



UNIVERSIDAD
DE PIURA

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Análisis energético comparativo de un secador solar para
café de tipo invernadero en convección natural vs
convección forzada**

Tesis para optar el Título de
Ingeniero Mecánico - Eléctrico

Oscar José López Velasco

Asesor:
Dr. Ing. Mario Daniel Marcelo Aldana

Piura, abril de 2023

NOMBRE DEL TRABAJO

TESIS - OSCAR LOPEZ VELASCO 2.pdf

RECUENTO DE PALABRAS

33525 Words

RECUENTO DE CARACTERES

166068 Characters

RECUENTO DE PÁGINAS

153 Pages

TAMAÑO DEL ARCHIVO

3.7MB

FECHA DE ENTREGA

Apr 10, 2023 10:27 AM GMT-5

FECHA DEL INFORME

Apr 10, 2023 10:29 AM GMT-5

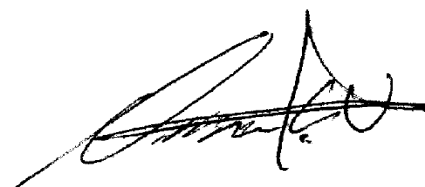
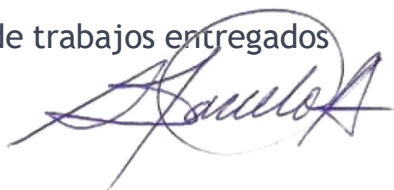
● 21% de similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cada base de datos

- 20% Base de datos de Internet
- Base de datos de Crossref
- 11% Base de datos de publicaciones
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

● Excluir del Reporte de Similitud

- Base de datos de trabajos entregados



Dedicatoria

A mi padre y a mi madre,
por su constante apoyo y cariño.





Agradecimientos

La presente tesis ha sido desarrollada dentro de las actividades de investigación del proyecto “Innovación en la operación de secado a través del diseño y automatización de un secador por convección intermitente y su acoplamiento con la Tecnología de Descompresión Instantánea Controlada (DIC) para la valorización sostenible de productos agrícolas de Piura”, financiado por CONTRATO N° PE501079739-2022-PROCIENCIA, Esquema Financiero E041-2022-02, “Proyectos de Investigación Aplicada”.





Resumen

Hoy por hoy, Perú es uno de los mayores exportadores de café del mundo y es por esta razón que se debe procurar obtener un café de calidad que respalde nuestra posición en el mercado. Pese a esto, los métodos empleados por la mayoría de caficultores en la forma de secado del café cuentan con un nivel tecnológico precario y tradicional, viéndose reflejado directamente en la escasa productividad y falta de competitividad.

En el siguiente estudio se propone diseñar y dimensionar un secador solar tipo invernadero que se empleará para el proceso de secado del café en convección natural y convección forzada, además de su correspondiente comparación energética entre estos dos. Asimismo, se presenta un modelo matemático respaldado por un conjunto de ecuaciones diferenciales que se relacionan mediante los principios básicos de transferencia de energía, siendo estos calor y masa; permitiendo así la predicción en el secado del café en el secador ya mencionado a través de la interrelación entre los componentes que lo conforman.

Se obtuvieron las dimensiones necesarias del secador solar tipo invernadero en el transcurso del diseño a partir de los requerimientos establecidos por los beneficiarios, del mismo modo se presentan mediante gráficas los resultados conseguidos a partir del modelo matemático propuesto que muestra cómo se comportan las variables y elementos involucrados tanto para convección natural como convección forzada, realizando posteriormente su respectiva comparación entre estos.

El modelo matemático planteado del secador de invernadero para convección natural y convección forzada posibilita la predicción de forma acertada en el comportamiento del proceso de secado para café, siendo esta una opción de gran viabilidad para la predicción del secado de múltiples cultivos. Los resultados muestran un tiempo de secado de tres días y medio para el régimen bajo convección natural y de dos días y medio para el de convección forzada consiguiendo una significativa reducción del periodo de secado en relación al secado de mantas bajo el sol, además de una notable mejora en la calidad y propiedades del café para ambos secadores.



Tabla de contenido

Introducción	19
Capítulo 1 Fundamentos de la termodinámica y transmisión de calor	21
1.1 Mecanismos de transmisión de calor	21
1.2 Calores específicos	22
1.3 Volumen de control	22
1.3.1 Principio de conservación de la masa	23
1.3.2 Balance de masa para volumen de control	23
1.3.3 Balance de energía para volumen de control	24
1.4 Métodos de transmisión de calor	24
1.4.1 Conducción	24
1.4.2 Convección	25
1.4.3 Radiación	26
1.5 Transferencia de masa	28
1.6 Transferencia simultánea de calor y masa	28
Capítulo 2 Secadores solares y proceso de secado	29
2.1 Tecnología del secado solar	29
2.2 Clasificación de secadores solares	29
2.2.1 Secador solar de convección natural	30
2.2.2 Secador solar de convección forzada	33
2.3 Proceso del café en el Perú	35
2.3.1 Métodos de secado más utilizados	38
2.4 Principios básicos del proceso de secado	41
2.4.1 Parámetros de los sólidos húmedos	41
2.4.2 Cinética del secado	42
2.5 Aire atmosférico	44
2.5.1 Propiedades termo físicas y de transporte del aire húmedo	45
Capítulo 3 Diseño y dimensiones del secador solar tipo invernadero	51
3.1 Diseño de un secador solar tipo invernadero	51
3.1.1 Estructura	52
3.1.2 Cubierta	52

3.1.3 Bandejas	53
3.1.4 Piso	54
3.1.5 Condiciones meteorológicas	54
3.2 Dimensiones de un secador solar tipo invernadero	56
3.2.1 Cantidad de agua a eliminar	57
3.2.2 Área de la cubierta	58
3.2.3 Longitud del secador	58
3.2.4 Área del producto que ocupa en las bandejas	59
3.3 Análisis numérico general	59
3.4 Caracterización de un secador solar tipo invernadero en convección natural.....	61
3.4.1 Análisis numérico.....	63
3.5 Caracterización de un secador solar tipo invernadero en convección forzada	65
3.5.1 Sistemas de ventilación	66
3.5.2 Selección de ventiladores de extracción, ubicación e instalación	67
3.5.3 Análisis numérico.....	68
Capítulo 4 Modelación matemática de un secador solar tipo invernadero	73
4.1 Hipótesis a seguir del modelo propuesto	73
4.2 Convección natural.....	74
4.2.1 Balance de energía en el piso	74
4.2.2 Balance de energía en el producto.....	74
4.2.3 Balance de energía en el aire desecante	75
4.2.4 Balance de energía en la cubierta	75
4.2.5 Balance de masa en el producto	76
4.2.6 Balance de masa en el aire desecante	76
4.2.7 Relaciones termodinámicas esenciales adicionales	76
4.3 Convección forzada	78
4.4 Propiedades termo-físicas del café	80
Capítulo 5 Discusión y comparación de resultados	83
5.1 Condiciones ambientales	83
5.2 Secador solar tipo invernadero convección natural	87
5.2.1 Temperatura de la cubierta	87
5.2.2 Temperatura del producto	88
5.2.3 Temperatura del aire desecante	89
5.2.4 Temperatura del piso	90
5.2.5 Curva de secado.....	91
5.2.6 Humedad relativa del aire desecante.....	91
5.3 Secador solar tipo invernadero convección forzada.....	93
5.3.1 Temperatura de la cubierta	93
5.3.2 Temperatura de del producto	94
5.3.3 Temperatura del aire desecante	95

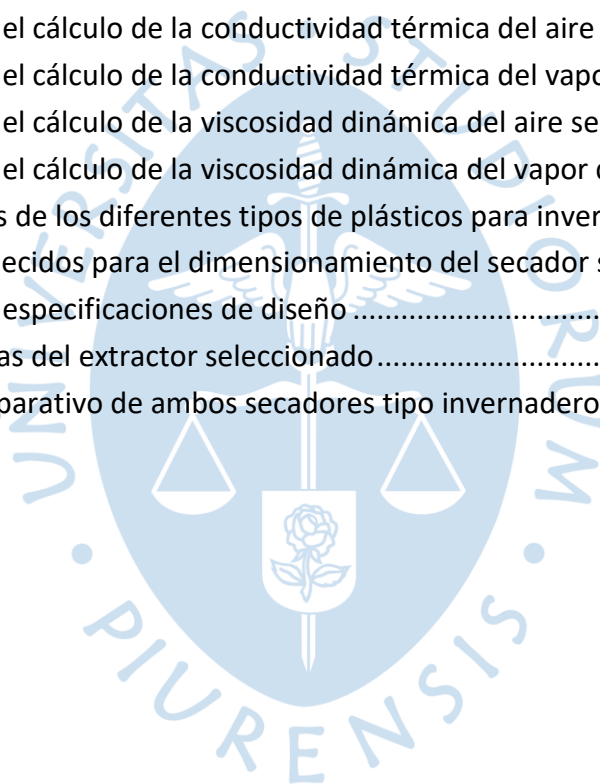
5.3.4 Temperatura del piso	96
5.3.5 Curva de secado.....	96
5.3.6 Humedad relativa del aire desecante.....	98
5.4 Análisis comparativo entre ambos secadores.....	99
Conclusiones.....	105
Referencias bibliográficas	115
Apéndices	119
Apéndice A. Condiciones ambientales	121
Apéndice B. Vistas del secador solar tipo invernadero.....	137
Apéndice C. Código general	139





Lista de tablas

Tabla 1. Modelos matemáticos de secado de capa fina	43
Tabla 2. Factores para el cálculo del calor específico del aire seco	47
Tabla 3. Factores para el cálculo del calor específico del vapor de agua	47
Tabla 4. Factores para el cálculo de la conductividad térmica del aire seco	48
Tabla 5. Factores para el cálculo de la conductividad térmica del vapor de agua	48
Tabla 6. Factores para el cálculo de la viscosidad dinámica del aire seco	49
Tabla 7. Factores para el cálculo de la viscosidad dinámica del vapor de agua	49
Tabla 8. Características de los diferentes tipos de plásticos para invernadero.....	53
Tabla 9. Valores establecidos para el dimensionamiento del secador solar para café	57
Tabla 10. Resumen de especificaciones de diseño	61
Tabla 11. Características del extractor seleccionado.....	69
Tabla 12. Análisis comparativo de ambos secadores tipo invernadero.....	100





Lista de figuras

Figura 1. Volumen de control.....	22
Figura 2. Absortividad, reflectividad y transmisividad	28
Figura 3. Clasificación de los secadores solares	30
Figura 4. Principio de funcionamiento de secador solar de convección natural directo	31
Figura 5. Secador solar de efecto invernadero construido en MUARIK para diferentes pruebas	31
Figura 6. Funcionamiento del secador solar de convección natural indirecto	32
Figura 7. Esquema de secador solar de convección natural de tipo mixto	33
Figura 8. Secador solar de efecto invernadero de convección forzada tipo directo	34
Figura 9. Secador solar de convección forzada tipo indirecto	34
Figura 10. Esquema de secador solar de convección forzada tipo mixto	35
Figura 11. Esquema de proceso de obtención del café	36
Figura 12. Partes del fruto del café	37
Figura 13. Patios de secado de café	38
Figura 14. Carros secadores	38
Figura 15. Secador solar parabólico	39
Figura 16. Secador solar tipo invernadero	40
Figura 17. Secador mecánico de café	40
Figura 18. Curva de secado	43
Figura 19. Curva de velocidad de secado	44
Figura 20. Esquema de carta psicrométrica	46
Figura 21. Secador solar tipo invernadero de forma parabólica	52
Figura 22. Bandejas para el secado de café	53
Figura 23. Delimitación del piso del secador	54
Figura 24. Radiación solar	55
Figura 25. Temperatura ambiente	55
Figura 26. Velocidad del viento	56
Figura 27. Humedad relativa	56

Figura 28. Diseño planteado en AutoCAD para el secador solar tipo invernadero convección natural.....	65
Figura 29. Esquema de invernadero con ventiladores de extracción y rejillas.....	66
Figura 30. Aumento de la temperatura en un invernadero durante verano influenciado por la tasa de ventilación.....	67
Figura 31. Sistema de energía solar de corriente continua	68
Figura 32. Diseño planteado en AutoCAD para el secador solar tipo invernadero convección forzada	71
Figura 33. Diagrama de transferencia de energía entre los elementos del secador solar tipo invernadero convección natural	74
Figura 34. Esquema de un secador solar tipo invernadero convección forzada	78
Figura 35. Representación de las dimensiones del grano de café.....	80
Figura 36. Temperatura ambiente mes de marzo	84
Figura 37. Humedad relativa ambiental mes de marzo.....	84
Figura 38. Irradiancia solar mes de marzo	85
Figura 39. Velocidad del viento mes de marzo	85
Figura 40. Temperatura ambiente mes de junio.....	86
Figura 41. Humedad relativa ambiental mes de junio.....	86
Figura 42. Radiación solar mes de junio.....	87
Figura 43. Velocidad del viento mes de junio	87
Figura 44. Temperatura de la cubierta convección natural.....	88
Figura 45. Temperatura del café convección natural	89
Figura 46. Temperatura del aire desecante convección natural	89
Figura 47. Comparación de temperatura del aire desecante y del aire ambiente	90
Figura 48. Temperatura del piso convección natural	90
Figura 49. Curva de secado en base seca del café convección natural	91
Figura 50. Humedad relativa del aire desecante convección natural.....	92
Figura 51. Humedad relativa en varias posiciones del secador para el secado de longan pelado	92
Figura 52. Temperatura de la cubierta convección forzada	94
Figura 53. Temperatura del café convección forzada.....	94
Figura 54. Temperatura del aire desecante convección forzada.....	95
Figura 55. Temperatura del piso convección forzada	96
Figura 56. Curva de secado en base seca del café convección forzada.....	97
Figura 57. Curvas de secado para un secador mecánico de manera experimental y mediante los modelos matemáticos.....	98
Figura 58. Humedad relativa del aire desecante convección forzada	98
Figura 59. Comparación de la temperatura del aire desecante bajo convección natural vs convección forzada	101

Figura 60. Comparación de la temperatura del producto bajo convección natural vs convección forzada	102
Figura 61. Comparación de la humedad relativa del aire desecante bajo convección natural vs convección forzada.....	103
Figura 62. Comparación de la curva de secado bajo convección natural vs convección forzada	104





Introducción

El procedimiento para la operación de secado del café cumple un rol determinante puesto que tiene un impacto directo en la condición del grano de café, además de disminuir el nivel de humedad hasta un porcentaje idóneo para su posterior transporte y almacenamiento. Para lograr estos objetivos en un tiempo adecuado, es conveniente el uso de un secador solar y por consiguiente el correcto diseño que cumpla con los requisitos y características de los beneficiarios; así como también tener en cuenta las condiciones ambientales en el lugar que será instalado.

Para el diseño y dimensionamiento de secadores solares tipo invernadero, se usarán ecuaciones que están asociadas con la transmisión de calor y fundamentos de termodinámica, además las condiciones ambientales y los requerimientos de los productores son esenciales para el diseño de este. Como referencia se tomará el diseño hecho por Masias (2019) en el secado de cacao y la de Seveda (2012) en el secado de fosfato dicálcico, siendo ambos métodos acertados en lo que concierne al secado de distintos cultivos.

El modelo matemático empleado para representar el procedimiento de secado en un secador de invernadero se apoya en los principios esenciales de transmisión de calor y masa logrando así poder predecir el comportamiento de dicho secador mediante la interacción de los elementos que lo conforman como lo es la cubierta, el aire desecante, el producto y el piso. Se pueden citar los modelos matemáticos planteados por Janjai *et al.* (2009) en el secado de longan y plátanos pelados mediante un secador solar tipo invernadero con ventilación fotovoltaica, así como también el modelo matemático formulado por Janjai *et al.* (2011) en el secado de productos agropecuarios como el café, el plátano y el chile.

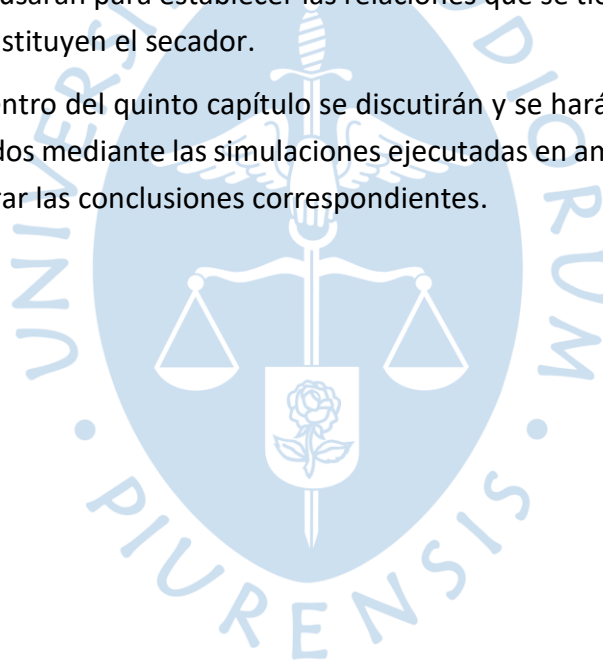
En el primer capítulo se definirán temas de transmisión de calor y fundamentos de termodinámica como base teórica, esto nos servirá para comprender más adelante acerca de cómo diseñar, dimensionar y que modelo matemático es característico de cada secador bajo el régimen que funciona. Adicionalmente se precisa la teoría necesaria para la comprensión del secado de cuerpos sólidos.

