



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**DISEÑO DE UN CALENTADOR SOLAR DE AIRE PARA
APLICACIONES DE SECADO**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A:

ARNULFO DOMÍNGUEZ HERNÁNDEZ

ASESOR:

DR. FRANCISCO JAVIER SOLORIO ORDAZ



CIUDAD UNIVERSITARIA

2013

Agradecimientos

A la Universidad Nacional Autónoma de México, cuyas enseñanzas tienen y tendrán presencia en mis acciones, tanto profesionales como personales.

A la Facultad de Ingeniería, donde experimenté, además de excelentes cátedras: amor, amistad, felicidad, tristeza, hambre, sueño, recuerdos, olvidos, aciertos y desaciertos, no cambiaría uno solo de los días vividos, pues todos ellos forman parte de la persona que ahora soy.

Al Observatorio de Radiación Solar, por la tremenda ayuda brindada para el cumplimiento de los objetivos de mi trabajo mediante los datos de radiación que me fueron proporcionados.

A Rancho Laguna Seca, lugar en donde el proyecto de secado solar tiene años de investigación. Que sus praderas sean siempre verdes.

Al Doctor Francisco Javier Solorio Ordaz, mi director de tesis, porque fue un apoyo insustituible en la elaboración de mi trabajo y porque fue en sus clases donde encontré mi área de investigación y de trabajo.

A los Doctores, Armando Rojas Morín, Federico Méndez Lavielle, Rogelio Soto Ayala y Rafael Chávez Martínez, por el tiempo utilizado en la lectura y corrección de mi trabajo.

A mis padres, las personas que más admiro y que me han apoyado en todas las decisiones que he tomado. Gracias por la libertad que, desde siempre, he tenido, todo lo bueno que hay en mí lo debo a ustedes.

A mis hermanas y hermano, Martha porque ha sido un ejemplo duro de seguir, debido a todos sus logros y que sin embargo encuentra tiempo para preocuparse de sus padres y hermanos. A Elisa, cuyo don de la palabra no tiene igual, sus conversaciones se deslizan sobre el medio de una manera tan directa que parece inhumana, pero quienes le conocen saben que su lengua es inhumana porque es divina y puede ser tan agria como los cítricos o tan dulce como sus postres. A Marco, una de las personas que siempre me ha apoyado en todo, me alegro de haber conocido a esta persona repleta de imaginación. Los quiero.

A mi tío Rutilo, porque ha cumplido su papel de padrino como pocos, gracias por su apoyo durante los buenos y malos días. Ahora me toca ayudar con mis primas. A mi tío Bonfilio porque su manera de hablar es tan buena que relaja la mente cuando le escucho y porque cuando mis ojos sufrían, a causa de mi tesis, sin dejar de ser mi tío se convertía en Doctor y, al otro día, se acababa el sufrimiento. A mi tía Gloria, un ejemplo de bondad incomparable. A mi tía Mireya, por ser mi otra madre.

A mis otros padres, el señor Don Juan y la señora Mary. Con ellos aprendí tantas cosas que es difícil escribirlas, pues en más de 10 años no acabaría, pero estoy por completo agradecido con ellos por haberme recibido como parte de la familia y por brindarme apoyo cuando lo he necesitado. Estoy seguro de que todo tiene que volver a la normalidad.

A mis otros hermanos: Oscar de quien aprendí el concepto fundamental de la amistad, es el idealista más radical que conozco. Armando, quien me ayudó a completar algunas teorías y tiene una mente tan perspicaz que sorprende y cuya lógica lo debió llevar por el camino de las ciencias exactas. Cucha, mi hermana pequeña, de ella aprendí que a veces es mejor detenerse y pensar para después continuar, una persona difícil de descifrar. Marisol, mi más reciente hermana y amiga, de ella aprendí que la felicidad es infinita y que la paz comienza con una sonrisa, lo aplicaré más a menudo. Mario, mi primo-hermano, un gran apoyo en los últimos tiempos, la locura es la base de su razón y el camino hacia su meta.

A mis amigos de la facultad. Héctor, el político al cual espero que el destino le tenga guardado un futuro mejor que el de su homónimo troyano y a quien espero me asesore durante mi gestión; que su barba siempre crezca. Zenón, el investigador más sociable que el Instituto de Ingeniería podrá tener. A Estrella, la persona más increíble que conocí, la rodea un aura que invita a la amistad. A todos ustedes les espera un futuro rudo, pero excelente.

A quienes por omisión o por descarado olvido, como es costumbre mía, no he mencionado y que, sin embargo, forman parte de mi vida les pido disculpas y les agradezco de todo corazón que hayan estado conmigo.

“Ser víspera, al menos por una hora,
es el deseo imposible de cada ayer
pasado y de cada hoy que está
pasando”

José Saramago

CONTENIDO

Índice de Figuras.....	vii
Índice de Tablas	viii
Índice de Gráficos	ix
Resumen	10
Introducción.....	11
Capítulo I. Antecedentes	14
1.1 Radiación Solar.....	14
1.1.1 El Sol	14
1.1.2 La Constante solar	16
1.2 Mecanismos de transferencia de calor	18
1.2.1 Conducción.....	18
1.2.2 Convección	20
1.2.3 Radiación.....	22
1.3 Propiedades físicas del aire húmedo	23
1.4 Colectores solares de aire de placa plana	24
1.4.1 Colector de placa plana convencional.....	25
1.4.2 Colector con placa acanalada en V (V-grooved collector).....	28
1.4.3 Colector con placa plana aletada	30
1.5 Secado.....	32
1.5.1 Fases del secado	33
1.5.2 Aproximación a la cantidad de humedad retirada de un sólido húmedo mediante evaporación superficial.....	34
Capítulo II. Metodología	37
2.1 Definición de objetivos.....	37
2.1 Selección del tipo de calentador	37
2.1.1 Matriz de ponderación	38
2.1.2 Matriz de evaluación	39
2.2 Solución al modelo teórico y construcción.....	40

2.2.1	Metodología de obtención de datos teóricos.....	40
2.2.2	Metodología de experimentación	40
2.2.3	Cálculo de la aproximación a la máxima cantidad de humedad retirada de un sólido húmedo	42
Capítulo III. Resultados.....		43
3.1	Selección del colector	43
3.2	Resultados simulados y experimentales	46
3.3	Aproximación a la cantidad de humedad retirable de un sólido húmedo mediante evaporación superficial.....	51
Capítulo IV. Análisis de resultados y conclusiones		52
4.1	Análisis de la selección del colector.....	52
4.2	Análisis de la obtención de datos de simulación y de la experimentación.	52
4.3	Análisis de la aproximación a la cantidad máxima de humedad retirable mediante evaporación superficial.....	56
4.4	Conclusiones.....	58
Referencias		59

Índice de Figuras

Figura 1: Representación esquemática del Sol (Blanco-Cano & Kajdic, 2009).....	15
Figura 2. Relaciones Geométricas entre El Sol y la Tierra (Duffie & Beckman, 1991).....	16
Figura 3. Curva estándar de irradiancia espectral del Centro Mundial de Radiación (WRC). Citado por (Duffie & Beckman, 1991)	17
Figura 4. Espectro Electromagnético (a). Fracción de radiación térmica (b). (Kreith, Manglic, & Bohn, 2011).....	18
Figura 5. Asociación de la transferencia de calor por conducción con la difusión de energía provocada por la actividad molecular (Incropera & DeWitt, 1999).....	20
Figura 6. Diferentes situaciones de convección. a) Convección forzada, b) convección natural, c) y d) cambio de fase (Incropera & DeWitt, 1999).....	21
Figura 7. Sección transversal de un colector solar (Karim & Hawlader, 2004).....	25
Figura 8. Colector con Placa en V. (Karim & Hawlader, 2005)	29
Figura 9. Colector con placa plana aletada. (Karim & Hawlader, 2004)	31
Figura 10. Curva de secado. (Cova & Marinelli, 2006)	34
Figura 11. Arreglo experimental para la prueba del prototipo.....	41
Figura 12. Prototipo construido.....	45

Índice de Tablas

Tabla 1. Matriz de Ponderación.....	38
Tabla 2. Matriz de Evaluación.	39
Tabla 3. Tabla de registro de datos para cantidad de humedad evaporada.	42
Tabla 4. Resultados de la comparación.....	43
Tabla 5. Valores de cada criterio.....	44
Tabla 6. Resultados de la evaluación.	44
Tabla 7. Resultados experimentales y simulados. Día 4 de marzo de 2013. (Elaboración propia con datos del Observatorio de Radiación Solar, Instituto de Geofísica, UNAM).....	49
Tabla 8. Resultados experimentales y teóricos. Día 6 de marzo de 2013. (Elaboración propia con datos del Observatorio de Radiación Solar, Instituto de Geofísica, UNAM).....	50
Tabla 9. Resultados correspondientes al cálculo de la evaporación superficial (<i>mv</i>) con datos de simulación y experimentales. (Fuente: Elaboración propia con datos del Observatorio de Radiación Solar, Instituto de Geofísica, UNAM).....	51
Tabla 10. Desviación media absoluta entre los valores teóricos y reales.....	55

Índice de Gráficos

Gráfico 1. Valores simulados y experimentales para temperatura de salida.	46
Gráfico 2. Valores simulados y experimentales para la eficiencia.	47
Gráfico 3. Valores simulados y experimentales para la temperatura de la placa.	48

Resumen

El presente trabajo trata sobre el diseño térmico de un calentador solar de aire de placa plana para aplicaciones de secado de forraje con el objetivo de determinar la capacidad del dispositivo por medio de la simulación de su comportamiento para, posteriormente, comprobarla mediante la experimentación. El experimento fue diseñado con el objetivo de emular las condiciones reales de trabajo del calentador usando datos de radiación y temperatura correspondientes a la Ciudad Universitaria en el Distrito Federal; la simulación se refiere a la solución de las correlaciones experimentales propuestas en la literatura, también se propone un método de selección basado en el diseño mecánico clásico y, además, se sugiere una forma de aproximación a la cantidad máxima de humedad que es posible retirar mediante evaporación superficial con una corriente de aire calentado por el dispositivo propuesto. Los resultados obtenidos de la experimentación son cercanos a los de la simulación, cuando la velocidad de entrada del aire supera los 3 [m/s] y se considera que la suposición de temperatura de la placa constante es la mejor aproximación para el cálculo del calor útil que recibe el calentador.

Introducción

La disponibilidad de forraje fresco varía a través del año no obstante, el ganado debe comer todos los días, por lo que la conservación del forraje es muy deseable en la mayoría de los sistemas mixtos de producción. Las partes no comestibles de los cereales y las leguminosas comprenden cerca de la mitad de la biomasa de los cultivos que permanece sobre la tierra, la mayor parte de la cual puede ser convertida por los rumiantes en productos de valor económico. Por ello, los procesos de conservación de forraje, como el henificado y el ensilado, son esenciales para el óptimo funcionamiento de un sistema de producción pecuario.

El crecimiento de los cultivos está determinado por las condiciones climáticas por esto, el forraje verde está disponible sólo en ciertos períodos del año. En la mayoría de los climas, incluso en aquellos que no tienen cambios extremos, en épocas de escasez se debe reducir o evitar la pérdida de peso de los animales, para lo cual se deben proveer forrajes adicionales en el momento oportuno a fin de suplementar el pastoreo y el forraje verde.

La operación fundamental de la producción de heno es la reducción del contenido de humedad del forraje cortado de un 70-90 por ciento inicial a un 15-20 por ciento, algo aparentemente simple en teoría pero muy dependiente de las condiciones climáticas y que necesita capacidad técnica y buen criterio por parte del agricultor (Suttie, 2003; Domínguez Cuevas, 2012; Domínguez Hernández, 2005).

Existen dos formas para llevar a cabo el secado de forraje: la natural y la artificial. El secado natural de este producto es la manera más barata y antigua de conservar el forraje cuando su crecimiento es tal que el pastoreo no es suficiente para aprovechar la pastura en el momento adecuado; la manera de realizarlo es mediante la exposición, por largo tiempo, del material a secar al Sol. Sin embargo el principal problema de este método radica en que tan larga exposición causa que el producto seco, o heno, tenga muy pobres propiedades alimenticias. El segundo método es el secado artificial, en el cual el forraje verde no se expone directamente al Sol, sino que el producto se aísla dentro de una cámara de secado y se hace pasar sobre él una corriente de aire, la cual fue precalentada por el Sol, o cualquier otra fuente de energía. La parte que calienta el aire, en un secador, es llamada colector y el lugar donde el producto es secado se llama cámara de secado.

Para que se lleve a cabo el proceso de secado, es necesario que existan dos mecanismos, el de transferencia de calor para evaporar la humedad superficial y el de transferencia de masa para llevar la humedad de los intersticios a la superficie para, posteriormente, ser evaporada (Williams-Gardner, 1971).

El presente trabajo trata sobre el diseño térmico de un colector solar de aire para aplicaciones de secado de forraje, con el cual se espera obtener datos suficientes para, ulteriormente, modelar una cámara de secado acorde a la capacidad del calentador. El cálculo de la capacidad del colector estará basado en las ecuaciones presentadas por Duffie & Beckman, (1991) que fueron corroboradas en la literatura, consultada para este documento. El cambio que se propone para este trabajo es la validación de dichas ecuaciones para condiciones cercanas a las que el calentador tendrá en su aplicación, las cuales son totalmente distintas a las propuestas por los estándares de la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) correspondientes al tópico.

La importancia del trabajo radica en el diseño de un experimento de fácil reproducción, con el que se conseguirán datos susceptibles a la comparación con datos obtenidos de simulación, tomando como simulación, en adelante, a la solución numérica de las ecuaciones que modelan el funcionamiento de un colector. En este sentido, la validación de las ecuaciones mencionadas hará posible el diseño de un colector solar de acuerdo con las necesidades, de secado en este caso, lo que implica directamente un diseño adecuado de la cámara de secado.

Se espera que esta investigación repercuta en gran magnitud en uno de los sectores menos atendidos, el campo; ya que si bien los desarrollos e investigaciones que tienen que ver con el sector agrícola no son pocos, están dirigidos hacia campos que superan tanto en técnica como en tecnología al campo de México, y en general se aplican a cultivos básicos y hortalizas. Haciendo una analogía histórica, el campo mexicano no ha sufrido aún una revolución industrial completa, pues la infraestructura campesina no está preparada todavía para la maquinaria moderna. Por lo anterior, es importante lograr que el campo tenga una producción adecuada para que sea económicamente rentable el uso de maquinaria más sofisticada.

En conclusión, el presente trabajo es la primera fase para el desarrollo de secadores de fácil construcción que representan un apoyo para los pequeños productores y que en conjunto con el

trabajo de Domínguez Hernández (2005), el cual habla sobre el manejo de praderas, mejorará la producción de forraje de buena calidad con el objetivo de disminuir los costos por alimentación del hato.

El trabajo se compone de cuatro capítulos, los cuales se describirán brevemente en los párrafos siguientes para facilitar la consulta del material que aquí se muestra.

En el capítulo I se tratan los antecedentes teóricos del funcionamiento de los calentadores solares. Asimismo, se describe brevemente al Sol para comprender la naturaleza de la energía que emite en forma de radiación y se establece también la máxima cantidad de energía por metro cuadrado que es posible obtener de dicho astro. Se explican los mecanismos por los cuales el calor se transfiere y se detallan algunos tipos de colectores que basan su funcionamiento en el principio de colectores de placa plana. Por último, se hace una descripción del secado y se propone una aproximación, deducible de la Termodinámica clásica, para determinar la cantidad de humedad que es posible retirar de algún sólido húmedo.

