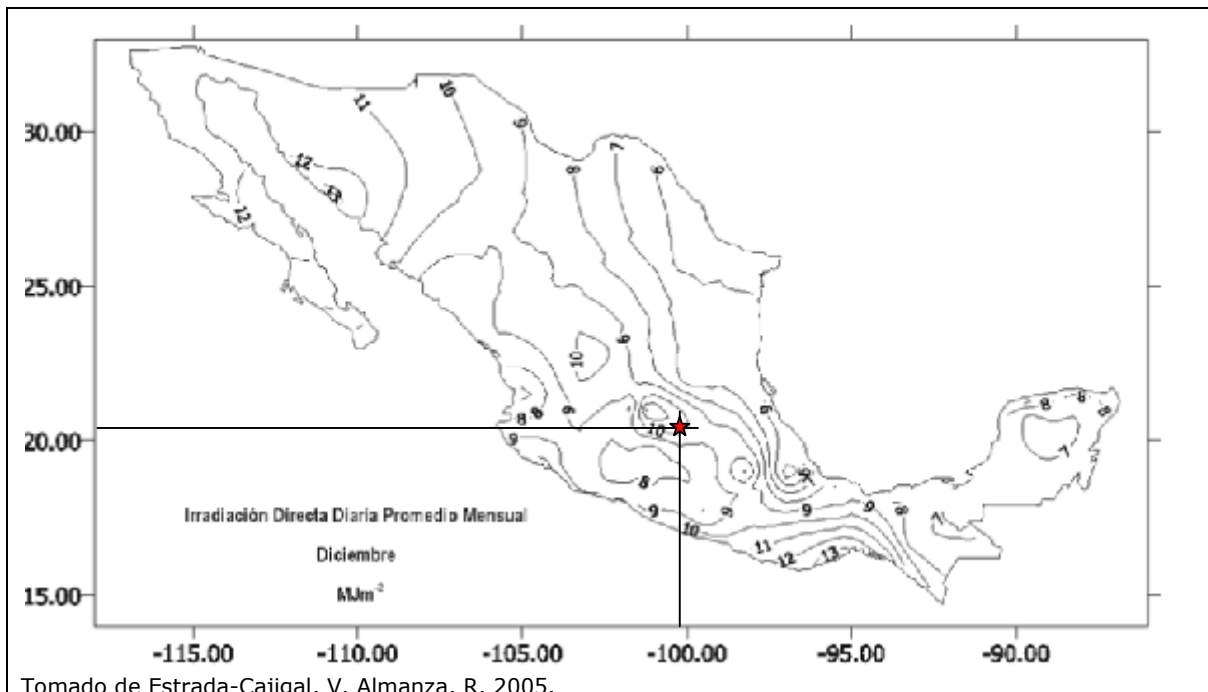
Tomado de Estrada-Cajigal, V. Almanza, R. 2005.

Figura 4.1.3 Irradiación global diaria promedio mensual,  $\bar{H}$ , para Querétaro en el mes de diciembre, 15 MJ/m<sup>2</sup>.



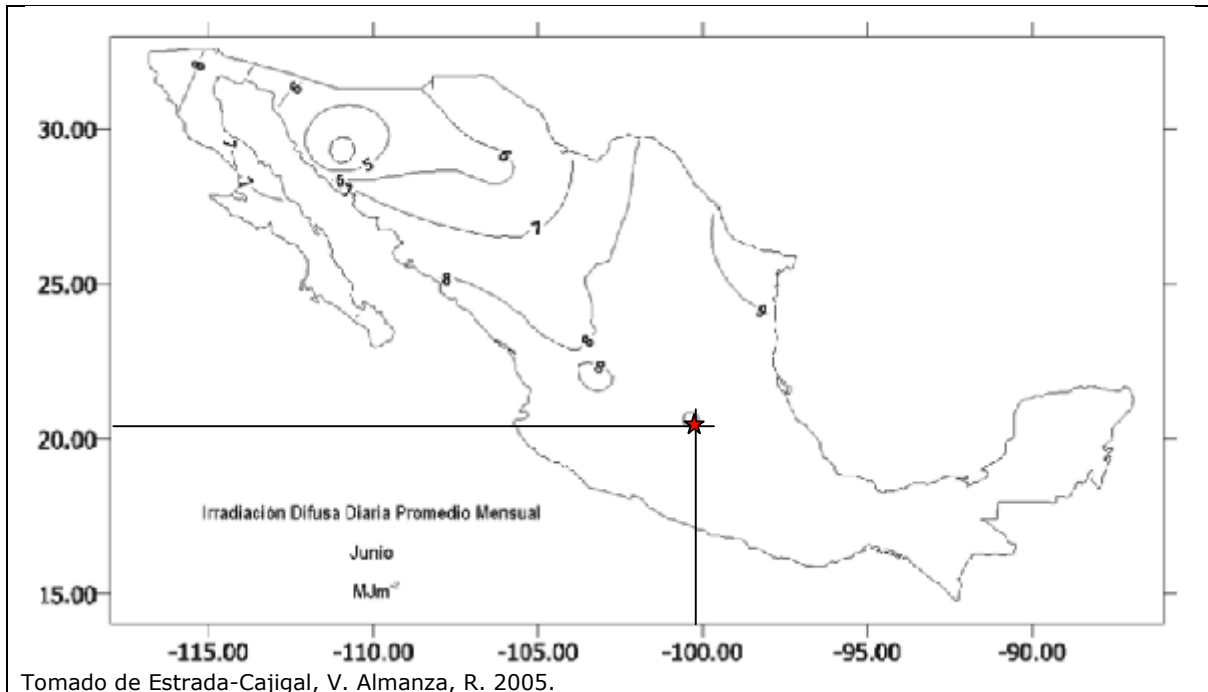
Tomado de Estrada-Cajigal, V. Almanza, R. 2005.

Figura 4.1.4 Irradiación directa diaria promedio mensual,  $\bar{H}_b$ , para Querétaro en el mes de junio, 14 MJ/m<sup>2</sup>.



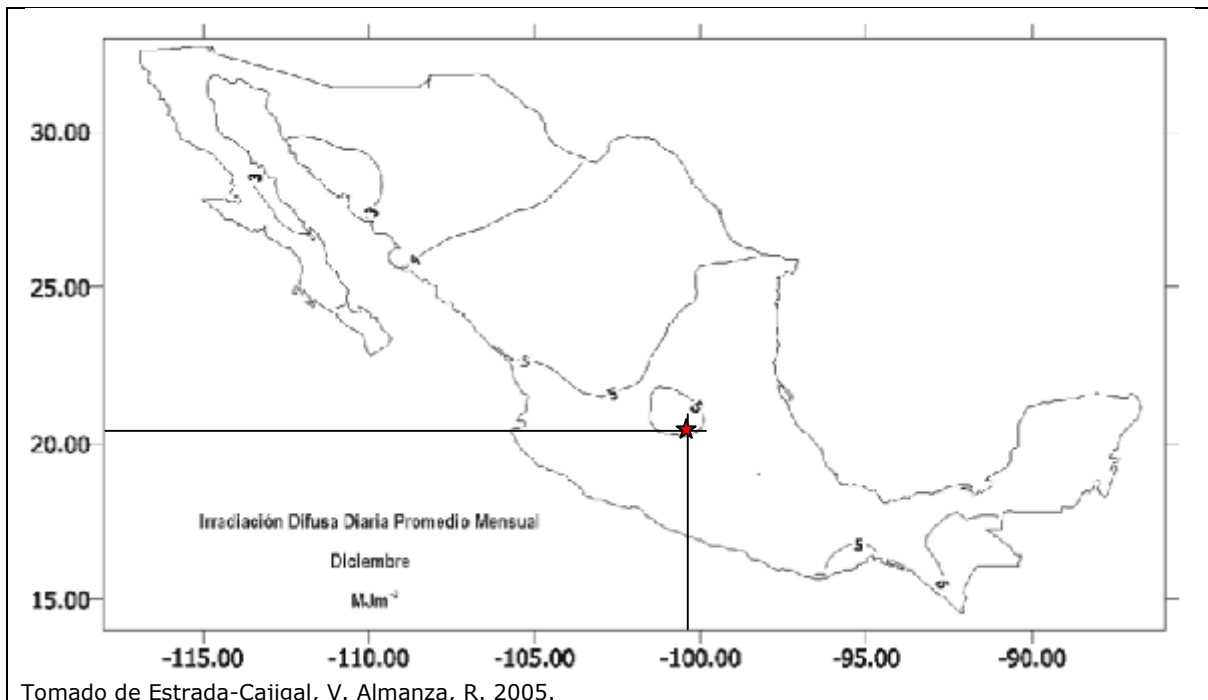
Tomado de Estrada-Cajigal, V. Almanza, R. 2005.

Figura 4.1.5 Irradiación directa diaria promedio mensual,  $\bar{H}_b$ , para Querétaro en el mes de diciembre, 10 MJ/m<sup>2</sup>.



Tomado de Estrada-Cajigal, V. Almanza, R. 2005.

Figura 4.1.6 Irradiación difusa diaria promedio mensual,  $\bar{H}_d$ , para Querétaro en el mes de junio, 8 MJ/m<sup>2</sup>.



Tomado de Estrada-Cajigal, V. Almanza, R. 2005.

Figura 4.1.6 Irradiación difusa diaria promedio mensual,  $\bar{H}_d$ , para Querétaro en el mes de diciembre, 5 MJ/m<sup>2</sup>.

Los días promedio recomendados para cada mes que se tomaron como los extremos entre las máximas declinaciones solares, fueron el 10 de diciembre que es el día No. 344 del año, con una declinación de  $-23.0^\circ$  y el 11 de junio que es el día No. 162 del año, con una declinación de  $23.1^\circ$  (Duffie, J. Beckman, A., 2006).

Para determinar la energía que se puede aprovechar con el colector de placa plana es necesario realizar el balance de energía térmica, considerando que la energía del sol se distribuye en calor útil, pérdidas térmicas y pérdidas ópticas. Las siguientes ecuaciones expresan esta distribución:

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_{am})]$$

Donde:

$Q_u$  = Calor útil

$A_c$  = Área de colección

$S$  = Energía que absorbe la placa absorbidora por unidad de área

$U_L$  = Coeficiente global de pérdidas de calor

$T_{pm}$  = Temperatura de la placa absorbidora

$T_{am}$  = Temperatura ambiente

El término  $S$  es la resultante de la diferencia entre la radiación solar incidente y las pérdidas ópticas; se representa con la siguiente ecuación:

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left( \frac{1 + \cos\beta}{2} \right) + \rho_g (I_b + I_d) (\tau\alpha)_g \left( \frac{1 - \cos\beta}{2} \right)$$

Donde:

$I_b$  = Radiación directa

$R_b$  = Factor de inclinación de radiación directa

$(\tau\alpha)_b$  = Producto de la transmitancia y absorbancia de la radiación directa

$I_d$  = Radiación difusa

$(\tau\alpha)_d$  = Producto de la transmitancia y absorbancia de la radiación difusa

$\beta$  = Ángulo de inclinación de la superficie que capta la energía solar

$\rho_g$  = Reflectancia del suelo

$(\tau\alpha)_g$  = Producto de la transmitancia y absorbancia de la radiación reflejada

$\tau$  = Transmitancia

$\alpha$  = Absorbancia

## 4.2 Ebullición.

En el fenómeno de la ebullición se presenta una transferencia de calor desde un sólido hasta un líquido, con el cambio de fase de este último. En este proceso pueden alcanzarse flujos muy altos de calor en espacios pequeños.