En el segundo capítulo se hablará de los métodos de secado usados en la producción agropecuaria de manera resumida, teniendo un especial énfasis en el proceso de secado de café. De la misma manera se definirán los tipos de secadores que existen y su clasificación, centrándonos en el secador solar invernadero de convección natural y forzada que es lo que se estudiará en este trabajo de investigación.

El tercer capítulo comprenderá todo lo relacionado con diseñar y dimensionar el secador de invernadero; el cual consiste en el estudio de las condiciones climáticas necesarias para el funcionamiento del secador, los elementos que forman parte e interactúan en el secador, el diseño del mismo y las fórmulas necesarias para su correcta dimensión

El cuarto capítulo se centrará en el modelo matemático que se usará para el secador bajo el régimen de convección natural y forzada asistido por energía fotovoltaica con el objetivo de analizar el funcionamiento de la operación de secado del café y verificar el diseño propuesto. Se desarrollará la formulación del balance de energía y masa definidas en el primer capítulo, las cuales se usarán para establecer las relaciones que se tienen entre los diferentes componentes que constituyen el secador.

Finalmente, dentro del quinto capítulo se discutirán y se hará una comparación entre los resultados adquiridos mediante las simulaciones ejecutadas en ambos secadores para más adelante poder elaborar las conclusiones correspondientes.



Capítulo 1

Fundamentos de la termodinámica y transmisión de calor

1.1 Mecanismos de transmisión de calor

El calor, el trabajo y el flujo másico son las tres formas en las que se puede entregar o retirar energía de un sistema. La ganancia o pérdida de energía de un sistema durante un proceso está representada por interacciones de energía, que se identifican en los límites del sistema en el momento del cruce de los límites. Solo la transferencia de calor y el trabajo interactúan con la energía en sistemas cerrados, mientras que estas dos interacciones más el flujo másico ocurren en volúmenes de control.

La forma en la que se realiza la transmisión de energía en forma de calor entre dos cuerpos es causada principalmente por una diferencia de temperatura, esta transferencia siempre provendrá del cuerpo a la temperatura más alta a la de temperatura más baja, ocasionando un gradiente de temperatura. Una vez que exista igualdad de temperatura por ambos cuerpos, la transmisión de calor habrá terminado. El proceso que no presenta transferencia de calor se le llama adiabático.

El trabajo es una interacción de energía que tiene lugar entre un sistema y el exterior, similar a cómo la energía se transfiere por medio del calor, pero no requiere que exista una diferencia de temperatura. Debido a esto, se cree que, si el calor no está involucrado en la transferencia de energía que ocurre dentro de un sistema cerrado, entonces la energía debe transferirse a través del trabajo, como el que producen los ejes giratorios, los pistones ascendentes y los resortes, entre otras cosas.

El flujo másico en el instante que ingresa y se retira de un sistema cumple el papel de mecanismo de transferencia de energía, esto se debe a que cuando ingresa masa a un sistema, este aumenta su energía puesto que la masa en sí tiene energía, dicho de otra manera, la masa es energía (Cengel y Boles, 2015). Los sistemas que no intercambian flujo másico en el límite de sus fronteras se les conoce como sistemas cerrados.

1.2 Calores específicos

Se define como la cantidad de energía necesaria para poder elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa perteneciente a una sustancia (Cengel y Boles, 2015); y para el estudio que realiza la termodinámica, se enfoca particularmente en calor específico a presión y a volumen constante.

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad [J/kg \cdot K] \quad (1.1)$$

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad [J/kg \cdot K] \quad (1.2)$$

De acuerdo a la ecuación (1.1), el calor específico a presión constante es la variación de entalpía con la temperatura a presión constante; mientras que en la ecuación (1.2), el calor específico a volumen constante se formula como la variación de energía interna con la temperatura a volumen constante.

Existen algunas relaciones importantes entre estas dos clases de calor específico que cabe mencionar:

$$c_p = c_v + R \quad [J/kg \cdot K] \quad (1.3)$$

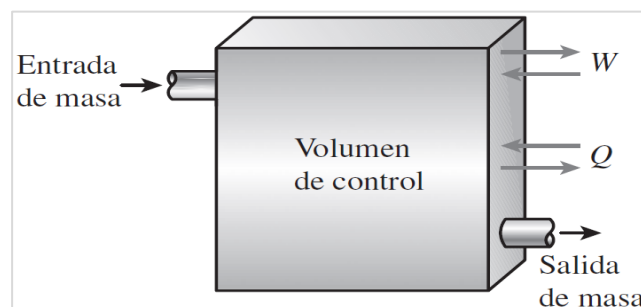
Otra propiedad que se debe saber es la relación entre calores específicos y se obtiene como consecuencia de una variación de temperatura muy pequeña, asimilándose como un valor constante.

$$K = \frac{c_p}{c_v} \quad (1.4)$$

1.3 Volumen de control

Es un volumen arbitrario en el espacio mediante el cual fluyen fluidos y que se establece como tema de estudio de diferentes equipos tales como son las turbinas, bombas, compresores; los cuales son atravesados por flujos de masa. El intercambio de energía que se da por medio de sus fronteras es a través de calor, trabajo y masa.

Figura 1. Volumen de control



Nota. Adaptado de Cengel y Boles (2015).

1.3.1 Principio de conservación de la masa

Según Cengel y Boles (2015) este principio se define de la siguiente manera: durante un intervalo de tiempo, el cambio neto en el total de la masa en el interior de un volumen de control es equivalente a la transmisión neta de masa hacia o desde dicho volumen de control. Expresándose en forma de ecuación se tiene:

$$m_{ent} - m_{sal} = \Delta m_{VC} \quad [kg](1.5)$$

Donde la variación de masa en el volumen de control se plantea como una diferencia entre la masa final y la masa inicial. Si se quiere proponer la fórmula (1.5) a manera de tasa se tendría lo siguiente:

$$\dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal} = \frac{dm_{VC}}{dt} \quad [kg/s](1.6)$$

La masa que circula por el volumen de control por unidad de tiempo se le denota como flujo másico y se formula por:

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A \quad [kg/s](1.7)$$

Donde ρ equivale a la densidad del fluido, v es la velocidad promedio del fluido normal al área y A es el área transversal normal a la dirección del flujo (Cengel y Boles, 2015). Por otra parte, el flujo volumétrico está definido como la cantidad de fluido que este atraviesa por una sección transversal por unidad de tiempo y se representa por:

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = \frac{\dot{V}}{\nu} \quad [kg/s](1.8)$$

Donde \dot{V} es el flujo volumétrico y ν es el volumen específico. La ecuación (1.8) muestra la relación que tiene el flujo volumétrico con el flujo másico.

1.3.2 Balance de masa para volumen de control

Para los fluidos cuyas propiedades varían de un lugar a otro en el interior del volumen de control, pero en cualquier otro lugar por donde pase el fluido este permanecerá constante en cuanto a sus propiedades a lo largo del proceso; se les denomina volumen de control de flujo estacionario teniendo así:

$$\sum_{ent} \dot{m} = \sum_{sal} \dot{m} \quad [kg/s](1.9)$$

En el caso de aquellos sistemas de carácter estacionario que estén constituidos solo por una entrada y una salida se expresarán como:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad [kg/s](1.10)$$

$$(\rho \cdot v \cdot A)_1 = (\rho \cdot v \cdot A)_2 \quad [kg/s](1.11)$$

Las posiciones de entrada y salida del volumen de control están interpretadas por los subíndices 1 y 2, respectivamente.

1.3.3 Balance de energía para volumen de control

En cuanto al análisis del balance de energía para un volumen de control, este comprende estimar las tres transmisiones de energía ya mencionadas. De esta manera la ecuación general que represente lo expuesto tendrá la siguiente forma:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum_{sal} \dot{m} \left(h + gz + \frac{v^2}{2} \right) - \sum_{ent} \dot{m} \left(h + gz + \frac{v^2}{2} \right) + \frac{dE_{VC}}{dt} \quad [W](1.12)$$

En el escenario de un volumen de control de flujo estacionario, donde $\frac{dE_{VC}}{dt} = 0$, quedaría solo las formas de transferencia de energía ya mencionadas y la ecuación (1.12) se convierte en:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum_{sal} \dot{m} \left(h + gz + \frac{v^2}{2} \right) - \sum_{ent} \dot{m} \left(h + gz + \frac{v^2}{2} \right) \quad [W](1.13)$$

1.4 Métodos de transmisión de calor

El calor se puede representar como energía en tránsito, es decir la forma en que la transmisión de energía por calor se da de un sistema a otro es en virtud de una diferencia de temperatura (Cengel y Ghajar, 2011). Con esto, el calor siempre fluye de un cuerpo de mayor temperatura a un cuerpo de menor temperatura, con lo que eleva la temperatura del segundo y se reduce la del primero, finalizando este proceso cuando los dos cuerpos alcanzan temperaturas iguales. Existen tres modos mediante los cuales se puede transmitir el calor: conducción, convección y radiación.

1.4.1 Conducción

Es un proceso de transmisión de calor basado en el contacto directo con los cuerpos, en donde la transferencia de energía se da de las partículas de mayor energía a las partículas de menor energía, esta transferencia es posible en los tres estados de la materia (Incropera y DeWitt, 1999).

La ecuación o modelo que define esta tasa de transmisión de calor está representada por la ley de Fourier, y se formula por la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad [W](1.14)$$

La propiedad física de los materiales que caracteriza la capacidad de conducción de calor es la conductividad térmica k . El área de transmisión de calor está representada por A y $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura.

Para el caso de que se dé el índice de transmisión de calor en estado estacionario, la fórmula (1.14) quedaría:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{T_2 - T_1}{e} \quad [W] \quad (1.15)$$

En la ecuación (1.15) el gradiente de temperatura se convierte en una diferencia de temperaturas donde T_2 es la menor temperatura y T_1 la mayor, siendo entre estas temperaturas que se da la transmisión de calor, y e es el espesor de la pared.

1.4.2 Convección

El método de transmisión de calor por convección se formula como el resultado de la combinación de efectos entre la conducción y el movimiento de fluidos. La ley que describe este proceso se le conoce como ley de enfriamiento de Newton.

$$\dot{Q}_{conv} = h_c A_{spf} (T_{spf} - T_\infty) \quad [W] \quad (1.16)$$

En donde h_c supone el coeficiente de transmisión de calor por convección expresado en $[W/m^2 \cdot K]$, A_{spf} es el área superficial por donde se da la transmisión de calor, T_{spf} es la temperatura de la superficie y T_∞ hace referencia a la temperatura del fluido que se encuentra lo debidamente distanciado de la superficie.

La transmisión de calor por convección se puede clasificar teniendo en cuenta la naturaleza del flujo. Cuando el movimiento del fluido es ocasionado por agentes externos, tales son una bomba o un ventilador se trata de convección forzada; mientras que en el caso de convección natural la corriente del fluido es producida por fuerzas de impulso que se generan como consecuencia de diferencias de densidad provocadas por fluctuaciones en la temperatura del fluido.

1.4.2.1 Número de Prandtl. En 1904, el científico Ludwig Prandtl aportó en la termodinámica el término de capa límite realizando grandes contribuciones en este tema. Es por esto que en honor a su nombre se introdujo el número de Prandtl adimensional, el cual permite definir el espesor relativo de la capa límite dinámica y la capa límite térmica (Incropera y DeWitt, 1999). Esta relación se puede representar como:

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\nu}{\phi} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (1.17)$$

La ecuación (1.17) está representada por ν que es la viscosidad cinemática, ϕ equivale a la difusividad térmica y μ es la viscosidad dinámica.

1.4.2.2 Número de Reynolds. Reynolds dio a conocer después de varios experimentos que las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas para un fluido están asociadas directamente con el régimen del flujo, esto es:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{D_h \cdot v}{\nu} = \frac{D_h \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad (1.18)$$

La ecuación (1.18) representa la relación que existe entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas donde D_h es el diámetro hidráulico, v corresponde a la velocidad promedio del fluido, ρ la densidad y ν equivale a la viscosidad cinemática del fluido.

En el caso de flujos que pasan por tubos no circulares, el diámetro hidráulico D_h se puede representar mediante la siguiente fórmula:

$$D_h = \frac{4A}{p} \quad [m] \quad (1.19)$$

En donde A equivale al área transversal del flujo y p el perímetro del ducto.

Con el número de Reynolds se podrá evaluar el comportamiento del fluido, de tal manera que al obtener valores debajo de 2100 se trata de un fluido en régimen laminar, hablamos de un flujo en transición cuando se encuentra en el rango entre 2100 a 4000, y finalmente se tratará de un flujo turbulento cuando este valor sea mayor a 4000.

1.4.2.3 Número de Nusselt. Muestra el incremento de transmisión de calor por convección mediante una superficie por la que un fluido discurre, con respecto a la transmisión de calor por conducción asociada a la misma superficie por la que pasa el fluido. Cuanto más grande sea esta cantidad, este representará una convección más efectiva, la fórmula que describe dicho número adimensional es:

$$Nu = \frac{h_c D_h}{k} \quad (1.20)$$

Siendo k la capacidad para conducir calor del fluido, D_h es el diámetro hidráulico y h_c representa el coeficiente de transmisión de calor por convección.

1.4.3 Radiación

Este modo de transmisión de calor no precisa de un medio por el cual se transfiera y se puede dar en los tres estados de la materia; además esta transmisión de calor puede ocurrir entre dos elementos que están distanciados por un medio que se encuentra a una temperatura inferior a ellos dos (Cengel y Ghajar, 2011). La forma de expresar la transmisión de calor por radiación que se da en medio de una superficie y el cielo se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A (T_{spf}^4 - T_{ciel}^4) \quad [W] \quad (1.21)$$

En donde ε es la emisividad, σ es la constante de Stefan-Boltzmann cuyo valor es $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$, A es el área superficial, T_{spf} es la temperatura de la superficie y T_{ciel} es la temperatura del cielo que hace referencia a un cuerpo negro.

Si se tiene transmisión de calor por radiación entre los elementos 1 y 2, la ecuación (1.21) se puede expresar de manera más general como una diferencia de temperaturas de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{rad} = h_r A (T_1^4 - T_2^4) \quad [W] \quad (1.22)$$

En esta última fórmula aparece un nuevo término llamado coeficiente de transmisión de calor por radiación h_r , el cual se formula por:

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2) \quad [W/m^2 \cdot K^4] \quad (1.23)$$

1.4.3.1 Absortividad, reflectividad y transmisividad. Como se explicó anteriormente, el cuerpo y todo lo que se encuentra en nuestro entorno propaga radiación de manera continua y la propiedad que describe esto es la emisividad. De igual forma existen otras propiedades al momento de que la radiación impacta contra una superficie, siendo esta un porcentaje absorbida, otra parte reflejada y finalmente el resto transmitida.

La absortividad es una propiedad que determina el porcentaje de la irradiación absorbida por un área, depende de varios factores como su distribución direccional, la naturaleza de la superficie de absorción, entre otros.

$$\alpha = \frac{\text{radiación absorbida}}{\text{radiación incidente}} = \frac{I_{r_{abs}}}{I_r}, 0 \leq \alpha \leq 1 \quad (1.24)$$

La reflectividad se define como la porción de la irradiación incidente reflejada por un área o cuerpo.

$$\vartheta = \frac{\text{radiación reflejada}}{\text{radiación incidente}} = \frac{I_{r_{refl}}}{I_r}, 0 \leq \vartheta \leq 1 \quad (1.25)$$

La transmisividad es la fracción de irradiación transmitida por una superficie o cuerpo en relación a la radiación total incidente.

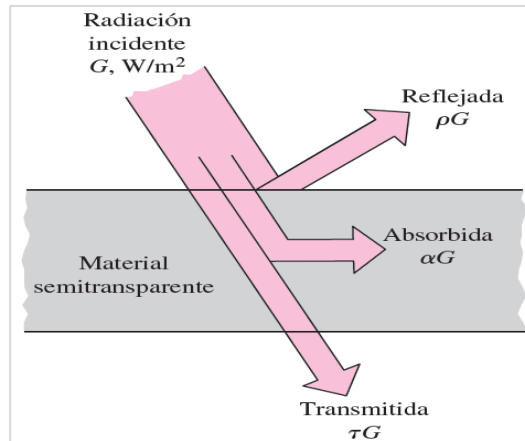
$$\tau = \frac{\text{radiación transmitida}}{\text{radiación incidente}} = \frac{I_{r_{tr}}}{I_r}, 0 \leq \tau \leq 1 \quad (1.26)$$

Según la primera ley de la termodinámica, el resultado de la adición de las propiedades mencionadas anteriormente debe dar como resultado lo siguiente:

$$\alpha + \vartheta + \tau = 1 \quad (1.27)$$

En la Figura 2 se ilustra una representación de las propiedades ya expuestas en un material semitransparente para un mejor entendimiento.

Figura 2. Absortividad, reflectividad y transmisividad



Nota. Adaptado de Cengel y Ghajar (2011).

1.5 Transferencia de masa

Así como se habló de los modos de transmisión de calor también es posible la transferencia de masa en una diversidad de casos. Para el caso de la masa, esta se puede transferir solo por difusión y convección, siendo la ley de Fick que describe el proceso de la difusión y está expresada de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{dif} = -D_{XY}A \frac{dC_X}{dx} \quad (1.28)$$

Donde D_{XY} representa el coeficiente de difusión de la masa de la mezcla, A es el área y C_X es la concentración de la especie en la mezcla en el lugar X .

