

METODO DE CALCULO DE LA PRODUCCION DE SECADEROS SOLARES CON RECIRCULACION Y CALENTAMIENTO AUXILIAR

L. Zunino^{*}, L. Saravia^{**}
INENCO[#], Universidad Nacional de Salta
Buenos Aires 177, 4400 Salta.

RESUMEN

En un trabajo anterior (1), se realizó la simulación detallada de un secadero solar en túnel sin recirculación de aire ni acumulación y se validó una fórmula aproximada para evaluar rápida y sencillamente este tipo de secaderos, a partir de valores medios de parámetros ambientales.

En este trabajo se plantea extender el estudio al caso de un sistema con recirculación y también calcular la cantidad de energía que es cubierta exclusivamente por aporte solar en un sistema con calentamiento auxiliar.

LSECADERO SOLAR CON RECIRCULACION DE AIRE :

Anteriormente se había estimado la cantidad de agua que se puede extraer de un producto agrario mediante el uso de un secadero solar de convección forzada sin recirculación, el que se esquematiza en la Figura 1. Consta de un colector solar, ventilador y un túnel de secado del tipo en contracorriente, con el aire y el producto moviéndose en sentidos contrarios. Se introdujeron tres premisas: a) se pueden separar los problemas relacionados con el diseño del colector solar y estimación de la producción media, de los relacionados con el diseño detallado de la cámara de secado, usando como parámetro la humedad relativa media del aire en la salida de la cámara de secado; b) es posible obtener una relación analítica aproximada entre la producción promedio y los valores promedios de radiación, temperatura ambiente, humedad absoluta ambiente y humedad relativa de salida

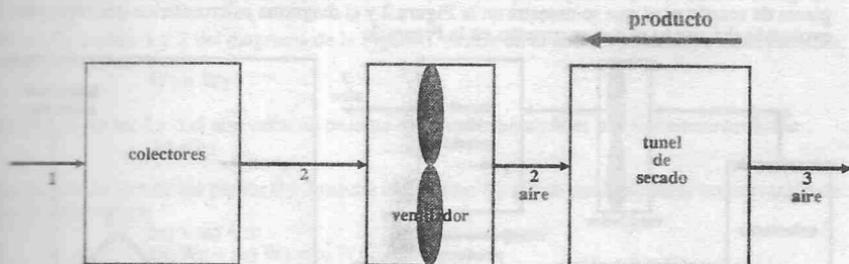


Figura 1: Esquema del sistema. Caso sin recirculación.

* Becaria del CONICET
** Investigador del CONICET
Instituto UNSa-CONICET

Se encontró que la humedad absoluta del aire a la salida de la cámara puede representarse mediante la siguiente expresión:

$$W_3 = a_1 (\eta A_c I / (m C_p) + T_1) + a_2 W_1 + a_3 P_0 \psi_3 / P - a_4 (P_0 \psi_3 / P)^2 - a_5$$

donde el subíndice 3 indica valores de las funciones termodinámicas evaluados a la salida de la cámara, ψ es la humedad relativa del aire e I es la radiación. Se eligió la función de modo de obtener buenos valores de W_3 en la zona de las variables que son de mayor interés para el cálculo de secaderos solares, siendo el error que se introduce inferior al 5%.

Los valores de las constantes cuando la humedad absoluta del aire W se da en kg/kg son:

$$\begin{aligned} a_1 &= .2511 \cdot 10^{-3} & a_3 &= 19.03 \cdot 10^{-3} \\ a_2 &= .603 & a_4 &= 9.5 \cdot 10^{-3} \\ a_5 &= 9.383 \cdot 10^{-3} \end{aligned}$$

Introduciendo esta expresión en la del cálculo de la producción mensual M , se obtuvo que:

$$M = a_1 \eta A_c H N_d / C_p + m N_h N_d 3600 [a_1 T_1 - (1-a_2) W_1 + a_3 P_0 \psi_3 / P - a_4 (P_0 \psi_3 / P)^2 - a_5]$$

donde η es la eficiencia del colector, A_c el área de colección, H la radiación media mensual, m el flujo de aire, T_1 la temperatura del aire a la entrada de la cámara, W_1 la humedad absoluta del aire a la entrada de la cámara, P la presión atmosférica del lugar y P_0 la presión atmosférica a nivel del mar.