Cuando la ebullición se presenta en un recipiente o contenedor, se conoce como “ebullición en depósitos” y cuando ocurre en una corriente que fluye se conoce como “ebullición en flujo”. En el proyecto se utiliza el segundo tipo, pero conviene describir el primero, para efectos de comparación.

Ebullición en depósito.- En un depósito que contiene agua a una presión dada y a su temperatura de saturación, se sumerge un alambre al que se hace pasar una corriente eléctrica para elevar su temperatura. Dependiendo de la diferencia de temperatura entre la superficie del alambre y el líquido que lo rodea se van a presentar diferentes regímenes de ebullición en los que la transferencia de calor juega un papel preponderante. La Figura 4.2.1 muestra una gráfica en la que se registra la diferencia de temperatura entre el alambre y el líquido saturado en el eje horizontal, en una escala logarítmica y en grados Farenheit, y el flujo de calor representado por  $\log(q'/A)$  en el eje vertical.

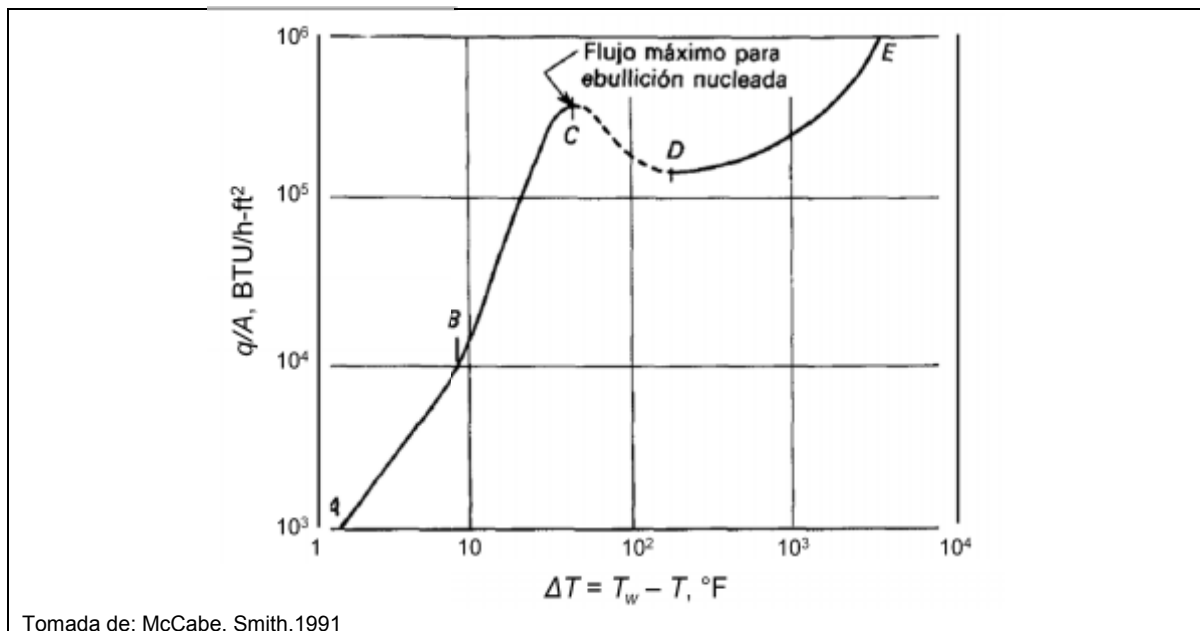


Figura 4.2.1 Flujo de calor frente a diferencia de temperatura para la ebullición del agua a 212°F mediante un alambre calentado eléctricamente. AB, convección natural; BC, ebullición nucleada; CD, ebullición de transición; DE, ebullición de película.

En el régimen I, en el punto A, la diferencia de temperatura es de unos cuantos grados Farenheit; el líquido que rodea al alambre se sobrecalienta y asciende por convección hasta la superficie y ahí se evapora. En el régimen II, en el tramo A-B, la diferencia de temperatura fluctúa entre los 3 y poco menos de 10°F; se

presentan núcleos de vapor sobre ciertos sitios de la superficie del alambre; las burbujas se desprenden pero se condensan antes de llegar a la superficie y desaparecen; el flujo de calor aumenta notoriamente. En el régimen III, en el tramo B-C, la diferencia de temperatura fluctúa entre los 10 y los 70 °F aproximadamente (5.5 y 39 grados Celsius); se forma una mayor cantidad de burbujas y éstas son más grandes, de manera que se desprenden de la superficie del alambre y ascienden hasta la superficie libre del líquido; el flujo de calor es muy significativo y alcanza su máximo en el punto C. (Welty, 2011) Este es el régimen deseable que debe prevalecer en el prototipo de destilador. Ya que es el de máxima transferencia de calor con una diferencia de temperatura razonable.

Si la diferencia de temperatura se incrementa más allá de los 70 °F, el flujo de calor cae bruscamente, debido a que se forma una película de vapor en torno al alambre que obstruye la transferencia de calor. Este régimen carece de interés para el proyecto.

La ebullición en flujo en el interior de un tubo es más complicada, pues no hay una superficie libre hacia la que escape el vapor; en cambio, el líquido y el vapor son forzados a fluir juntos (Cengel, ); por consiguiente, los regímenes de ebullición son diferentes a los de la ebullición en depósito.

Cuando un líquido subenfriado fluye por el interior de un tubo y se le transfiere calor, esta transferencia es por convección forzada. A medida que el líquido alcanza su temperatura de saturación y la transferencia de calor continua, aparecen burbujas de vapor en la pared, las cuales se separan y son arrastradas hacia la corriente, dando al líquido una apariencia burbujeante a lo que se da el nombre de “régimen de flujo en burbujas”. Si la temperatura del líquido continua incrementándose, las burbujas crecen y se unen formando masas más grandes de vapor; a esto se le denomina “régimen de flujo tapón”. Al aumentar aun más la temperatura, el núcleo del flujo está constituido únicamente por vapor, de ahí recibe el nombre de “régimen de flujo anular”. En este régimen se presentan altos coeficientes de transferencia de calor. Si la temperatura continua elevándose, el coeficiente de transferencia cae bruscamente y en la pared del tubo aparecen manchas secas, por lo que se denomina “régimen de transición”. Más adelante, la pared del tubo queda seca y lo poco que queda en estado líquido fluye en forma de gotitas suspendidas en la corriente de vapor, por lo que se le denomina “régimen de flujo en neblina”. Finalmente, cuando ya no hay más líquido en la corriente, el vapor está saturado y se convierte en vapor sobrecalentado si continúa la transferencia de calor.

Los regímenes que interesan para el proyecto son el de flujo de líquido subenfriado, el de flujo en burbujas y el de flujo tapón.

Para realizar el balance de energía en el cambiador, se desprecian las energías cinética y potencial, ya que son pequeñas en comparación con la energía térmica.



La ecuación de balance que se aplica a cada uno de los fluidos que pasan por el cambiador es:

$$q = \dot{m}(H_b - H_a)$$

Donde:

$q$  = Velocidad de transmisión de calor hacia la corriente

$\dot{m}$  = velocidad de flujo másico de la corriente

$H_b$  y  $H_a$  = Entalpías por unidad de masa de la entrada y salida de la corriente.

En este proceso de transferencia, el calor cedido por la corriente de líquido caliente es igual al calor ganado por la corriente de líquido frío:

$$q_c = -q_h$$

Donde el subíndice “c” es para el líquido frío y “h” es para el líquido caliente. De la anterior igualdad resulta:

$$\dot{m}_c(H_{cb} - H_{ca}) = \dot{m}_h(H_{hb} - H_{ha}) = q$$

Para efectos de simplicidad en el análisis, se considera que los calores específicos son constantes, por lo que la ecuación anterior se transforma en:

$$\dot{m}_c C_{pc}(T_{cb} - T_{ca}) = \dot{m}_h C_{ph}(T_{ha} - T_{hb}) = q$$

El coeficiente global de transmisión de calor en el cambiador,  $U$ , se obtiene de la ecuación de densidad de flujo de calor:

$$\frac{dq}{dA} = U \cdot T \quad \text{ó} \quad dq = U \cdot T dA$$

Donde  $T$  representa la “diferencia global de temperatura local” en cualquier punto del tubo ( $T_h - T_c$ ). Para aplicar esta ecuación a toda el área de transmisión de calor, es necesario integrarla, para lo cual es necesario hacer varias suposiciones: 1)  $U$  es constante; 2) los calores específicos no varían con la temperatura; 3) el intercambio de calor con el entorno es despreciable; y 4) el flujo es estacionario. La velocidad de transmisión de calor en todo el cambiador, se relaciona con la  $T$  de la siguiente manera:

$$\frac{d(T)}{dq} = \frac{T_2 - T_1}{q_T}$$

Combinando las dos ecuaciones anteriores se obtiene:

$$\frac{d(T)}{T} = \frac{U(T_2 - T_1)dA}{q_T}$$

Integrando entre los límites de 0 y  $A_T$  para el área y  $T_1$  y  $T_2$  para la  $T$  queda:

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \frac{U(T_2 - T_1)A_T}{q_T}$$

$$q_T = \frac{UA_T(T_2 - T_1)}{\ln \frac{T_2}{T_1}}$$

$$q_T = UA_T \overline{\Delta T_L}$$

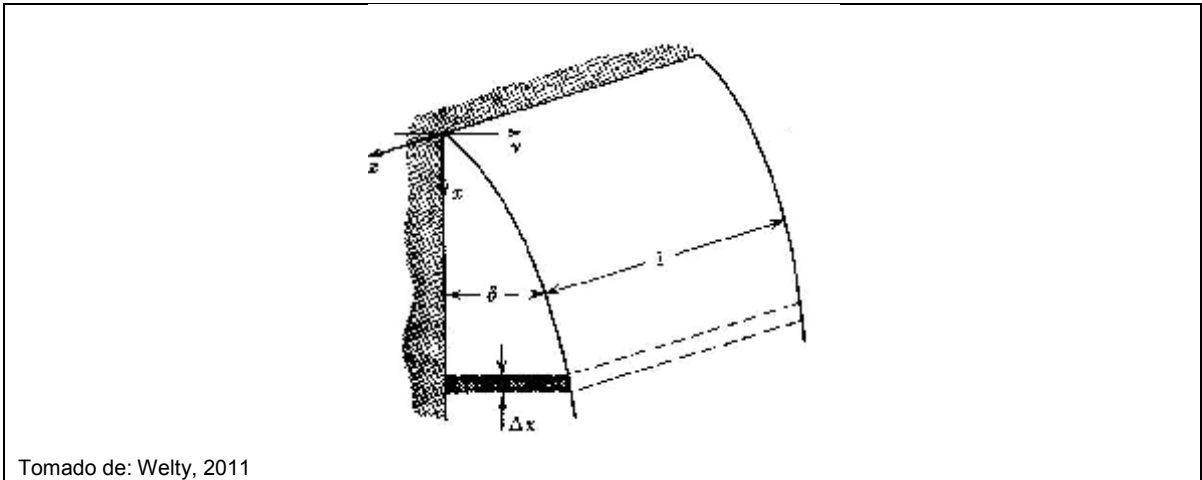
Donde  $\overline{\Delta T_L}$  es la diferencia de temperatura media logarítmica.