1.6 Transferencia simultánea de calor y masa

En casos prácticos como lo es en el procedimiento de secado de cultivos agropecuarios, se requiere la evaporación de un líquido y la difusión de este vapor de agua en dirección al ambiente. Este tipo de procesos implican lo que es la transmisión del calor latente de vaporización para poder vaporizarlo, de tal manera que es en esta clase de situaciones donde se debe evaluar la transmisión de calor y masa al mismo tiempo. La expresión que define lo expuesto está dada por:

$$\dot{Q}_{sens,transf} = \dot{Q}_{lat,abs} \quad [W](1.29)$$

La ecuación (1.29) también se puede escribir como:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ev}L_v \quad [W](1.30)$$

En donde \dot{m}_{ev} representa la tasa de evaporación y L_v es el calor latente de vaporización del agua que se considera a la temperatura de la superficie

Capítulo 2

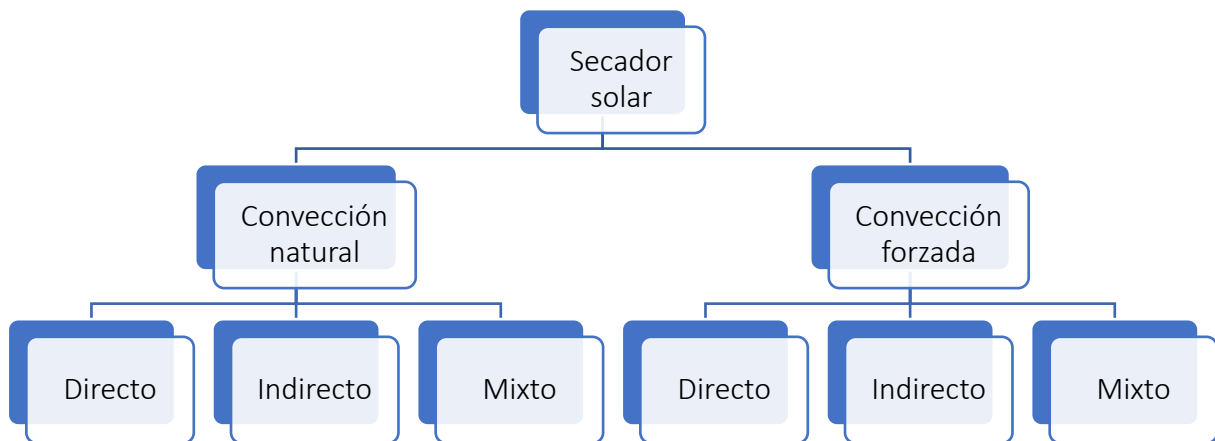
Secadores solares y proceso de secado

2.1 Tecnología del secado solar

Desde tiempos inmemorables, el secado solar ha sido utilizado para secar y conservar plantas, semillas, frutas, madera, entre otros productos necesarios para la subsistencia humana, aprovechando de esta manera los beneficios de la energía limpia y gratuita que el sol nos puede brindar. Sin embargo, a medida que el hombre ha ido evolucionando se ve en la obligación de explorar nuevas y mejores maneras en la forma de secar estos productos, encontrando limitaciones tales como el tiempo de secado, contaminaciones, infestación de animales, pérdida de la mayoría de la cosecha, entre otros. Es por esto que una alternativa para las técnicas de secado solar tradicional y una solución de los problemas de secado solar al campo abierto son el aprovechamiento de secadores solares, los cuales son accesibles en una diversidad de tamaños y diseños adaptándose a las necesidades de los agricultores y mejorando así su calidad de vida.

2.2 Clasificación de secadores solares

La categorización de los secadores solares se puede realizar desde diversos puntos de vista, no obstante las clasificaciones más utilizadas se sustentan en el método de transmisión de calor a los sólidos húmedos, en donde se muestran las diferencias en el diseño y funcionamiento de los secadores; mientras que la segunda clasificación se basa en las características de manipulación y las propiedades físicas del material húmedo, siendo este método más útil en lo que respecta a la selección de un grupo de secadores para una situación en específico. De manera más general, es posible dividirlos en dos grandes categorías tal como se expone en la Figura 3, siendo secadores solares pasivos o de convección natural y secadores solares activos o de convección forzada. Al mismo tiempo estas categorías principales se subdividen en tres niveles de secado por convección natural y convección forzada: directo, indirecto y mixto.

Figura 3. Clasificación de los secadores solares

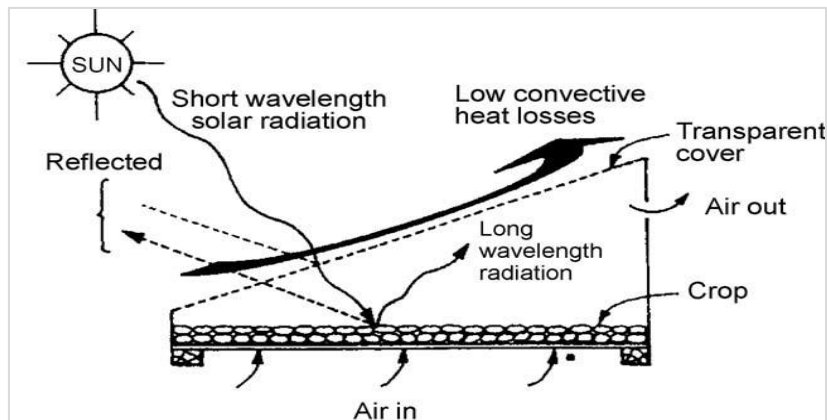
Nota. Adaptado de Patil y Gawande (2016).

2.2.1 *Secador solar de convección natural*

También llamado secador solar pasivo, su funcionamiento se basa en el calentamiento del aire y su desplazamiento natural por el secador producto de: la fuerza de flotación, presión del viento o la asociación de ambos. Ejemplos de este tipo de secador son el de gabinete y el de invernadero. En Asia y África (Udomkun, 2020), el secado de convección natural es una práctica común de los cultivos de esa zona, esto debido a que son poco costosos en la construcción y con materiales accesibles, fáciles de instalar y operar en especial en aquellos lugares distantes de la red eléctrica. Este tipo de secador es el más apropiado para pequeños lotes de frutas como plátano, mangos, piñas; de igual manera para el secado de granos de café, cacao, entre otros.

2.2.1.1 Directo. La forma de trabajo inicia cuando una fracción de la radiación solar cae mayormente en un material semitransparente, reflejándose de vuelta a la atmósfera y el resto se difunde en el interior del secador; asimismo otra porción de la radiación es reflejada desde el cultivo mientras que lo remanente es absorbido por el mismo. Como resultado de la absorción de radiación solar, la temperatura del cultivo aumenta y este empieza a emitir radiación que no podrá salir puesto que la cubierta transparente lo evita y mantiene en el interior del secador, generando el incremento de la temperatura del aire desecante que se encuentra alrededor del cultivo. Dicha cubierta desempeña otras funciones como reducir las pérdidas por convección directas al ambiente las cuales se vuelven más beneficiosas para seguir aumentando la temperatura del cultivo y de la cámara. Finalmente, se producen pérdidas por evaporación desde el cultivo, esta es absorbida por el aire que circula por la cámara desde la entrada y salen a través de una abertura en la parte superior del secador. La Figura 4 refleja el criterio de funcionalidad del secador solar directo ya descrito.

Figura 4. Principio de funcionamiento de secador solar de convección natural directo



Nota. Adaptado de Sharma (2008).

En Uganda se realizó un estudio llamado “Investigación del efecto de diferentes densidades de carga sobre determinadas propiedades del secado de café utilizando un secador GHE (Menya, 2013)”, que consistió en determinar el tiempo de secado para las densidades de carga de 5, 10 y 20 kg/m² respectivamente, así como analizar la calidad del café al final del periodo de secado utilizando un secador solar de tipo invernadero que fue diseñado y construido en el Instituto de Investigación Agrícola de la Universidad de Makerere (MUARIK). Concluida la experimentación se obtuvo como resultado que el tiempo medio de secado para el café Robusta recién cosechado con 61,3 (±1,36) % de peso vivo fue de 10 días para 5 kg/m², 11 días para 10 kg/m² y 12 días para 20 kg/m²; y además que la carga de 20 kg/m² tuvo los mejores resultados en lo que respecta a la calidad del café.

Figura 5. Secador solar de efecto invernadero construido en MUARIK para diferentes pruebas

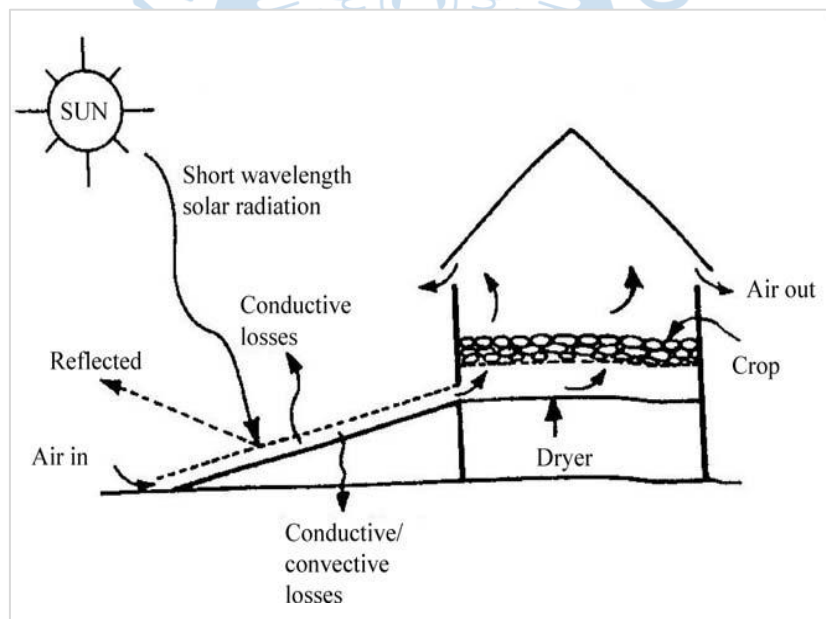


Nota. Adaptado de Menya (2013).

2.2.1.2 Indirecto. Este secador solar está compuesto por un par de elementos: el colector y la cámara de secado. El primero o también llamado calentador de aire solar se utiliza para la recolección de energía solar con el objetivo de que el aire que ingrese al colector entre en calor, seguidamente se encuentra conectada la cámara de secado que es el lugar en donde se almacena el cultivo. El aire cálido fluye a través del cultivo húmedo, donde el calor de evaporación necesario para remover la humedad es suministrado por la transmisión de calor por convección que se da en medio del cultivo húmedo y el aire caliente. La disminución del contenido de humedad del cultivo es el resultado de la fluctuación en la concentración de humedad del aire desecante y el aire cercano a la superficie del cultivo.

Este tipo de secador posee un gran número de ventajas tales como ofrecer un mejor control del secado y al mismo tiempo obtener mejor calidad del producto final, protege de contaminaciones por polvo y animales, se alcanza temperaturas más altas dentro del secador, evita daños por excesiva radiación ultravioleta, entre otros. Por otra parte, estos secadores requieren una mayor inversión para su construcción y mantenimiento. La funcionalidad de este tipo de secador se expone en la Figura 6.

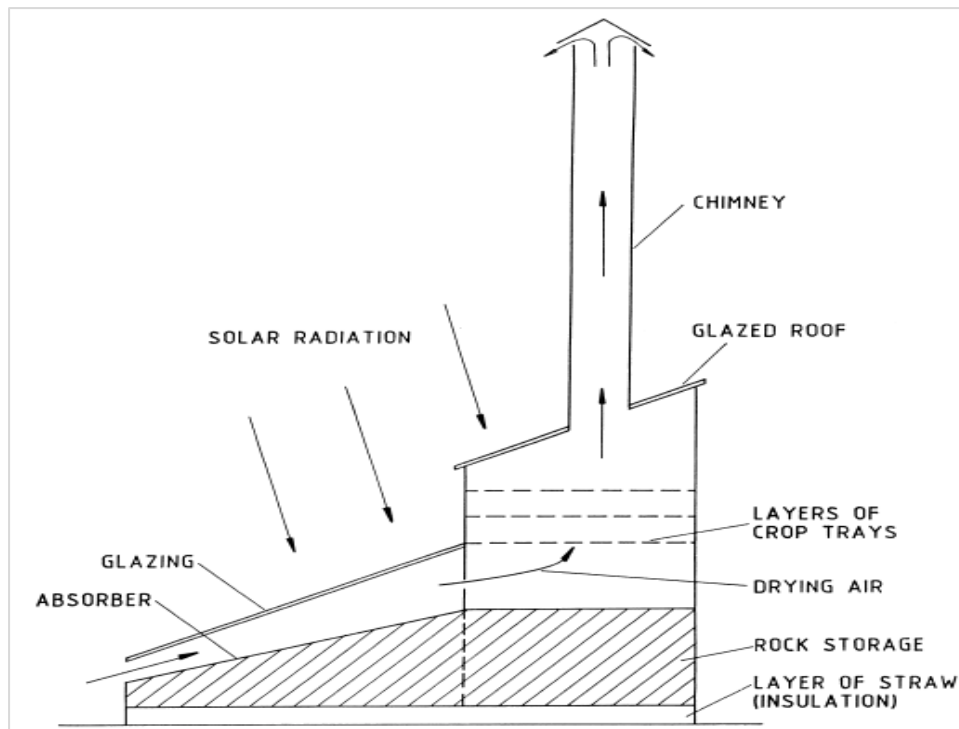
Figura 6. Funcionamiento del secador solar de convección natural indirecto



Nota. Adaptado de Sharma (2008).

2.2.1.3 Mixto. Se define como la combinación entre el tipo directo y el tipo indirecto ya que presenta las mismas características de ambos tales como el colector solar, la cámara de secado y la chimenea; además presenta paredes de material transparente en la cámara de secado para aprovechar la radiación solar que impacta de manera directa en el cultivo que precisa ser secado. La Figura 7 muestra un esquema de cómo sería un secador tipo mixto para una mejor comprensión.

Figura 7. Esquema de secador solar de convección natural de tipo mixto



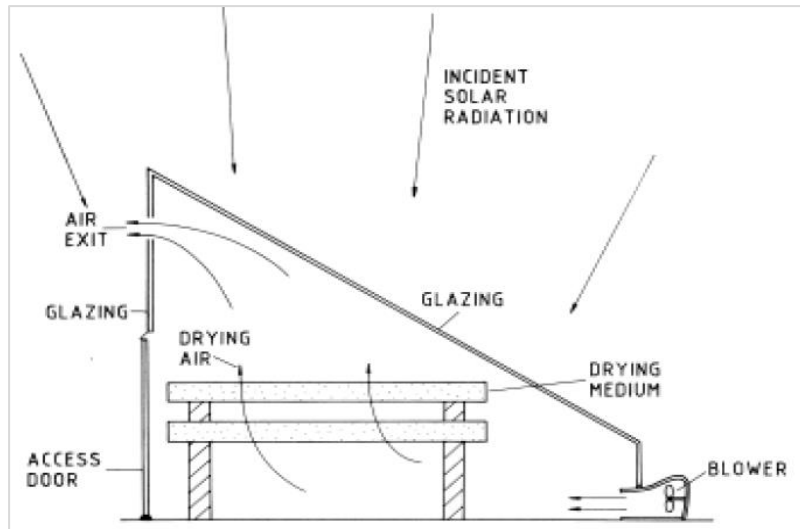
Nota. Adaptado de Ekechukwu y Norton (1999).

2.2.2 Secador solar de convección forzada

También llamado secador solar activo, su diseño incluye medios externos como el empleo de bombas o ventiladores con el objetivo de impulsar el aire calentado producto de la energía solar absorbida desde los colectores hasta la cámara de secado. En un secador solar activo el calor es suministrada por la energía solar, mientras que para la circulación del aire se hace uso de ventiladores. Este tipo de secadores son usados en su mayoría en operaciones de secado comercial a gran escala debido a que se tiene un mejor control sobre el secado y la temperatura. Por lo general, los secadores solares activos se usan para el secado de alimentos que poseen un gran contenido de humedad como la berenjena, el kiwi, la papaya, col, entre otros.

2.2.2.1 Directo. Del mismo modo que los secadores solares de convección natural tipo directo, dichos secadores se diferencian en que la energía suministrada por el sol incide directamente en el producto que requiere ser secado, a su vez la cámara de secado no está separada, es decir, presentan una unidad para la recepción solar ya integrada en la cámara de secado. Generalmente se tienen tres diseños de este tipo de secador los cuales son el de absorción, el de almacenamiento y el más representativo el de efecto invernadero. En algunos casos, los productores al estar alejados de la red eléctrica hacen uso de energía fotovoltaica para así poder impulsar los ventiladores, incursando en las energías renovables.