Las unidades usadas son:

M : Kg H ₂ O/día	η : de 0 a 1
A_c : m ²	H : Megajulios/día m ²
m : kg/seg	N_h : número de horas al día con radiación
T_1 : °C	W_1 : kg/kg
ψ_3 : de 0 a 1	P : pascales

Se quiere extender al estudio para el caso en que se realiza recirculación de aire. El esquema de la planta de secado es el que se muestra en la Figura 2 y el diagrama psicrométrico que representa la evolución del aire es el que se muestra en la Figura 3.

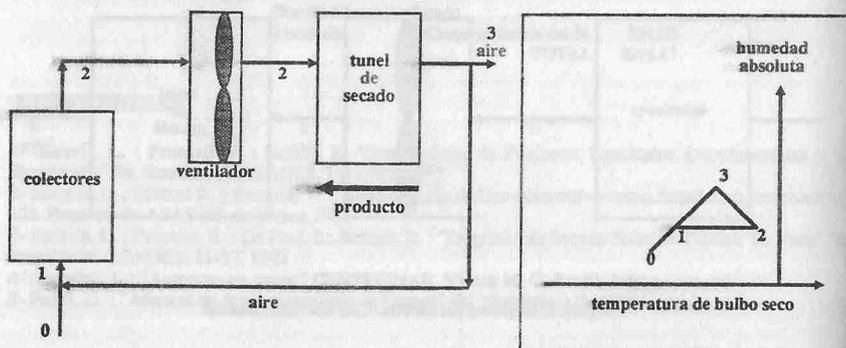


Figura 2: Esquema del sistema.

Caso con recirculación.

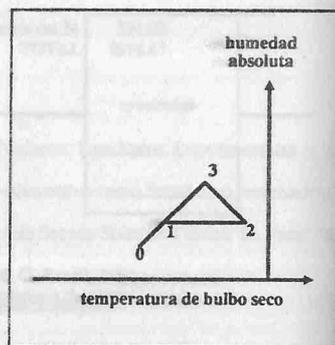


Figura 3: Diagrama psicrométrico.

La temperatura del aire a la entrada del colector (punto 1), no es la temperatura ambiente (punto 0), sino que su valor resulta de la mezcla entre el aire que ingresa a condiciones ambientales y el que se recircula de la salida del secadero (punto 3). El aire a la salida del colector está representado por el punto 2.

El flujo de aire que es recirculado es m_3 , mientras que ingresan m_0 kilos de aire por segundo. Por el colector y por el secadero siempre circulan m kilos de aire por segundo. Como m_3 es el flujo que se retorna, se define el factor de recirculación $f_r = m_3/m$.

En este caso el colector toma aire a la temperatura T_1 , diferente de la temperatura ambiente T_0 , y lo lleva hasta T_2 .

La ecuación característica del colector en este caso es:

$$C_p m (T_2 - T_1) = F_r A_c ((\alpha \tau) - U_r (T_1 - T_0)) / I \cdot I$$

Como consecuencia de la recirculación, la eficiencia del colector está dada por:

$$T_2 - T_1 = \eta^* A_c I / (m C_p)$$

siendo función de la diferencia de temperatura $T_1 - T_0$, donde T_0 es la temperatura ambiente, se obtiene:

$$\eta^* = F_r ((\alpha \tau) - U_r (T_1 - T_0)) / (I(\alpha \tau))$$

El rendimiento η^* no tiene el valor anterior $\eta = F_r (\alpha \tau)$, debido a que el aire entra a una temperatura T_1 mayor que la T_0 .

Una vez determinada la forma de W_3 utilizando las ecuaciones que describen el proceso, se puede diseñar completamente el sistema mediante algunas iteraciones, tal como se describe a continuación:

1.1. ECUACIONES QUE DESCRIBEN LA EVOLUCION DEL AIRE

Entre los puntos 1 y 2 del diagrama de la Figura 3, ocurre en el aire un proceso de calentamiento sensible, es decir que:

$$W_1 = W_2$$

Entre los puntos 2 y 3 el aire sufre un proceso en el que la entalpía es prácticamente constante, $h_2 = h_3$

La mezcla de aire de los puntos 0 y 3 resulta en el punto 1 y allí se puede plantear conservación de masa y de energía

$$\begin{aligned} m_0 + m_3 &= m \\ m_0 W_0 + m_3 W_3 &= m W_1 \\ m_0 h_0 + m_3 h_3 &= m h_1 \end{aligned}$$