En el capítulo II se establece la metodología aplicada para el cumplimiento de los objetivos de este trabajo. Se establece una forma de selección de colector basada en la teoría clásica de diseño, y se define la manera en que se realizó la experimentación y la simulación para la obtención de datos experimentales.

En el capítulo III se muestran los resultados obtenidos en este trabajo: la selección del colector, los resultados de la simulación y experimentación y el cálculo para la aproximación a la cantidad de humedad que es posible retirar de algún sólido húmedo.

Finalmente, en el capítulo IV se presenta el análisis de cada uno de los resultados obtenidos y las conclusiones pertinentes al respecto.

Capítulo I. Antecedentes

1.1 Radiación Solar

La estructura del Sol y sus características determinan la naturaleza de la energía que irradia, para el estudio de la energía solar es importante considerar: las características de la energía que el Sol irradia al espacio, la geometría del astro y la radiación sobre una superficie horizontal.

Las características de la energía que el Sol irradia al espacio dependen de la intensidad de la radiación y la distribución del espectro electromagnético; el estudio de la energía solar se hace, principalmente, en el rango de longitudes de onda de 0.25 a 3 [μm], donde se localiza la mayor cantidad de energía que el Sol irradia. La radiación sobre una superficie horizontal depende de la situación espacial del Sol con respecto a la Tierra, es decir, de su posición en el cielo, la dirección en que la radiación se recibe en la superficie de la Tierra y de la presencia de sombra. Además es importante considerar el límite superior de la radiación disponible en la superficie de la Tierra.

La comprensión de la naturaleza de la radiación, de los efectos de la orientación con que una superficie la recibe y de la máxima radiación, teóricamente posible, tiene gran importancia en el entendimiento y uso de los datos de radiación solar (Duffie & Beckman, 1991).

1.1.1 El Sol

El sol es una esfera en extremo caliente, se compone principalmente de hidrógeno y helio; tiene un diámetro de 1.39×10^9 [m] y se encuentra a 1.495×10^{11} [m] de la Tierra. Visto desde la Tierra, el sol gira sobre su eje alrededor de una vez cada cuatro semanas, sin embargo el Sol no se comporta como un cuerpo rígido, por lo que la velocidad de giro con respecto a su eje no es constante; mientras que el ecuador gira una vez cada 27 días, a las regiones polares les toma alrededor de 30 a 35 días. (Blanco-Cano & Kajdic, 2009; Duffie & Beckman, 1991).

El sol es considerado un cuerpo negro y se encuentra a una temperatura efectiva de 5777 [K], la variación de este parámetro en las regiones interiores va desde 8×10^6 hasta los 40×10^6 [K], mientras que la densidad está estimada en alrededor de 100 veces la del agua. El sol es considerado un reactor nuclear donde la principal reacción que ocurre se llama fusión, en esta

reacción los átomos de hidrógeno se combinan para formar helio; como la masa del helio es menor a la suma de las masas de los átomos de hidrógeno la diferencia de masas es convertida en energía; ésta debe ser transferida hacia la superficie del sol para luego ser irradiada.

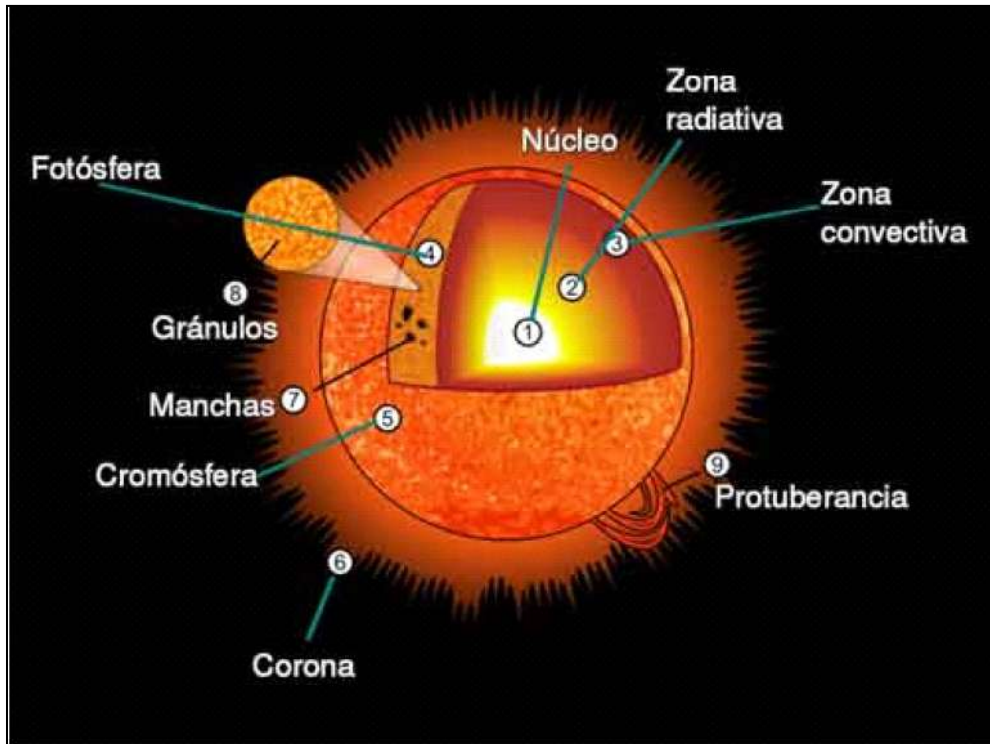


Figura 1: Representación esquemática del Sol (Blanco-Cano & Kajdic, 2009).

La Figura 1, muestra una representación esquemática de las capas del sol; se estima que el 90% de la energía es generada en la región de 0 a $0.23R$, donde R es el radio del sol; en dicha región se encuentra aproximadamente el 40% de la masa de la estrella. A una distancia de 0.23 a $0.7R$ la temperatura se reduce de 7×10^6 [K] a 2×10^6 [K]; esta zona es conocida como zona radiativa, pues el transporte de energía se realiza por el mecanismo de radiación. Después de los $0.7R$ comienza la zona convectiva, la densidad de materia en esta zona es equivalente a una diezmilésima parte de la densidad del aire a nivel del mar; en este lugar el cambio en la temperatura es más intenso, la temperatura habrá caído de un promedio de 130000 [K], hasta llegar a la fotosfera, donde la temperatura alcanza 5800 [K] (Blanco-Cano & Kajdic, 2009; Duffie & Beckman, 1991).

La idea de esquematizar y describir de una forma somera al Sol, es para entender que el comportamiento térmico que presenta es función de los muchos niveles con que se forma; así pues, habrá muchos métodos para calcular la cantidad de energía que emite, cada uno enfocado en ciertas características que las capas muestran de manera individual o conjunta.

1.1.2 La Constante solar

La constante solar es la cantidad de energía, emitida en forma de radiación, por unidad de tiempo y por unidad de área, medida en la parte externa de la atmósfera terrestre y en un plano perpendicular a la dirección de los rayos del Sol.

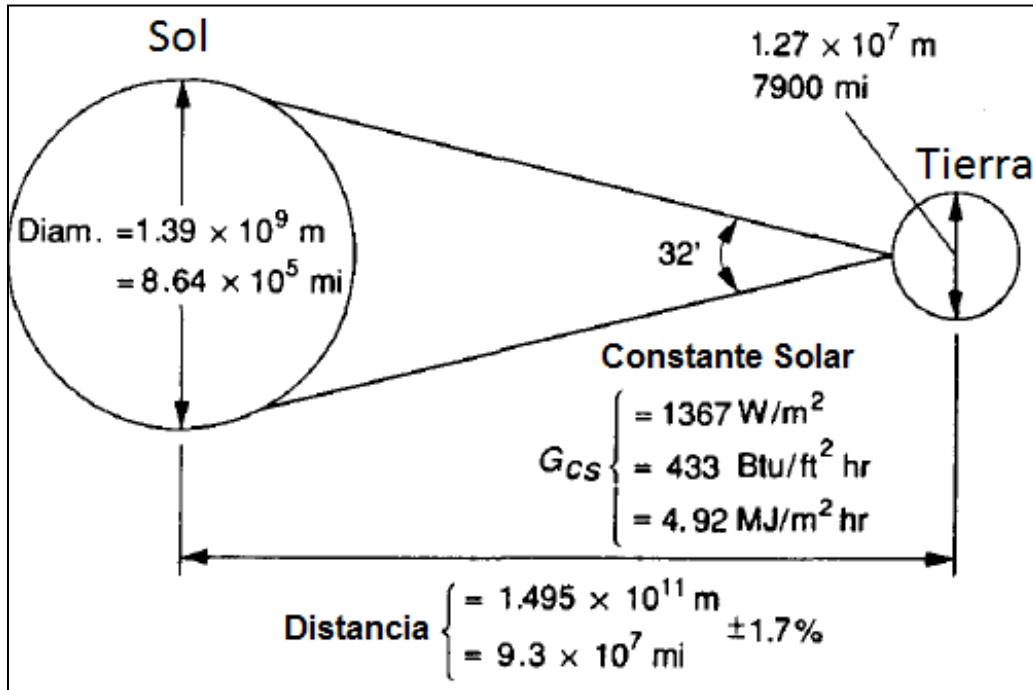


Figura 2. Relaciones Geométricas entre El Sol y la Tierra (Duffie & Beckman, 1991)

Para calcular la constante Solar se utiliza la ley de Stefan-Boltzman, tomando la temperatura efectiva de cuerpo negro de la estrella 5777 [K], la relación de áreas entre el Sol y una esfera situada a una distancia a_o , conocida como unidad astronómica (distancia entre el Sol y la Tierra) (Duffie & Beckman, 1991; Nahle Sabag, 2011). La Figura 2 muestra los datos de longitudes, necesarios para realizar el cálculo del valor de la constante solar, G_{CS} , mediante el uso de la ecuación (1).

$$G_{CS} = \sigma T_{ef}^4 \left(\frac{R}{a_o} \right)^2 \dots (1)$$

Los valores publicados para la constante difieren debido a distintas consideraciones o a la manera de medirla experimentalmente. Para el presente trabajo se tomará el valor de $1367 \left[\frac{W}{m^2} \right]$, obtenido de la sustitución de la temperatura efectiva $T_{ef} = 5777 \text{ [K]}$ la constante de Boltzman $\sigma =$

$5.6704 * 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ y los valores propuestos del radio y de la unidad astronómica al inicio de este apartado.

Una vez conocido el valor de la constante solar, es importante saber la distribución espectral de la radiación proveniente del sol. A continuación se muestra la Figura 3 donde se observa el valor de la constante solar de acuerdo a la longitud de onda especificada (Duffie & Beckman, 1991). Con lo anterior se determina la importancia de cada longitud de onda, para el uso posterior de los datos de radiación.

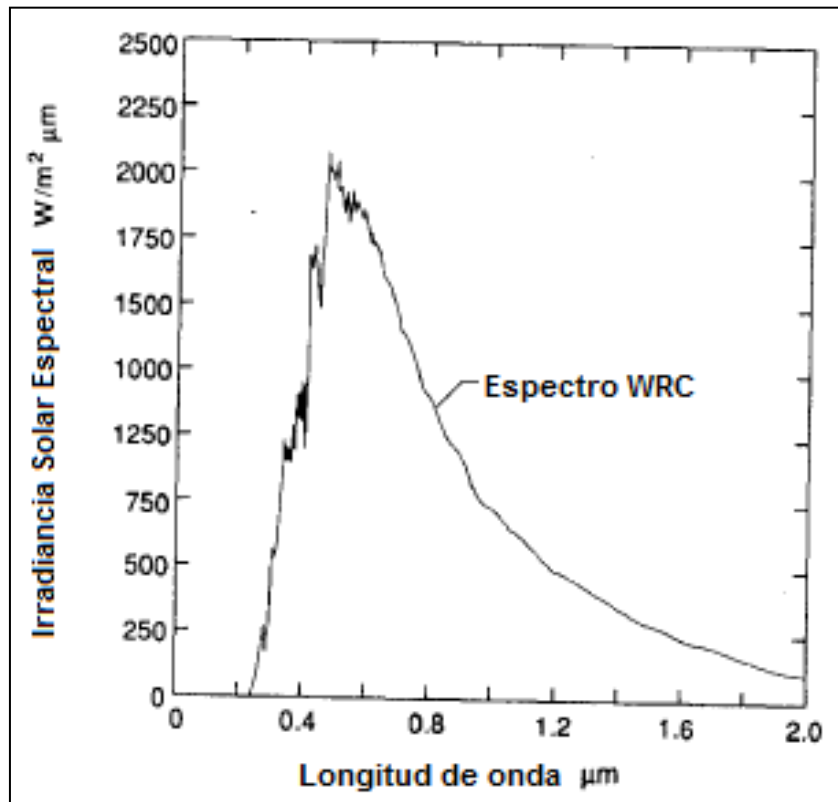


Figura 3. Curva estándar de irradiancia espectral del Centro Mundial de Radiación (WRC). Citado por (Duffie & Beckman, 1991)

Se puede notar que la mayor cantidad de radiación es emitida en el rango de longitudes de onda de 0.4 a 0.9 [μm]. Si se compara dicho rango con la Figura 4, se observa que la mayor cantidad de radiación térmica que el Sol emite, se encuentra en los rangos de la luz visible e infrarrojo.

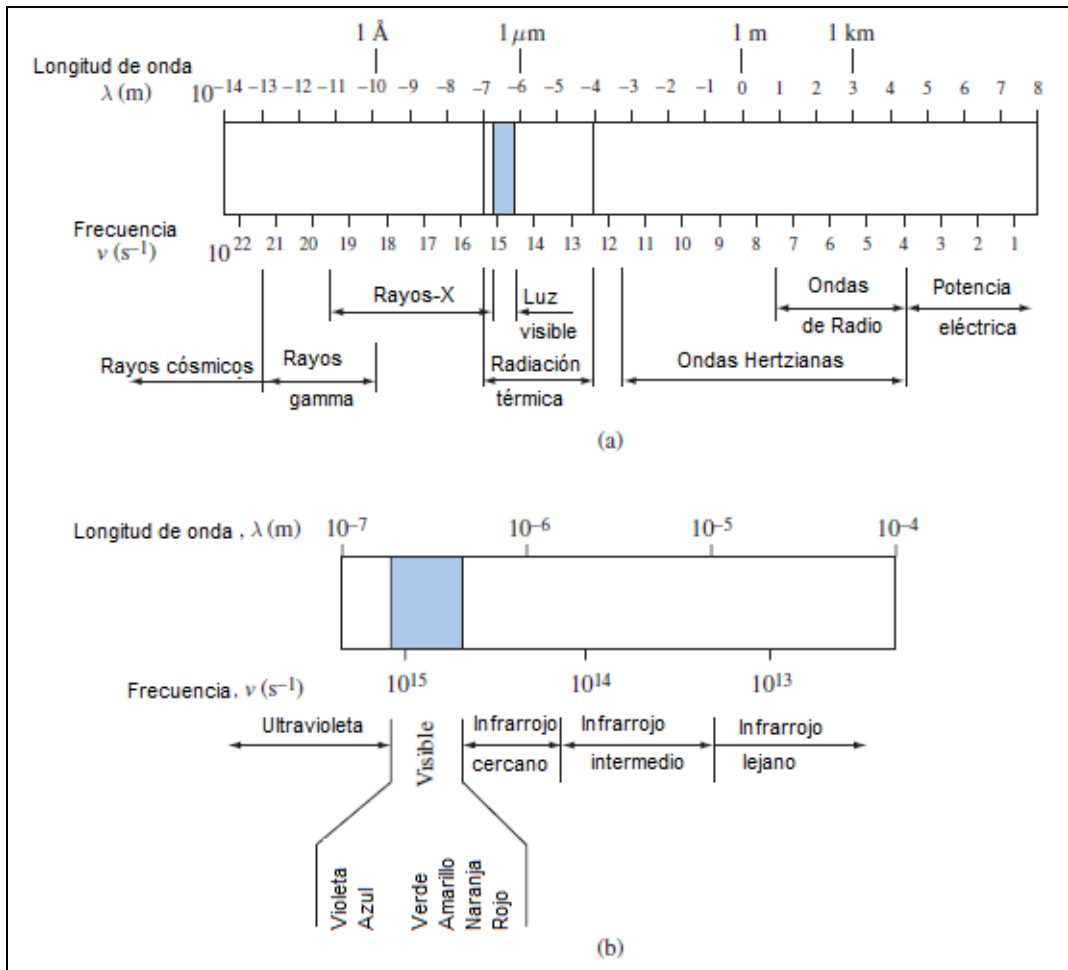


Figura 4. Espectro Electromagnético (a). Fracción de radiación térmica (b). (Kreith, Manglic, & Bohn, 2011).