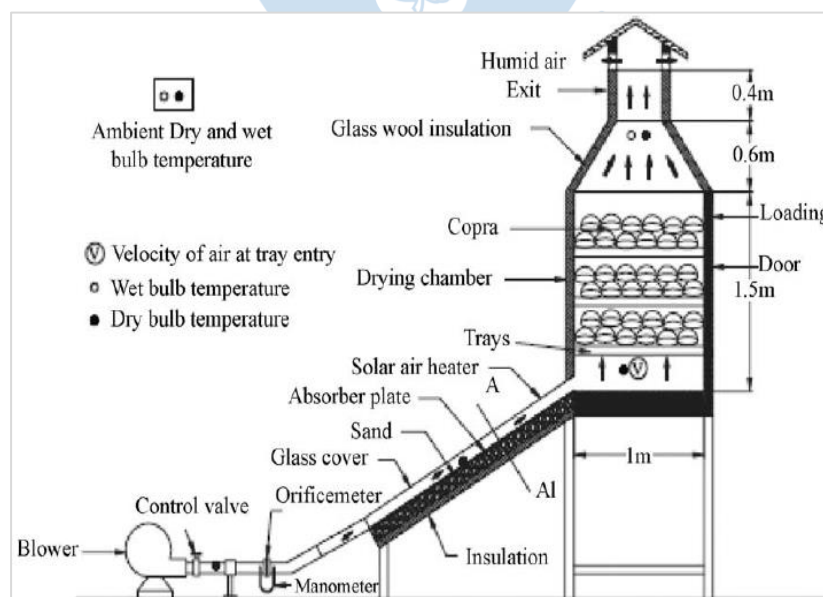
Figura 8. Secador solar de efecto invernadero de convección forzada tipo directo



Nota. Adaptado de Ekechukwu y Norton (1999).

2.2.2.2 Indirecto. Como se explicó en los secadores de convección natural tipo indirecto, por lo general constan de cuatro componentes básicos que son un calentador de aire solar, una cámara de secado, conductos y en este tipo se hace uso de un ventilador para poder lograr así la convección forzada. Al estar separado el colector solar de aire, se podrá obtener temperaturas más altas fácilmente con un adecuado control de aire, sin embargo, dado que la eficiencia del colector disminuye cuando la temperatura es más alta se tendrá que establecer un caudal de aire y una temperatura óptimos para que el diseño del secador sea rentable (Visavale, 2014).

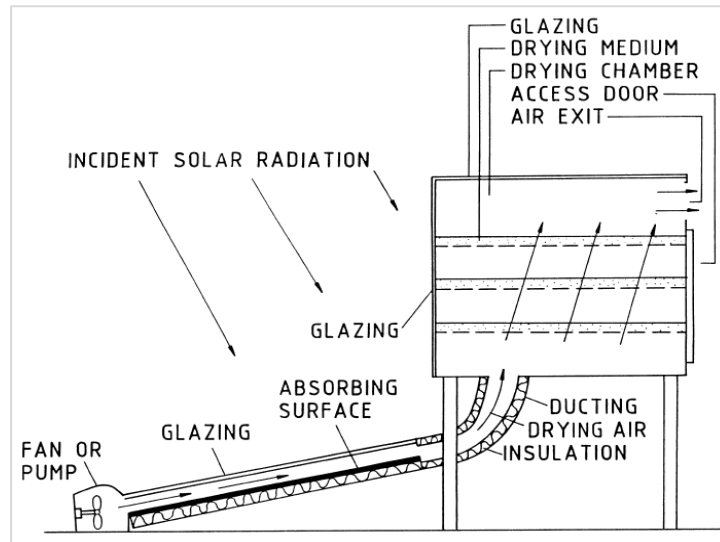
Figura 9. Secador solar de convección forzada tipo indirecto



Nota. Adaptado de Sharma (2008).

2.2.2.3 Mixto. Los secadores solares de convección forzada tipo mixto como ya se mencionó combinan las cualidades de la forma directa e indirecta en convección forzada, suelen ser instalaciones de tamaño medio o grande con una eficiencia en el rango de 50-60 %. El colector solar al igual que la cámara de secado donde se encuentra el producto se ven influenciados por la radiación solar, teniendo así un menor tiempo y un mejor control del secado.

Figura 10. Esquema de secador solar de convección forzada tipo mixto

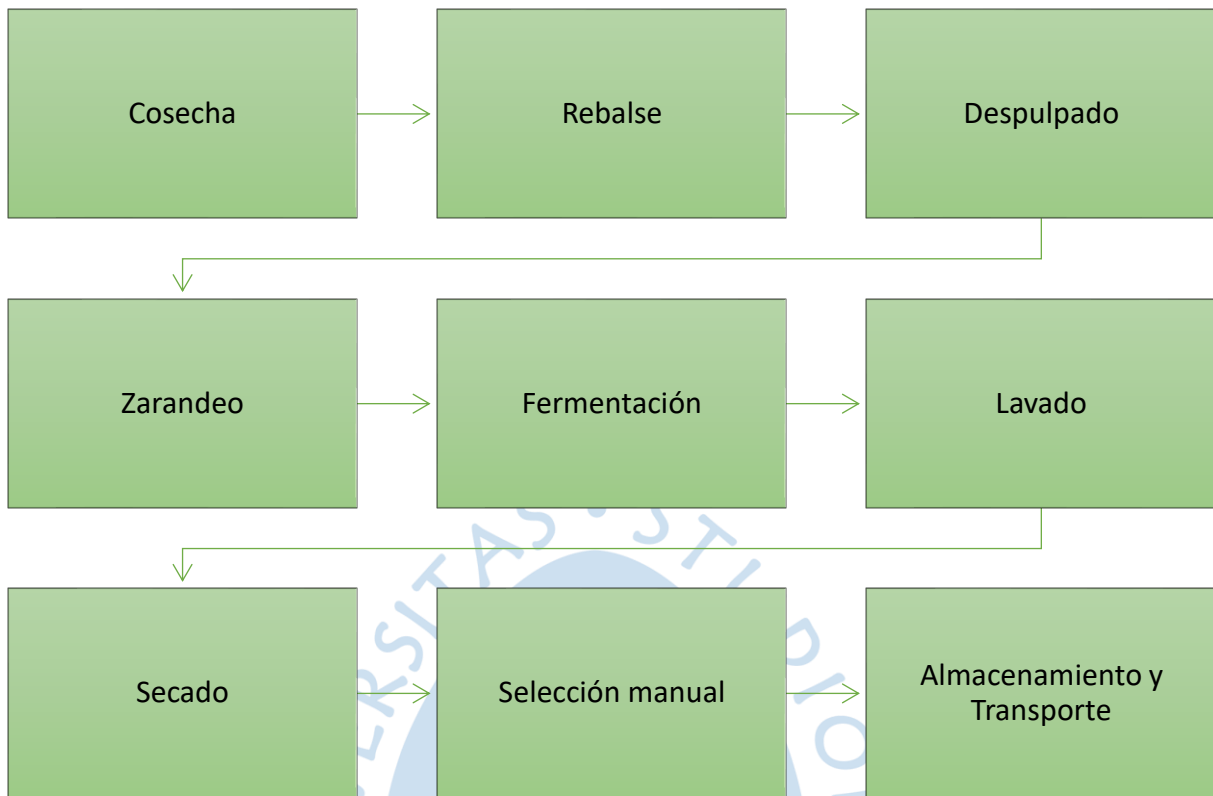


Nota. Adaptado de Ekechukwu y Norton (1999).

2.3 Proceso del café en el Perú

Como es bien sabido, el Perú basa su economía en el aprovechamiento, tratamiento y venta de recursos naturales, teniendo como principales sectores la agricultura, minería y pesca. En el sector agrícola, el Perú es tratado como uno de los exportadores fundamentales de café a nivel global llegando especialmente a Europa, Estados Unidos y a varios países asiáticos; considerándose así una de las primordiales operaciones comerciales extractivas que benefician al país.

El Perú posee alrededor de 425400 hectáreas centradas en el cultivo de café que son trabajadas por 223 mil familias (MINAGRI, 2018). El café es maniobrado por pequeños caficultores que en promedio manejan entre 1 a 5 ha, representando el 85 % del total de estos, quienes manejan sus tierras de manera tradicional y con un grado de tecnología realmente deficiente, plasmándose en la baja productividad, escasa competitividad y menores ingresos; manteniéndose en el círculo de la pobreza. El proceso para la obtención del café sigue la siguiente estructura:

Figura 11. Esquema de proceso de obtención del café

El primer paso es la cosecha que consiste en la recolección de granos de café que se encuentren ya hechos mediante la manipulación manual realizando varias pasadas debido a que el café presenta floraciones escalonadas, y por lo tanto la maduración también es secuencial. Se recomienda realizar una cosecha selectiva donde se recolecta solo frutos maduros, esto favorece la condición del café y facilita la post cosecha.

El rebalse comprende en depositar los granos de café recolectados dentro de un recipiente lleno de agua, a fin de que los granos que se encuentren vacíos por dentro floten y poder así separarlos y posteriormente desecharlos. Se continúa con el despulpado que implica extraer la pulpa del fruto que lo lleva a cabo una máquina llamada despulpadora. Este proceso debe llevarse a cabo como máximo seis horas después de la recolección. Es posible que algunos granos de café no queden despulpados y es aquí donde se realiza el zarandeo que consiste en separar los granos que no han sido despulpados por la máquina.

El procedimiento por el cual el mucilago que encubre el pergamino del café es descompuesto se le denomina fermentación, favoreciendo así el posterior lavado. Este proceso se lleva a cabo en pozas de cemento o en cajones de madera y comprende un tiempo de 24 a 36 horas.

Al tener ya la fermentación adecuada, lo que sigue es el proceso de lavado que comprende lavar el grano consiguiendo extraer completamente el mucilago de este. El lavado se debe hacer con agua limpia y se lleva a cabo en pozas, canales de correteo y lavadoras mecánicas.

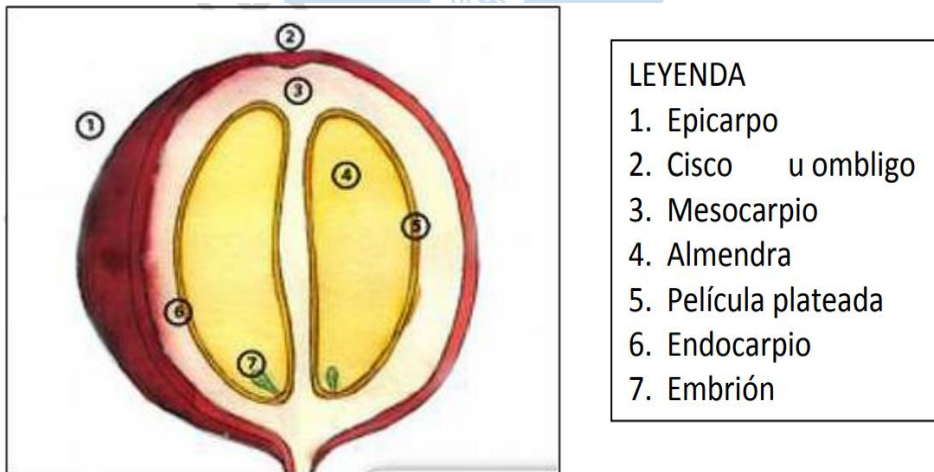
Después del lavado, el grano de café presenta de 52 a 55 % contenido de humedad, es por esta razón que se realiza el proceso de secado con el fin de rebajar el grado de humedad en el grano hasta un porcentaje determinado. Este proceso debe realizarse lo más pronto posible una vez ya hecho el lavado mediante secado al sol, secadores solares o mecánicos.

El procedimiento de disminución de humedad es primordial para la obtención de granos de calidad pues afecta directamente las cualidades y propiedades organolépticas del café tales como son el aroma, acidez, sabor, aspecto, entre otras. Es en esta etapa del secado donde, según el Instituto Costarricense del café (ICAFFE), se debe reducir su porcentaje de humedad en un intervalo de hasta 10 % a 12 % permitiendo así mantener las propiedades del fruto y su idónea preservación para las fases futuras como son el almacenaje y traslado.

Finalmente se realiza el empaque y almacenamiento para que posteriormente sea transportado para su comercio. Los empaques deben hacerse en costales limpios y en buen estado. Las unidades que se usan para facilitar su comercialización son los arrobas (1 @=12.5 kg) y quintales (1 qq=46 kg).

En la Figura 12 se identifican los componentes del fruto del café para una mayor comprensión de lo expuesto anteriormente.

Figura 12. Partes del fruto del café



Nota. Adaptado de Cuya (2013).

2.3.1 Métodos de secado más utilizados

2.3.1.1 Patios de secado. Este tipo de secado es el más básico y el más utilizado en el país. Consiste en grandes patios de concreto donde se colocan los granos de café expuestos a la intemperie donde el sol incide directamente y sin protección alguna. El café se remueve periódicamente mediante rastrillos donde el operario pisa el café para revolverlo, como consecuencia se obtienen granos pelados, agrietados y contaminados con materiales extraños. Se recomienda construir una pendiente de 1 % para evitar encharcamientos y que la masa de café en el secado debe tener unos 3,5 cm de espesor para lograr un secado uniforme del grano.

Figura 13. Patios de secado de café



Nota. Adaptado de Cultura cafeína (2020).

<https://culturacafeina.com/produccion-del-cafe/tipos-de-secado-de-cafe/>

2.3.1.2 Carros secadores. Consisten en estructuras móviles hechas de madera conformadas por mallas en el fondo, estas bandejas se colocan sobre rieles de tal manera que se puedan deslizar y proteger de la lluvia, así como también de agentes externos contaminantes.

Figura 14. Carros secadores



Nota. Adaptado de Cultura cafeína (2020).

https://www.cenicafe.org/es/publications/cartilla_21._Secado_del_cafe.pdf

2.3.1.3 Secador solar parabólico. Este tipo de secador es una forma práctica de secado de café debido a que presenta alta eficiencia, bajo costo de construcción y fácil manejo. Está conformado por un techo de plástico transparente y una estructura de madera en forma parabólica, la cual permite aprovechar mejor la radiación, también permite acumular energía en forma de calor para obtener una mayor temperatura y por consiguiente un menor tiempo de secado. Esta estructura no es del todo cerrada y se usa frecuentemente un rastrillo para revolver el café y obtener un secado más uniforme.

Figura 15. Secador solar parabólico



Nota. Adaptado de Cultura caféina (2020).

https://www.cenicafe.org/es/publications/cartilla_21._Secado_del_cafe.pdf

2.3.1.4 Secador solar tipo invernadero. Este secador es similar al de tipo parabólico, pero con una estructura más elaborada y cerrada. Se basa en el principio del efecto invernadero debido a su nombre, se hace uso de un material de plástico semitransparente que no llega hasta el suelo con el fin de dejar espacios para que circule el aire, asimismo se cuenta con aperturas en las proximidades del techo para que el aire caliente pueda salir, así como también una puerta de acceso. En el interior se hace uso de tarimas de madera con mallas de acero o plástico donde se coloca el grano distribuidas hasta en tres pisos.

Este tipo de secador es muy favorable para los pequeños caficultores debido a que tiene un tiempo de secado promedio menor a cinco días en función a la proporción de cultivo a secar, presentan fluctuaciones leves de temperatura en el interior, al igual que los niveles de humedad son poco cambiantes teniendo así un mejor control del secado y por lo tanto una mejor calidad de grano, materiales accesibles y de bajo costo para su construcción, entre otros.

Figura 16. Secador solar tipo invernadero



Nota. Adaptado de Besora (2017).

<https://esf-cat.org/wp-content/uploads/2017/04/Informe-t%C3%A9cnico-secador-solar-de-caf%C3%A9.pdf>

2.3.1.5 Secadores mecánicos. Se usan para el secado de café a gran escala, se lleva a cabo en cámaras en las cuales ingresa aire caliente impulsado por un ventilador a una temperatura de 50 °C como máximo, atravesando así el volumen del café. El aire entra en calor por medio de estufas y quemadores que trabajan con carbón mineral, gas propano y otros combustibles; se tiene que evitar el contacto de los vapores o humo con el café ya que es perjudicial.

Figura 17. Secador mecánico de café



Nota. Adaptado de Beneficio del café II: Secado del café Pergamino (2017).

https://www.cenicafe.org/es/publications/cartilla_21._Secado_del_cafe.pdf

2.4 Principios básicos del proceso de secado

También llamado desecación, es un acontecimiento que comprende la remoción del líquido que está contenido en un sólido recurriendo a metodologías no mecánicas, donde gran parte del consumo de energía durante este proceso se debe a la evaporación del agua líquida en vapor. Se tratará de ofrecer una visión general en cuanto a las reglas básicas de secado de productos agrícolas mediante el secado solar.

2.4.1 Parámetros de los sólidos húmedos

Se puede definir como humedad a la proporción de agua existente en un cuerpo respecto a la suma de las masas que compone dicho cuerpo, esta puede expresarse de dos maneras: humedad en base húmeda y base seca, respectivamente.

La cantidad de agua respecto a la cantidad de masa total del cuerpo, describe el concepto de humedad en base húmeda; siendo la masa total del cuerpo la suma entre la masa de agua y la del sólido seco, respectivamente.

$$M_{bh} = \frac{m_a}{m_a + m_s} = \frac{m_a}{m_c} \left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto húmedo}} \right] \quad (2.1)$$

Por otro lado, la humedad en base seca se formula por la relación que existe entre la masa de agua y la masa exclusivamente del sólido seco. En el transcurso del procedimiento de secado, la masa del sólido seco es invariable y es empleada habitualmente en aplicaciones de secado.

$$M_{bs} = \frac{m_a}{m_s} \left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto seco}} \right] \quad (2.2)$$

Ambos conceptos de contenido de humedad se pueden relacionar mediante las siguientes ecuaciones:

$$M_{bh} = \frac{M_{bs}}{1 + M_{bs}} \left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto húmedo}} \right] \quad (2.3)$$

$$M_{bs} = \frac{M_{bh}}{1 - M_{bh}} \left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto seco}} \right] \quad (2.4)$$

Un concepto importante que debemos tener en cuenta es el contenido de humedad de equilibrio. Se tiene como ejemplo el abastecimiento constante de aire fresco hacia un sólido húmedo, cuyo objetivo es la remoción de humedad hasta llegar al punto en donde sucede que la presión de vapor en el aire y la presión de vapor de la humedad del sólido se tornan equivalentes, dando así origen al término conocido como contenido de humedad de equilibrio.