### 4.3 Condensación.

Al igual que en la ebullición, en la condensación también hay una transferencia de calor importante, así como un cambio de fase; sólo que en este caso la transferencia se realiza desde el vapor hasta una superficie que se encuentra a una temperatura menor a la temperatura de saturación del vapor y el cambio de fase es de vapor a líquido que se llama condensado.

Si el líquido condensado moja la superficie, éste se extiende sobre ella y forma una película por lo cual se llama condensación en película; pero si el condensado no moja la superficie, entonces se forman gotas que se van agrandando cuando entran en contacto con otras gotas; en este caso se llama condensación en gotas. Esta última forma de condensación es difícil de lograr, por lo cual sólo se describirá la condensación en película.

La condensación en película se representa con el modelo de Nusselt que se basa en la condensación de un vapor puro sobre una pared vertical. En la Figura 4.3.1 se ilustra el modelo con sus variables.



Tomado de: Welty, 2011

Figura 4.3.1 Condensación en película sobre una pared vertical.

El espesor de película se representa con  $\delta$ ; en la parte superior de la pared, donde  $x = 0$ ,  $\delta$  vale cero y va aumentando a medida que  $x$  se incrementa. Nusselt supuso que el flujo en la película era completamente laminar, con lo que es sencillo obtener el perfil de velocidad con la siguiente ecuación.

$$v_x = \frac{\rho g L^2 \text{sen}\theta}{\mu} \left[ \frac{y}{L} - \frac{1}{2} \left( \frac{y}{L} \right)^2 \right]$$

En este caso  $\text{sen}\theta = 1$  por ser una pared vertical y  $\delta = L$ ; además, no está considerada la densidad de la fase gaseosa,  $\rho_v$ , que está en contacto con la superficie del líquido, lo cual sería necesario si el proceso se realizara a altas presiones, que no es el caso de este proyecto. La densidad del líquido es  $\rho_L$ . Sustituyendo, la ecuación anterior queda:

$$v_x = \frac{\rho_L g \delta^2}{\mu} \left[ \frac{y}{\delta} - \frac{1}{2} \left( \frac{y}{\delta} \right)^2 \right]$$

Cuando el vapor fluye por el interior del tubo, se aplican las siguientes ecuaciones para la condensación en película:

$$h_x = \frac{k_f}{\delta}$$

$$\delta = \left( \frac{3\mu\Gamma}{\rho_f^2 g} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\Gamma = \frac{\dot{m}}{b}$$

$$b = 2\pi r$$

$$h_x = k_f \left( \frac{\rho^2 g}{3\Gamma\mu_f} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$q = h_x A (T_{sat} - T_s)$$

$$\dot{m} = \frac{q}{h'_{fg}}$$

$$h = 0.943 \left\{ \frac{\rho_L g k^3 (\rho_L - \rho_v) \left[ h_{fg} + \frac{3}{8} C_{pL} (T_{sat} - T_w) \right]}{L \mu (T_{sat} - T_w)} \right\}$$

Donde:

- $h_x$ : Coeficiente de transferencia de calor en cualquier punto de la pared.
- $h$ : Coeficiente promedio de transferencia de calor para una superficie de longitud  $L$
- $k_f$ : Conductividad térmica del condensado
- $h_{fg}$ : Calor latente de vaporización
- $\delta$ : Espesor de la película
- $\rho_f$  ó  $\rho_L$ : Densidad del condensado
- $\rho_v$ : Densidad del vapor
- $\Gamma$ : Rapidez de flujo por unidad de ancho
- $\mu$ : Viscosidad del condensado

#### 4.4 Definición del problema.

En virtud de que el mundo entero enfrenta dos crisis importantes desde el punto de vista ambiental, una energética y otra por la escasez y

contaminación del agua, el problema de investigación se plantea de la siguiente manera:

Disponer de un sistema de depuración y/o recuperación de agua, a partir de aguas residuales con contaminantes no volátiles y aguas salobres, duras o de baja calidad bacteriológica, que aproveche la energía renovable del sol, que no requiera productos químicos y que sea sencillo de operar, para que sea aplicable en la pequeña y mediana industria, en el hogar o en el abastecimiento de agua potable a pequeñas comunidades.

#### 4.5 Hipótesis.

Es posible recuperar agua limpia a partir de aguas residuales con solutos no volátiles o de aguas salobres, duras o de baja calidad bacteriológica, por medio de la destilación al vacío efectuado por succión de líquido, utilizando energía solar térmica y eléctrica.

#### 4.6 Objetivo general.

Diseñar, construir y operar un prototipo de destilador de agua al vacío, que permita la manipulación de variables termodinámicas del agua (presión y temperatura) mediante una columna de agua y con la utilización de energía solar térmica y fotovoltaica, para reducir la dependencia de sistemas energéticos convencionales.

##### 4.6.1 Objetivos particulares.

Elaborar el marco teórico de las propiedades termodinámicas del agua y del estado del arte de la destilación al vacío.

Obtener datos experimentales del comportamiento del agua a bajas presiones, para determinar las aplicaciones prácticas al combinarla con el aprovechamiento de energía solar.

Realizar el diseño conceptual, la construcción y la operación de un prototipo de destilador solar al vacío, basado en la manipulación de las variables termodinámicas del agua.

## 5. Materiales y Métodos.

### 5.1 Materiales.

Los materiales utilizados para la experimentación de laboratorio, básicamente consisten en cristalería como: matraces Erlenmeyer, matraces Kitazato, refrigerante, tubos de vidrio, conexiones y termómetros. El equipo utilizado fue una bomba de vacío, una bomba de agua para fuente y un calentador eléctrico. En las siguientes figuras se muestran imágenes del arreglo utilizado en el laboratorio.



Figura 5.1.1 Arreglo para la experimentación en laboratorio. a) Bomba de vacío, b) Recipiente para mantener la temperatura de la muestra contenida en el matraz Erlenmeyer, c) Refrigerante, d) matraz Kitazato, e) Columna de mercurio para medir el vacío en comparación con un barómetro de mercurio, f) depósito de agua de enfriamiento

El prototipo de destilador está constituido por los siguientes elementos:

- Colector plano de energía térmica solar.
- Intercambiador de calor.
- Evaporador
- Condensador
- Tanques de agua cruda, concentrado y condensado
- Arreglo fotovoltaico de 24 VCD
- Bombas de recirculación y de llenado y succión del evaporador y del condensador.
- Válvulas solenoide para controlar las diferentes corrientes de flujo.
- Sensor de nivel
- Sensores de temperatura.
- PLC para controlar el proceso.

En la figura 5.1.2 se muestra un esquema de la configuración del prototipo.

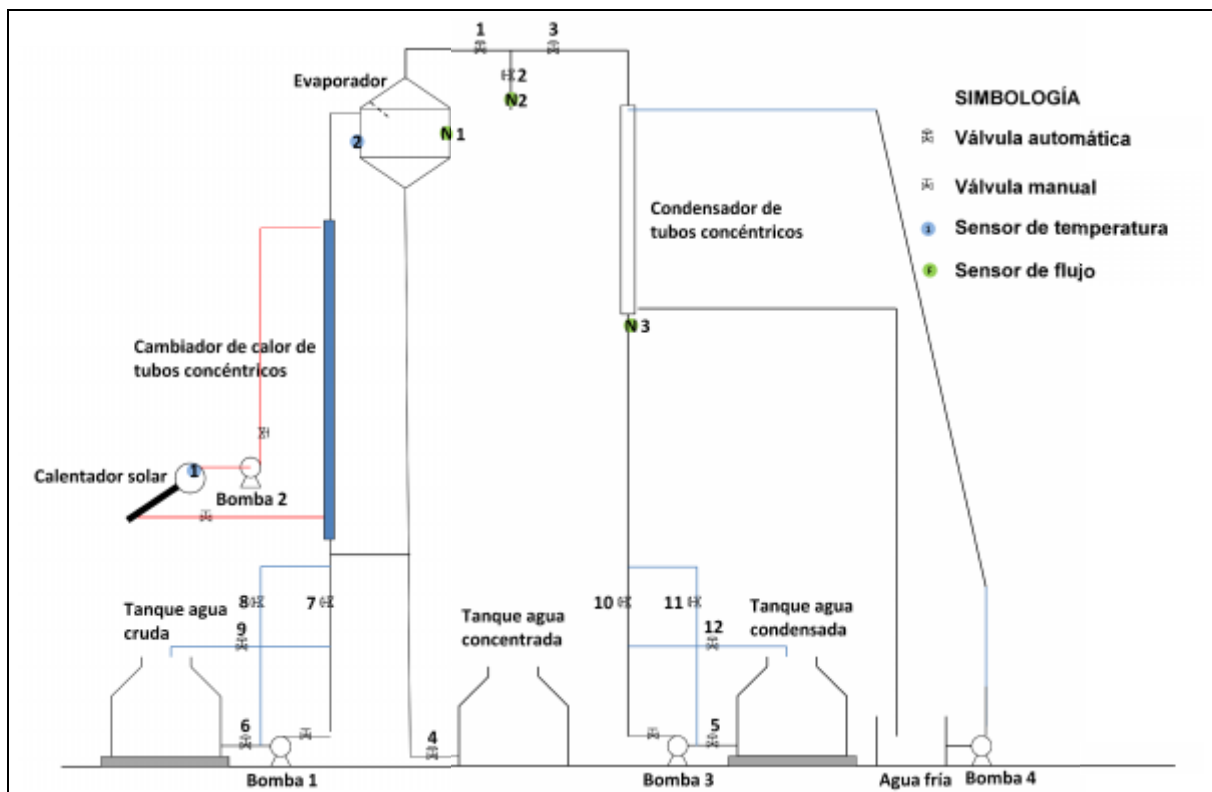


Figura 5.1.2 Configuración del prototipo de destilador al vacío, operado con energía solar.

Los componentes del prototipo en escala real que ya se encuentran instalados, se muestran en las Figuras 5.1.3 y 5.1.4.