1.2 Mecanismos de transferencia de calor

1.2.1 Conducción

Según Incropera (1999), la conducción se define como “la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a las interacciones entre las mismas”. Esto quiere decir que, a nivel macroscópico, la interacción se dará por medio del contacto entre los sistemas, donde la transferencia de energía se efectuará en la siguiente dirección: del sistema con mayor nivel energético al de menor; el nivel energético de los cuerpos puede ser medido por la energía interna, que es un reflejo de la energía producida a nivel microscópico (ver Figura 5); y de acuerdo con la termodinámica clásica encontramos una relación

directa entre la energía interna y la temperatura, por medio de la definición matemática de esta última, mediante la siguiente ecuación:

$$T = \frac{\partial U}{\partial s} \dots (2)$$

Donde U es la energía interna y s la entropía.

Tomando en cuenta lo anterior e imaginando flujo de calor unidireccional, se puede afirmar que la transferencia de energía se dará por medio de una fuerza impulsora, un gradiente de temperaturas, que es reflejo de la diferencia de niveles energéticos entre los cuerpos. Así, es posible hacer la relación de proporcionalidad siguiente:

$$q \propto \frac{dT}{dx} \dots (3)$$

Donde q representa el flujo de calor por unidad de tiempo en $[W]$ y $\frac{dT}{dx}$ será el gradiente de temperatura en $[Km^{-1}]$. Como se ha señalado que la conducción es un mecanismo dependiente del contacto entre los sistemas macroscópicos, se infiere que el área de contacto es un factor determinante en la transferencia de calor; mientras el área de contacto se incremente, el flujo de calor se incrementará por lo que hay una relación directamente proporcional entre ambos. Con ello se puede modificar la relación anterior de la siguiente manera:

$$q \propto A \frac{dT}{dx} \dots (4)$$

Donde el área de contacto A está dada en $[m^2]$.

En 1881 J. B. J. Fourier propuso una ecuación que relacionaba ambos lados de la proporcionalidad anterior mediante una constante llamada conductividad térmica, la cual es una propiedad del medio por el cual el calor es transferido. Esta relación fue llamada Ley de la conducción de Fourier, en honor a este científico y viene dada por:

$$q = Ak \frac{dT}{dx} \dots (5)$$

Donde k es la conductividad en $[Wm^{-1}K^{-1}]$.

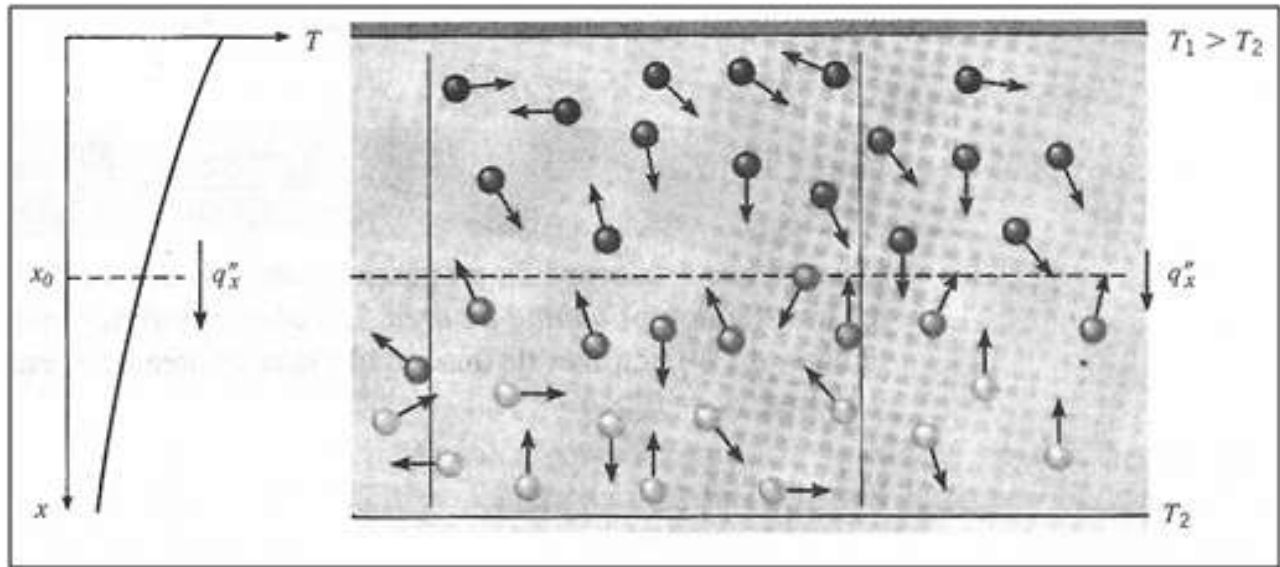


Figura 5. Asociación de la transferencia de calor por conducción con la difusión de energía provocada por la actividad molecular (Incropera & DeWitt, 1999).

1.2.2 Convección

La transferencia de calor por convección se compone de dos mecanismos. Además del transporte de energía debido al movimiento molecular aleatorio (difusión), la energía también se transfiere por medio del movimiento global o macroscópico del fluido. El movimiento del fluido se asocia con que, en cualquier instante, grandes cantidades de moléculas se mueven de forma colectiva como agregados. Tal movimiento, en presencia de un gradiente de temperatura, promueve la transferencia de calor. Se acostumbra llamar convección al transporte debido al movimiento del fluido y las moléculas, mientras que se define a la advección como el fenómeno de transporte relacionado al movimiento volumétrico del fluido (Incropera & DeWitt, 1999).

Puede existir convección natural, cuando la fuerza impulsora del movimiento es debida únicamente al cambio de temperatura experimentado por el fluido, lo que cambia su densidad (Figura 6b, 6c, 6d); y se llama convección forzada cuando el movimiento del fluido es debido a agentes externos que hacen una corriente en el medio (Figura 6a).

Sin importar la naturaleza del movimiento del fluido el modelo matemático que representa a la convección tiene la forma:

$$q = hA(T_s - T_\infty) \dots (6)$$

Donde $T_s - T_\infty$ representa la diferencia de temperaturas entre la superficie que es sometida a calentamiento o enfriamiento y la temperatura del fluido, respectivamente, y h se define como el coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido, el cual depende de las condiciones de la capa límite, en las que influyen la geometría de la superficie, la naturaleza del flujo y una variedad de propiedades termodinámicas del fluido de transporte (Incropera & DeWitt, 1999; Cengel, 2007). A la ecuación (6) se le conoce como: Ley de enfriamiento de Newton. Para muchos casos es aceptable obtener un valor promedio para el coeficiente convectivo en lugar de obtener valores punto a punto. El acomodo de la ecuación va de acuerdo con la dirección de la transferencia de calor, es decir, si va de la superficie al fluido se expresa como la ecuación (6) indica, pero si va del fluido a la superficie, la ecuación sufre una modificación, que indica la ecuación (7):

$$q = -hA(T_s - T_\infty) \dots (7)$$

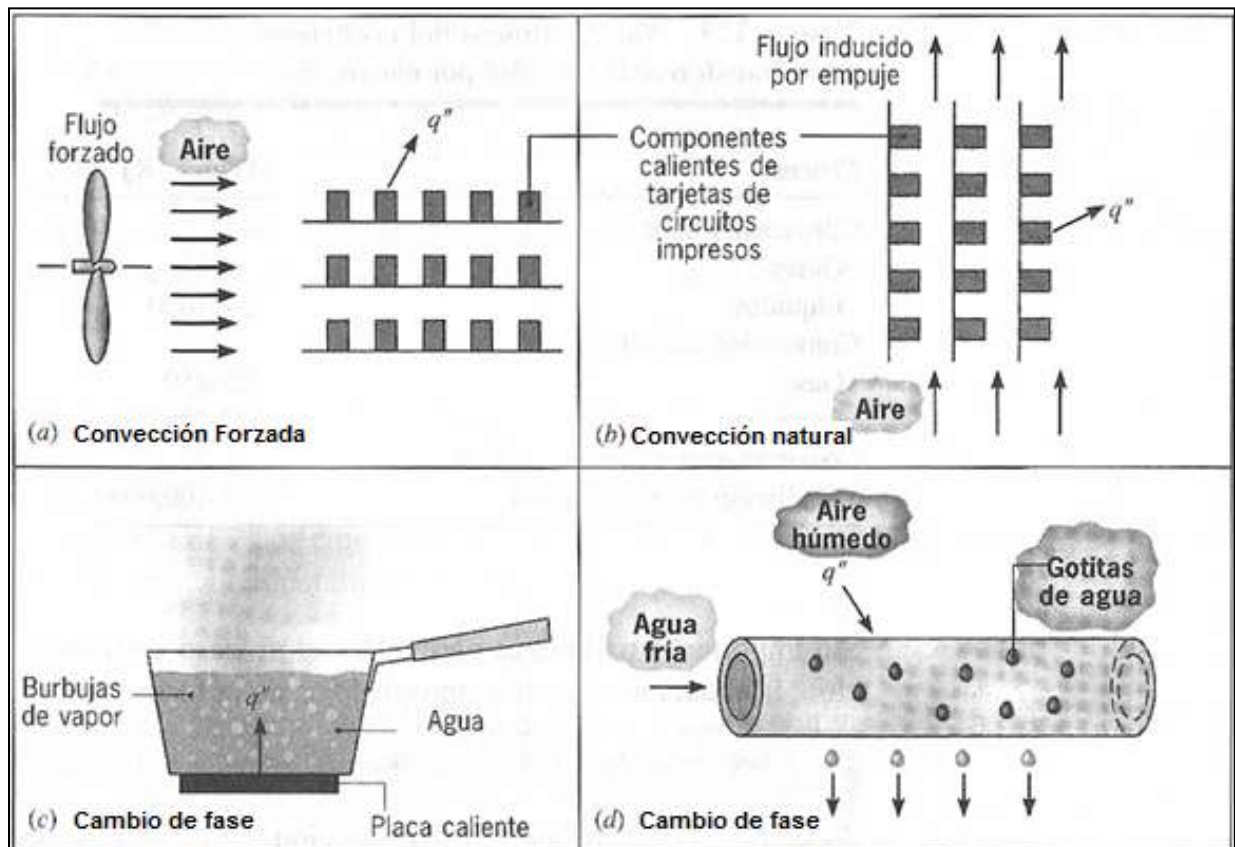


Figura 6. Diferentes situaciones de convección. a) Convección forzada, b) convección natural, c) y d) cambio de fase (Incropera & DeWitt, 1999).

1.2.3 Radiación

En concordancia con Incropera y DeWitt, (1999), la radiación térmica es la energía emitida por un cuerpo que se encuentra a una temperatura finita. En general la radiación térmica es estudiada en cuerpos sólidos, empero también es producida por los fluidos y gases. Sin importar la forma de la materia, la radiación emitida es función de la variación en la configuración electrónica de los átomos o moléculas constitutivos. Debido a que la radiación es transportada por medio de ondas electromagnéticas (y en algunos casos por medio de fotones), este tipo de transporte de energía no precisa un medio material, como en el caso de conducción y convección. De hecho, la transferencia se realiza de manera más efectiva en el vacío.

La medida de la radiación emitida por un cuerpo, está formulada matemáticamente por medio de la ley de Stefan-Boltzman, en la cual se establece un límite superior en la rapidez con que se emite dicha energía, de acuerdo con:

$$E_b = \sigma T_s^4 \dots (8)$$

Donde E_b se conoce como potencia emisiva superficial, está medida en $[Wm^{-2}]$, T_s es la temperatura absoluta de la superficie medida en $[K]$ y σ es la constante de Stefan-Boltzman ($\sigma = 5,68 * 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2K} \right]$). Con esta ecuación se puede observar que, como en los otros casos de propagación de calor, la superficie es un parámetro importante ya que es proporcional a la cantidad de energía irradiada.

La ecuación anterior es aplicable sólo a radiadores ideales o cuerpos negros, los cuales emiten la mayor cantidad de energía posible a cierta temperatura; además también absorben todas las radiaciones que inciden en ellos. Sin embargo, para cuerpos reales, solo una fracción de esta radiación es emitida, por lo que la ecuación anterior se ve afectada por una propiedad llamada emisividad o emitancia ε , que es la parte de energía emitida por un cuerpo con respecto a un cuerpo negro a la misma temperatura. Por lo tanto la ecuación queda de la forma siguiente:

$$E_b = \varepsilon \sigma T_s^4 \dots (9)$$

En el caso que la radiación incida sobre un cuerpo, la ley de Stefan-Boltzman puede utilizarse para medir dicha incidencia. En este caso, la energía total que un cuerpo ideal o negro puede absorber está dada por:

$$G = \sigma T_s^4 \dots (10)$$

Donde G es la rapidez con que esta energía es absorbida. Análogamente, un cuerpo real no puede absorber la misma cantidad de energía que uno ideal, así que hay un parámetro, similar a la emisividad, que mide la “eficiencia” con que este cuerpo absorbe las incidencias de radiación, llamado absortividad α . Así pues, la ecuación (10) puede escribirse, para un cuerpo real, como:

$$G = \alpha \sigma T_s^4 \dots (11)$$

Si se quiere calcular el intercambio de radiación, por unidad de tiempo y por unidad de área, entre una superficie a una temperatura T_s y un medio isotérmico más grande, que se encuentra a cierta temperatura T_{alr} y que rodea a la superficie, se deberá utilizar la siguiente expresión, la cual contempla a sistemas no ideales.

$$q'' = \frac{q}{A} = \varepsilon E_b(T_s) - \alpha G(T_{alr}) = \varepsilon \sigma T_s^4 - \alpha \sigma T_{alr}^4 \dots (12)$$

Donde q'' queda definido como flujo de calor por unidad de área y sus unidades son [Wm^{-2}].

En algunos materiales, los valores de emisividad y absortividad son, más o menos, iguales con lo que se aproximan a la definición de cuerpos grises en los cuales $\alpha = \varepsilon$, en este sentido se ha de considerar una simplificación a la ecuación (12), quedando ésta como sigue:

$$q'' = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{alr}^4) \dots (13)$$

Los valores de α y ε están en el intervalo (0,1), con lo cual, para valores de α cercanos a 1 la superficie tiene gran capacidad de absorber la radiación que incide en su superficie, por lo que se les llama cuerpos opacos a aquéllos que poseen dicha cualidad; para valores de α cercanos a 0 se dice que el cuerpo deja pasar la radiación casi por completo, es decir, transmite dicha incidencia, en consecuencia se les denomina cuerpos semitransparentes (Incropera & DeWitt, 1999; Cengel, 2007). Así pues, la selección de los materiales se ha de efectuar con respecto a las propiedades deseadas de acuerdo con la aplicación.