2.4.2 Cinética del secado

El fenómeno de secado se describe como la disminución del nivel de humedad respecto al tiempo, este proceso es posible describirlo mediante modelos teóricos, semiteóricos y empíricos de secado de capa fina los cuales son derivados de la segunda ley de difusión de Fick tal como lo muestra la ecuación (2.5). Estos modelos se relacionan entre sí mediante fórmulas de transmisión de masa y calor que se describió en el capítulo anterior.

$$\frac{\partial MR}{\partial t} = \nabla[D(\nabla MR)] \quad (2.5)$$

Donde D representa el coeficiente de difusión la cual se determina generalmente a partir de las curvas de secado isotérmico y MR se refiere al ratio de humedad. La ecuación (2.6) describe como varía el contenido de humedad a lo largo del proceso de forma adimensional.

$$MR = \frac{M - M_e}{M_0 - M_e} \quad (2.6)$$

Donde M_0 representa el contenido de humedad inicial en kg de agua/kg de producto seco y M_e equivale al contenido de humedad de equilibrio en kg de agua/kg de producto seco al momento que la presión de vapor de agua en el producto es semejante a la presión de vapor de agua en el aire desecante. M se define como el contenido de humedad en base seca y se puede hallar aplicando la siguiente ecuación:

$$M = \frac{(W_0 - W_{ev}) - W_1}{W_1} \left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto seco}} \right] \quad (2.7)$$

Donde W_0 es el peso inicial del producto, W_{ev} es la porción de agua evaporada y W_1 es la masa del producto seco del mismo. Si se considera la geometría como una esfera para el producto, este se calcula como:

$$MR = \frac{M - M_e}{M_0 - M_e} = \frac{6}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \exp\left(\frac{-D\pi^2 n^2}{r^2}\right) \quad (2.8)$$

A partir de esta ecuación se han realizado modelos matemáticos los cuales se usan para describir el comportamiento del secado en capa fina de productos agrícolas, la Tabla 1 expone los diferentes modelos empleados.

Tabla 1. Modelos matemáticos de secado de capa fina

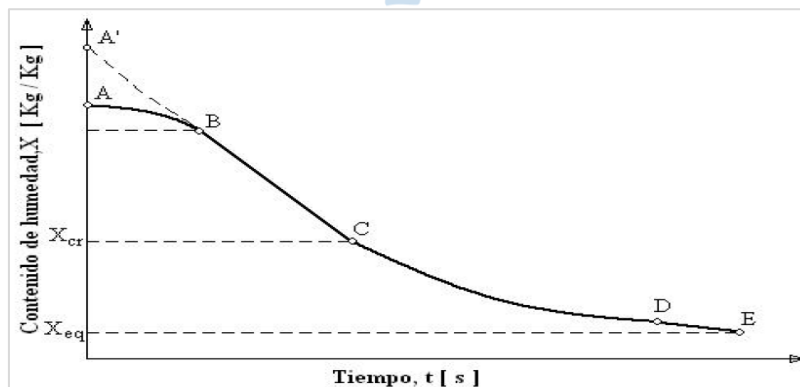
Nombre del modelo	Formulación
Henderson y Pabis	$MR = ae^{-kt}$
Lewis	$MR = e^{-kt}$
Page	$MR = e^{-kt^{n_1}}$
Logarítmico	$MR = ae^{-kt} + c$
Dos términos	$MR = ae^{-k_0t} + be^{-k_1t}$
Exponencial de dos términos	$MR = ae^{-kt} + (1 - a)e^{-kat}$
Wand y Singh	$MR = 1 + at + bt^2$
Enfoque de difusión	$MR = ae^{-kt} + (1 - a)e^{-kbt}$
Midilli y compañeros	$MR = ae^{-kt^{n_1}} + bt$
Distribución Weibull	$MR = a - be^{kt^{n_1}}$

Nota. Adaptado de Chica (2021).

En estos modelos t es el tiempo y k , k_0 , k_1 , a , b , c y n_1 son valores que se basan en la humedad relativa del aire desecante y la temperatura.

2.4.2.1 Curvas de secado. El proceso de disminución de humedad es generalmente descrito por diagramas basados en la cantidad de humedad que posee el producto, periodo que toma en concluir el secado, rapidez con la que esta se da, entre otras. Estas curvas son obtenidas bajo experimentación en laboratorios donde se evalúa el cambio de temperatura y masa con el tiempo a través de ensayos.

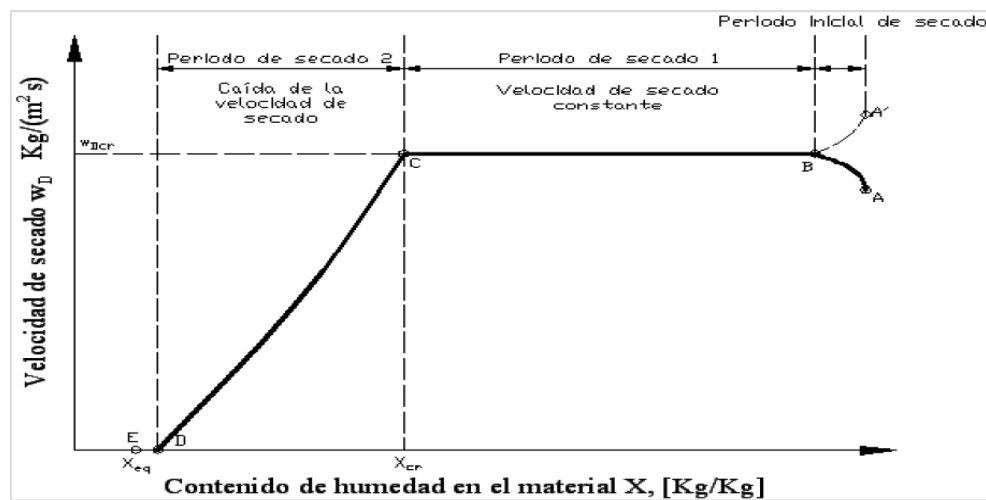
Esta curva describe el cambio en el porcentaje de humedad con relación al tiempo. El periodo A-B muestra el periodo inicial de secado donde empieza un pequeño descenso en la humedad del material, seguido se encuentra el tramo B-C el cual tiene una forma lineal, es decir aquí la velocidad de secado se torna constante. Por último, se tiene el periodo C-D donde deja de ser constante y se tiene una caída en la rapidez de secado hasta finalmente acercarse a la humedad de equilibrio, donde no se llega a tener contacto con el punto E.

Figura 18. Curva de secado

Nota. Adaptado de Dávila (2004).

La gráfica que describe la rapidez de secado con relación al contenido de humedad en un producto se denomina curva de velocidad de secado. El periodo A-B es donde el producto entra en calor y la tasa de evaporación aumenta, seguido continúa la zona B-C en la cual la tasa se vuelve constante y alcanza su punto máximo, el cual da lugar únicamente a la evaporación de la humedad de la superficie del producto. La remoción de la humedad está sujeta particularmente a las condiciones del agente desecante y esta desligada al tipo de producto. Finalmente, la sección C-D-E describe el momento en el que la humedad cae por debajo de un cierto nivel, conocido como humedad crítica. En este periodo es donde se elimina la humedad interna del producto, incrementa la temperatura y decae la rapidez de secado, que tiende a 0 cuando se acerca a la humedad de equilibrio.

Figura 19. Curva de velocidad de secado



Nota. Adaptado de Dávila (2004).

Otro diagrama que también se usa es la curva de temperatura la cual indica la temperatura del producto con relación al contenido de humedad en el transcurso del proceso.

2.5 Aire atmosférico

El aire atmosférico o también llamado aire húmedo está constituido por la agrupación de nitrógeno, oxígeno y otros gases más la adición del vapor de agua. Existen situaciones en las que este aire no preserva vapor de agua, dando origen al término de aire seco que, en comparación del vapor de agua que sí varía, el aire seco tiende a permanecer constante.

Generalmente para temperaturas que se encuentran entre -10 y 50 °C el aire húmedo es tratado como un gas ideal (Cengel y Boles, 2015) con un valor de c_p constante de $1,005$ $[\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}]$ con un error insignificante. De la misma manera, el vapor de agua presente en el aire húmedo actúa de forma individual y puede considerarse como un gas ideal, por lo que satisface la relación de gases ideales. En este caso, el aire atmosférico se considera una mezcla de gases ideales, y su presión puede expresarse como la adición de la presión parcial del aire seco y la presión del vapor de agua.

$$P_0 = P_{as} + P_v \quad [kPa](2.9)$$

En el caso del vapor de agua, debe tenerse presente el concepto de presión de saturación de vapor. Se puede definir como la presión parcial de vapor de agua existente en una mezcla de aire húmedo con el máximo contenido posible de vapor de agua a una temperatura dada. Esta presión de vapor saturado está sujeta solamente al cambio de temperatura del aire y según Hayakawa y Succar (1982) se puede determinar por la siguiente expresión:

$$P_{sv} = 0.61078 \exp\left(\frac{17.2693882(T_a - 273.15)}{T_a - 35.85}\right) \quad [kPa](2.10)$$

Donde T_a representa la temperatura absoluta del aire expresada en grados Kelvin.

2.5.1 Propiedades termo físicas y de transporte del aire húmedo

Será necesario describir el comportamiento del aire húmedo en la aplicación en estudio utilizando propiedades de transporte y termodinámicas como conductividad térmica, calor específico, densidad y viscosidad cinemática, entre otras. Utilizando el comportamiento del aire húmedo como mezcla de gases ideales, se calcularán estas propiedades. La humedad relativa y la temperatura son las variables que definirán los cambios de propiedades en la mezcla de aire húmedo dado que las características de esta mezcla cambiarán dependiendo de la cantidad de vapor de agua presente.

Generalmente en algunas aplicaciones, como lo es el procedimiento de secado, la presión total del agente de secado es equivalente a la presión atmosférica (P_0), la cual es igual a 101,325 kPa. Del mismo modo, para el caso de la masa molar del vapor (M_v) será igual a 18,08 kg/kmol y para la masa molar del aire seco (M_{as}) será 28,9635 kg/kmol.

2.5.1.1 Humedad relativa. De acuerdo con la definición de humedad relativa, que es la cantidad de vapor de agua en el aire con respecto a la cantidad máxima de vapor de agua que el aire podría contener a una temperatura dada, se tiene que el porcentaje de humedad relativa del aire húmedo que respiramos puede contener entre 0, que corresponde al aire seco, y 100 % que corresponde al aire saturado. La expresión que define la humedad relativa está representada por:

$$HR = \frac{m_v}{m_{vsat}} = \frac{P_v/R_v}{P_{sv}/R_{vs}} = \frac{P_v}{P_{sv}} \quad \left[\frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg de vapor saturado}} \right] (2.11)$$

Donde m_v , P_v , representan la masa y presión de vapor de agua y m_{vsat} , P_{sv} es la masa y presión de vapor saturado, respectivamente.

2.5.1.2 Humedad absoluta. Según Cengel y Boles, la cantidad real de vapor de agua en 1 kg de aire seco, se describe como humedad absoluta. En consecuencia, cuanto mayor es la humedad absoluta, más vapor de agua está presente en la atmósfera.

$$HA = \frac{m_v}{m_{as}} = \frac{P_v/R_v}{P_{as}/R_{as}} = 0.622 \frac{P_v}{P_{as}} = 0.622 \frac{P_v}{P_0 - P_v} \left[\frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg de aire seco}} \right] \quad (2.12)$$

Donde m_{as} y P_{as} son la masa y presión parcial de aire seco, respectivamente y P_0 representa la presión total.

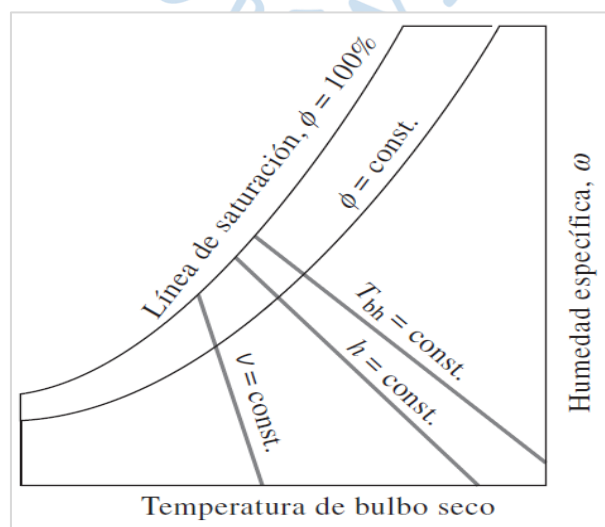
A partir de las ecuaciones (2.11) y (2.12), ambos tipos de humedad se pueden asociar teniendo en cuenta las siguientes expresiones:

$$HR = \frac{HA \cdot P_0}{(HA + 0.622) \cdot P_{sv}} \left[\frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg de vapor saturado}} \right] \quad (2.13)$$

$$HA = 0.622 \frac{HR \cdot P_{sv}}{P_0 - HR \cdot P_{sv}} \left[\frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg de aire seco}} \right] \quad (2.14)$$

La tabla psicrométrica, que es un gráfico formado por una serie de curvas trazadas en base a ecuaciones asociadas con la mezcla de aire seco y vapor de agua, se utiliza para comprender cómo se comportan las propiedades de la mezcla al momento que la humedad del aire se ve alterada. Como es bien sabido, las dos propiedades intensivas independientes que describen el estado del aire a una presión dada pueden usarse para determinar las otras propiedades, que luego pueden calcularse usando las diversas relaciones establecidas. En este gráfico se muestran varias características, como la humedad relativa, la temperatura de bulbo húmedo, la entalpía, el volumen específico, la temperatura de bulbo seco y la humedad específica. En la Figura 20 se puede evidenciar lo expuesto:

Figura 20. Esquema de carta psicrométrica



Nota. Adaptado de Cengel y Boles (2015).

2.5.1.3 Calor específico. Según Tsilingiris (2007), las siguientes ecuaciones se pueden usar para estimar los calores específicos del aire seco y el vapor de agua individualmente antes de combinarlos para determinar el calor específico de la mezcla.

$$c_{p,v} = A_0 + A_1 \cdot (T - 273.15) + A_2 \cdot (T - 273.15)^2 \quad [J/kg \cdot K](2.15)$$

$$c_{p,as} = A_0 + A_1 \cdot T + A_2 \cdot T^2 + A_3 \cdot T^3 + A_4 \cdot T^4 \quad [J/kg \cdot K](2.16)$$

Donde T se expresa en grados Kelvin en ambas ecuaciones.

Para poder resolver las ecuaciones (2.15) y (2.16) se hará uso de determinados factores, estos se plantean en las Tablas 2 y 3, respectivamente, para el calor específico del aire seco y el vapor de agua.

Tabla 2. Factores empleados en la estimación del calor específico del aire seco

Coefficiente	Valor
A_0	$0.103409x10$
A_1	$-0.284887x10^{-3}$
A_2	$0.7816818x10^{-6}$
A_3	$-0.4970786x10^{-9}$
A_4	$0.1077024x10^{-12}$

Nota. Adaptado de Tsilingiris (2007).

Tabla 3. Factores empleados en la estimación del calor específico del vapor de agua

Coefficiente	Valor
A_0	1.86910989
A_1	$-2.578421578x10^{-4}$
A_2	$1.941058941x10^{-5}$

Nota. Adaptado de Tsilingiris (2007).

Después de haber obtenido ambos calores específicos, la fórmula (2.17) se puede utilizar para determinar el calor específico de la mezcla de aire seco/vapor de agua. Para hacer esto, debemos conocer la presión de la mezcla, la temperatura, la humedad relativa, la presión de vapor de saturación y otros valores.

$$c_{p,ah} = \frac{c_{p,as} \cdot \left[1 - HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right)\right] \cdot M_{as} + c_{p,v} \cdot HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right) \cdot M_v}{\left[1 - HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right)\right] \cdot M_{as} + HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right) \cdot M_v} \quad [J/kg \cdot K](2.17)$$

2.5.1.4 Conductividad térmica. Para la determinación del valor de la capacidad de conducción de calor de la mezcla aire seco/vapor de agua primero se deberá obtener los valores de conductividad térmica del aire seco y del vapor de agua por separado utilizando las ecuaciones (2.18) y (2.19).

$$k_{as} = A_0 + A_1 \cdot T + A_2 \cdot T^2 + A_3 \cdot T^3 + A_4 \cdot T^4 + A_5 \cdot T^5 \quad [W/m \cdot K](2.18)$$

$$k_v = A_0 + A_1 \cdot (T - 273.15) + A_2 \cdot (T - 273.15)^2 \quad [W/m \cdot K](2.19)$$

Donde T se encuentra expresado en grados Kelvin.

La Tabla 4 para aire seco y la Tabla 5 para vapor de agua muestran respectivamente los factores necesarios para la resolución de estas ecuaciones.

Tabla 4. Factores empleados en la estimación de la conductividad térmica del aire seco

Coefficiente	Valor
A_0	-2.276501×10^{-3}
A_1	1.2598485×10^{-4}
A_2	$-1.4815235 \times 10^{-7}$
A_3	$1.73550646 \times 10^{-10}$
A_4	$-1.066657 \times 10^{-13}$
A_5	$2.47663035 \times 10^{-17}$

Nota. Adaptado de Tsilingiris (2007).