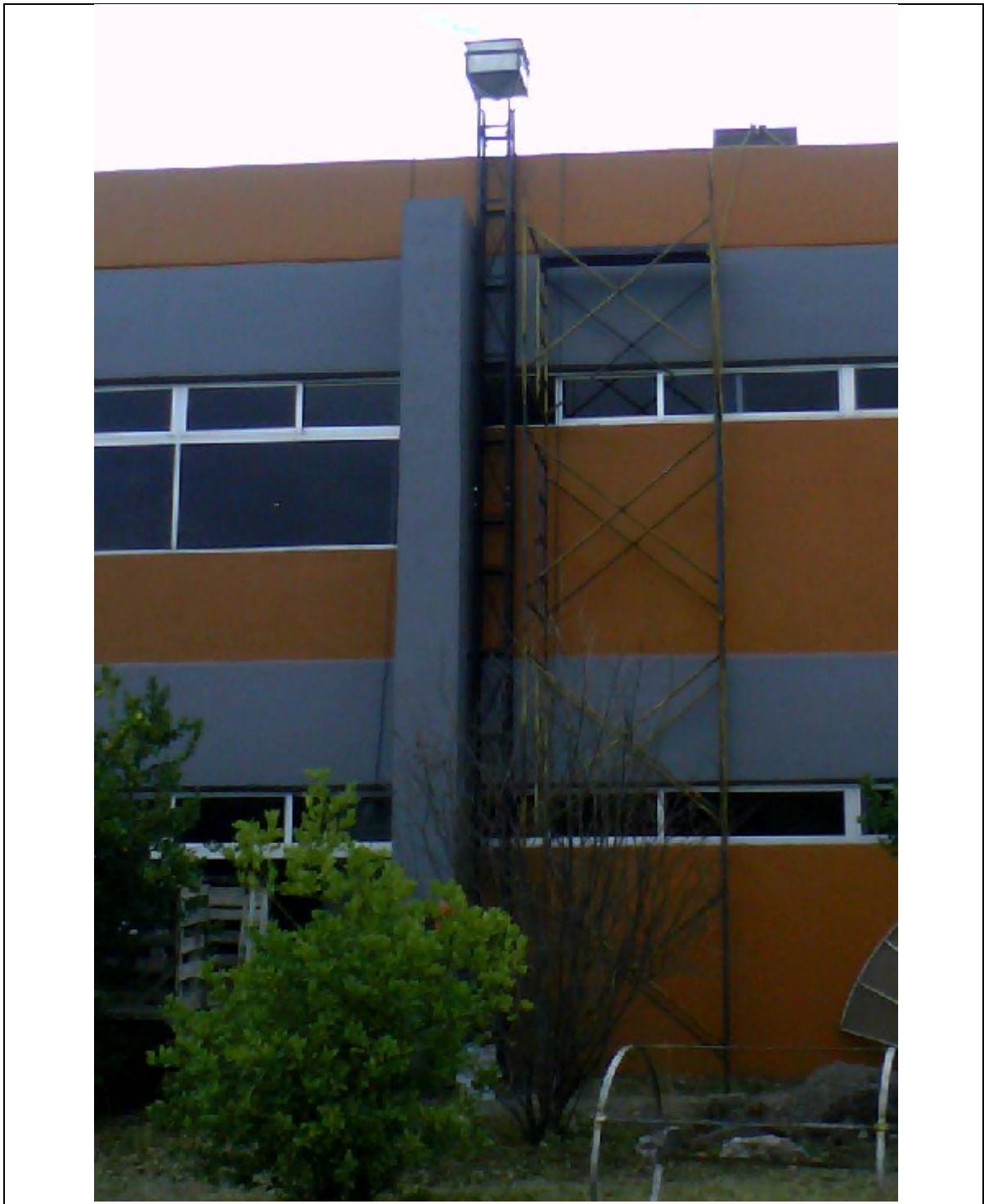


Figura 5.1.3 Columna de vacío de 8 metros de altura, con el evaporador en la parte superior.





Figura 5.1.4 Colector solar para energía térmica, a la izquierda y panel fotovoltaico para generación de electricidad, a la derecha.

El evaporador es un tanque de acero inoxidable con capacidad para 75 litros.

El colector solar es de placa plana estacionario, con un depósito térmico de 240 litros. Soporta una presión hidrostática de  $6 \text{ kg/cm}^2$ . Tiene una Relación de concentración geométrica  $C = 1$ . Elevará la temperatura del fluido caliente hasta  $60^\circ\text{C}$ . Cuenta con una bomba de 24 volts corriente directa, para efectuar la recirculación de agua caliente al intercambiador de calor y con un sensor de temperatura. Está orientado hacia el sur, con una inclinación de  $25.6^\circ$  respecto a la horizontal.

## 5.2 Método de experimentación.

El método de experimentación a nivel laboratorio se ilustra en la Figura 5.2.1.

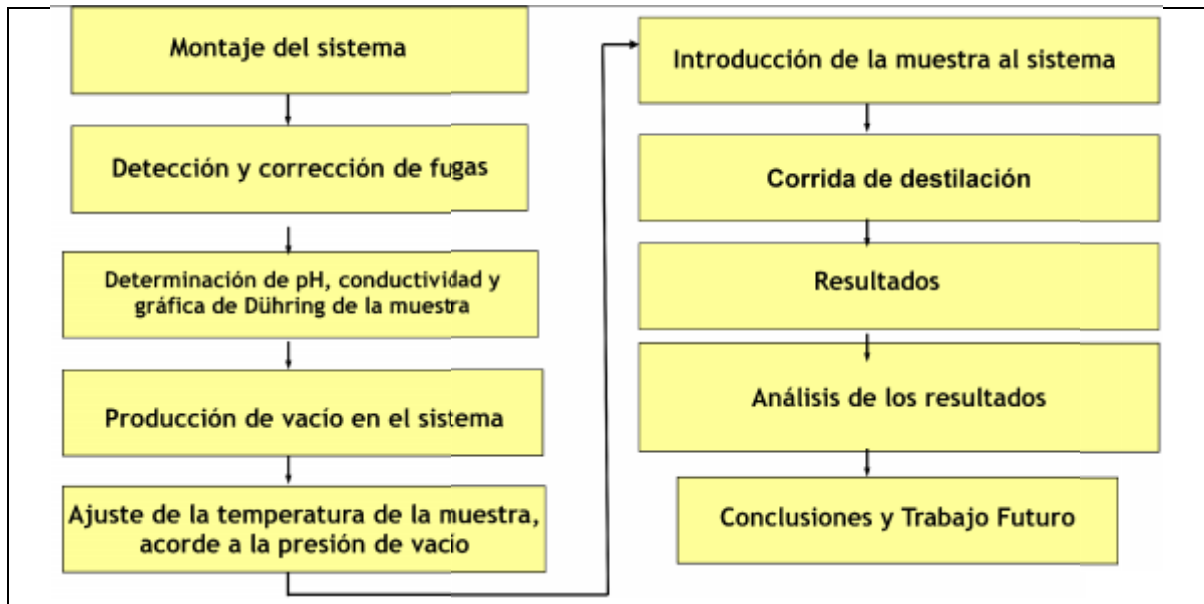


Figura 5.2.1 Método de experimentación

El principio de operación del prototipo está basado en la presión de saturación del agua a diferentes temperaturas, lo que da la posibilidad de tener puntos de ebullición tan bajos como la temperatura ambiente, dependiendo de la presión de vacío que se pueda alcanzar. En la siguiente figura se muestra la relación entre la temperatura a que se somete el agua y la presión de saturación que corresponde a cada una.

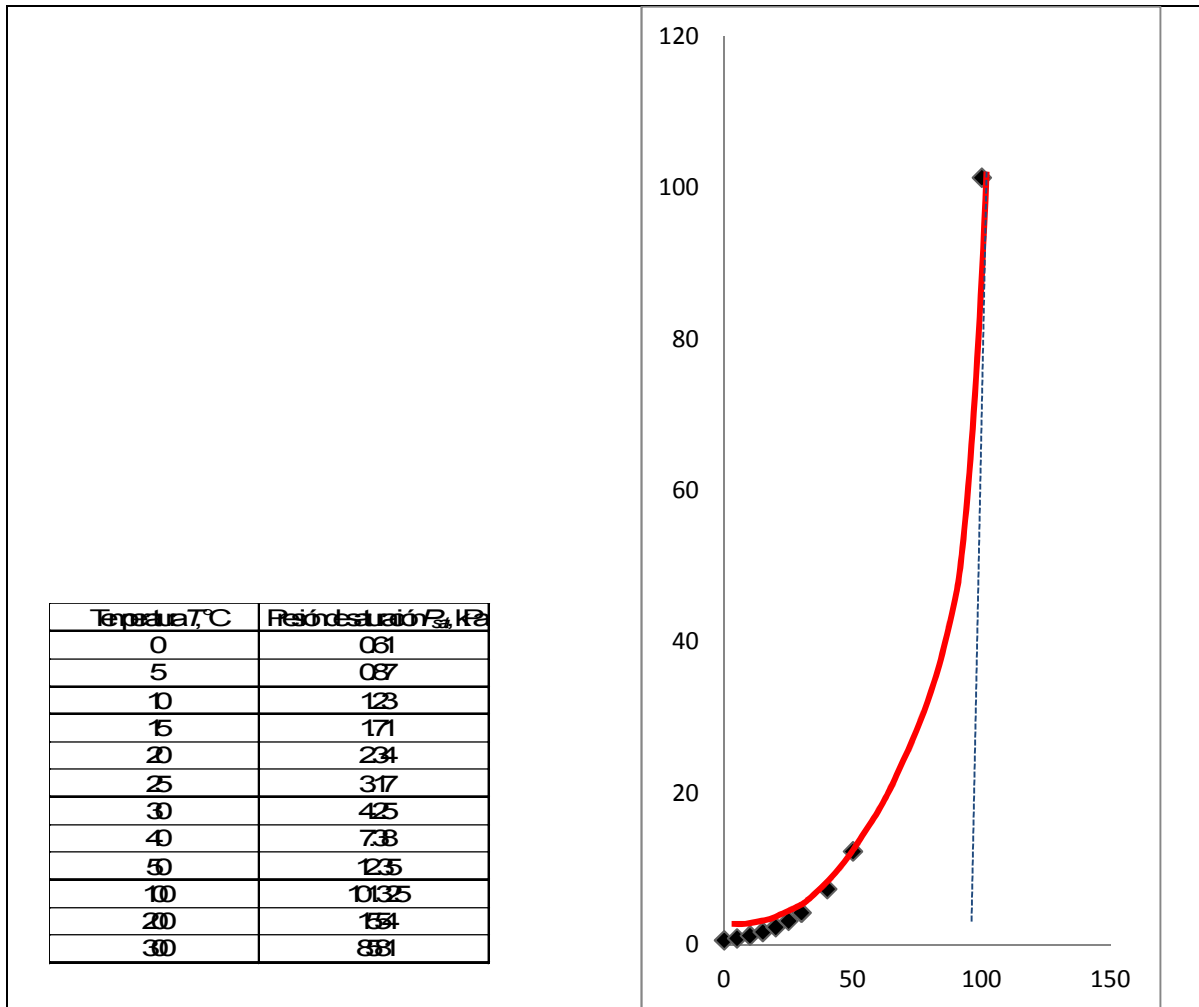


Figura 5.2.2 Relación entre la temperatura del agua y su presión de saturación.

En virtud de que el agua que se desea recuperar mediante el destilador al vacío contiene diversas sustancias en solución, su punto de ebullición se desvía respecto al punto de ebullición del agua pura. En estos casos no es posible utilizar la Ley de Raoult, ya que ésta sólo es aplicable a soluciones muy diluida. La regla de Dühring se apega mejor para la predicción del punto de ebullición de las aguas con altas concentraciones de solutos; ésta se basa en que a una concentración dada, los puntos de ebullición del agua pura y de la solución obtenidos a diferentes presiones, arrojan líneas rectas al graficarlos. De esta manera se obtuvo la gráfica que se muestra en la Figura 5.2.3.