1.3 Propiedades físicas del aire húmedo

Debido a que el aire que se usa en aplicaciones de secado está, por lo general, húmedo se necesitan correlaciones distintas a las encontradas de manera tabular para el aire seco.

El comportamiento del aire húmedo no es constante con la temperatura. A continuación se presenta la dependencia de sus principales propiedades físicas con la temperatura (Cova & Marilelli, 2006).

Calor específico en J/kg*K:

$$C_p = 999.2 + 0.1434T_m + 1.101 * 10^{-4}T_m^2 - 6.7581 * 10^{-8} T_m^3 \dots (14)$$

Siendo T_m la temperatura media del fluido considerado (°C).

Densidad en kg/m³

$$\rho = \frac{353.44}{T_m + 273.15} \dots (15)$$

Viscosidad dinámica en Ns/m²

$$\mu = 1.719 * 10^{-5} + 4.62 * 10^{-8}T_m \dots (16)$$

Viscosidad cinemática en m²/s

$$v = \frac{\mu}{\rho} \dots (17)$$

Conductividad térmica en W/m*K

$$k = 0.0244 + 0.7673T_m \dots (18)$$

Coefficiente de expansión térmica en K⁻¹

$$\beta = \frac{1}{T_m + 273.15} \dots (19)$$

1.4 Colectores solares de aire de placa plana

Los colectores de placa plana, pueden ser diseñados para aplicaciones que requieren el calentamiento del aire a temperaturas de hasta a 100°C. Este tipo de colectores presentan ventajas; son mecánicamente simples, cualidad que implica un bajo costo de construcción, utilizan la radiación por haz solar y la radiación difusa, es decir, pueden operar en condiciones de cielo despejado y nublado, además de que no requieren seguimiento del Sol (Duffie & Beckman, 1991).

1.4.1 Colector de placa plana convencional

Las partes de un colector de placa plana convencional son una cubierta de vidrio transparente, la placa plana donde se absorbe la radiación del sol, el canal de flujo para el aire, formado por una superficie aislada la cual es paralela a la superficie absorbente. En un colector, existen pérdidas de energía, por parte de la superficie absorbente al ambiente y del elemento aislante por medio de conducción (Duffie & Beckman, 1991).

El colector de placa plana convencional es el más sencillo de los que en este trabajo se mencionan, tanto para su análisis como para su construcción puesto que no requiere gran destreza en cuestión de manufactura y los materiales a usar pueden ser cualesquiera, mientras sean debidamente tratados para resistir a la intemperie y cumplan con incluir las partes que en la Figura 7 se muestran.

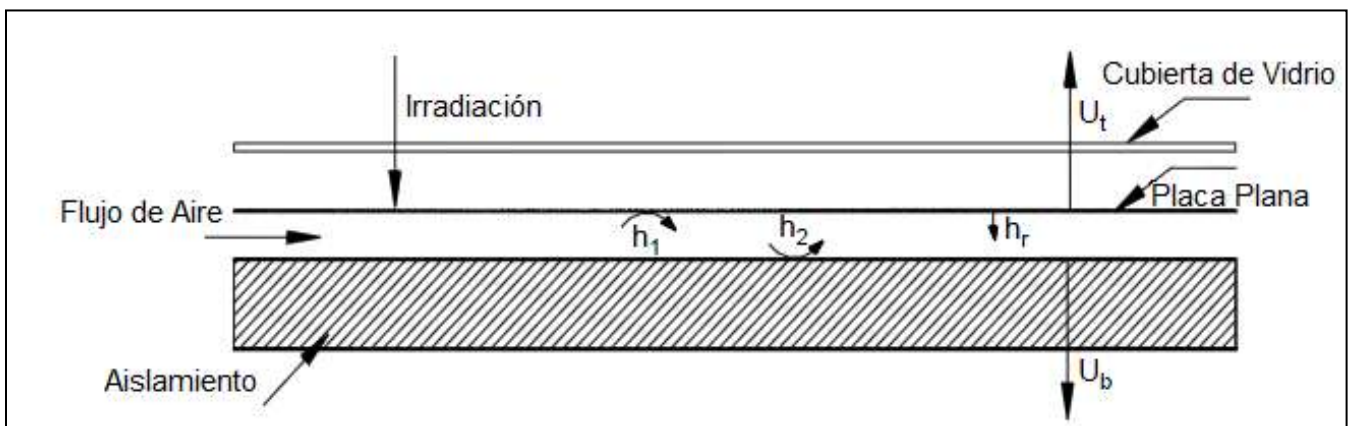


Figura 7. Sección transversal de un colector solar (Karim & Hawlader, 2004).

Cálculo de la eficiencia del colector de placa plana

Para estado estacionario, la eficiencia del colector solar de aire está dada por la ecuación de Hottel-Whillier-Bliss:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c I_T} = F_R (\tau \alpha) - F_R U_L \frac{T_i - T_a}{I_T} \dots (42)$$

Donde

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A_c U_L} \left[1 - e^{-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m} C_p}} \right] \dots (42)$$

Q_u Calor útil del colector [W]

A_c Área de apertura del colector [m^2]

I_T Irradiación sobre la superficie inclinada [$\frac{W}{m^2}$]

F_R Factor de remoción de calor del colector

F' Factor de eficiencia del colector

\dot{m} Flujo de aire en el colector [$\frac{kg}{s}$]

C_p Calor específico del aire [$\frac{J}{kg K}$]

τ Transmitancia de la cubierta de vidrio

α Absortividad de la superficie absorbente (placa plana)

T_i Temperatura del aire a la entrada del colector [$^{\circ}C$]

T_a Temperatura del ambiente [$^{\circ}C$]

U_L Coeficiente total de pérdidas del colector [$\frac{W}{m^2K}$]

Karim y Hawlader, (2006), proporcionan las siguientes ecuaciones, para determinar el factor F' .

$$F' = \frac{E}{[H + U_b(h_1 + h_r + U_t) + U_t(h_r + h_2)]} \dots (43)$$

$$E = H + h_1 U_b \dots (44)$$

$$H = h_1 h_2 + h_r h_1 + h_r h_2 \dots (45)$$

$$U_L = \frac{H(U_b + U_t) + (h_1 + h_2)U_b U_t}{E} \dots (46)$$

Donde

h_1, h_2 Coeficientes convectivos de transferencia de calor [$\frac{W}{m^2K}$]

h_r Coeficiente de transferencia de calor por radiación [$\frac{W}{m^2K}$]

U_b Coeficiente de pérdidas en la base del colector [$\frac{W}{m^2K}$]

U_t Coeficiente de pérdidas en la parte superior del colector [$\frac{W}{m^2K}$]

El coeficiente U_t , se calcula mediante la ecuación obtenida empíricamente por Klein (1974):

$$U_t = \left[\frac{N}{\left(\frac{C}{T_p}\right)\left(\frac{T_p - T_a}{N + ft}\right)} + \frac{1}{h_w} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_p + 0.00591Nh_w)^{-1} + \left[\frac{(2N + ft - 1 + 0.133\varepsilon_p)}{\varepsilon_g} \right] - N} \dots (47)$$

Donde

$$ft = (1 + 0.089h_w - 0.1166h_w\varepsilon_p)(1 + 0.07866N)$$

$C = 520(1 - 0.00051\beta^2)$ para $0^\circ < \beta < 70^\circ$. Usar $\beta = 70^\circ$ cuando $70^\circ < \beta < 90^\circ$. β Angulo de inclinación del colector.

$$e = 0.43 \left(1 - \frac{100}{T_p} \right)$$

N Numero de cubiertas de vidrio

$h_w = 5.7 + 3.8u$ Para el coeficiente de transferencia de calor por convección para el viento, donde u es la velocidad del viento.

Para la obtención del número de Nusselt, Karim y Hawlader (2004) sugieren el uso de las siguientes correlaciones para flujo laminar (48) y para flujo turbulento (49), en este trabajo se propone el uso de la ecuación (50), para flujo turbulento, debido a que las correlaciones propuestas por Karim y Hawlader (2004) tienen una incertidumbre de alrededor de 25% comparadas con el 10% que se tiene con el uso de la ecuación (50), lo que implica una mejor aproximación (Cengel, 2007).

$$Nu = Nu_\infty + \frac{a \left[\frac{RePrD_H}{L} \right]^m}{1 + b \left[\frac{RePrD_H}{L} \right]^n} \dots (48)$$

$$a = 0.0019, b = 0.00563, m = 1.17 \text{ y } Pr = 0.7$$

$$Nu = 0.0158Re^{0.8} \dots (49)$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_{DH} - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}\left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \dots (50)$$

Donde

D_H es el diámetro hidráulico equivalente. Definido según la ecuación (51).

$$D_H = \frac{4A}{p} \dots (51)$$

Para la cual, A es el área transversal del ducto y p es el perímetro del ducto.

f es el factor de fricción, definido según la ecuación determinada por S. E. Haaland (1983), citado por Cengel (2006), esta ecuación tiene un error de aproximadamente 2%.

$$f = \left(\frac{1}{-1.8 * \log \left(\left(\frac{6.9}{Re_{DH}} \right) + \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D_H} \right)^{1.11} \right)} \right)^2 \dots (52)$$

Para obtener U_b , las pérdidas de calor en la base, se utiliza el método de resistencias térmicas equivalentes, considerando el ancho de la capa de aislante L_b y la conductividad térmica k_b del material del que dicha capa está hecha.

$$U_b = \frac{1}{R_b} = \frac{k_b}{L_b} \dots (53)$$

Si la base aislante se compone de una cantidad n de capas, entonces la ecuación para determinar las pérdidas en la base es:

$$U_b = \sum_{i=1}^n \frac{k_i}{L_i} \dots (54)$$

1.4.2 Colector con placa acanalada en V (V-grooved collector)

Una forma para aumentar la transferencia de calor, como se mencionó anteriormente, es incrementando el área por donde el calor entra (o sale) del sistema. Por ello, los siguientes tipos de colectores sufren modificaciones en las superficies absorbentes, razón por la cual el proceso de construcción se vuelve tanto más complicado cuanto se modifique la placa.

El primer tipo de colector de placa plana modificada es el colector con placa acanalada en V, dicho colector aumenta el área de transferencia de calor por medio de ondulaciones que forman canales, sin embargo de lo anterior a medida que se aumenta el área de transferencia de calor, aumentan también las pérdidas hacia el ambiente, por lo que es usual encontrar este tipo de configuración operando en doble paso, es decir, el aire circulará tanto por la parte superior como por la parte inferior de la placa (Chamoli, Chauhan, Thakur, & Saini, 2012). A continuación, en la Figura 8, se muestra la forma típica para esta clase de colectores.

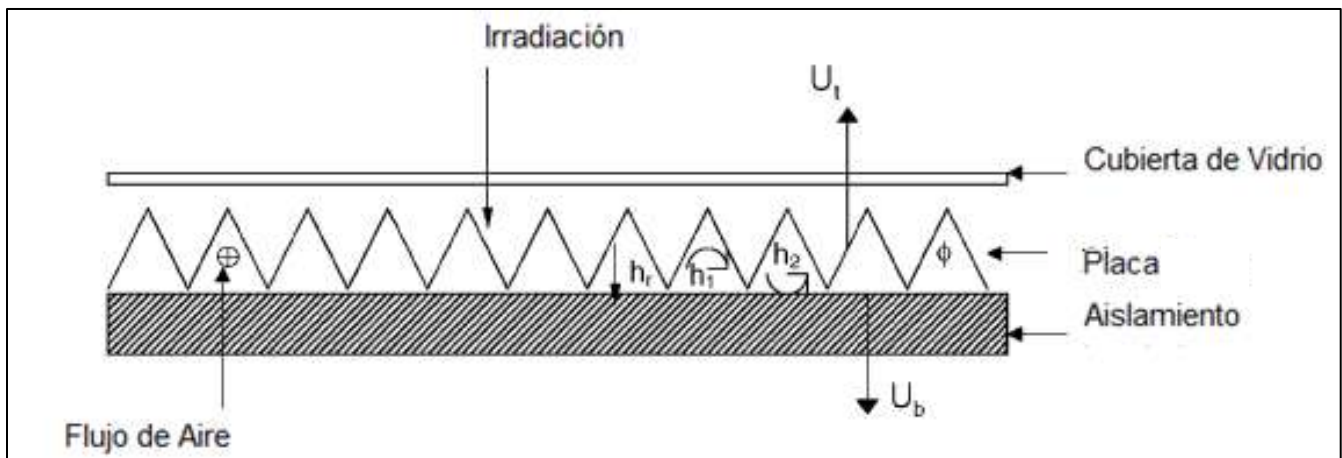


Figura 8. Colector con Placa en V. (Karim & Hawlader, 2005)

Cálculo de la eficiencia para el colector de placa en V

De acuerdo con Duffie y Beckman (1991), las relaciones para determinar los parámetros que influyen en el desempeño de los colectores de placa en V, son las mismas que para un colector de placa plana convencional. Los cambios para el caso de una placa en V son el cálculo del número de Nusselt y por lo tanto el cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor.

Con base en lo publicado por Hollands y Shewen (1991) citado por Karim y Hawlader (2005), la relación para el cálculo del número de Nusselt en un ducto triangular es la siguiente.

$$Nu = Nu_o + \beta \frac{b}{L} n \dots (55)$$

Donde L es la longitud del ducto y b es la altura del ducto triangular.

Para distintos regímenes de flujo los mismos autores proponen las siguientes correlaciones:

Para el caso de flujo laminar ($Re < 2800$)

$$Nu_o = 2.821 \dots (56)$$

$$\beta = 0.126Re \dots (57)$$

Para flujo en transición ($2800 \leq Re \leq 10^4$):

$$Nu_o = 1.9 * 10^{-6} Re^{1.79} \dots (58)$$

$$\beta = 225 \dots (59)$$

Para flujo turbulento ($10^4 < Re < 10^5$):

$$Nu_o = 0.0302Re^{0.74} \dots (60)$$

$$\beta = 0.242Re^{0.74} \dots (61)$$

El coeficiente convectivo de transferencia de calor se calcula según la ecuación (62):

$$h = \frac{3kNu}{4b} \dots (62)$$

1.4.3 Colector con placa plana aletada

La segunda forma para acrecentar la transferencia de calor hacia el aire que ingresa al colector, la cual utiliza el principio del aumento del área de transferencia, es mediante la implementación de aletas en la placa plana. La ventaja de este tipo de colectores radica en el aumento de la eficiencia, la cual es deducible por lo siguiente. A diferencia de los colectores con placa en v, mencionados anteriormente, los de configuración aletada aumentan el área de transferencia de calor únicamente en la parte del ducto, por medio de aletas, lo cual implica que es en este sitio donde la transferencia de calor se incrementa y las pérdidas hacia el ambiente por el lado del vidrio no serán diferentes a las de un colector de placa plana convencional y han de ser menores que las medidas en un colector de placa corrugada. Dicha deducción, hecha a partir de las bases de la teoría de la Transferencia de Calor, concuerda con algunos de los resultados obtenidos en la literatura acerca de este tema (El-Sebaii, Aboul-Enein, Shalaby y Moharram, 2011; Karim y Hawlader, 2004; Chamoli *et al.*, 2012). Por supuesto, el aumento en la eficiencia dependerá de la configuración en la cual las aletas estén dispuestas.

La configuración básica para un colector de placa aletada se muestra a continuación en la Figura 9.