Tabla 5. Factores empleados en la estimación de la conductividad térmica del vapor de agua

Coefficiente	Valor
A_0	1.761758242×10
A_1	$5.558941059 \times 10^{-2}$
A_2	$1.663336663 \times 10^{-4}$

Nota. Adaptado de Tsilingiris (2007).

Será posible determinar la conductividad térmica de la mezcla en su conjunto aplicando la ecuación (2.20) una vez que se hayan determinado los valores de conductividad térmica para elementos de la mezcla. La presión de la mezcla, la presión de saturación del vapor, la humedad relativa y los parámetros que gobiernan cómo interactúan el aire seco y el vapor de agua, como se muestra en las fórmulas (2.21) y (2.22), son información adicional que debe considerarse.

$$k_{ah} = \frac{k_{as} \cdot \left[1 - HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right)\right]}{\left[1 - HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right)\right] + HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right) \cdot \Phi_{asv}} + \frac{k_v \cdot HR \cdot \left(\frac{P_{vs}}{P_0}\right)}{\left[1 - HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right)\right] \cdot \Phi_{vas} + HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right)} \quad [W/m \cdot K](2.20)$$

Donde:

$$\Phi_{asv} = \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \left(1 + \frac{M_{as}}{M_v}\right)^{-0.5} \cdot \left[1 + \left(\frac{k_{as}}{k_v}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{M_v}{M_{as}}\right)^{0.25}\right]^2 \quad (2.21)$$

$$\Phi_{vas} = \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \left(1 + \frac{M_v}{M_{as}}\right)^{-0.5} \cdot \left[1 + \left(\frac{k_v}{k_{as}}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{M_{as}}{M_v}\right)^{0.25}\right]^2 \quad (2.22)$$

2.5.1.5 Densidad. La ecuación general de los gases ideales se puede emplear para estimar la densidad cuando se considera el comportamiento de la mezcla aire seco/vapor de agua como tal. Para el cálculo de la densidad, Tsilingiris (2007) plantea la siguiente fórmula en base a presión de saturación de vapor, masa molar y humedad relativa.

$$\rho_{ah} = \frac{P_0}{R \cdot T} \cdot M_{as} \cdot \left[1 - HR \cdot \left(1 - \frac{M_v}{M_{as}} \right) \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0} \right) \right] \quad \left[\frac{kg \text{ de aire húmedo}}{m^3} \right] \quad (2.23)$$

2.5.1.6 Viscosidad dinámica. Para obtener el valor de la viscosidad dinámica de la mezcla en conjunto la metodología que se seguirá es la misma que se realizó para la situación de la conductividad térmica. Con esto, el primer paso es obtener los valores de viscosidad dinámica de ambos componentes de manera individual.

$$\mu_{as} = A_0 + A_1 \cdot T + A_2 \cdot T^2 + A_3 \cdot T^3 + A_4 \cdot T^4 \quad [kg/m \cdot s] \quad (2.24)$$

$$\mu_v = A_0 + A_1 \cdot (T - 273.15) \quad [kg/m \cdot s] \quad (2.25)$$

Donde T está expresado en grados Kelvin.

Para resolver las ecuaciones (2.24) y (2.25) se hará uso de un conjunto de factores, los cuales se presentan en la Tabla 6 para la viscosidad dinámica del aire seco y en la Tabla 7 para la viscosidad dinámica del vapor de agua.

Tabla 6. Factores empleados en la estimación de la viscosidad dinámica del aire seco

Coficiente	Valor
A_0	$-9.8601x10^{-1}$
A_1	$9.080125x10^{-2}$
A_2	$-1.17635575x10^{-4}$
A_3	$1.2349703x10^{-7}$
A_4	$-5.7971299x10^{-11}$

Nota. Adaptado de Tsilingiris (2007).

Tabla 7. Factores empleados en la estimación de la viscosidad dinámica del vapor de agua

Coficiente	Valor
A_0	$8.058131868x10$
A_1	$4.000549451x10^{-1}$

Nota. Adaptado de Tsilingiris (2007).

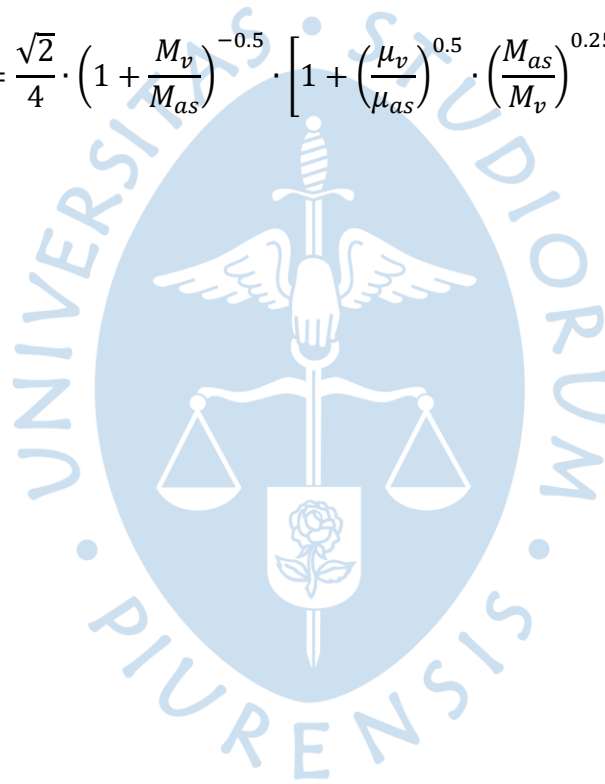
Con los valores de viscosidad dinámica de ambos componentes ya conocidos, el siguiente paso sería obtener mediante la ecuación (2.26) la viscosidad dinámica de la mezcla en conjunto. La presión de saturación del vapor, la presión de la mezcla, la humedad relativa y los parámetros que gobiernan la interacción entre el aire seco y el vapor de agua como se muestra en las fórmulas (2.27) y (2.28) son información adicional a considerar.

$$\mu_{ah} = \frac{\mu_{as} \cdot \left[1 - HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right)\right]}{\left[1 - HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right)\right] + HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right) \cdot \Phi_{asv}} + \frac{\mu_v \cdot HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right)}{\left[1 - HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right)\right] \cdot \Phi_{vas} + HR \cdot \left(\frac{P_{sv}}{P_0}\right)} \quad [kg/m \cdot s] (2.26)$$

Donde:

$$\Phi_{asv} = \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \left(1 + \frac{M_{as}}{M_v}\right)^{-0.5} \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu_{as}}{\mu_v}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{M_v}{M_{as}}\right)^{0.25}\right]^2 \quad (2.27)$$

$$\Phi_{vas} = \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \left(1 + \frac{M_v}{M_{as}}\right)^{-0.5} \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu_v}{\mu_{as}}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{M_{as}}{M_v}\right)^{0.25}\right]^2 \quad (2.28)$$



Capítulo 3

Diseño y dimensiones del secador solar tipo invernadero

3.1 Diseño de un secador solar tipo invernadero

En términos del diseño de un secador solar estilo invernadero, los elementos que conforman dicho secador estarán involucrados de manera directa en su desempeño, en ese sentido es crucial su correcto diseño de acuerdo a los requerimientos establecidos por el beneficiario. De igual manera, se busca cumplir una serie de características que debe tener el secador para facilitar su uso y cumplir su función de manera correcta.

El secador solar tipo invernadero debe conseguir un tiempo de secado menor comparado al que se obtiene con un secado al sol, al mismo tiempo no pasar por alto la calidad del grano.

Se deberá procurar un secado uniforme del grano, es decir la humedad final requerida se deberá alcanzar para todo el producto a secar, con esto evitamos contaminación por moho o posibles quemaduras.

El secador a diseñar debe tener una capacidad para poder secar 200 kg de café pergamino recién lavado y simultáneamente poder reducir el contenido de humedad de 12-10 %, permitiendo así su apropiado almacenamiento.

El equipamiento utilizado para la elaboración del secador debe ser accesible y de bajo costo de tal manera que los caficultores puedan conseguirlos en la zona donde viven y al mismo tiempo poder pagarlos; asimismo se debe procurar que el secador tenga una durabilidad adecuada que en el tiempo pueda asegurar una ganancia en lo invertido.

El diseño del secador debe ser ergonómico, con esto se garantiza que el trabajador pueda realizar sus funciones dentro del secador de manera cómoda, adicionalmente cerciorarse de que la operación del secador sea simple y requiera una capacitación mínima para los trabajadores.

3.1.1 Estructura

Para el diseño del secador solar tipo invernadero, la estructura es la base para empezar el diseño ya que este da la forma que tendrá el secador y al mismo tiempo servirá de soporte para colocar sobre él la cubierta. El material que se usa normalmente es metal para aquellos secadores de gran capacidad; en ocasiones se usa bambú, madera o los materiales que se encuentren disponibles en la zona donde se construirá el secador.

Las estructuras que más se utilizan en esta clase de secador son en forma de túnel y parabólica o semicilíndrica, la Figura 21 muestra la forma parabólica.

Figura 21. Secador solar tipo invernadero de forma parabólica



Nota. Adaptado de Patil (2015).

3.1.2 Cubierta

Una de las características esenciales de los secadores solares tipo invernadero es el uso de plástico como material para la cubierta, el cual permite el efecto invernadero que caracteriza a dicho secador. El mercado actual ofrece una amplia gama de variedades de plástico y su elección depende de varios factores como la densidad, espesor, envejecimiento, propiedades ópticas, peso, entre otras; al mismo tiempo cabe mencionar que el vidrio es un material que es muy usado para invernaderos a gran escala que requieren de otras características. A continuación, se comentará de forma breve las clases de plásticos más empleadas en invernaderos.

Por su sencillez en la fabricación y su bajo precio, el polietileno (PE) es uno de los plásticos más utilizados; este puede ser de tres tipos: PEBD (PE de baja densidad), PELBD (PE lineal de baja densidad) y PEAD (PE de alta densidad).

El policloruro de vinilo (PVC) se caracteriza por ser un plástico duro al cual se le incorpora plastificantes para hacerlo más flexible. Es susceptible al frío, a la acumulación de polvo y presenta la desventaja de cambiar de color con el tiempo.

En muchas cubiertas, cubiertas dobles que actúan como escudos térmicos, y como protección en túneles bajos, se utiliza copolímero de etileno vinil acetato (EVA). La resistencia mecánica del EVA es superior a la del PVC.

Otro tipo de plástico que se usa es el policarbonato (PC), el cuales muy utilizado en invernaderos en lo que respecta a cerramientos frontales y laterales.

Los datos comparativos entre los distintos tipos de plástico ya mencionados se presentan en la Tabla 8.

Tabla 8. Características de los diferentes tipos de plásticos para invernadero

Tipo de plástico	Espesor (mm)	Conductividad térmica ($W/m^2 \cdot K$)	Densidad (g/cm^3)	Reflectividad	Emisividad	Transmisividad
PE	0,18	0,45	0,91	0,09	0,13	0,88
PVC	0,1	0,16	1,3	0,07	0,62	0,91
PC	4	0,19	0,18	0,14	0,89	0,78

Nota. Adaptado de Barragán et al. (2016).

3.1.3 Bandejas

El uso de bandejas es de gran relevancia ya que permite depositar el producto en un espacio en donde se pueda secar y evitar contaminaciones; éstas son mayormente hechas de madera y debe permitir el flujo de aire por lo que se usan mallas en el fondo de estas. Para lograr buenos resultados y un secado uniforme se recomienda que la altura de la capa de café situada sobre las bandejas sea menor a 3 cm, adicionalmente se debe revolver con un rastrillo por lo menos 4 veces al día, con el fin de agilizar el proceso de secado (Cenicafé, 2006).

Figura 22. Bandejas para el secado de café



Nota. Adaptado de Agromat (2018).

3.1.4 Piso

El terreno donde se ubicará el piso del secador primero debe nivelarse y compactarse antes de que pueda comenzar la construcción, se debe conseguir una inclinación del 1% aproximadamente. El piso debe facilitar el drenaje en el supuesto caso de caer agua condensada proveniente del producto, con esto se logrará mantener el piso siempre seco para no contar con humedad no deseada. El piso del secador puede construirse de concreto o también llevar a cabo un recubrimiento de cemento del suelo para toda el área que ocupa el secador y usar maderas como base en donde se ubicará.

Figura 23. Delimitación del piso del secador



Nota. Adaptado de Besora (2017).

3.1.5 Condiciones meteorológicas

Para la construcción del secador es de vital importancia estudiar e identificar los factores ambientales a los que estará sujeto, ya que de esto dependerá su correcto funcionamiento en la zona que se sitúe. Dicho esto, los parámetros ambientales de mayor relevancia que se deben identificar en la zona son velocidad del viento, temperatura ambiental, humedad relativa y radiación solar.

La Universidad de Piura cuenta con una estación meteorológica que suministra información ambiental precisa de los diferentes parámetros que caracterizan al departamento de Piura. En base a estos datos facilitados por el asesor del presente trabajo de investigación, se podrá analizar el comportamiento del secador solar de efecto invernadero.

Con la intención de realizar una evaluación más precisa, se tomará como muestra los meses desde marzo hasta junio siendo estos los principales meses de la época de cosecha de café en Piura (Agrobanco, 2013); y se tomará un periodo de tres años (2017, 2018 y 2019). En las Figuras 24, 25, 26 y 27 se muestra como varía la radiación solar, temperatura ambiental, velocidad del viento y humedad relativa dentro del periodo de tiempo mencionado, respectivamente.