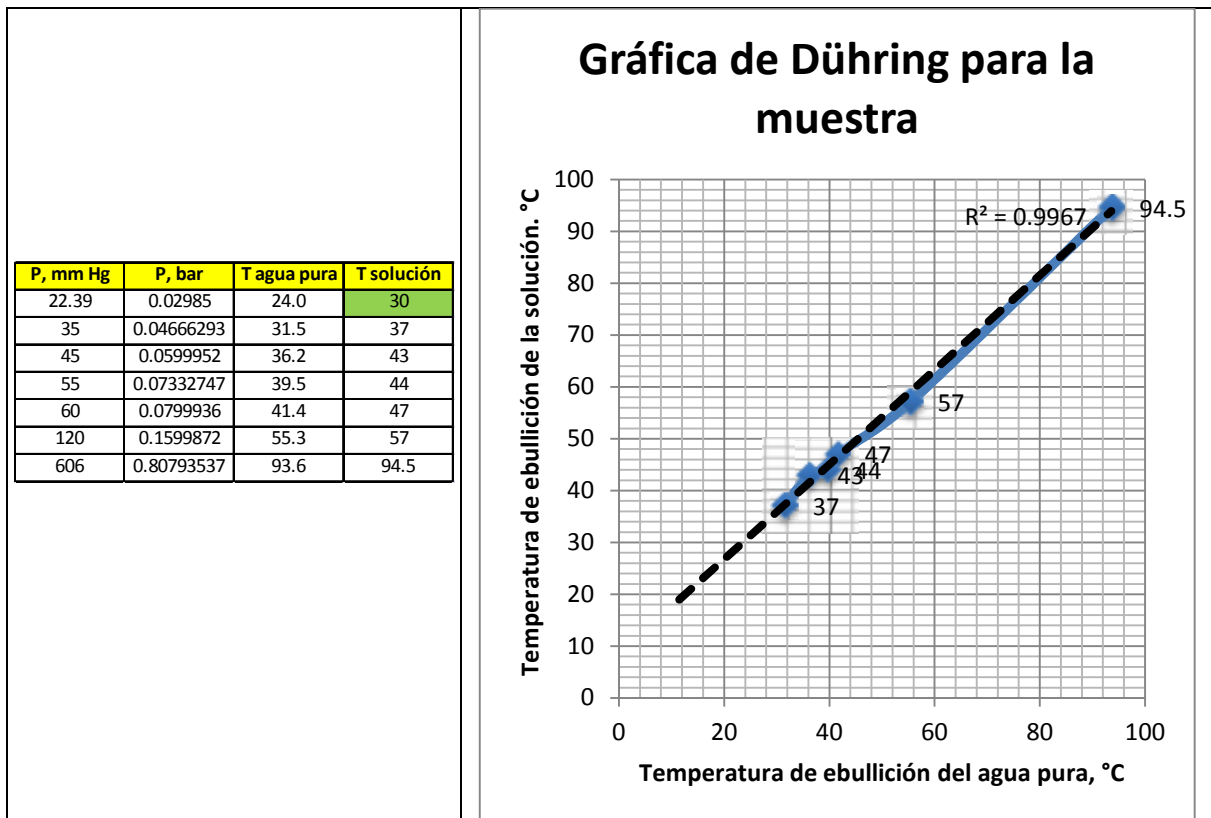


Figura 5.2.3 Gráfica de Dühring obtenida experimentalmente para una muestra de agua residual de un proceso de galvanoplastia.

## 6. Resultados y Discusión

### 6.1 Cálculo de la radiación disponible.

En primer lugar se calcula  $S$ , para lo cual se requiere información de la irradiación horaria local. En virtud de que la información obtenida es sobre la irradiación diaria promedio mensual, es necesario convertirla a irradiación horaria utilizando las gráficas de las Figuras 6.1.1, 6.1.2 y 6.1.3.

Primero se tiene un nomograma que relaciona la Latitud del lugar con la declinación, para obtener la duración del día en horas y la hora de la puesta del sol. La latitud es  $20.65^\circ$  y la declinación para verano es  $23.1^\circ$  y para invierno es de  $23.0^\circ$ , en los días promedio del mes seleccionados. Los datos obtenidos del nomograma son:

Para el verano:

Duración del día: 12.7 horas Hora de la puesta del sol: 18:40

Para el invierno:

Duración del día: 11.3 horas Hora de la puesta del sol: 17:20

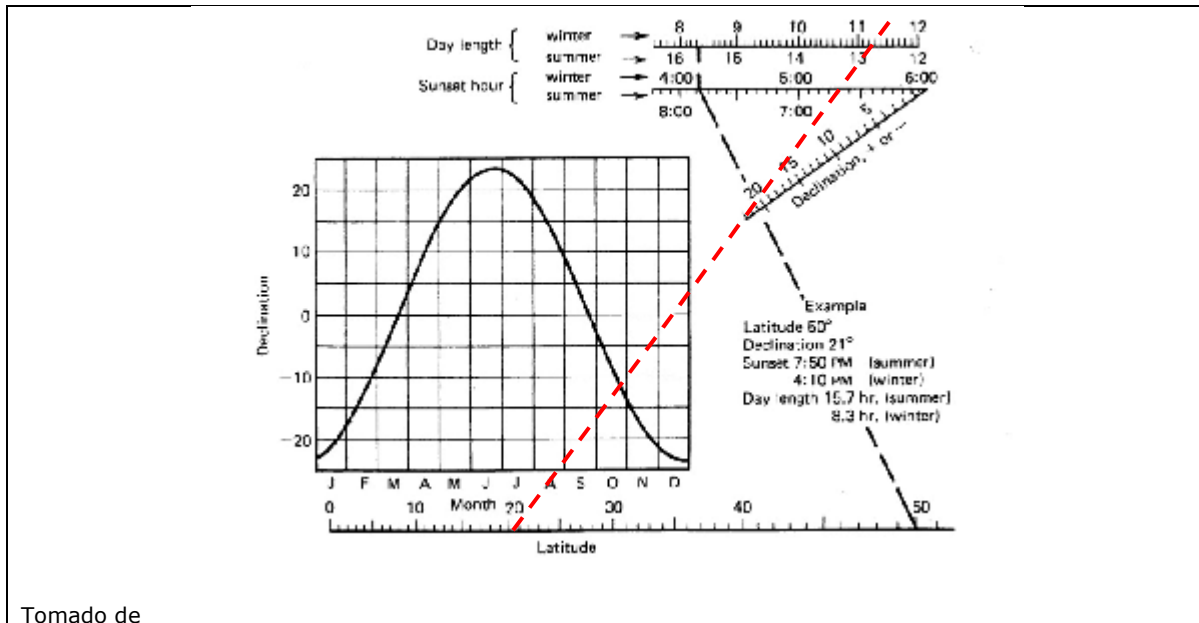


Figura 6.1.1 Nomograma para determinar el tiempo de la puesta de sol y la duración del día.

Con los datos obtenidos del nomograma se obtiene, de las gráficas de las Figuras \_ y \_,  $r_t = I/H$  para las irradiaciones totales horaria y diaria, así como  $r_d = I_d/H_d$  para las irradiaciones difusas diaria y horaria. Para la irradiación total en verano,  $r_t = 0.128$  y en invierno  $r_t = 0.145$ . Para la irradiación difusa en verano,  $r_d = 0.127$  y en invierno  $r_d = 0.139$ .

Despejando la irradiación global horaria  $I$ , se tiene:

$$\text{Para verano: } I = r_t H = (0.128)(22 \text{ MJ/m}^2) = 2.816 \text{ MJ/m}^2$$

$$\text{Para invierno } I = r_t H = (0.145)(15 \text{ MJ/m}^2) = 2.175 \text{ MJ/m}^2$$

Despejando la irradiación difusa horaria  $I_d$ , se tiene:

$$\text{Para verano: } I_d = r_d H_d = (0.127)(8 \text{ MJ/m}^2) = 1.016 \text{ MJ/m}^2$$

$$\text{Para invierno: } I_d = r_d H_d = (0.139)(5 \text{ MJ/m}^2) = 0.695 \text{ MJ/m}^2$$

Puesto que la irradiación global horaria es la suma de la directa y de la difusa, la directa se obtiene por despeje:

Para verano:  $I_b = I - I_d = 2.816 - 1.016 = 1.8 \text{ MJ/m}^2$   
 Para invierno:  $I_b = I - I_d = 2.175 - 0.695 = 1.48 \text{ MJ/m}^2$

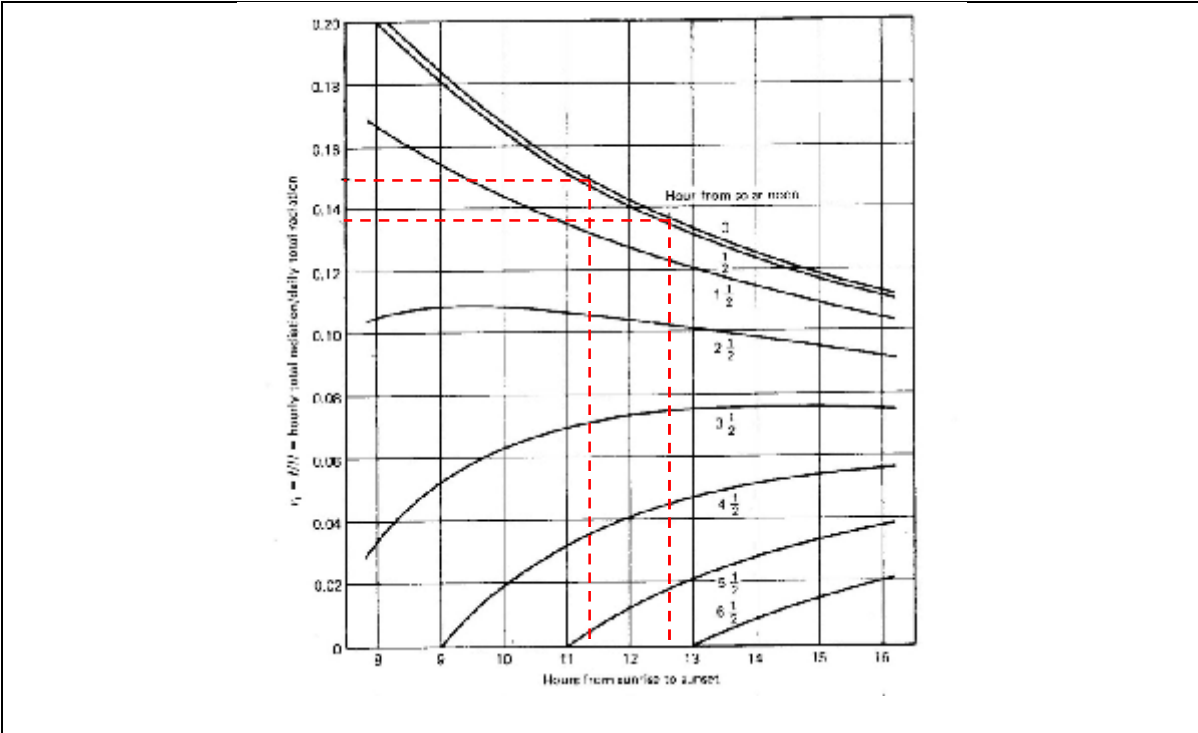


Figura 6.1.2 Relación entre la radiación total horaria y diaria en una superficie horizontal, como función de la duración del día.