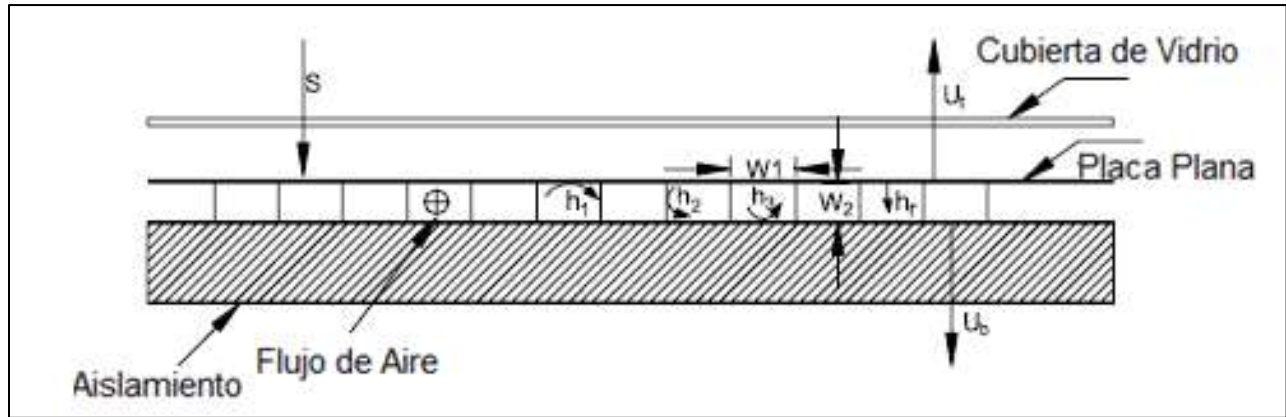


Figura 9. Colector con placa plana aletada. (Karim & Hawlader, 2004)

Cálculo de la eficiencia para el colector de placa aletada

Los factores de eficiencia F' y F'_o se calculan a partir de las siguientes ecuaciones: (Duffie & Beckman, 1991)

$$F' = F'_o \left[1 + \frac{1 - F'_o}{\frac{F'_o}{F_P} + \frac{W_1 h_1}{2W_2 h_2 F_F}} \right] \dots (63)$$

$$F'_o = \frac{E}{[H + U_b(h_2 + h_r U_t) + U_t(h_r + h_3)]} \dots (64)$$

$$E = H + h_2 U_b \dots (65)$$

$$H = h_2 h_3 + h_r h_2 + h_r h_3 \dots (66)$$

Donde

F_F es la eficiencia de las aletas

F_P es la eficiencia de la placa como aleta

Las cuales son calculadas por:

$$F_P = \frac{h_1}{h_1 + U_t} \dots (67)$$

$$F_F = \frac{\tanh(mW_2)}{mW_2} \dots (68)$$

$$m = \sqrt{\frac{h_2}{k\delta}} \dots (68)$$

Y donde

k es la conductividad de la placa y δ su espesor.

Para flujo laminar, en el trabajo de Karim y Hawlader (2004), se sugiere la posibilidad de modelar a las aletas como placas planas y se proponen las siguientes correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección.

Para $R_L \leq 5 * 10^5$ y $Pr \geq 0.5$

$$Nu = 0.033RR_L^{0.5}Pr^{0.33} \dots (69)$$

Y para flujo turbulento, es decir $5 * 10^5 \leq R_L \leq 10^8$ y $0.6 < Pr < 60$ se sugiere el uso de la siguiente ecuación: (Karim & Hawlader, 2004)

$$Nu = 0.033RR_L^{0.8}Pr^{0.33} \dots (70)$$

Donde por definición:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \dots (71)$$

1.5 Secado

El secado es la operación en la cual se retira humedad de un producto con el fin de preservarlo, existen varios métodos para secar, sin embargo para alimentos es usual encontrar el secado por flujo de aire caliente como uno de los más utilizados. Para que esta operación ocurra es necesario que intervengan, de forma simultánea, dos mecanismos fundamentales, transferencia de calor y transferencia de masa.

La transferencia de calor interviene en para elevar la temperatura del sólido y para evaporar el contenido de humedad. La transferencia de masa, por otro lado, interviene en el movimiento de la humedad interna hacia la superficie para su subsecuente evaporación. La rapidez, con que el proceso de secado es completado, está gobernada por la rapidez con que los mecanismos mencionados ocurren. (Williams-Gardner, 1971)

1.5.1 Fases del secado

Para el estudio del secado y de acuerdo con Kneule (1966), se consideran tres fases principales, como se muestra en la curva de secado de la Figura 10:

1a Fase. Periodo de velocidad de secado creciente: Corto periodo transitorio (habitualmente despreciable) en el que se produce un calentamiento inicial del producto y la velocidad de secado aumenta.

2a Fase. Periodo de velocidad de secado constante: El secado tiene lugar sólo en la superficie, produciéndose exclusivamente la evaporación de la humedad superficial. La extracción de humedad en este periodo depende principalmente de las condiciones del aire circundante y prácticamente es independiente de la naturaleza del producto. El movimiento del agua en el material es lo suficientemente rápido como para mantener las condiciones de saturación en la superficie, de manera que durante todo el intervalo el producto se encuentra saturado de humedad a una temperatura prácticamente constante y aproximadamente igual a la temperatura de bulbo húmedo. El proceso es similar a la evaporación de un líquido. (En los materiales no higroscópicos todo el proceso de secado tiene lugar en el régimen de secado constante). (Ekechukwu, 1999)

3a Fase. Periodo de velocidad de secado decreciente: Comienza al finalizar el periodo constante (contenido de humedad crítico del producto). La resistencia interna del material se hace más importante, dificultando el paso de humedad; ya no existen condiciones de saturación en la superficie y se produce la eliminación de la humedad interna. Este periodo depende fundamentalmente de la difusión de humedad del interior del producto hacia la superficie, así como de la evaporación superficial. A su vez, está dividido en dos estados, un primer periodo decreciente, en el que tiene lugar el secado de la superficie no saturada, y un segundo periodo decreciente en el que la difusión de humedad a la superficie se hace más lenta y es el factor determinante. En general, la duración de estos regímenes depende del contenido de humedad inicial del material. (Ekechukwu, 1999).

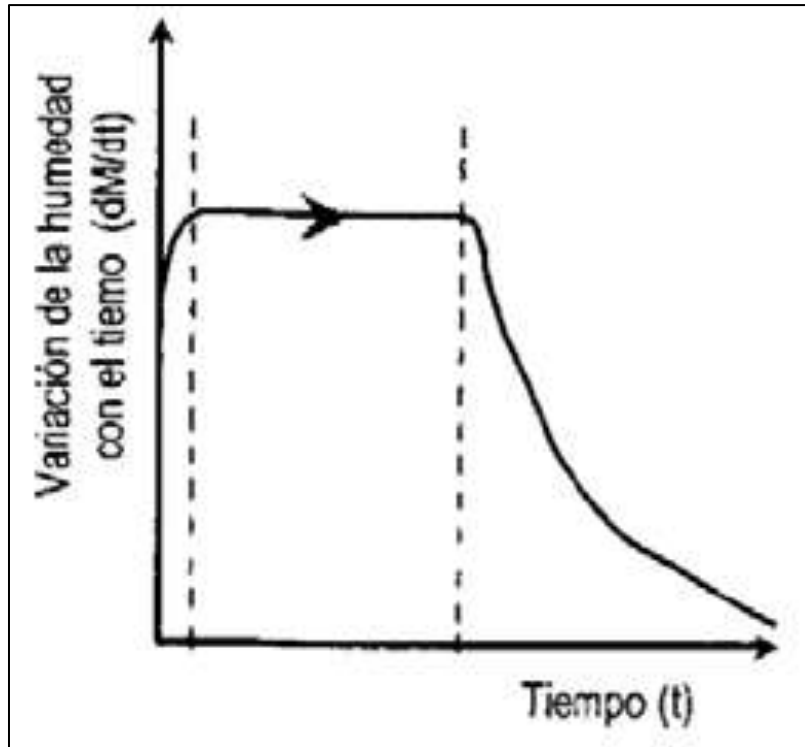


Figura 10. Curva de secado. (Cova & Marinelli, 2006)

1.5.2 Aproximación a la cantidad de humedad retirada de un sólido húmedo mediante evaporación superficial

Para calcular la cantidad de humedad retirada de un sólido húmedo se puede considerar únicamente a la transferencia de calor como medio para lograrlo. Esta aproximación sólo es aplicable en la segunda fase de secado, debido a que se considera despreciable a la primera etapa y porque en la tercera etapa la naturaleza del sólido húmedo es concluyente para saber la cantidad de humedad retirada en determinado tiempo.

Lo anterior es la manera más sencilla para establecer la capacidad que tiene el aire para eliminar humedad de un producto. La evaporación de agua desde una superficie, mediante el uso de aire húmedo se evalúa mediante el análisis de un proceso de saturación, en este caso adiabática, donde todo el calor sensible que entrega el aire se utiliza para evaporar agua (Sanchez Arriagada, 2007).

Debido a que en la segunda fase del secado se halla la evaporación superficial del sólido húmedo y con base en que en esta fase la naturaleza del sólido no es un factor importante, es posible conjeturar la cantidad de calor necesario para retirar cierta cantidad de humedad del sólido mediante evaporación con la ecuación siguiente.

$$q = \dot{m}_v h_{fg} \dots (72)$$

Donde

\dot{m}_v es la cantidad de humedad retirada del sólido por evaporación [kg]

h_{fg} es el calor latente de vaporización para el agua $\left[\frac{J}{kg}\right]$

Como el sólido a secar está sometido al flujo de aire, se necesita conocer la cantidad de calor que dicho material de transporte puede transferir, la cual se calcula con la siguiente ecuación.

Considerando que la elevación de temperatura del aire se da por medio de un calentador (aplicable para una suposición de flujo de calor constante en la placa del colector):

$$q = \dot{m}_a C_p (T_o - T_i) \dots (73)$$

Donde

\dot{m}_a es el flujo másico de aire.

C_p es el calor específico del aire.

T_o y T_i son la temperatura a la salida e ingreso, respectivamente, para el calentador.

Si todo el calor del aire se ha de utilizar para la evaporación de la humedad del sólido, entonces (72) = (73):

$$\dot{m}_v h_{fg} = \dot{m}_a C_p (T_o - T_i) \dots (74)$$

Por lo que, de la ecuación anterior, es posible fijar la cantidad de vapor producido por unidad de tiempo, de acuerdo con la siguiente ecuación.

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_a C_p (T_o - T_i)}{h_{fg}} \dots (75)$$

Por definición, \dot{m}_a puede ser reescrito como sigue.

$$\dot{m}_a = \rho_{aire} u_{aire} A_{ducto} \dots (76)$$

Con lo que la ecuación (75) se modifica para dar origen a la ecuación (77).

$$\dot{m}_v = \frac{\rho_{aire} u_{aire} A_{ducto} C_p (T_o - T_i)}{h_{fg}} \dots (77)$$

Esta última ecuación representa la máxima cantidad de humedad que es posible retirar de un sólido húmedo mediante el flujo de aire sobre una capa de dicho material. Por otro lado, la ecuación anterior considera únicamente las temperaturas de entrada y salida del aire para el colector sin tomar en cuenta a la placa, por lo que, para considerar a la temperatura de la placa (T_p), es posible hacer un cambio y proporcionar la siguiente ecuación que contempla a todos los parámetros mencionados, y será aplicable a si se supone una temperatura de la placa constante para el colector:

$$\dot{m}_v = \frac{-\bar{h}A_p(T_o - T_i)}{h_{fg} \ln\left(\frac{T_p - T_o}{T_p - T_i}\right)} \dots (78)$$

En esta ecuación, el flujo de calor se calcula como la ecuación (79) lo indica y se sigue el mismo razonamiento que para la obtención de la ecuación (77):

$$q = \frac{-\bar{h}A_p(T_o - T_i)}{\ln\left(\frac{T_p - T_o}{T_p - T_i}\right)} \dots (79)$$

Capítulo II. Metodología

2.1 Definición de objetivos

Problema

Diseño y construcción de un calentador de aire para aplicaciones de secado.

Objetivo general

Diseñar un colector solar de aire de placa plana con base en la simulación de su comportamiento, obtenida mediante la solución numérica de las ecuaciones que lo modelan para predecir resultados susceptibles a comprobarse experimentalmente con la implementación física del dispositivo y determinar, teóricamente, la cantidad de humedad que es posible retirar de un sólido húmedo por medio de la evaporación de la misma.

Para el presente trabajo se entiende por simulación a la solución de las ecuaciones planteadas en el capítulo II, en este mismo sentido se utiliza la palabra “teórico” para referir a los datos correspondientes a las correlaciones del capítulo II.

Objetivos particulares

1. Seleccionar el tipo de calentador por medio de la comparación entre distintos tipos para evaluar su desempeño.
2. Predecir datos de temperatura de salida del colector y eficiencia del mismo, mediante la solución numérica de las ecuaciones que modelan el comportamiento de dicho dispositivo.
3. Obtener datos experimentales con la implementación física del calentador con el fin de validar los datos obtenidos en la simulación numérica.
4. Determinar la máxima cantidad de humedad que es posible retirar a través un balance de energía para determinar la capacidad del colector para aplicaciones de secado.

2.1 Selección del tipo de calentador

Se acordaron los siguientes criterios de evaluación con bases establecidas mediante una entrevista con Arnulfo Domínguez Cuevas, propietario de Rancho Laguna Seca donde se realizan procesos de secado de forraje, en la cual se definieron las necesidades para el desarrollo de un calentador solar de aire. (Domínguez Cuevas, 2012)

Criterios de evaluación

- Facilidad de manufactura

- Costo de construcción
- Desempeño en el calentamiento (elevación de temperatura)
- Funcionamiento en condiciones de cielo nublado (radiación difusa)
- Funcionamiento en condiciones de cielo despejado (radiación directa)
- Eficiencia
- Facilidad de operación
- Mantenimiento

2.1.1 Matriz de ponderación

Para determinar el peso de cada criterio (Ci) se realizó una matriz en la cual se comparan los criterios entre sí, para determinar la importancia de cada uno. La comparación se hizo renglón contra columna donde “1” significa mayor importancia y “0” menor importancia, eliminando la diagonal principal de la matriz puesto que significaría comparar un concepto consigo mismo. Después se suman los resultados de cada renglón y se dividen entre el resultado máximo posible para establecer la medida de importancia o peso (Pi) que le corresponde a cada criterio. Los datos se escribirán en una tabla similar a la Tabla 1.

Tabla 1. Matriz de Ponderación.

	Facilidad de manufactura	Costo de construcción	Elevación de temperatura	Radiación difusa	Radiación directa	Eficiencia	Facilidad de Instalación	Mantenimiento	Pi
Facilidad de manufactura									
Costo de construcción									
Elevación de temperatura									
Radiación difusa									
Radiación directa									
Eficiencia									
Facilidad de Instalación									
Mantenimiento									

Cálculo del factor de importancia

Se le llamará factor de importancia al número por el cual hay que multiplicar a la suma de los totales para obtener un resultado igual a uno, es decir:

$$f_i = \frac{1}{\sum_{i=1}^n P_i} \dots (80)$$

Donde

n es el número de criterios

P_i es el peso de cada criterio

2.1.2 Matriz de evaluación

La matriz de evaluación se realizó obteniendo los datos correspondientes a los valores porcentuales de cada criterio, $\%Valor$, mediante la multiplicación del peso de cada criterio P_i por el factor de importancia f_i , es decir:

$$\%Valor = P_i * f_i * 100\% \dots (81)$$

Después se estableció una escala de calificación de 1 a 3, donde 1 es la menor y 3 la mayor. Las calificaciones se establecieron mediante el número de conceptos a evaluar, en este caso los conceptos son los tres tipos de calentadores de aire que se compararon.

Los conceptos son los siguientes:

- Colector de placa plana convencional
- Colector de placa plana acanalada
- Colector de placa aletada

Los resultados de la evaluación se registraron en la Tabla 2 y la selección del tipo de colector se hizo con base en dichos resultados.