Figura 24. Radiación solar

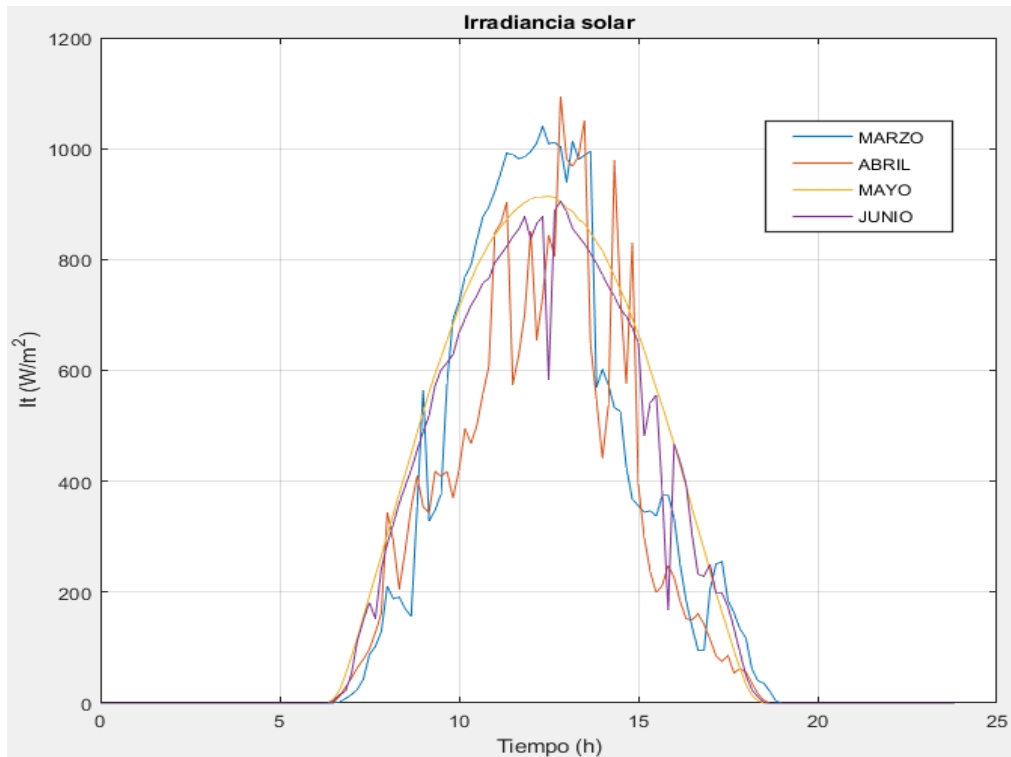


Figura 25. Temperatura ambiente

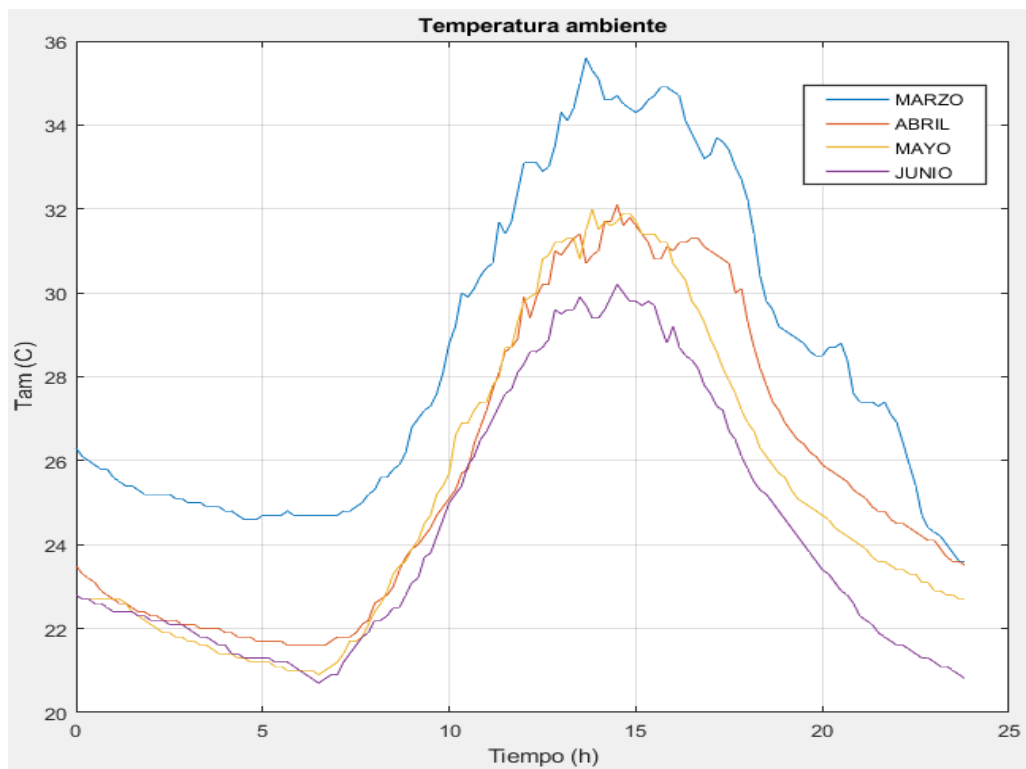


Figura 26. Velocidad del viento

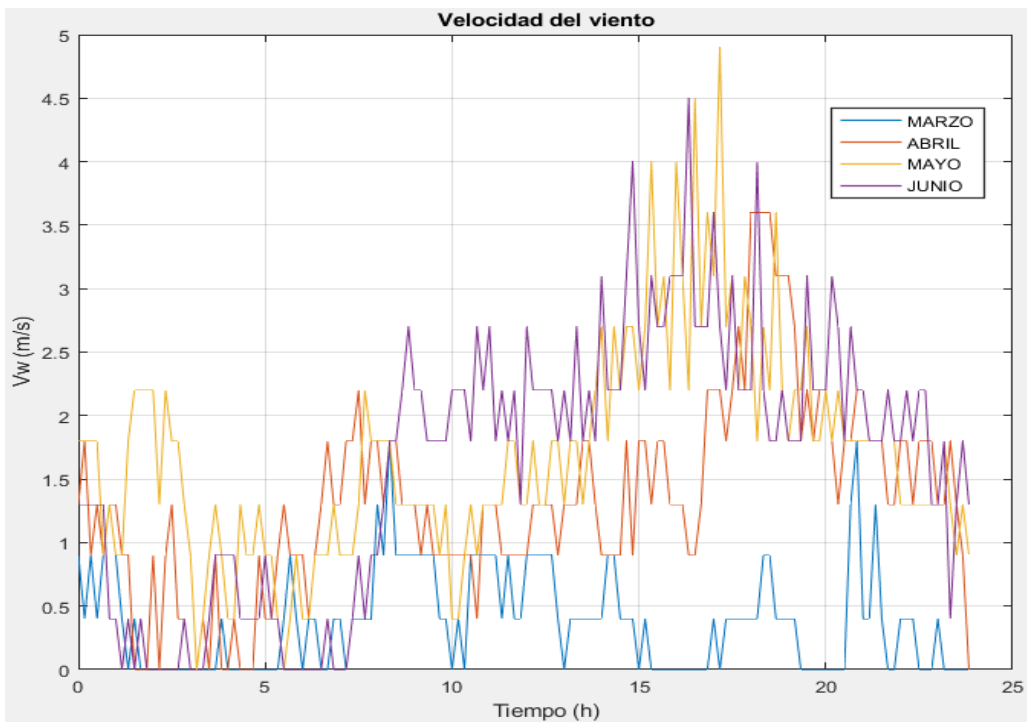
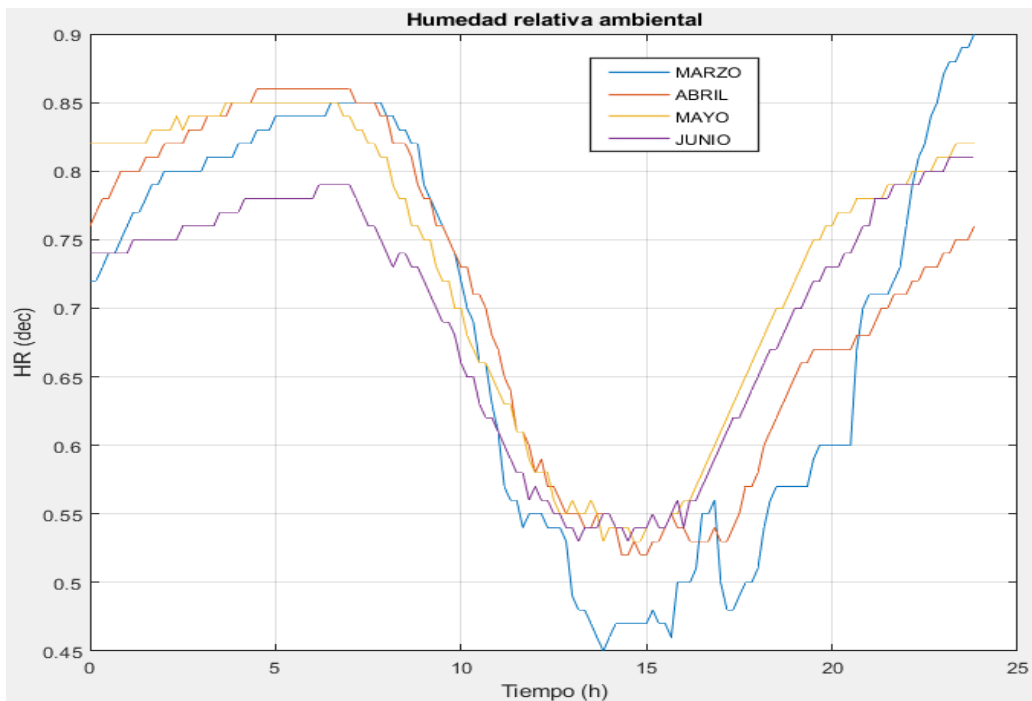


Figura 27. Humedad relativa



3.2 Dimensiones de un secador solar tipo invernadero

Para poder efectuar el dimensionamiento del secador solar tipo invernadero se necesita establecer ciertos valores como lo es la humedad inicial y final del producto que se secará y la capacidad de producto a secar que dispondrá el secador. Los valores establecidos

para el comienzo de la dimensión del secador solar tipo invernadero para café se resumen en la Tabla 9.

Tabla 9. Valores establecidos para el dimensionamiento del secador solar para café

Parámetros	Valor
Humedad inicial del café	52 %
Humedad final del café	10-12 %
Cantidad de café húmedo a secar	200 kg
Densidad del café húmedo	729 kg/m ³
Calor latente de vaporización promedio del agua	2412 kJ/kg

3.2.1 Cantidad de agua a eliminar

El contenido inicial de agua del café húmedo ($m_{a,i}$) se puede determinar mediante dos parámetros los cuales son: la masa inicial del producto húmedo ($m_{p,i}$) y su contenido de humedad inicial en base húmeda ($M_{bh,i}$), relacionándose de la siguiente manera:

$$m_{a,i} = M_{bh,i} \cdot m_{p,i} \quad [kg \text{ de agua}] \quad (3.1)$$

Para obtener la cantidad de masa de café seco (m_s) lo que se hará es efectuar una diferencia entre la masa inicial del producto húmedo ($m_{p,i}$) y la masa inicial de agua en el café ($m_{a,i}$). Como se mencionó anteriormente en la parte teórica, el contenido del producto seco no cambiará a medida que este se seque en el transcurso del procedimiento.

$$m_s = m_{p,i} - m_{a,i} \quad [kg \text{ de producto seco}] \quad (3.2)$$

Con el fin de estimar la cantidad de agua que debe eliminarse, deben plantearse los valores de humedad inicial (M_i) y final (M_f) del producto en base seca mediante las siguientes ecuaciones:

$$M_i = \frac{M_{bh,i}}{1 - M_{bh,i}} \quad \left[\frac{kg \text{ de agua}}{kg \text{ de producto seco}} \right] \quad (3.3)$$

$$M_f = \frac{M_{bh,f}}{1 - M_{bh,f}} \quad \left[\frac{kg \text{ de agua}}{kg \text{ de producto seco}} \right] \quad (3.4)$$

Una vez obtenidos los valores de humedad inicial y final del producto húmedo en base seca y la masa del producto seco, se podrá obtener finalmente la cantidad de agua a ser eliminada ($m_{a,elim}$) mediante la siguiente expresión:

$$m_{a,elim} = m_s \cdot (M_i - M_f) \quad [kg \text{ de agua}] \quad (3.5)$$

3.2.2 Área de la cubierta

Según Seveda (2012), para un secador solar tipo invernadero de estructura semicilíndrica aproximadamente el 68 % del área de la cubierta percibe radiación solar, además el rendimiento medio de este secador es alrededor del 40 %. La ecuación que se aplicará para determinar el área del techo en base a estos hechos es la siguiente:

$$A_c = \frac{m_{a,elim} \cdot L_v}{0.68 \cdot Ir \cdot \eta} \quad [m^2](3.6)$$

En donde L_v representa el calor latente de vaporización del agua existente en el producto e Ir equivale a la cifra promedio mensual de radiación solar diaria sobre el plano horizontal donde irá situado el secador, este valor se tomará como el menor valor medio mensual durante el tiempo en que se cosecha el producto para su secado.

De los datos brindados acerca de las condiciones meteorológicas, se tomará el año 2019 como referencia para obtener la irradiancia promedio mensual. El mes de marzo presentó un valor medio mensual de insolación de 246 W/m^2 ; abril $256,13 \text{ W/m}^2$; mayo $231,29 \text{ W/m}^2$ y junio 223 W/m^2 , respectivamente. Con esto, el menor valor medio mensual que se usará para los cálculos será el que corresponde al mes de junio, haciendo las conversiones necesarias se tendría $19,267 \text{ MJ/m}^2$.

Para el cálculo de la superficie de la cubierta transparente del secador de forma semicilíndrica se usará la siguiente ecuación:

$$A_c = \pi \cdot r^2 + \pi \cdot r \cdot L_s \quad [m^2](3.7)$$

Donde r representa el radio de la estructura semicircular del secador, de aquí se puede deducir que el ancho del secador es igual a dos veces el radio y la altura es del mismo tamaño que el radio y L_s equivale a la longitud del secador.

3.2.3 Longitud del secador

Para calcular esta variable, se procede a despejarlo de la expresión anteriormente formulada, teniendo:

$$L_s = \frac{A_c - \pi \cdot r^2}{\pi \cdot r} \quad [m](3.8)$$

Una vez obtenido el valor de la longitud del secador, se podrá hallar el área del mismo relacionando los parámetros de longitud y diámetro teniendo así lo siguiente para un secador solar de efecto invernadero de estructura semicircular:

$$A_{fl} = 2 \cdot r \cdot L_s \quad [m^2](3.9)$$

3.2.4 Área del producto que ocupa en las bandejas

Para poder hallar el área del producto que se colocará en las bandejas se tiene que relacionar una serie de parámetros como la densidad del café acomodada en una bandeja, el espesor del café y la masa inicial del café húmedo. Cabe mencionar que cada bandeja debe estar distanciada una de otra para permitir el correcto flujo de aire y facilitar el secado.

$$A_p = \frac{m_{c,i}}{(\rho_p \cdot e_c)} \quad [m^2] \quad (3.10)$$

Donde ρ_p representa la densidad del producto y e_c hace referencia al espesor de la capa del café situado en las bandejas.

3.3 Análisis numérico general

En base a las ecuaciones expuestas en el presente capítulo, el paso siguiente es realizar los cálculos numéricos respectivos que corresponden con los requerimientos expuestos para dimensionar y diseñar el secador solar de efecto de invernadero.

Contenido inicial de agua en el café húmedo

$$\begin{aligned} m_{a,i} &= M_{bh,i} \cdot m_{p,i} \\ m_{a,i} &= 0.52 \cdot 200 \text{ kg} \\ m_{a,i} &= 104 \text{ kg de agua} \end{aligned}$$

Masa de café seco

$$\begin{aligned} m_s &= m_{p,i} - m_{a,i} \\ m_s &= 200 \text{ kg} - 104 \text{ kg} \\ m_s &= 96 \text{ kg de café seco} \end{aligned}$$

Se expresa en base seca la cantidad de humedad inicial y final del café

$$\begin{aligned} M_i &= \frac{M_{bh,i}}{1 - M_{bh,i}} \\ M_i &= \frac{0.52}{1 - 0.52} = 1.083 \\ M_f &= \frac{M_{bh,f}}{1 - M_{bh,f}} \\ M_f &= \frac{0.12}{1 - 0.12} = 0.136 \end{aligned}$$

En el transcurso del procedimiento de secado, se eliminará cierta cantidad de agua del café

$$\begin{aligned} m_{a,elim} &= m_s \cdot (M_i - M_f) \\ m_{a,elim} &= 96 \text{ kg} \cdot (1.083 - 0.136) \\ m_{a,elim} &= 90.912 \text{ kg de agua} \end{aligned}$$

Área de la cubierta transparente

$$A_c = \frac{m_{a,elim} \cdot L_v}{0.68 \cdot I_r \cdot \eta}$$

$$A_c = \frac{90.912 \text{ kg} \cdot 2.412 \text{ MJ/kg}}{0.68 \cdot 19.267 \text{ MJ/m}^2 \cdot 0.4}$$

$$A_c = 41.85 \text{ m}^2$$

Longitud del secador

$$L_s = \frac{A_c - \pi \cdot r^2}{\pi \cdot r}$$

$$L_s = \frac{41.85 \text{ m}^2 - \pi \cdot (2 \text{ m})^2}{\pi \cdot 2 \text{ m}}$$

$$L_s = 4.66 \text{ m} \cong 4.7 \text{ m}$$

Comprobamos que el área de la cubierta es la correcta

$$A_c = \pi \cdot r^2 + \pi \cdot r \cdot L_s$$

$$A_c = \pi \cdot (2 \text{ m})^2 + \pi \cdot 2 \text{ m} \cdot 4.7 \text{ m}$$

$$A_c = 42.1 \text{ m}^2$$

Área del piso del secador

$$A_{fl} = 2 \cdot r \cdot L_s$$

$$A_{fl} = 2 \cdot 2 \text{ m} \cdot 4.7 \text{ m}$$

$$A_{fl} = 18.8 \text{ m}^2$$

Área del producto que ocupa en las bandejas

$$A_p = \frac{m_{p,i}}{(\rho_p \cdot e_c)}$$

$$A_p = \frac{200 \text{ kg}}{\left(729 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0.025 \text{ m}\right)}$$

$$A_p = 10.97 \text{ m}^2 \cong 11 \text{ m}^2$$

Tabla 10. Resumen de especificaciones de diseño

Especificaciones	Definición
Producto a secar	Granos de café
Capacidad del secador	200 kg
Humedad inicial	52 %
Humedad final	10-12 %
Cantidad de agua a eliminar del café	90,91 kg de agua
Estructura del secador	Semicilíndrica
Material de la estructura del secador	Acero galvanizado
Material de la cubierta transparente	Policarbonato (PC)
Área de la cubierta transparente	42,1 m ²
Material del piso del secador	Concreto
Área del piso	18,8 m ²
Altura del secador	2 m
Ancho del secador	4 m
Largo del secador	4,7 m
Área de las bandejas	11 m ²

3.4 Caracterización de un secador solar tipo invernadero en convección natural

Estos se caracterizan por presentar chimeneas que es por donde el aire desecante suele salir debido al calentamiento del aire por medio del efecto invernadero que ocurre en el secador. El primer paso para llevar a cabo el diseño de las chimeneas es determinar la cantidad de aire desecante requerida con el fin de causar la movilización de agua que se elimina del café ($m_{ad,rem}$).

$$m_{ad,rem} = \frac{m_{a,elim} \cdot L_v}{c_{p,ad}(T_{ch} - T_{amb})} \quad [kg \text{ d aire húmedo}] \quad (3.11)$$

Donde $c_{p,ad}$ representa al calor específico del aire desecante en el interior del secador a presión constante, T_{ch} y T_{amb} se refieren a la temperatura del aire en el momento que abandona la chimenea y la ambiental, respectivamente.

En esta clase de secador la mayor radiación solar que presenta se encuentra dentro de los rangos de temperatura de 25 °C y 30 °C, es por esto que para facilitar los cálculos en el análisis numérico se tomará un valor promedio de la variación resultante que se da entre dos temperaturas: la del aire en el instante que este abandona la chimenea y la ambiente, siendo esta igual a 11.5 K.

La masa total de aire desecante que evacuará las chimeneas ($m_{ad,ch}$) una vez que el producto alcance la humedad deseada se cuantifica después de determinar la cantidad de aire necesaria para el secado. Esto se hace sumando el contenido de agua eliminada y el contenido de aire necesario para el secado, es decir:

$$m_{ad,ch} = m_{a,elim} + m_{ad,rem} \quad [kg \text{ de aire húmedo}] \quad (3.12)$$

El aire fluye a través del secador como resultado del diferencial de presión entre el aire interior del secador y el aire exterior que está a una temperatura más baja. Con esto, es posible averiguar cuáles son las diferencias de presión de entrada y salida de aire por:

$$\Delta P = z \cdot g \cdot (\rho_e - \rho_s) \quad [kPa] \quad (3.13)$$

En esta ecuación, z representa la altura de cada chimenea, g es la gravedad, ρ_e y ρ_s son las densidades del aire al ingreso del invernadero y a la salida de las chimeneas cada una.