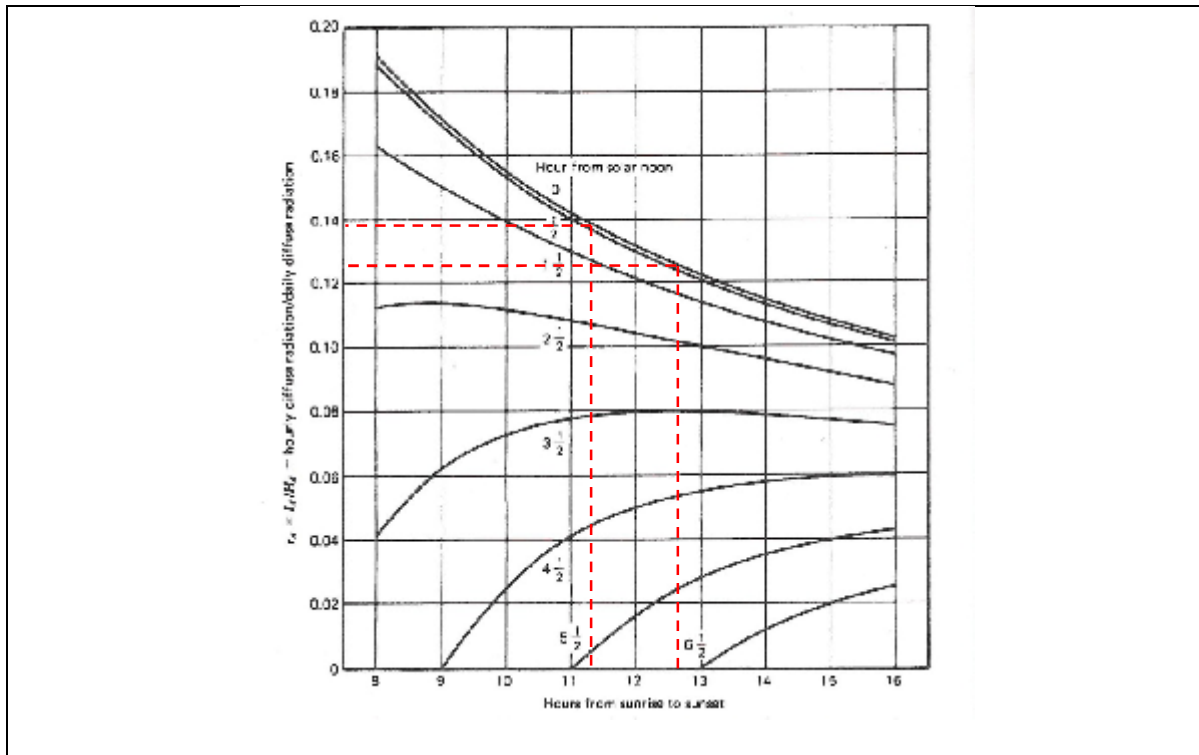


Figura 6.1.3 Relación entre la radiación difusa horaria y diaria en una superficie horizontal, como función de la duración del día.

A continuación se calcula el Factor de inclinación de radiación directa,  $R_b$ , partiendo de la siguiente ecuación:

$$R_b = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z}$$

donde:

$\theta$  = Ángulo de incidencia

$\theta_z$  = Ángulo zenital

El ángulo de incidencia se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \theta = & \sin\delta \sin L \cos\beta \\ & - \sin\delta \cos L \sin\beta \cos\gamma \\ & + \cos\delta \cos L \cos\beta \cos\omega \\ & + \cos\delta \sin L \sin\beta \cos\gamma \cos\omega + \cos\delta \sin\beta \sin\gamma \sin\omega \end{aligned}$$

Para calcular el ángulo de incidencia se hacen las siguientes consideraciones:

- Se toma el medio día solar, para el que el ángulo horario,  $\omega = 0$
- La inclinación del colector es de  $25.65^\circ$
- La orientación del colector es hacia el sur, por lo que el ángulo azimutal  $\gamma = 0$

Para el verano:

$$\begin{aligned}\cos\theta &= \sin(23.1) \sin(20.65) \cos(25.65) \\ &- \sin(23.1) \cos(20.65) \sin(25.65) \cos(0) + \cos(23.1) \cos(20.65) \cos(25.65) \cos(0) \\ &+ \cos(23.1) \sin(20.65) \sin(25.65) \cos(0) \cos(0) + \cos(23.1) \sin(25.65) \sin(0) \sin(0)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\cos\theta &= 0.8712 \\ \theta &= 29.4^\circ\end{aligned}$$

Para el invierno:

$$\begin{aligned}\cos\theta &= \sin(-23) \sin(20.65) \cos(25.65) \\ &- \sin(-23) \cos(20.65) \sin(25.65) \cos(0) + \cos(-23) \cos(20.65) \cos(25.65) \cos(0) \\ &+ \cos(-23) \sin(20.65) \sin(25.65) \cos(0) \cos(0) + \cos(-23) \sin(25.65) \sin(0) \sin(0)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\cos\theta &= 0.9535 \\ \theta &= 17.53^\circ\end{aligned}$$

El ángulo zenital se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\cos\theta_z = \cos L \cos \delta \cos \omega + \sin L \sin \delta$$

Para el verano:

$$\cos\theta_z = \cos(20.65) \cos(23.1) \cos(0) + \sin(20.65) \sin(23.1)$$

$$\cos\theta_z = 0.9991$$

Para el invierno:

$$\cos\theta_z = \cos(20.65) \cos(-23) \cos(0) + \sin(20.65) \sin(-23)$$

$$\cos\theta_z = 0.7236$$

El valor de  $R_b$  para el verano es:

$$R_b = \frac{0.8712}{0.9991}$$

$$R_b = 0.8720$$



El valor de  $R_b$  para el invierno es:

$$R_b = \frac{\cos(0.9535)}{\cos(0.7236)}$$

$$R_b = 1.3178$$

A continuación se calcula el producto de la transmitancia y absorbanza de la radiación directa,  $(\tau\alpha)_b$ . Para ello es necesario obtener el valor de algunas variables y considerar los siguientes valores:

- Índice de refracción de la cubierta de vidrio,  $n_2 = 1.526$
- Coeficiente de extinción del vidrio,  $K = 16.1 \text{ m}^{-1}$
- Espesor del vidrio,  $L = 2.3 \text{ mm}$
- Absorbanza de la placa absorbadora,  $\alpha = 0.9$
- Reflectancia del suelo,  $\rho_g = 0.5$
- Área del colector:  $3.34 \text{ m}^2$

Primero se tiene que calcular el ángulo de refracción,  $\theta_2$ , mediante:

$$\theta_2 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{\text{sen } \beta}{n_2}\right)$$

$$\theta_2 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{\text{sen}(25.65)}{1.526}\right) = 16.48^\circ$$

Con este valor y los de  $K$  y  $L$  se obtiene  $\tau_a$  que es la transmitancia que considera únicamente pérdidas por absorción, mediante la siguiente ecuación:

$$a = e^{-\frac{KL}{\cos\theta_2}}$$

$$a = e^{-\frac{(16.1)(0.0023)}{\cos 16.48}}$$

$$\tau_a = 0.96215$$

Otra variable que requiere ser definida es  $\tau_r$  que es la transmitancia que considera únicamente pérdidas por reflexión. Con los valores del ángulo de incidencia se obtiene el valor de esta variable, utilizando la gráfica de la Figura \_\_. En este caso con los dos valores del ángulo de incidencia de verano y de invierno se obtiene el mismo valor para  $\tau_r$  que es de 0.92.

Con  $\tau_a$  y  $\tau_r$  se calcula el valor de  $\tau$ , mediante:

$$\tau = \tau_a \tau_r$$

$$\tau = (0.96215)(0.92)$$

$$\tau = 0.8852$$

Por otro lado, con el valor de  $\tau_a$  se obtiene el valor de la absorbancia de la cubierta:

$$\alpha = 1 - \tau_a$$

$$\alpha = 1 - 0.96215 = 0.03785$$

La reflectancia de la cubierta también se obtiene con los valores de la transmitancia:

$$\rho = \frac{\tau_a - \tau}{\alpha} = \frac{0.96215 - 0.8852}{0.03785}$$

El producto  $(\tau\alpha)_n$  que es una propiedad de la combinación de la cubierta con la placa absorbadora, más que un producto de estas dos propiedades, se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$(\tau\alpha)_n = 1.01\tau\left(\frac{\alpha}{\alpha_n}\right)\alpha_n$$

El cociente  $\frac{\alpha}{\alpha_n}$  se obtiene ingresando el valor del ángulo de incidencia en la gráfica de la Figura 6.1.4. Con los valores de  $\theta$  para verano ( $29.4^\circ$ ) y para invierno ( $17.53^\circ$ ), se obtiene prácticamente el mismo valor para la radiación directa, es decir, 0.99.