Usando la expresión aproximada de W_3 como función de la temperatura T_3 y humedad relativa ψ_3 introducida en el trabajo anterior (1) se determina W_3 como función de los parámetros ambientales, eliminando las propiedades del punto 1 con las ecuaciones anteriores. Se obtiene para W_1 :

$$W_1 = a_1 \eta^* I / (1-f_r) + a_1 T_0 + a_2 W_0 + a_3 P_0 \psi_3 / P - a_4 (P_0 \psi_3 / P)^2 - a_5$$

Se aprecia que en el término de radiación aparece $(1-f_r)$. La recirculación tiende a aumentar la humedad en la salida, W_3 .

Para calcular W_3 con estas expresiones se debe proceder por iteración debido a que η^* depende de la temperatura T_1 . Supuesto el valor de η^* se calcula W_3 , con él se obtiene T_1 y de allí el nuevo valor de η , repitiendo hasta obtener convergencia. Es de observar que el colector trabaja a mayor temperatura que en el caso sin recirculación, por lo que $\eta^* \leq \eta$.

A partir de W_3 se calcula la masa mensual evaporada M siguiendo la línea del trabajo anterior. Se obtiene:

$$M = m(1-f_r) \left[a_1 \frac{\eta^* H N_d}{(1-f_r)} + N_h N_d 3600 \left[a_1 T_0 - (1-a_2) W_0 + a_3 \frac{P_0 \psi_3}{P} - a_4 \left(\frac{P_0 \psi_3}{P} \right)^2 - a_5 \right] \right]$$

Se observa que en la contribución de la radiación ha desaparecido el factor $(1-f_r)$. Ello se debe a que el flujo de aire lanzado hacia el exterior no es sino $m(1-f_r)$. Esto significa que el uso de recirculación en principio no cambia sustancialmente la productividad del sistema. En cambio, la recirculación cambia las condiciones de la cámara de secado ya que aumenta la temperatura T_1 a la entrada de la misma. Ello implica mejores condiciones de transferencia, disminuyendo el tamaño para lograr una cierta producción.

II. CALCULO DEL PORCENTAJE DE ENERGIA QUE APORTA EL SISTEMA SOLAR EN UNO MIXTO

Se planteará el cálculo para un sistema mixto, donde se entiende por mixto un sistema que tiene aporte solar y convencional, de modo de mantener durante todas las horas de trabajo la temperatura de entrada del aire a la cámara en un valor constante.

La configuración del sistema es como la de la Figura 4, donde los quemadores aportan energía adicional a la solar de modo que T_2 es constante. Dicha temperatura queda determinada por el tipo de producto a secar, ya que es la máxima que soporta sin sufrir alteraciones que perjudiquen su posterior comercialización.

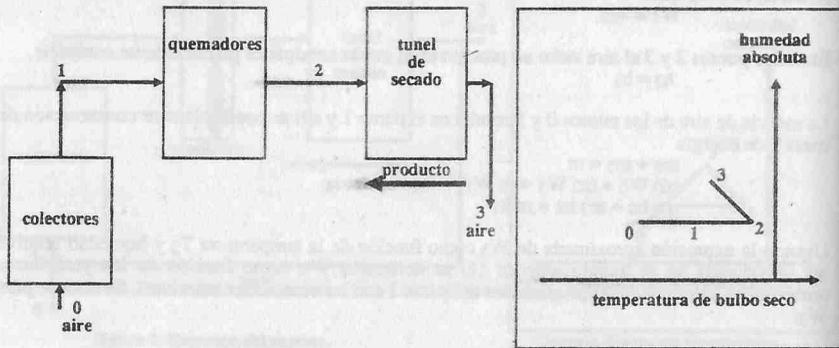


Figura 4: Esquema del sistema
Caso de sistema mixto con quemadores.

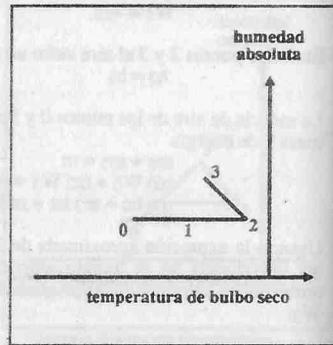


Figura 5: Diagrama psicrométrico.