Tabla 2. Matriz de Evaluación.

Criterio \ Concepto	Placa plana convencional			Placa plana corrugada			Placa plana aletada		
	Valor	Calif	Eval	Valor	Calif	Eval	Valor	Calif	Eval
Facilidad de Manufactura									
Elevación de Temperatura									
Costo Inicial									
Mantenimiento									
Eficiencia									
Facilidad de Operación									
Operación c/ radiación difusa									
Operación c/ radiación directa									
Suma									
Total Posible									

2.2 Solución al modelo teórico y construcción

La solución del modelo teórico se hizo mediante la solución numérica de las ecuaciones que modelan al colector con base en la selección previa del mismo. De acuerdo con lo expuesto en el capítulo I.

2.2.1 Metodología de obtención de datos teóricos

Para la solución de las ecuaciones que modelan el funcionamiento del calentador de aire se tomaron en cuenta datos de radiación del Observatorio de Radiación Solar del Instituto de geofísica de la UNAM, referentes al Distrito Federal en Ciudad Universitaria. Se consideró que la temperatura ambiente es la temperatura de ingreso al colector. Inicialmente la solución de las ecuaciones comenzó con valores supuestos para la temperatura de la placa y la temperatura media del dentro del ducto. Usando estos valores y conociendo la geometría del colector, propuesta en la sección 2.2.2, así como las propiedades del sistema calculadas como se propone en 1.3, las ecuaciones propuestas en la sección 1.4 fueron resueltas con ayuda de Maple 12® para obtener el calor útil, la temperatura media en el ducto, la temperatura de salida del colector y la eficiencia del mismo. La temperatura de salida del aire se calculó como:

$$T_o = T_i + \frac{Q_u}{\dot{m}C_p} \dots (82)$$

Se obtuvieron nuevos valores para la temperatura media del fluido en el ducto y para la temperatura de la placa y se hicieron iteraciones. Las iteraciones se detuvieron cuando $T_{n+1} - T_n = 0.001$.

2.2.2 Metodología de experimentación

El diseño del experimento se realizó tomando en cuenta las condiciones reales de operación para el colector, es decir, se trató de emular una circulación de aire debida únicamente al movimiento natural del viento, Figura 11. Se colocó el calentador solar sobre el suelo, en un lugar donde la luz del sol no fuera perturbada por sombra alguna. El viento forzado fue introducido al calentador mediante una tobera a la cual se le pudo modificar la relación de áreas, variando la distancia “h” y, junto con la variación de la distancia “d”, se obtuvieron velocidades del aire dentro de los rangos de 1 – 5 [m/s]. La siguiente figura muestra el arreglo utilizado y los puntos 1, 2 y 3 son las zonas donde se tomaron lecturas de velocidad del viento, temperatura de la placa y temperatura a la

salida, respectivamente. La temperatura de entrada del aire fue igual a la temperatura ambiente, por lo que se colocó otro termómetro lejos del colector para registrar dicho valor.

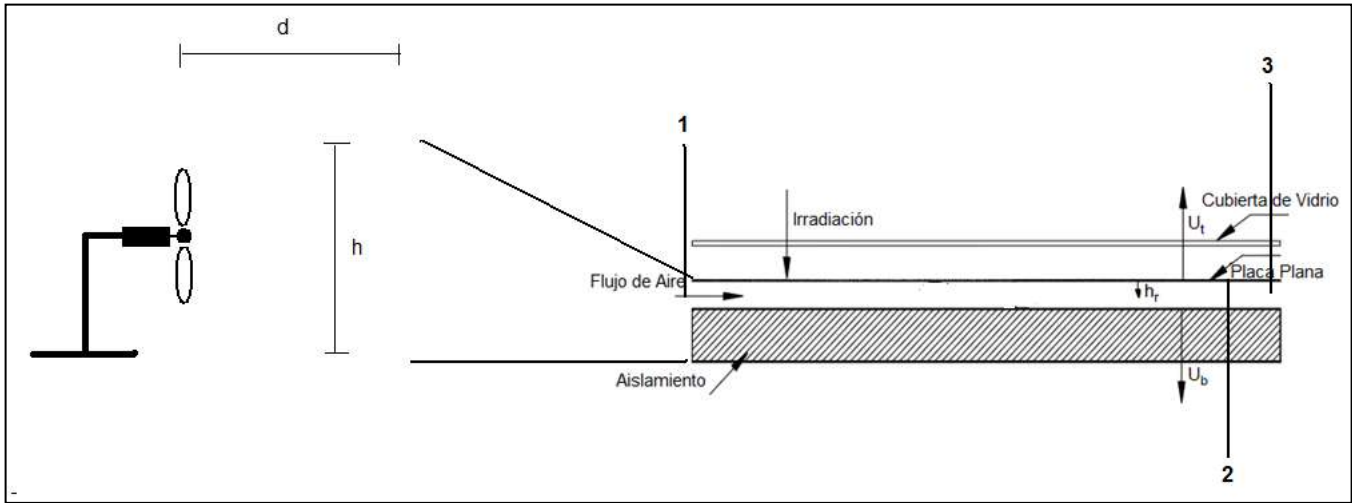


Figura 11. Arreglo experimental para la prueba del prototipo.

Se considera un análisis en estado estable, lo cual implica que se esperó a que el colector alcanzara las condiciones de operación, estas condiciones se encontraron cuando la temperatura de la placa dejaba de variar. Las mediciones fueron tomadas cada cinco minutos manteniendo, en promedio, la velocidad del aire constante. Se tomaron cinco mediciones para cada velocidad, la variación de velocidad se estableció aleatoriamente y se llevaron a cabo en el siguiente orden: 1[m/s], 2[m/s], 1.5 [m/s], 4.5[m/s], 2.5[m/s], 3[m/s], 4[m/s], 5[m/s], 3.5[m/s] y una prueba sólo con la convección natural.

El tiempo de experimentación se encuentra entre las 12:00 y 14:00 horas, momentos en los cuales se registran las máximos niveles de radiación. En este sentido, se espera obtener la máxima capacidad del colector. Los días de experimentación fueron: 4, 6 y 8 de marzo de 2013. Los datos de radiación global fueron solicitados al Observatorio de Radiación Solar del Instituto de Geofísica de la UNAM, de quienes se obtuvo la información minuto a minuto para los días de experimentación.

2.2.3 Cálculo de la aproximación a la máxima cantidad de humedad retirada de un sólido húmedo

Con los datos del cálculo de calor útil (Q_u) experimentales y teóricos obtenidos se aplicaron las ecuaciones (77) y (78), la primera para los datos teóricos y la segunda para los datos experimentales. Los resultados se registraron en una tabla como la Tabla 3:

Tabla 3. Tabla de registro de datos para cantidad de humedad evaporada.

$Ti [^{\circ}C]$	$Vi \left[\frac{m}{s} \right]$	$To [^{\circ}C]$	$It \left[\frac{W}{m^2} \right]$	$Toteo [^{\circ}C]$	$Quteo [W]$	$Quexp [W]$	$mvexp \left[\frac{kg}{h} \right]$	$mvteo \left[\frac{kg}{h} \right]$

Donde, Ti es la temperatura de ingreso al colector en $[^{\circ}C]$, Vi es la velocidad del aire a la entrada del colector en $\left[\frac{m}{s} \right]$; To es la temperatura medida a la salida del colector en $[^{\circ}C]$; $Toteo$ es la temperatura teórica a la salida del colector en $[^{\circ}C]$; $Quteo$ es el calor útil teórico en $[W]$; $Quexp$ es el calor útil experimental en $[W]$; $mvexp$ es la cantidad de agua evaporada calculada con datos experimentales en $\left[\frac{kg}{h} \right]$ y $mvteo$ es la cantidad de agua evaporada calculada con datos teóricos en $\left[\frac{kg}{h} \right]$.

Capítulo III. Resultados

3.1 Selección del colector

Matriz de ponderación

A continuación se presenta en la Tabla 4 la matriz de ponderación con la evaluación correspondiente a cada criterio.

Tabla 4. Resultados de la comparación

	Facilidad de manufactura	Costo de construcción	Elevación de temperatura	Radiación difusa	Radiación directa	Eficiencia	Facilidad de operación	Mantenimiento	Total
Facilidad de manufactura		1	0	1	0	1	1	0	4/7
Costo de construcción	0		1	1	1	1	1	1	6/7
Elevación de temperatura	1	0		1	1	1	1	1	6/7
Radiación difusa	0	0	0		1	0	0	1	2/7
Radiación directa	1	0	0	0		1	1	0	3/7
Eficiencia	0	0	0	1	0		1	1	3/7
Facilidad de Operación	0	0	0	1	0	0		1	2/7
Mantenimiento	1	0	0	0	1	0	0		2/7

Factor de importancia

De acuerdo con lo propuesto en la metodología, se calculó el factor de importancia.

$$f_i = \frac{1}{\sum_{i=1}^n P_i} = \frac{1}{\frac{4}{7} + \frac{6}{7} + \frac{6}{7} + \frac{2}{7} + \frac{3}{7} + \frac{3}{7} + \frac{2}{7} + \frac{2}{7}} = \frac{1}{4} = 0.25$$

Valor de cada criterio

La tabla 5 muestra el valor porcentual de cada criterio según el factor de importancia y el total obtenido en la Tabla 4.

Tabla 5. Valores de cada criterio.

Criterio	% Valor
Facilidad de manufactura	14.32%
Costo de construcción	21.42%
Elevación de temperatura	21.42%
Radiación difusa	7.14%
Radiación directa	10.71%
Eficiencia	10.71%
Facilidad de Operación	7.14%
Mantenimiento	7.14%

Evaluación de los criterios

De acuerdo con los criterios escogidos y con base en la literatura consultada, se registraron los datos correspondientes a la evaluación de los colectores para determinar la selección final.

Los resultados se presentan a continuación, en la tabla 6.

Tabla 6. Resultados de la evaluación.

Criterio	Concepto	Placa plana convencional			Placa plana corrugada			Placa plana aletada		
		Valor	Calif	Eval	Valor	Calif	Eval	Valor	Calif	Eval
Facilidad de Manufactura		14.32%	3	0.4296	14.32%	1	0.2864	14.32%	1	0.1432
Elevación de Temperatura		21.42%	1	0.2142	21.42%	2	0.4284	21.42%	3	0.6426
Costo de construcción		21.42%	3	0.6426	21.42%	2	0.4284	21.42%	1	0.2142
Mantenimiento		7.14%	3	0.2142	7.14%	3	0.2142	7.14%	3	0.2142
Eficiencia		10.71%	1	0.1071	10.71%	3	0.3213	10.71%	2	0.2142
Facilidad de Operación		7.14%	3	0.2142	7.14%	3	0.2142	7.14%	3	0.2142
Operación c/ radiación difusa		7.14%	3	0.2142	7.14%	3	0.2142	7.14%	3	0.2142
Operación c/ radiación directa		10.71%	3	0.3213	10.71%	3	0.3213	10.71%	3	0.3213
Suma		100%	20	2.35	100%	21	2.28	100%	19	2.17
Total Posible		100%	24	3	100%	24	3	100%	24	3

Selección de concepto

De acuerdo con la Tabla 6, el concepto que tiene mejor calificación es el colector de placa plana convencional. A continuación se muestra en la Figura 12 una representación para el diseño del prototipo.

Para la construcción del colector se tomaron las siguientes consideraciones. Un área transversal del ducto de $0.0255 \text{ [m}^2\text{]}$. Una separación entre el vidrio y la placa de 2 [cm] , el área de apertura de $0.80 \times 1.44 \text{ [m]}$. Para el aislamiento se propuso el siguiente arreglo, dos láminas de madera de $0.9 \times 1.5 \text{ [m]}$ con 0.6 [cm] de espesor y con un espacio entre ellas de 6 [cm] el cual se rellenó con lana natural como aislante.



Figura 12. Prototipo construido.

3.2 Resultados simulados y experimentales

A continuación se muestran las curvas obtenidas mediante la solución numérica de las ecuaciones que modelan al funcionamiento del colector de placa plana convencional así como de lo obtenido en la experimentación con el prototipo.

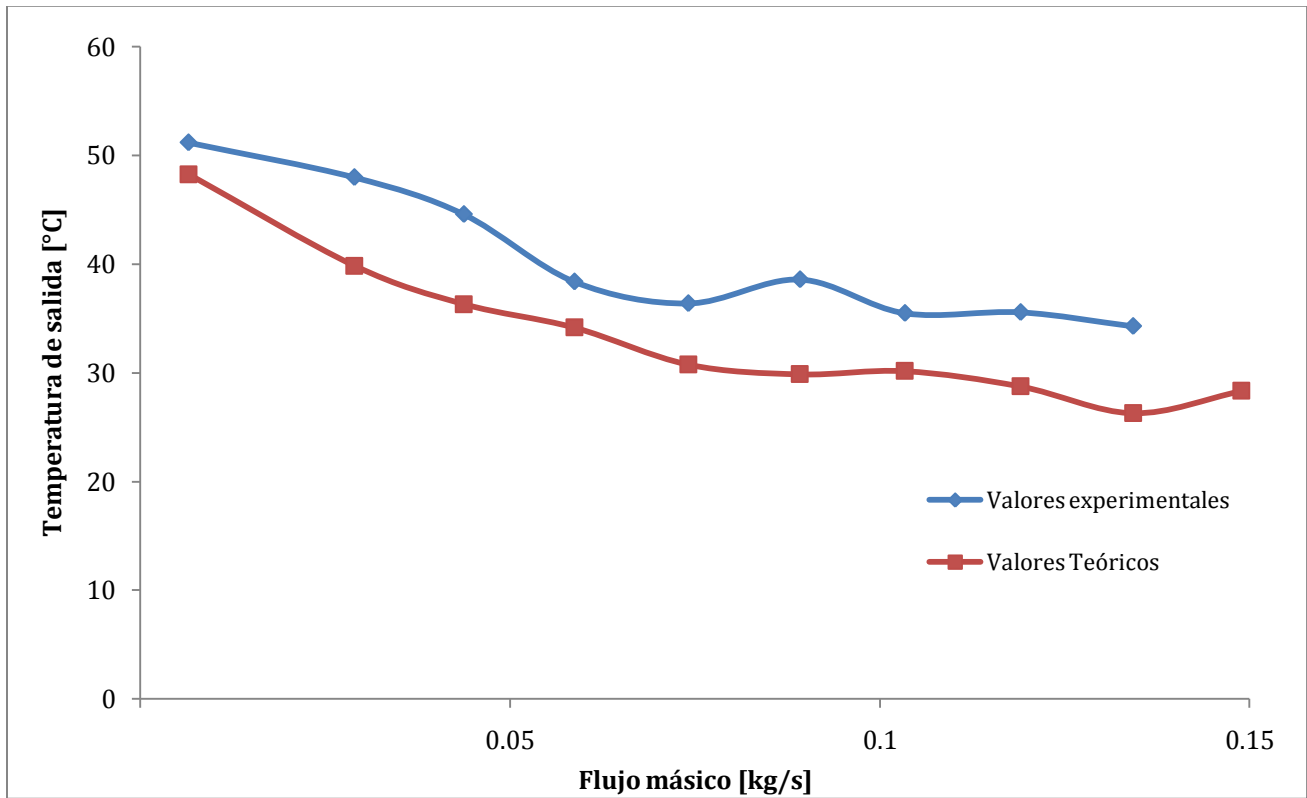


Gráfico 1. Valores simulados y experimentales para temperatura de salida.

El gráfico 1 muestra la relación entre el cambio de temperatura, medida a la salida del colector, contra el cambio en el flujo másico, tanto para los datos simulados como para los datos experimentales. El desarrollo de la curva experimental tiene la misma tendencia que la de los valores teóricos, sin embargo las temperaturas son mayores en los valores experimentales.