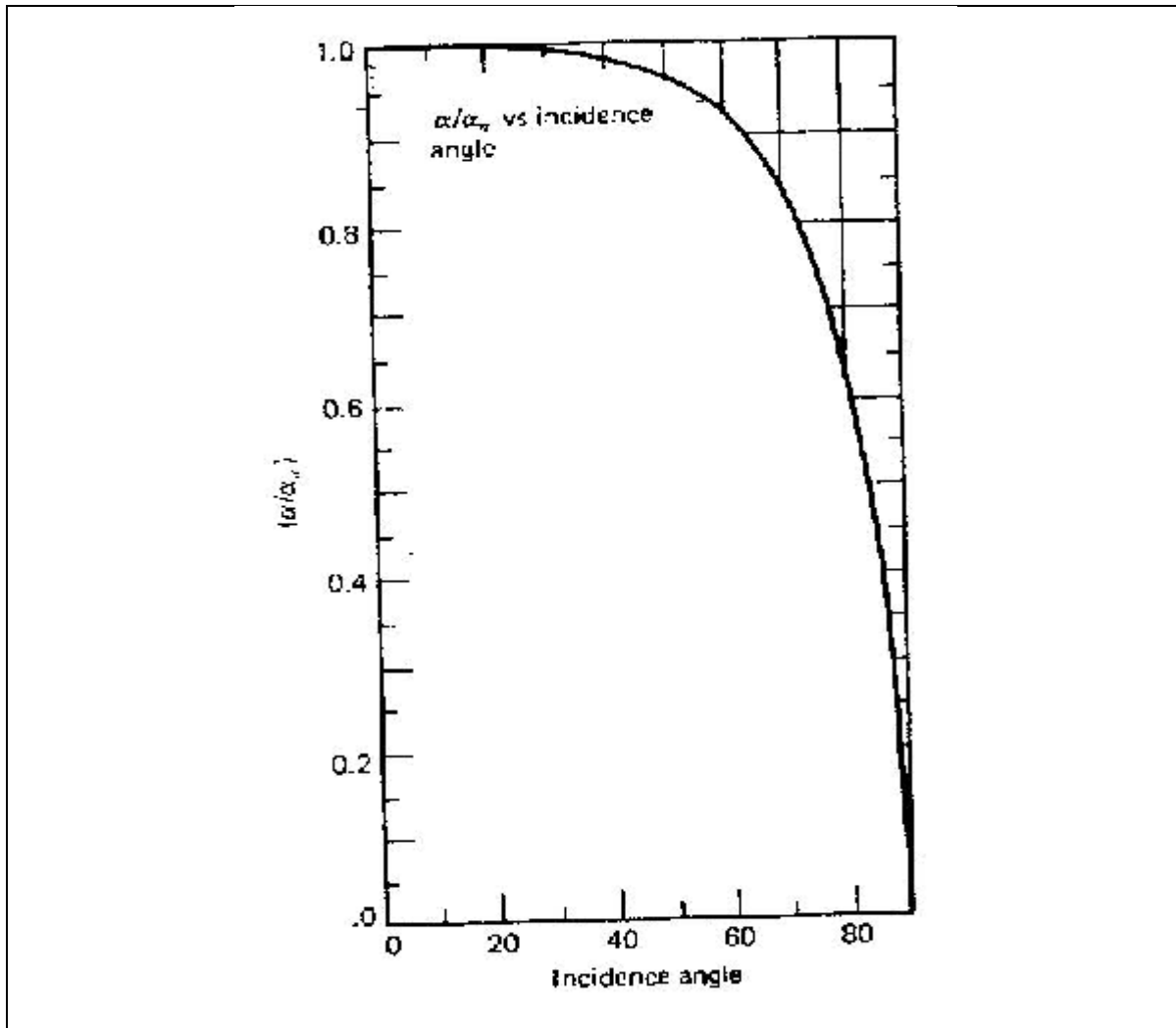


Figura 6.1.4 Gráfica que relaciona el ángulo de incidencia con el cociente  $\frac{\alpha}{\alpha_n}$ .

Sustituyendo en la ecuación anterior, se tiene:

$$(\tau\alpha)_b = 1.01(0.8852)(0.99)(0.9)$$

$$(\tau\alpha)_b = 0.7964$$

Debido a que la radiación difusa y la reflejada por el suelo no tienen un ángulo de incidencia definido como la radiación directa, con el valor de la inclinación del colector respecto a la horizontal,  $\beta$ , se obtiene el ángulo de incidencia efectivo mediante la gráfica de la Figura 6.1.5. Para la radiación difusa, el ángulo efectivo es de  $57.2^\circ$  y para la reflejada por el suelo es de  $77^\circ$ . Con estos valores se obtiene el valor de  $\frac{\alpha}{\alpha_n}$ . Para la radiación difusa es de 0.94 y para la reflejada por el suelo es de 0.7.

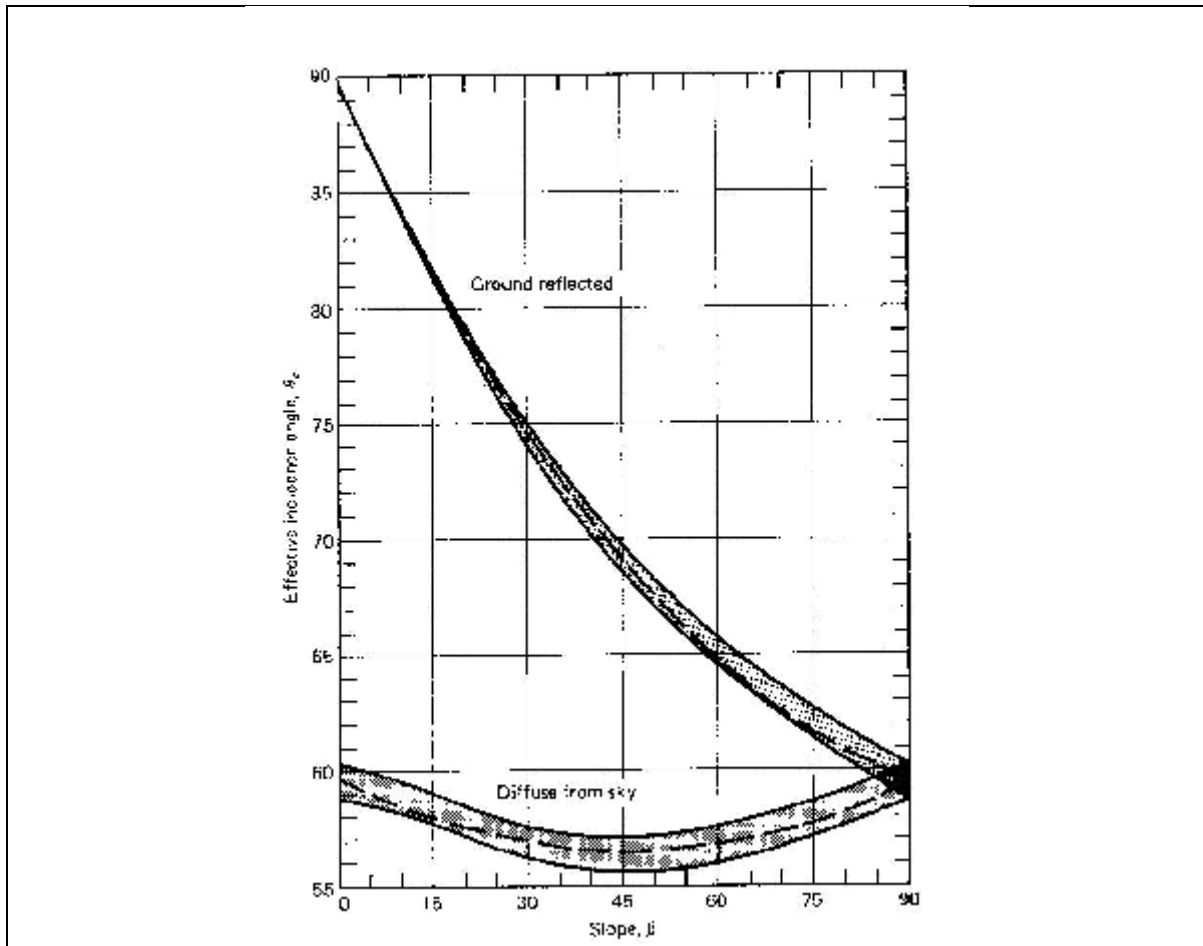


Figura 6.1.5 Ángulo de incidencia efectivo para las radiaciones isotrópicas difusa y reflejada por el suelo, sobre superficies inclinadas.

Nuevamente se sustituyen estos valores en la ecuación anterior:

$$(\tau\alpha)_d = 1.01(0.8852)(0.94)(0.9)$$

$$(\tau\alpha)_d = 0.7487$$

$$(\tau\alpha)_g = 1.01(0.8852)(0.7)(0.9)$$

$$(\tau\alpha)_g = 0.5631$$

Sustituyendo todos los valores para obtener  $S$ , queda:

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left( \frac{1 + \cos\beta}{2} \right) + \rho_g (I_b + I_d) (\tau\alpha)_g \left( \frac{1 - \cos\beta}{2} \right)$$

Para verano:

$$S = (1.8)(0.8720)(0.7964) + (1.016)(0.7487) \left( \frac{1 + \cos 25.65}{2} \right) \\ + (0.5)(2.816)(0.5631) \left( \frac{1 - \cos 25.65}{2} \right) \\ S = 2.0123 \frac{MJ}{m^2} = 558.97 \frac{W}{m^2}$$

Para invierno:

$$S = (1.48)(1.3178)(1.7964) + (0.695)(0.7487) \left( \frac{1 + \cos 25.65}{2} \right) \\ + (0.5)(2.175)(0.5631) \left( \frac{1 - \cos 25.65}{2} \right) \\ S = 1.818 \frac{MJ}{h - m^2} = 505 \frac{W}{m^2}$$

El siguiente paso en el balance de energía del colector es calcular las pérdidas de calor por convección y por radiación desde la cubierta de vidrio y desde el cuerpo del colector que incluye las orillas y la parte trasera. Con el fin de estimar estas pérdidas y a reserva de realizar un análisis detallado, se suponen los valores de las diferentes variables que intervienen en este proceso.

El coeficiente global de pérdida de calor del colector,  $U_L$ , se distribuye en los coeficientes de: pérdida de calor por la cubierta,  $U_t$ , pérdida de calor por la parte trasera,  $U_b$ , y pérdida de calor por los lados,  $U_e$ , de la siguiente manera:

$$U_L = U_t + U_b + U_e$$

Los valores supuestos son:

$$U_t = 6.5 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$U_b = 1.0 \text{ W/m}^2\text{°C, y}$$

$$U_e = 0.1 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$T_{pm} = 70\text{°C}$$

$$T_a = 30\text{°C en verano y } 20\text{°C en invierno}$$

El valor de  $U_L$  es:

$$U_L = 6.5 + 1.0 + 0.1 = 7.6 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

El calor útil en verano, para un período de una hora al medio día solar, es:

$$Q_u = 3.34 \text{ m}^2 [558.97 \text{ W/m}^2 - 7.6 \text{ W/m}^2\text{°C}(70^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C})]$$

$$Q_u = 851.6 \text{ W}$$

El calor útil en invierno, para un período de una hora al medio día solar, es:

$$Q_u = 3.34 \text{ m}^2 [505 \text{ W/m}^2 - 7.6 \text{ W/m}^2\text{°C}(70^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})]$$

$$Q_u = 417.5 \text{ W}$$

## 6.2 Cálculo del cambiador de calor.

Para transferir calor al líquido que se desea destilar, se utilizará un cambiador de calor de tubos concéntricos, ya que es el que se recomienda cuando la superficie de calentamiento no es mayor a  $100 \text{ ft}^2$  (McCabe, ). El tubo exterior es de PVC y el tubo interior es de cobre. Sus características son las siguientes:

- Los tubos están dispuestos en forma vertical.
- Longitud: 6 m
- Diámetro del tubo interior:  $\frac{3}{4}$ "
- Diámetro del tubo exterior: 2"
- Superficie de transferencia de calor:  $0.359 \text{ m}^2$ .
- El fluido caliente circula por el espacio anular y el fluido frío por el tubo interior.
- La circulación es a contraflujo.

Un esquema del cambiador de calor se muestra en la Figura 6.1.6.