El diseño del colector debe hacerse de modo de obtener T_2 en su salida a las horas de mayores niveles de radiación. Esto permitiría apagar los quemadores a mediodía, sin excederse en la temperatura límite que soporta el producto.

Es decir que las constantes de diseño son la temperatura T_2 y la humedad relativa del aire a la salida del secadero, ψ_3 .

El proceso psicrométrico es el de la Figura 5. El punto 3 del diagrama no está totalmente determinado ya que solamente se conoce ψ_3 . Para determinarlo hay que conocer el valor de otra variable en ese punto y es posible hacerlo planteando las ecuaciones que describen el proceso y considerando conocidas las variables de diseño. Se hará a continuación.

Entre los puntos 2 y 3 se puede plantear igualdad de entalpías:

$$C_p T_2 + h_{fg} W_2 = C_p T_3 + h_{fg} W_3$$

o lo que es lo mismo: $C_p (T_2 - T_3) = h_{fg} (W_3 - W_2)$

Además la humedad absoluta se mantiene constante entre el ingreso del aire al sistema y la salida de los quemadores, siendo una variable conocida

$$W_0 = W_1 = W_2$$

Las humedades relativa y absoluta del aire a la salida son:

$$\psi_3 = P_3 / P_s(T_3)$$

$$W_3 = .622 P_3 / (P - P_3)$$

Donde P_3 es la presión parcial del aire en el punto 3 y $P_s(T_3)$ la presión de saturación a la temperatura T_3 . P_s se define como $P_s(T) = \exp(A - B / (T+C))$, siendo A, B y C constantes de valores 23.53, 4032 y 235 respectivamente cuando la temperatura se da en centígrados y la presión en Pascales.

Finalmente

$$\psi_3 = [W_3 P] / [(W_3 + .622) \exp(A - B / (T_3 + C))]$$

$$W_3 = W_2 + C_p (T_2 - T_3) / h_{fg}$$

Como lo que interesa es calcular el rendimiento del sistema hay que determinar $W_3 - W_2$ y para ello hay que conocer primero T_3 . Se lo hará trabajando con las tres últimas ecuaciones.

Agrupando las constantes $mc = W_2 + C_p T_2 / h_{fg}$
 $qc = C_p / h_{fg}$

resulta:

$$\psi_3 / P \cdot \exp(A - B / (T_3 + C)) = [mc / qc - T_3] / [.622 / qc + mc / qc - T_3]$$

Finalmente puede conocerse T_3 de resolver la ecuación trascendente

$$\left(\ln \left(\frac{\psi_3}{P} \right) + A \right) T_3 + (C + T_3) \ln \left(\frac{.622 + W_2}{C_p} \frac{h_{fg} + T_2 - T_3}{h_{fg} + T_2 - T_3} \right) - (C + T_3) \left[\ln \left(\frac{h_{fg} W_2}{C_p} + T_2 - T_3 \right) \right] + C \left[\ln \left(\frac{\psi_3}{P} \right) + A \right] - B = 0$$

Esta ecuación puede resolverse fácilmente luego de unas pocas iteraciones. Por ejemplo para el siguiente conjunto de valores: $T_2=60C$, $\psi_3=.6$, $P=100000Pa$, se obtiene $T_3=30.5C$, lo que es verificable en un diagrama psicrométrico.

Sabiendo ya como determinar T_3 , es posible calcular el rendimiento de un secadero entendido como cantidad de agua que puede extraer en un período de N_d días en los que trabaja N_h horas en un día (1):

$$M_w = N_d N_h 3600 m_a (W_3 - W_2)$$

siendo $W_3 - W_2 = C_p (T_2 - T_3) / h_{fg}$.

II.1- ENERGIA QUE SE GASTA PARA CALENTAR EL AIRE DESDE LAS CONDICIONES AMBIENTALES HASTA T_2 :

Al aire caliente se le suministra calor por un procedimiento de calentamiento sensible hasta llevarlo a T_2 . Parte de ese calor proviene del sol y parte de quemadores.

Entre los puntos 1 y 2 del diagrama psicrométrico, ocurre que:

$$\begin{aligned} m_a h_1 + q &= m_a h_2 \\ w_1 &= w_2 \\ h &= C_p T + h_{fg} W \end{aligned}$$

donde m_a es la masa de aire seco que atraviesa por segundo una unidad de área transversal y q es el calor suministrado por los quemadores en el mismo intervalo de tiempo.