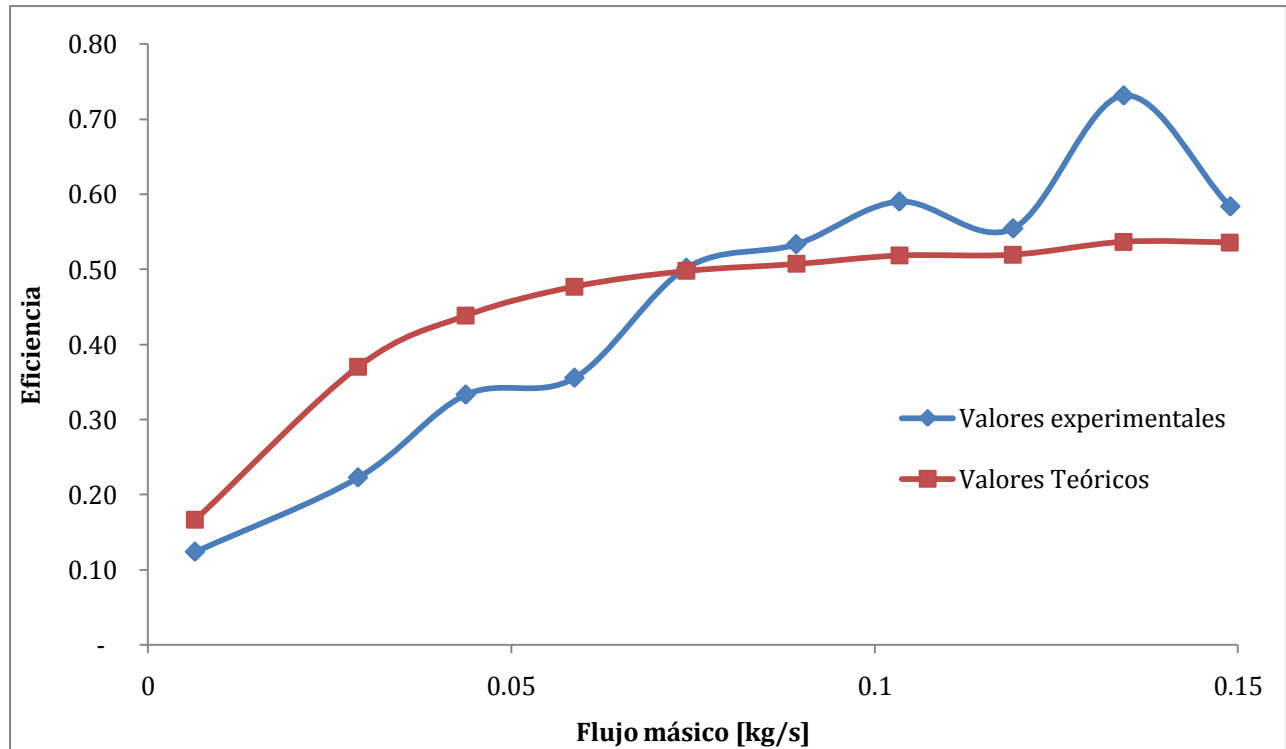


Gráfico 2. Valores simulados y experimentales para la eficiencia.

El gráfico 2 muestra los resultados teóricos y experimentales, referentes a la eficiencia contra el flujo másico, la curva experimental muestra un comportamiento desordenado en comparación con la curva teórica, la eficiencia en el caso experimental es mayor mientras más alta es la velocidad de entrada del aire.

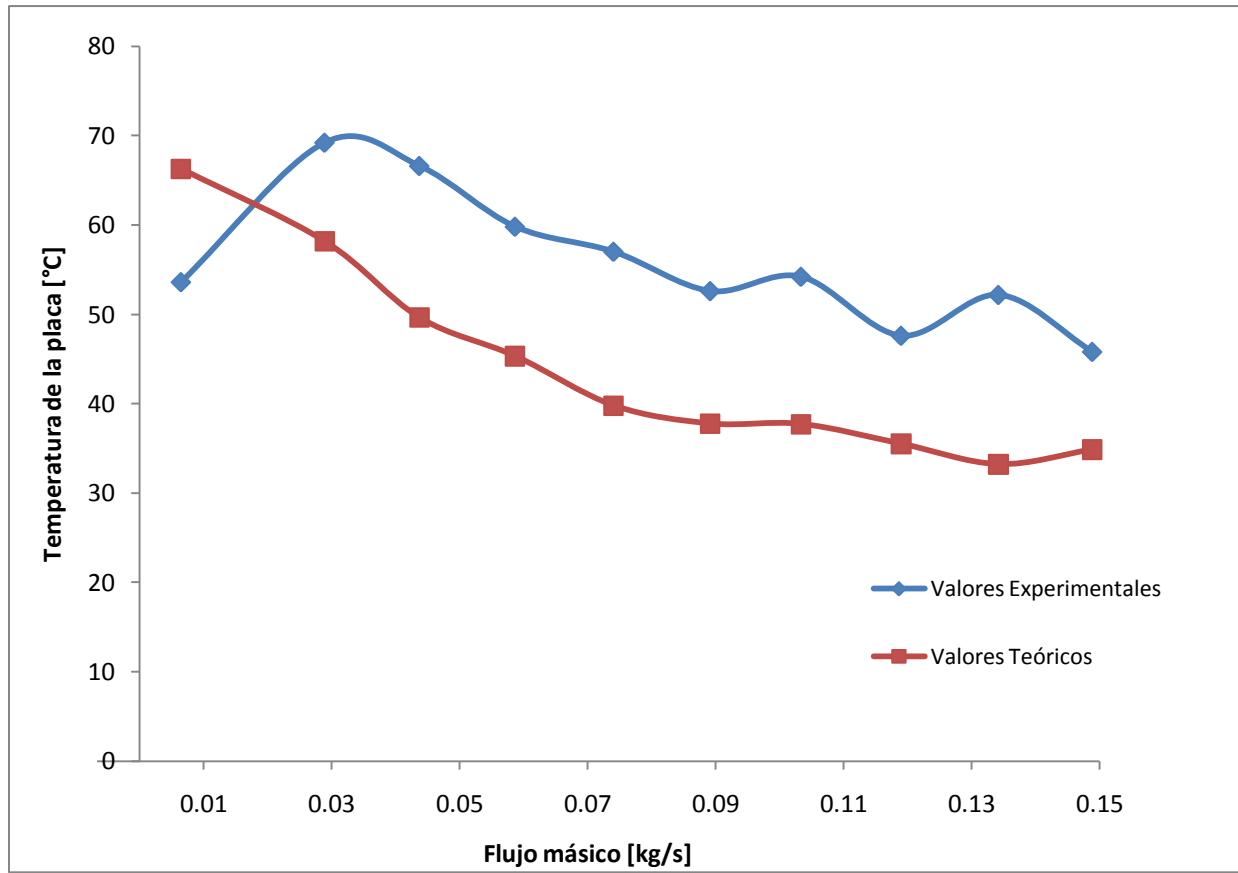


Gráfico 3. Valores simulados y experimentales para la temperatura de la placa.

En el gráfico 3 se muestra la comparación del cambio en la temperatura de la placa con respecto al cambio en el flujo másico. La tendencia es similar sin embargo los datos experimentales muestran mayor desorden que los teóricos y, como en los gráficos anteriores la temperatura experimental registrada es mayor a la predicha por las ecuaciones.

A continuación se presentan los resultados experimentales, en forma de tabla, en las tablas 7 y 8, donde se observa la variación entre la eficiencia experimental y la eficiencia teórica (η_{exp} y η_{teo}). Se nota que a velocidades bajas, tabla 7, la diferencia es mayor que en el caso de velocidades mayores, tabla 8.

Tabla 7. Resultados experimentales y simulados. Día 4 de marzo de 2013. (Elaboración propia con datos del Observatorio de Radiación Solar, Instituto de Geofísica, UNAM)

T_i [°C]	V_i [m/s]	T_o [°C]	T_p [°C]	I_t [W/m ²]	T_{oteo} [°C]	T_{pteo} [°C]	η_{exp}	η_{teo}
24	1	43	64	1034.3	39.5	58.5	0.14	0.49
24	1	51	67	1024.8	39.3	58.2	0.13	0.49
24	1	52	68	1008.1	39.1	57.7	0.1	0.49
23	1	54	72	1026.7	38.4	57.2	0.15	0.49
24	1	56	75	1017.6	38.3	56.9	0.16	0.45
24	2	48	62	1000.5	33.6	45	0.3	0.63
24	2	44	56	1025.2	33.9	45.5	0.2	0.64
24	2	44	58	992.3	33.5	44.8	0.2	0.63
24	2	44	65	1007.4	33.7	45.2	0.3	0.63
24	2	43	58	992.4	33.5	44.8	0.3	0.63
24	1.5	44	64	987.8	35.7	49.2	0.2	0.58
24	1.5	44	65	988.4	35.7	49.3	0.2	0.58
24	1.5	52	69	1003.2	35.8	49.6	0.2	0.58
24	1.5	52	69	981.1	35.6	49.1	0.2	0.57
24	1.5	48	66	1005.1	35.9	49.7	0.2	0.58

Tabla 8. Resultados experimentales y teóricos. Día 6 de marzo de 2013. (Elaboración propia con datos del Observatorio de Radiación Solar, Instituto de Geofísica, UNAM)

T_i [°C]	V_i [m/s]	T_o [°C]	T_p [°C]	I_t [W/m ²]	T_{oteo} [°C]	T_{pteo} [°C]	η_{exp}	η_{teo}
22	4.5	35	52	955.3	26.5	33.7	0.74	0.72
21	4.5	35	52	929.3	25.4	32.4	0.77	0.72
21	4.5	35.5	51	923.5	25.3	32.3	0.73	0.72
22	4.5	36	55	925.3	26.4	33.3	0.84	0.72
21.5	4.5	36	50	939.9	25.9	33	0.67	0.72
22	4.5	36	53	960.4	26.6	33.8	0.74	0.72
23	2.5	39	57	937	30.5	39.9	0.43	0.67
23	2.5	39	56	908.6	30.2	39.4	0.42	0.66
22	2.5	39	57	922.9	30.4	39.6	0.44	0.76
23	2.5	35	56	919.5	30.3	39.5	0.47	0.67
24	2.5	40	59	919.3	31.3	40.6	0.45	0.66
23	3	37	54	900.6	29.1	37.4	0.51	0.68
24	3	37	54	889	30	38.2	0.51	0.68
23	3	35	52	884.3	29	37.1	0.50	0.68
24	3	35	53	849.1	29.7	37.6	0.54	0.68
24	3	38	50	848.8	29.7	37.6	0.42	0.68
24	4	36	52	846.5	28.4	35.3	0.68	0.70
23.5	4	36	48	841.6	28.4	35.2	0.56	0.78
24	4	35	46	841.9	28.4	35.2	0.51	0.70
25	4	35.5	46	847	29.4	36.3	0.48	0.70
24	4	35	46	840.7	28.4	35.2	0.51	0.70

3.3 Aproximación a la cantidad de humedad retirable de un sólido húmedo mediante evaporación superficial

A continuación se presenta la tabla 9 de valores obtenidos mediante la solución a las ecuaciones y la experimentación. Para ambos casos son los valores máximos esperados, de igual manera que en los gráficos y tablas anteriores, los comportamientos teóricos y reales coinciden mejor cuando las velocidades son mayores a 3 [m/s].

Tabla 9. Resultados correspondientes al cálculo de la evaporación superficial (mv) con datos de simulación y experimentales. (Fuente: Elaboración propia con datos del Observatorio de Radiación Solar, Instituto de Geofísica, UNAM)

$Ti[^\circ C]$	$Vi\left[\frac{m}{s}\right]$	$To[^\circ C]$	$It\left[\frac{W}{m^2}\right]$	$Tosim\ [^\circ C]$	$Qusim[W]$	$Quexp[W]$	$mvexp\left[\frac{kg}{h}\right]$	$mvteo\left[\frac{kg}{h}\right]$
24	0.22	42.1	756.9	48.2	162.5	87.6	0.1	0.2
23.8	1	51.2	1,022.3	39.8	489	213.1	0.2	0.6
24	1.5	48	993.1	36.3	562.5	309.6	0.4	0.7
24	2	44.6	1,003.6	34.1	618.5	334	0.4	0.8
23	2.5	38.4	921.5	30.7	592.6	433	0.6	0.8
23.6	3	36.4	874.4	29.8	572.8	436.7	0.6	0.8
24.5	3.5	38.6	898.6	30.1	601.8	496.7	0.6	0.8
24.1	4	35.5	843.5	28.7	566.2	438	0.6	0.7
21.5	4.5	35.5	939.0	26.3	651.1	643.3	0.9	0.9
24.2	5	34.3	908.3	28.3	629	496.5	0.6	0.8

Capítulo IV. Análisis de resultados y conclusiones

4.1 Análisis de la selección del colector

La metodología utilizada para comparar a los distintos tipos de colectores presentados en este trabajo es una adaptación de las matrices de decisión de los métodos clásicos de diseño. Dichas matrices hacen un acercamiento a lo desconocido y ayudan a tomar decisiones con base en información de carácter empírico o teórico, es decir los criterios de selección se adecúan a las necesidades y conocimientos del cliente. En este sentido, es importante señalar que, si bien los criterios tomados en cuenta pudieran no ser los más adecuados para el diseño de cualquier elemento, pueden ser las adecuadas para el problema específico que se trata.

La base general para la toma de decisiones está representada de una manera más matemática en el presente trabajo y sin embargo sigue la lógica del sentido común. Se comienza por establecer criterios acerca de lo que se va a diseñar, de esos criterios habrá algunos que tengan importancia y habrá algunos otros, sin embargo sería arriesgado señalar sin otra base más que la intuición, cuáles de ellos tienen o no importancia y más aún, cuánta es la importancia de cada uno de ellos. Así, el establecimiento de un factor de importancia mostrará la relevancia o irrelevancia de cada uno de los criterios como lo muestra la Tabla 5, lo cual dará como resultado criterios realmente importantes y desechará ambigüedades que, posiblemente no sean notorios a simple vista. Cuando se han seleccionado los criterios, se compararán los conceptos entre sí y con base en la importancia de cada criterio, habrá un concepto donde la convergencia de las importancias será mayor que en otros y esto da como resultado la selección del concepto más adecuado para el cliente, como se probó en este trabajo mediante la Tabla 6.

Con lo anterior y de acuerdo con lo obtenido se puede determinar que la selección del prototipo se hizo de manera adecuada, el método mostrado pudo ayudar para la selección de los materiales a usar. Sin embargo, dicha selección de materiales deberá hacerse cuando se presente un diseño que no sea sólo para la experimentación sino también para la producción.

4.2 Análisis de la obtención de datos de simulación y de la experimentación.

Existen demasiados puntos que analizar para los resultados simulados y los experimentales obtenidos en este trabajo. La presentación de los resultados tiene su base en la media aritmética

de los valores registrados. Se simularon las condiciones de experimentación punto a punto para poder tener una noción real de cómo se comportaba el prototipo sometido a experimentación con respecto a la simulación, como se muestra en las tablas 7 y 8, las cuales presentan los datos sin procesar de dos días de experimentación, posteriormente los datos obtenidos para las situaciones real y simulada se promediaron de acuerdo a su naturaleza y es lo que se presenta en el capítulo 3. La incertidumbre en la medición es de hasta un 3%, correspondiente a 0.5-1 [°C], para temperaturas desde 24–60 [°C] y el error es únicamente humano y atribuible sólo a una persona, quien realizó todas las mediciones, por lo que es deducible que toda la toma de datos acarreó este error que pudiera tener poca participación en los resultados numéricos y nula en la tendencia que tomaron las curvas experimentales, presentadas en los Gráficos 1, 2 y 3.