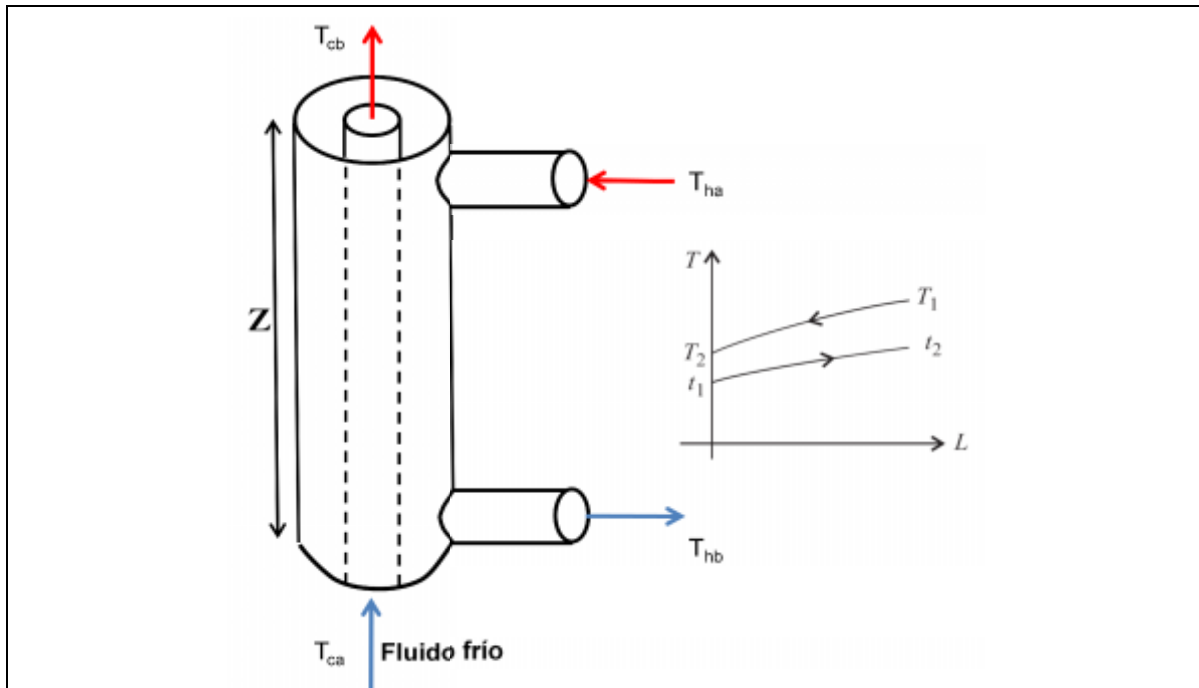


Figura 6.1.6 Esquema del cambiador de calor, en el que se muestra el comportamiento de las temperaturas de los fluidos frío y caliente.

De acuerdo con datos experimentales con una muestra de agua de la llave a 25°C, el vacío alcanzado mediante succión del líquido, fue de 25 mm Hg. A esta presión el agua pura ebulle a 26°C. Para una muestra de agua residual de un proceso de galvanoplastia se obtuvo la gráfica de Dühring (Figura 5.2.3) para predecir su punto de ebullición, resultando que a la presión de 25 mm Hg ebulle a 32°C; si se aumenta su temperatura hasta 50°C al entrar a la cámara de evaporación se producirá una evaporación de flash; por lo tanto, esta sería la temperatura T<sub>cb</sub>. Se estima que el agua que se somete al proceso de destilación entra al cambiador muy cerca de su temperatura de saturación a la presión de la cámara de vapor, por lo que se asume un valor de 30°C; esta sería la temperatura T<sub>ca</sub>. Se estima que el prototipo puede tener una capacidad de destilación de 100 kg/h, que es el valor de  $\dot{m}_c$ . Por último, el calor específico del agua a 30°C es de 0.99866 cal/g°C y a 50°C es de 0.99919, promediando un valor de 0.998925 cal/g°C.

Con estos datos, se obtiene una estimación del calor que es necesario transferir para la destilación como se ha planteado, sustituyendo los valores en la ecuación:

$$q = \left(100 \frac{kg}{h}\right) \left(0.998925 \frac{Kcal}{kg^\circ C}\right) (50^\circ C - 30^\circ C)$$

$$q = 1,997.85 \text{ Kcal/h}$$

$$q = 8,364.60 \text{ kJ/h}$$

$$q = 2.323 \text{ kW ó kJ/s}$$

Considerando que el colector solar de que se dispone entrega el agua caliente a 60°C en promedio; esta sería la temperatura  $T_{ha}$ . El calor específico del agua a 60°C es 1.00007 cal/g°C. Suponiendo que se tenga un gasto de 0.1 l/s de agua caliente, con una densidad de 0.98324 kg/l, se tendría un flujo másico de 0.09832 kg/s, que es el valor de  $m_h$ . Despejando la temperatura  $T_{hb}$ , tenemos:

$$T_{hb} = 60^\circ\text{C} - 2,323 \text{ J/s} / (0.09832\text{kg/s})(4,187\text{J/kg}^\circ\text{C}) = 54.4^\circ\text{C}$$

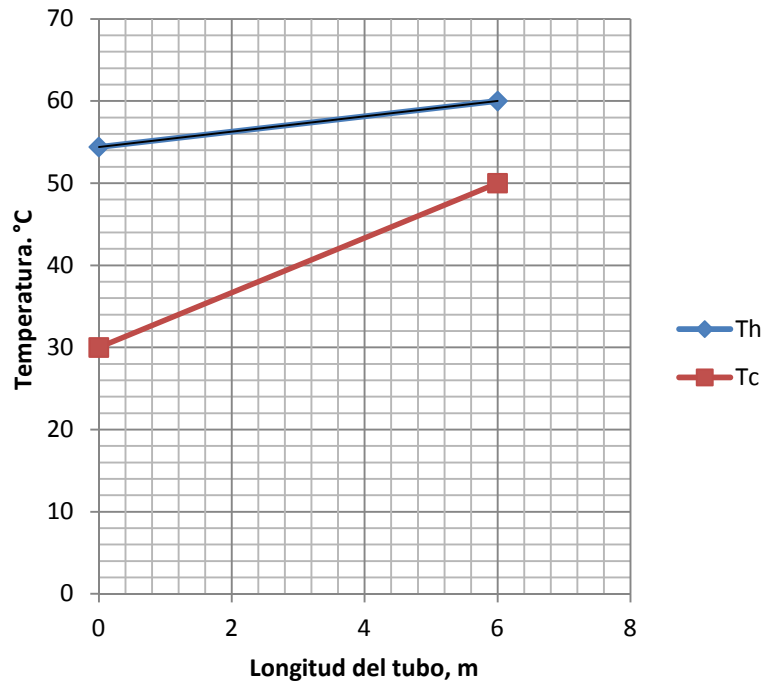


Figura 6.1.7 Temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío en el cambiador de calor.

La  $\overline{\Delta T_L}$  para el prototipo es:

$$\overline{\Delta T_L} = \frac{10 - 24.4}{\ln \frac{10}{24.40}} = 16.14^\circ\text{C}$$

Despejando U y sustituyendo valores, queda:

$$U = 2.323 \text{ kW} / (0.359 \text{ m}^2)(16.14^\circ\text{C})$$

$$U = 0.4008 \text{ kW/m}^2\text{C}$$

Para definir la altura a la que se coloca el cambiador de calor antes de la entrada al evaporador, para evitar la ebullición dentro de él, se calculó la presión que debe prevalecer a la salida del cambiador, la cual está compuesta por la presión en la



cámara de evaporación más la presión de la columna de agua entre el cambiador y la entrada al evaporador. De acuerdo con la gráfica de Dühring, cuando el agua cruda ebulle a 50°C, el agua pura ebulle a 45°C; a esta temperatura, la presión de saturación del agua pura es de 9,514.73 Pa. Si a esta presión se le resta la presión de la cámara de evaporación que se espera sea cuando mucho de 30 mm Hg (3999.67 Pa), quedan 5515 Pa que deben ser ejercidos por la columna de agua. La altura de la columna de agua, considerando una densidad de 1000 kg/m<sup>3</sup>, es:

$$h = \frac{5515 Pa}{\left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)} = 0.56 m$$

El régimen en este tramo cercano a la entrada del evaporador será de flujo burbujeante y posiblemente de flujo tapón de dos fases.

### 6.3 Cálculo de condensador.

El balance de energía para el proceso de condensación se basa en las condiciones de presión en la cámara de evaporación. A 30 mm Hg de vacío, la temperatura de saturación es de 29.4°C. Esta temperatura permanecerá constante del lado del vapor condensante. El flujo másico de vapor,  $\dot{m}$ , es de 100 kg/h. El calor latente de vaporización a la temperatura de saturación es de 2431.6 kJ/kg. Por consiguiente, el calor transferido es:

$$q = (100 \text{ kg/h})(2431.6 \text{ kJ/kg}) = 243,160 \text{ kJ/h} = 67.54 \text{ kJ/s} \text{ ó kW}$$

La rapidez de flujo en el tubo es:

$$\Gamma = \frac{100 \frac{kg}{h}}{2\pi(0.0127 \text{ m})} = 1253.19 \frac{kg}{mh} = 0.348 \frac{kg}{ms}$$

Si el condensador es de 12 tubos de 50 cm de longitud:

$$\Gamma = 0.029 \frac{kg}{ms}$$

Las propiedades del condensado a 29.4°C son:

- $k = 12,572.2 \text{ J/hm}^2\text{°C}$ .
- $\mu = 80 \times 10^5 \text{ Pa-s}$
- $\rho_f = 996 \text{ kg/m}^3$

El coeficiente de transferencia de calor es:

$$h_x = (12572.2)\{(996)^2(9.81)/3(1253.19)(80 \times 10^5)\}^{1/3}$$

$$h_x = 863.13 \text{ W/m}^2\text{K}$$

## 7. Conclusiones

- Con la destilación al vacío y utilizando la energía solar, es posible la recuperación de agua con bajo contenido de iones, a partir de aguas residuales y duras.
- La creación de vacío mediante la succión del líquido es una alternativa para disponer de un proceso sencillo de evaporación al vacío.
- El agua obtenida de la destilación de agua del grifo es apropiada para usos domésticos en los que la dureza del agua es un inconveniente.
- El agua recuperada del agua residual de la galvanoplastia es apropiada para reusarse en el mismo proceso, con el beneficio de reducir significativamente el consumo de agua fresca.

Trabajo futuro.

1. Valorar la destilación al vacío de aguas salobres y de baja calidad bacteriológica para efectos de potabilización para el consumo humano, determinando la calidad del agua destilada.
2. Realizar corridas de prueba del prototipo con aguas crudas de diferentes orígenes, para evaluar su eficacia, eficiencia y posibles usos, con la participación de alumnos en estadía o que estén cursando la materia integradora.

## 8. Bibliografía.

Cengel, Y.A. Transferencia de calor. Segunda Edición. McGraw-Hill Interamericana. 2003 México.

Duffie, J. Beckman, W. 2006. Solar engineering of thermal processes. Third edition. John Wiley and sons, Inc. New Jersey. USA.

Estrada-Cajigal, V. Almanza, R. 2005. Irradiaciones global, directa y difusa, en superficies horizontales en inclinadas, así como irradiación directa normal, en la República Mexicana. Instituto de Ingeniería UNAM. México.

McCabe, W.L. Smith.J.C. 1991. and Harriott, P. OPERACIONES UNITARIAS EN INGENIERIA QUIMICA. Cuarta edición. McGRAW-HILL INTERAMERICANA. 1991 España.

Moran, M.J. Shapiro, H.N. Munson, B.R. and DeWitt D.P. Introduction to Thermal Systems Engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer. John Wiley & Sons, Inc. 2003 New York.

Cengel, Y.A. Boles, M.A. Thermodynamics. An engineering approach. Fifth Edition.

Welty, R. James, Wicks, Charles E., Wilson, Robert E. Fundamentos de Transferencia de momento, calor y masa. Segunda edición. Editorial LIMUSA. México, 2011.

## 9. Anexos (solo si es estrictamente necesario)