En un segundo, la cantidad de calor necesaria para mantener constante en el valor T_2 la temperatura del aire a la entrada del túnel es:

$$q = m_a C_p T_2 - m_a C_p T_1$$

donde T_1 es la temperatura del aire a la salida del colector y está definida por la ecuación $T_1 = T_0 + \eta A_c I / m C_p$, siendo T_0 la temperatura ambiente, I la radiación y η el rendimiento del colector.

Se puede suponer que T_0 , T_1 e I son constantes durante una hora, con lo cual la cantidad de calor horaria q_h necesaria para tener T_2 constante será:

$$q_h = 3600 m_a C_p (T_2 - T_1) = 3600 m_a C_p (T_2 - (T_0 + \eta A_c I / (m C_p)))$$

En la expresión obtenida se observa que la energía necesaria para tener T_2 , es la diferencia entre las energías que suministran los quemadores cuando trabajan tomando el aire a temperatura ambiente, y la energía que proporciona el sol. Esto puede verse claramente en lo siguiente.

En un día de trabajo en el que hay N_{hs} horas de sol y los quemadores trabajan N_{hq} horas por día, el calor que se necesita es:

$$q_d = 3600 m_a C_p (N_{hq} \eta_q (T_2 - T_0) - N_{hs} \eta_s A_c I / (m C_p))$$

siendo T_0 la temperatura ambiente media diaria, I la radiación media diaria, η_q el rendimiento de los quemadores y η_s el rendimiento de los colectores.

En un período de N_d días de trabajo, el calor que debe suministrarse será

$$Q = N_d q_d = 3600 N_d m_a C_p (N_{hq} \eta_q (T_2 - T_0) - N_{hs} \eta_s A_c I / (m C_p))$$

Donde Q es la energía necesaria para calentar el aire desde las condiciones ambiente hasta T_2 constante a la entrada del secadero. En las horas sin sol, la temperatura ambiente es la del aire a la entrada de los quemadores y el término en la radiación desaparece.

A la expresión encontrada también se la puede escribir como la diferencia siguiente: $Q = Q_q - Q_s$ donde Q_q es el aporte de los quemadores y Q_s el de los colectores en los N_d días, en que trabajan N_{hq} y N_{hs} horas por vía solar respectivamente, es decir:

$$\begin{aligned} Q_s &= 3600 N_d N_{hs} \eta_s I A_c \\ Q_q &= 3600 N_d N_{hq} \eta_q m_a C_p (T_2 - T_0) \end{aligned}$$

Se puede definir una fracción de ahorro solar F para un sistema mixto, como el cociente entre la energía aportada exclusivamente por vía solar y la aportada exclusivamente por quemadores como:

$$F = \frac{Q_s}{Q_q} = \frac{\eta_s N_{hs} I A_c}{\eta_q N_{hq} m_a C_p (T_2 - T_0)}$$

Se observa que aumenta con la radiación y disminuye al aumentar la diferencia entre la temperatura requerida en el aire y la ambiente.

Se obtiene una fracción del 14% para un sistema que trabaja 24 horas al día con el conjunto de parámetros siguientes:

$$\begin{aligned} m_a &= 2.15 \text{ kg/s} & A_c &= 300 \text{ m}^2 & T_1 &= 10 \text{ C} \\ \eta_s &= .3 & I &= 500 \text{ W/m}^2 & N_{hs} &= 8 \text{ hs} \\ N_{hq} &= 16 \text{ hs} & & & & \end{aligned}$$

Lo importante es que el ahorro energético se traduce en económico porque se disminuye la cantidad de combustible necesaria para mantener en funcionamiento el sistema.

CONCLUSIONES:

En las dos secciones anteriores y en un trabajo previo se ha detallado un método aproximado de cálculo de la producción media de un secadero que constituye una herramienta rápida para evaluar proyectos de secado solar desde el punto de vista térmico y económico. La metodología comprende los sistemas con y sin recirculación. También es posible extender el estudio para el caso en que se usa en forma mixta el calentamiento solar y el convencional, evaluando el factor de ahorro solar.

El estudio da resultados parciales en el sentido de que no incluye un procedimiento para el túnel de secado en sí, para lo cual habría que utilizar datos específicos sobre el tipo de producto a secar.

REFERENCIAS:

1. Servia, I.; Zunino, L.; Passamai, V. "Simulación de secaderos solares sin acumulación". Actas ARAD 84-87.