Ahora bien, por qué se alejan tanto los valores predichos de los experimentales y por qué tienden a ser mayores las temperaturas obtenidas en experimentación que las obtenidas en los cálculos teóricos. Por principio, en los artículos citados y consultados dentro de este trabajo, se realiza la experimentación de la manera más cuidadosa y controlada posible (El-Sebaili, Aboul-Enein, Shalaby, & Moharram, 2011; Hollands & Shewen, 1991; Karim & Hawlader, 2004), esto es bueno si se necesita establecer la eficiencia máxima teórica en aparatos como los colectores, sin embargo no se acercará mucho a las condiciones reales de operación.

Para el presente trabajo se tomaron en cuenta condiciones a las cuales el calentador se vería sujeto cuando se aplicara al secado, es decir, variaciones en el flujo de aire (ya que es causado por las condiciones atmosféricas), en la temperatura de entrada del aire y el que se supone más importante de acuerdo con lo obtenido en el trabajo: la cantidad de calor recibida en la superficie absorbente, dicho parámetro no se puede considerar constante, puesto que tiene variaciones cada minuto como lo muestran los datos mostrados en las Tablas 7 y 8, las cuales exhiben similitudes en velocidades altas y grandes diferencias a velocidades bajas, lo que quiere decir que los cálculos funcionan mejor para régimen de turbulencia, no tanto así en los de transición y laminar. Lo anterior pudiera ser la parte que en mayor cantidad afecta a la obtención de resultados, al analizar detenidamente las correlaciones presentadas en el capítulo 1, se puede determinar que fueron deducidas para un flujo de calor constante, lo cual parece una suposición adecuada. Sin embargo, al experimentar fue observable lo siguiente: considerar estado estable, flujo de calor constante y transferencia de calor unidireccional hacen que el análisis sea demasiado fácil y comprobable

mientras se esté sujeto a dichas condiciones pero al experimentar en condiciones un tanto más descontroladas algunas de estas suposiciones hacen que los resultados sean incongruentes, cuando se utilizó la fórmula para flujo de calor constante el caso de eficiencias superiores a 100% ocurría con frecuencia en velocidades altas.

Como se dijo anteriormente las correlaciones experimentales mostradas en el capítulo II están basadas en una suposición de flujo de calor constante lo cual no es necesariamente cierto, como cualquier hipótesis, ya que dichos postulados se hacen para facilitar la solución de problemas. La consideración de un flujo de calor constante implica que al final, para realizar el cálculo de la cantidad de calor utilizado (Q_u) dependa únicamente de la diferencia de temperaturas, entre la entrada y salida del colector, y de la capacidad del aire para absorber energía. Lo cual deja inútil a un parámetro tan importante como la temperatura de la placa. En este sentido, es primordial señalar que de acuerdo con lo obtenido en experimentación, la temperatura de la placa no cambiaba tan rápido como los niveles de radiación, es decir se comportó de manera más o menos constante y esto se debe a que existe una inercia térmica por lo que la placa no responde instantáneamente a los cambios en los valores de los niveles de radiación. De esta manera, se puede determinar que la condición de temperatura constante es más adecuada ya que, precisamente, implica a dicho parámetro en los cálculos, dentro de la temperatura media logarítmica.

Por otro lado, además de lo expuesto anteriormente existe un parámetro con el cual el control no fue suficiente y esto se debe a que las condiciones que se quisieron emular así lo requerían, este parámetro es la velocidad del viento a la entrada del colector. El establecimiento de velocidades fue un tema difícil debido a que en realidad se promediaban las velocidades hasta que dicho promedio fuera igual a la velocidad requerida, razón por la cual pudiera existir una notoria diferencia entre lo real y lo simulado. Hay variaciones de 0.3 a 0.6 [m/s] en las mediciones, lo que conlleva tener más o menos aire calentándose, sin embargo en promedio se tiene el deseado. Inmediatamente sería susceptible a discusión la toma de esta decisión, sin embargo al concentrarse en las eficiencias obtenidas se determina que el error disminuye cuando las velocidades aumentan. En otras palabras, la osadía de tener variaciones en la velocidad del viento afectó únicamente en las mediciones cercanas a 1[m/s] donde las variaciones mencionadas afectan de manera especial porque para estos valores representan porcentajes tan altos como

60% y debido a que en este rango de velocidades se encuentra el régimen laminar, transitorio y turbulento actuando juntos, lo que hace sumamente difícil determinar la importancia de cada uno de ellos pues no se puede saber en qué momento ocurrieron. Lo anterior se ve reflejado, principalmente en el Gráfico 3, donde la tendencia de las curvas es totalmente distinta y sin embargo en los gráficos 1 y 2 la tendencia presenta mayores similitudes, por lo que es posible decir que la curva de eficiencia no puede ser obtenida mediante los datos obtenidos en la experimentación propuesta en este trabajo.

Así pues, en conjunto el diseño del experimento fue adecuado, sin embargo la toma de datos debió hacerse en menores intervalos de tiempo, quizá minuto a minuto y registrando datos en más puntos que los seleccionados. De esta manera, sería posible determinar con mayor exactitud el comportamiento de la placa y del aire en el ducto con respecto a la radiación, es decir un experimento más meticuloso hará más fácil validar las ecuaciones mostradas en el capítulo 1, pues ahora existe un antecedente sobre el tema propuesto.

Por último, es más que necesario detallar sobre la pertinencia de usar las ecuaciones mostradas en el capítulo 1. Tomando en cuenta lo aprendido al realizar este trabajo, el que presenta, puede llegar a la siguiente conclusión: en lo general la desviación media absoluta entre los valores teóricos y experimentales de temperatura de salida (T_o) y temperatura de la placa (T_p) tiene a los valores puestos a continuación:

Tabla 10. Desviación media absoluta entre los valores teóricos y reales

DMA T_p [°C]	DMA T_o [°C]
14.7	9.4

Por lo que, para el experimento realizado, los datos teóricos se validan con la corrección que en seguida se exhibe.

$$T_{p_{real}} = T_{p_{teórica}} + 14.7 \text{ [°C]}$$

$$T_{o_{real}} = T_{o_{teórica}} + 9.4 \text{ [°C]}$$

Lo anterior, por supuesto, marca lo que pasó para este experimento en particular y no es posible generalizarlo puesto que se necesitan pruebas con mayor cuidado y en distintas estaciones del año que comprueben, con suficientes datos, lo que aquí complementa a los resultados.

4.3 Análisis de la aproximación a la cantidad máxima de humedad retirable mediante evaporación superficial.

La Tabla 9 muestra el aumento de humedad evaporada, con respecto al aumento de la velocidad del aire a la entrada del colector, las variaciones entre los valores calculados con el calor útil simulado y con el calor útil experimental, se reducen mientras más alta sea la velocidad del aire al ingreso del colector y en velocidades bajas las diferencias son enormes y esto se debe al cambio régimen que se presenta, el cual se debe a varios factores entre los cuales destaca el poco control de velocidad que se propuso y de las variaciones en la temperatura de la placa, debidas éstas a variaciones en la irradiación sufrida por este elemento.

El análisis, propuesto en este trabajo, que tiene una relación directa con el secado, es el que en esta sección se discute y se refiere a la evaporación superficial. En relación a estos cálculos, se permitirá en un futuro diseñar térmicamente una cámara de secado de acuerdo a la cantidad de material que se desee secar y con lo obtenido en la presente publicación, se podrá realizar también de manera inversa, es decir el diseño podrá ser con base en un colector prediseñado o de una cámara de secado previamente seleccionada.

Se propuso este método con el fin de que que en experimentos e investigaciones posteriores se encuentre una relación que se base principalmente en la transferencia de calor aplicada al secado de materiales. Igualar el calor obtenido, en el proceso descrito para los colectores, a la cantidad de calor necesario para evaporar cierta cantidad de agua pudiera, en un inicio, considerarse burdo, no obstante después de experimentar la relación propuesta podrá conseguir validez con un factor de corrección. Si bien lo que aquí se expuso, en la parte de antecedentes, se puede explicar teóricamente, es notorio que en la experimentación los valores se separarán puesto que sólo se considera una fase de secado que, sin embargo de ser la predominante del proceso, se habla del secado a velocidad constante, no es por completo descriptiva para el conjunto de situaciones que se presentan en el proceso completo. Por otro lado, esta consideración acercará a la transferencia de calor para dar una explicación más o menos completa sobre la transferencia de masa, en lo correspondiente a secado. En la literatura, las similitudes mostradas en las teorías de transferencia de calor y de masa, son base suficiente para acordar en reducir cálculos y utilizar

una sola teoría, en este caso la que gobierna a la energía y su movimiento. Lo anterior se hace más explícito si se considera esto: La energía necesaria para secar un material que contiene humedad, dentro de un dispositivo llamado secador, será obtenida por medio de la transferencia de calor, en este caso, del Sol al aire en el calentador, se considera despreciable la energía que se pudiera obtener de la fermentación en el caso de los materiales orgánicos y de otras reacciones que se pudieran encontrar en otros materiales susceptibles al secado. Así entonces, queda clara la validez de lo que se propone y de lo que se supone.

Con todo en mente es fácil, pues, sugerir algo más. La manera de comprobar lo aquí expuesto es mediante un experimento de secado donde las relaciones a comprobar son las que a continuación se muestran.

$$\dot{m}_v = f_c \frac{\rho_{aire} u_{aire} A_{ducto} C_p (T_o - T_i)}{h_{fg}}$$

$$\dot{m}_v = -f_c \frac{\bar{h} A_p (T_o - T_i)}{h_{fg} \ln \left(\frac{T_s - T_o}{T_s - T_i} \right)}$$

Estas ecuaciones describen el proceso de intercambio de energía para evaporar cierta cantidad de agua e incluyen un factor de corrección f_c , son bastante simples y quizá no arrojen mayor información que la que se necesita, en este caso sólo dirán la cantidad real de humedad retirada por una corriente de aire, la primera de ellas si se considera un análisis con flujo de calor constante y la segunda para una temperatura de la placa constante. El factor de corrección considerará de manera simple todo aquello que pudiera causar error al considerar una sola de las fases de secado así como la relación entre lo real y lo teórico. Dicho factor pudiera ser una constante en el caso más simple o una función dependiente del tiempo, en ambos casos adimensional, que permitirá igualar el lado izquierdo de cada ecuación (que representa la cantidad de humedad retirada real) con el lado derecho de las mismas (el cual representa el estado teórico del proceso).

4.4 Conclusiones

Se determinaron las posibles fallas en la metodología y se propusieron correcciones al experimento. Además la investigación sobre el tema fue de gran importancia para el que presenta pues se pudieron poner en práctica los conocimientos adquiridos en toda la vida, tanto académica, como social y laboral. Se fuerza a continuar con la investigación sobre el tema debido al interés que esto tiene para los ambientes del campo y las necesidades del país.

Con respecto a los objetivos particulares. El caso del objetivo 1, la selección tuvo su base en conocimientos empíricos y teóricos del tema, se considera cumplido al haber una selección fundamentada. El objetivo 2: predecir datos de temperatura de salida del colector y eficiencia del mismo, mediante la solución numérica de las ecuaciones que modelan el comportamiento de dicho dispositivo, se cumplió satisfactoriamente y en los resultados se muestran las predicciones hechas por medio de simulación. El objetivo 3: obtener datos experimentales con la implementación física del calentador con el fin de validar los datos obtenidos en la simulación numérica, se cumple particularmente para el caso de este experimento y deja una línea de investigación con un análisis de posibles fallas y de sugerencias para un desarrollo más completo y adecuado. El objetivo 4: determinar la máxima cantidad de humedad que es posible retirar a través un balance de energía para determinar la capacidad del colector para aplicaciones de secado, queda satisfactoriamente completado pues en los resultados se muestra la capacidad del colector para secar y además se sugieren relaciones que harán más exactos experimentos posteriores para demostrar lo que aquí se expuso.

Referencias

- Blanco-Cano, X., & Kajdic, P. (2009). El sol, Nuestra Estrella. *Revista Digital Universitaria* , 11 (8).
- Cengel, Y. A. (2007). *Transferencia de Calor y Masa*. México: McGraw-Hill.
- Chamoli, S., Chauhan, R., Thakur, N. S., & Saini, J. S. (2012). A review of the performance of double pass solar air heater. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* , 16, 481-492.
- Cova, W. J., & Marilelli, H. E. (2006). Desección de Productos Agrarios. *Editorial de la Universidad Tecnológica Nacional* .
- Cova, W. J., & Marinelli, H. E. (2006). COVA, W. J. D & MARINELLI H.E. "Desección de Productos Agrarios: Antecedentes Teóricos y Bibliográficos. *Editorial de la Universidad Tecnológica Nacional* .
- Domínguez Cuevas, A. (julio de 2012). Entrevista sobre la mejora del sistema de secado natural con la implementación de un secador solar de bajo costo. (A. Domínguez Hernández, Entrevistador)
- Domínguez Hernández, M. E. (2005). *Manejo sustentable de praderas en sistemas de producción ovina, en la región de Ahuazotepc, Pue*. Cuautitlan Izcalli: UNAM.
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (1991). *Solar Engineering of Thermal Proceses*. Nueva York: John Wiley & Sons, Inc.
- Ekechukwu, O. V. (1999). Review of solar-energy drying systems I: an overview of drying principles and theory," Energy Conversion and Management. *Energy Conversion and Management* , 40 (6), 593-613.
- El-Sebaili, A. A., Aboul-Enein, S., Shalaby, S. M., & Moharram, B. M. (2011). Investigation of thermal performance of-double pass-flat and v-corrugated plate solar air heaters. *Energy* , 36, 1076-1086.
- Estrada Gasca, C. A., & Arancibia Bulnes, C. A. (2010). Las Energías Renovables: La energía Solar y sus Aplicaciones. *Revista Digital Universitaria* , 11 (8).
- Hollands, K. G., & Shewen, E. C. (1991). Optimization of flow passage geometry for air-handling plate type solar collectors. *Journal of Solar Energy Engineering* , 323-330.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (4 ed.). México: Prentice Hall.

- Karim, A., & Hawlader, M. N. (2004). Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors. *Energy*, 31, 452-470.
- Karim, M. A., & Hawlader, M. N. (2005). Performance evaluation of a v-groove solar air collector for drying applications. *Applied Thermal Engineering*, 26, 121-130.
- Kneule, F. (1966). *El secado*. Bilbao: Urmo.
- Kreith, F., Manglic, R. M., & Bohn, M. S. (2011). *Principles of Heat Transfer*. Stamford: Cengage Learning, Inc.
- Montalvo Arenas, C. E. (Agosto de 2010). *departamento de Biología Celular y Tisular*. Recuperado el 16 de Septiembre de 2012, de http://www.facmed.unam.mx/deptos/biocetis/PDF/Portal%20de%20Recursos%20en%20Linea/Apuntes/1_optica.pdf
- Nahle Sabag, N. (7 de junio de 2011). Radiación solar en la Capa Exterior de la Atmósfera y Sobre la Superficie Terrestre (Suelo y Océano). *Biology Cabinet*.
- Sanchez Arriagada, R. (2007). Determinación del coeficiente convectivo de materia en el secado de sólidos. *Maderas: Ciencia y tecnología*, 9 (3), 245-258.
- Suttie, J. (2003). *FAO*. Recuperado el 29 de 05 de 2012, de <http://www.fao.org/docrep/007/x7660s/x7660s00.htm#Contents>
- Williams-Gardner, A. (1971). *Industrial Drying*. Houston: Gulf Publishing Company.