Según Seveda (2012), para el cálculo de diseño de chimeneas la diferencia de presión de estas (ΔP_{ch}) representa el 75 % de la diferencia total (ΔP), esto es:

$$\Delta P_{ch} = 0.75 \Delta P \quad [kPa] \quad (3.14)$$

Será posible determinar la velocidad a la que sale el aire de las chimeneas (v_{ch}) ya estimada la diferencia de presión y densidad en las salidas (ρ_s).

$$v_{ch} = \sqrt{\frac{2 \Delta P_{ch}}{\rho_s}} \quad [m/s] \quad (3.15)$$

El volumen de aire a la salida (V_s) se puede estimar conociendo el total de aire que abandona la chimenea ($m_{ad,ch}$) y la densidad del aire que sale (ρ_s) de la misma.

$$V_s = \frac{m_{ad,ch}}{\rho_s} \quad [m^3] \quad (3.16)$$

Al dividir el total de aire que sale del invernadero (V_s) entre el periodo de secado (t), se obtiene el caudal volumétrico que abandona el secador (\dot{V}_s). Entonces, si se quiere estimar el caudal volumétrico que sale de cada chimenea (\dot{V}_{ch}), se deberá dividir el caudal volumétrico de aire que sale entre la cantidad de chimeneas (n), esto es:

$$\dot{V}_{ch} = \frac{\dot{V}_s}{n} \quad [m^3/s] \quad (3.17)$$

En lo que respecta a las dimensiones de la chimenea, para calcular su área transversal (A_{ch}) debe dividirse el caudal volumétrico que sale de cada chimenea ($\dot{V}_{s,ch}$) entre la velocidad del aire (v_{ch}) que sale de esta.

$$A_{ch} = \frac{\dot{V}_{ch}}{v_{ch}} \quad [m^2] \quad (3.18)$$

Por último, teniendo el área de cada chimenea se podrá determinar su respectivo diámetro (D_{ch}) de cada una mediante la siguiente expresión:

$$D_{ch} = \sqrt{\frac{4A_{ch}}{\pi}} \quad [m](3.19)$$

3.4.1 Análisis numérico

Para retirar la humedad del café la cantidad requerida de aire desecante es:

$$m_{ad,rem} = \frac{m_{a,elim} \cdot L_v}{c_{p,ad}(T_{ch} - T_{amb})}$$

$$m_{ad,rem} = \frac{90.91 \text{ kg} \times 2.214 \times 10^6 \text{ J/kg}}{1019.6 \text{ J/kg} \cdot K \times (11.5 \text{ K})}$$

$$m_{ad,rem} = 17165.7 \text{ kg}$$

Cantidad de aire desecante total que abandona las chimeneas

$$m_{ad,ch} = m_{a,elim} + m_{ad,rem}$$

$$m_{ad,ch} = 90.91 \text{ kg} + 17165.7 \text{ kg}$$

$$m_{ad,ch} = 17256.61 \text{ kg}$$

Diferencia de presión que se genera al ingreso y salida (chimeneas de 0,75 m)

$$\Delta P = z \cdot g \cdot (\rho_e - \rho_s)$$

$$\Delta P = 1.5 \text{ m} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot \left(1.1625 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} - 1.0832 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$$

$$\Delta P = 1.167 \text{ Pa}$$

Diferencia de presión usada para el cálculo de diseño de chimeneas

$$\Delta P_{ch} = 0.75 \Delta P$$

$$\Delta P_{ch} = 0.75 \times 1.167 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{ch} = 0.875 \text{ Pa}$$

Velocidad de aire a la salida de las chimeneas

$$v_{ch} = \sqrt{\frac{2\Delta P_{ch}}{\rho_s}}$$

$$v_{ch} = \sqrt{\frac{2 \times 0.875 \text{ Pa}}{1.0832 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}}$$

$$v_{ch} = 1.27 \text{ m/s}$$

Volumen de aire total a la salida de las chimeneas

$$V_s = \frac{m_{ad, ch}}{\rho_s}$$

$$V_s = \frac{17256.61 \text{ kg}}{1.0832 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V_s = 15931.14 \text{ m}^3$$

Caudal volumétrico evacuado por cada chimenea de aire

$$\dot{V}_s = \frac{V_s}{t}$$

$$\dot{V}_s = \frac{15931.14 \text{ m}^3}{5 \times 24 \times 3600 \text{ s}}$$

$$\dot{V}_s = 0.03688 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_{ch} = \frac{\dot{V}_s}{n}$$

$$\dot{V}_{ch} = \frac{0.03688 \text{ m}^3/\text{s}}{2}$$

$$\dot{V}_{ch} = 0.01844 \text{ m}^3/\text{s}$$

Área transversal de cada chimenea

$$A_{ch} = \frac{\dot{V}_{ch}}{v_{ch}}$$

$$A_{ch} = \frac{0.01844 \text{ m}^3/\text{s}}{1.27 \text{ m/s}}$$

$$A_{ch} = 0.0145 \text{ m}^2$$

Diámetro de cada chimenea

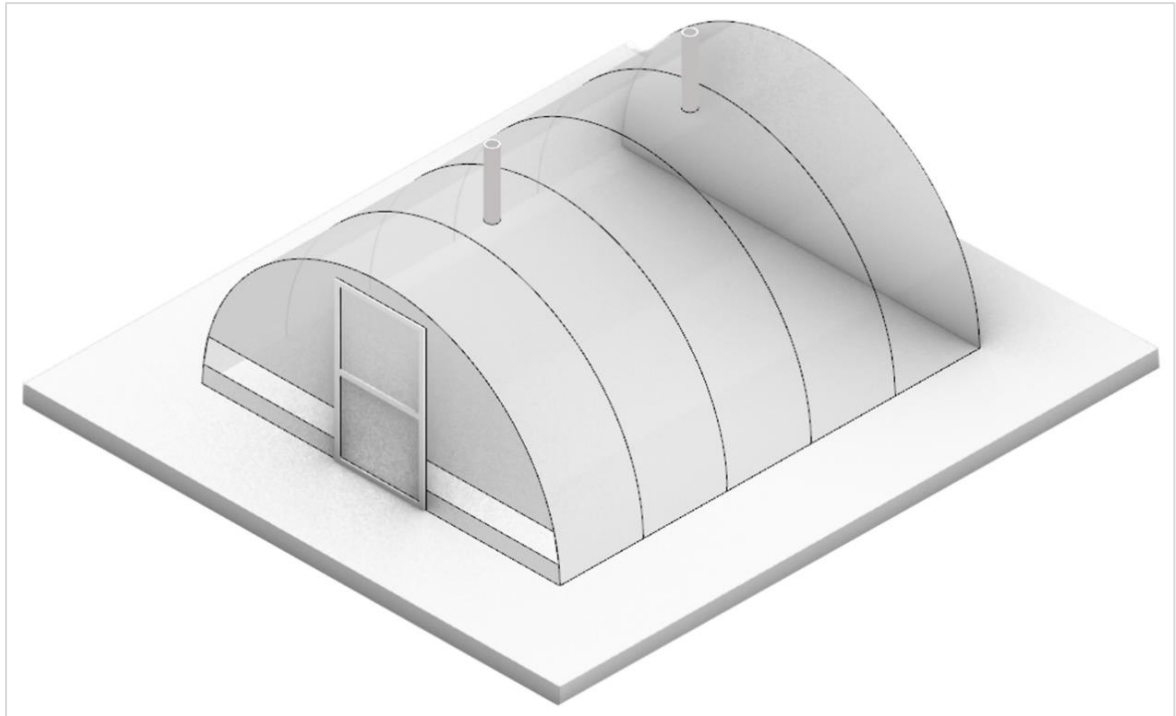
$$D_{ch} = \sqrt{\frac{4A_{ch}}{\pi}}$$

$$D_{ch} = \sqrt{\frac{4 \times 0.0145 \text{ m}^2}{\pi}}$$

$$D_{ch} = 0.136 \text{ m}$$

El modelo planteado para el secador solar de efecto invernadero bajo convección natural se expone en la Figura 28.

Figura 28. Diseño planteado en AutoCAD para el secador solar tipo invernadero convección natural



3.5 Caracterización de un secador solar tipo invernadero en convección forzada

Para el tipo de invernaderos que trabajan bajo el régimen de convección forzada, los dispositivos o máquinas propicios utilizados son los ventiladores y/o extractores de humedad. Estos dispositivos agilizan el procedimiento de secado mediante el suministro continuo de aire que entregan al producto a secar para el caso de los ventiladores; y para el caso de los extractores de humedad su función es extraer la humedad acumulada en el aire desecante hacia el aire ambiente exterior, de modo que el nuevo aire que ingrese al secador tenga mayor capacidad de absorción de vapor logrando así una mayor optimización del proceso. Para el diseño de ventiladores, la velocidad del aire es un factor de gran importancia ya que este valor podrá acelerar el secado del producto hasta cierto punto. Con esto, para calcular la velocidad del aire del extractor (v_f) se tiene la siguiente expresión (S. Tiwari, 2016):

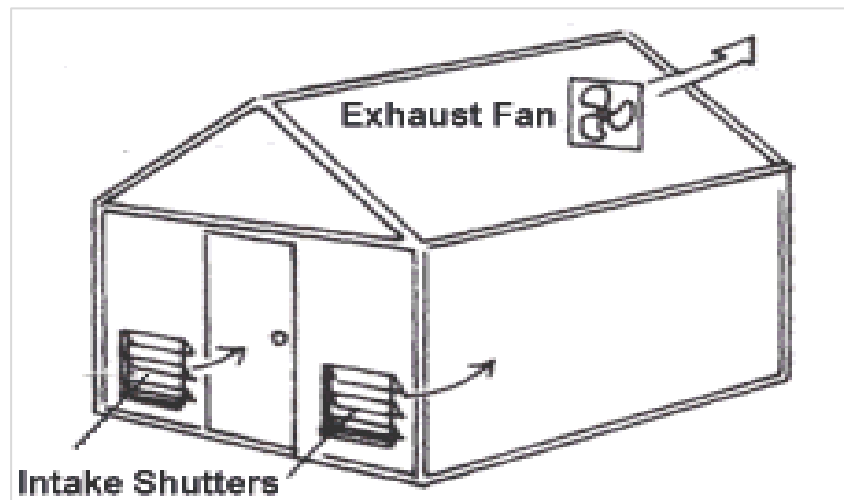
$$v_f = \frac{\pi^2 d^3 N}{4 \times 60 \times A_p} \quad [m/s] \quad (3.20)$$

Donde d es el diámetro y N son las revoluciones por minuto del extractor, respectivamente y A_p es el área del producto. La velocidad del aire del extractor será utilizada en el proceso de modelamiento del secador con el fin de lograr una expresión que pueda aproximarse al coeficiente de calor convectivo que se usará para los balances de energía.

3.5.1 Sistemas de ventilación

En los secadores solares de efecto invernadero principalmente tienen dos funciones las cuales son sustituir el aire caliente y húmedo por un aire más fresco y seco que contenga una mayor capacidad de secado y la otra es distribuir ese aire de manera uniforme por toda la zona de cultivo. En estos sistemas, los ventiladores proporcionan un intercambio de aire al expulsar un determinado volumen de aire por minuto, que es por lo que se caracteriza cada modelo de ventilador, o también por sus siglas en inglés CFM (cubic feet per minute); por otro lado, las rejillas de ventilación se encargan de controlar por donde entra el aire en el invernadero y la forma en que se distribuye. La Figura 29 ilustra el esquema de un invernadero que está constituido por ventiladores de extracción y rejillas.

Figura 29. Esquema de invernadero con ventiladores de extracción y rejillas



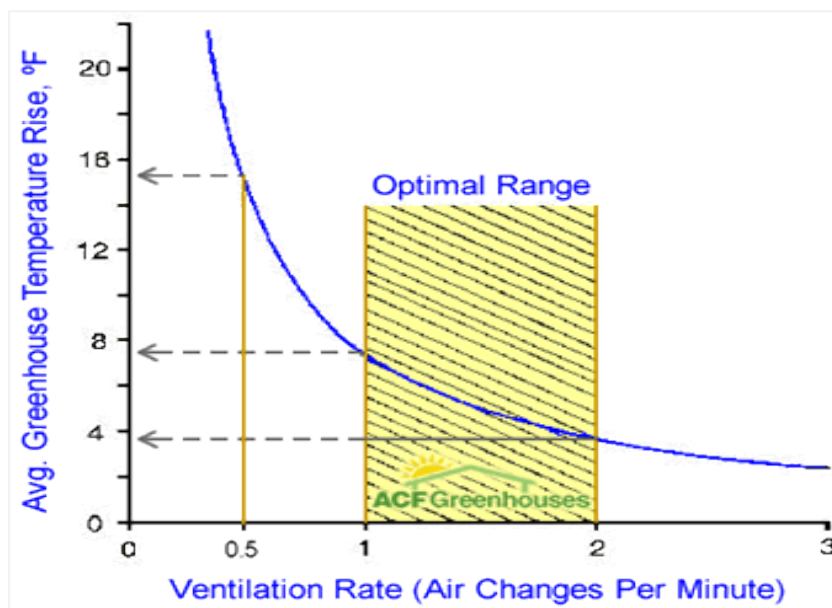
Nota. Adaptado de ACF Greenhouses (2022).

<https://www.acfgreenhouses.com/greenhouse-fan-calculator.aspx>

Como consecuencia de la elevada radiación solar que atraviesa el material de la cubierta del invernadero durante el verano, la temperatura del aire dentro del secador alcanza valores muy elevados superando la temperatura del aire de los alrededores. Para prevenir el almacenamiento desmedido de calor generado por las elevadas temperaturas, el sistema de ventilación debe funcionar de manera efectiva para hacer circular el aire a través del cultivo y sobre el suelo. La tasa de ventilación mínima utilizada en el verano para el control de la temperatura es un cambio de aire por minuto, y la tasa de ventilación máxima es de tres cambios de aire por minuto. La Figura 30 muestra un gráfico que ilustra cuántos grados la temperatura interior del invernadero estaría normalmente por encima de su temperatura exterior si el sistema de ventilación estuviera funcionando continuamente. A medida que aumentan los índices de ventilación, la fluctuación de temperatura entre el aire interior y exterior disminuye, como se muestra en el gráfico.

Las posibles desventajas que se podría tener del aumento de la tasa de ventilación son el incremento del costo de los ventiladores y el equipo, así como también el aumento de los costos de funcionamiento por consumo. Independientemente cual sea la tasa de ventilación utilizada, la temperatura del aire desecante dentro del invernadero en el transcurso del día no podrá ser tan baja como la del aire exterior si únicamente se emplea ventilación, esto quiere decir que aunque se aumente la cantidad de ventiladores instalados, la fluctuación de temperatura del aire existente dentro del invernadero y de los alrededores llegará a un punto en que ya no pueda bajar más; para estos casos se recomienda usar otro tipo acondicionamiento de aire como el enfriamiento por evaporación.

Figura 30. Aumento de la temperatura en un invernadero durante verano influenciado por la tasa de ventilación



Nota. Adaptado de ACF Greenhouses (2022).

<https://www.acfgreenhouses.com/greenhouse-fan-calculator.aspx>

3.5.2 Selección de ventiladores de extracción, ubicación e instalación

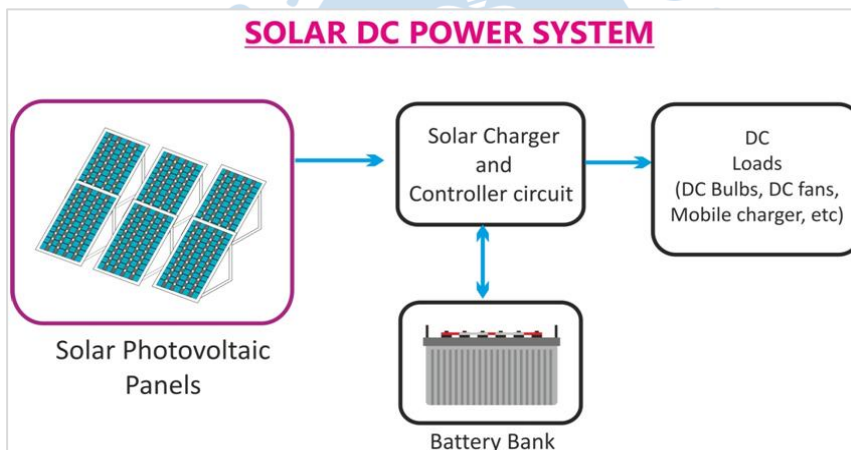
Para poder seleccionar el ventilador de extracción que se necesita para nuestro secador solar tipo invernadero debemos saber la capacidad del mismo el cual se mide en pies cúbicos por minuto. A.J. Both en su video "Greenhouse Ventilation" sugiere que para el cálculo de la capacidad del extractor se deberá multiplicar el área del piso del secador por 8 o 10 pies (Horticultural Engineering Technology, 2015). Una vez obtenido este valor se podrá seleccionar el ventilador apropiado que cumpla con los requisitos.

La ubicación normal de los extractores es en la pared opuesta donde están colocadas las rejillas, es decir la pared final del invernadero. Para proveer de un mejor movimiento de aire los extractores deberán ser colocados a una altura de 1,20 a 1,5 m por encima del suelo; de la misma manera las rejillas deberán ser ubicadas en la parte inferior a 1,2 m del suelo.

En lo que respecta a la instalación y alimentación de los extractores, se piensa emplear energía solar fotovoltaica suministrada por paneles solares, esto debido a que la mayoría de caficultores se encuentran en zonas alejadas y limitadas de energía eléctrica, al mismo tiempo que los costos de los elementos e implementación para un sistema de energía solar impulsado por corriente continua son relativamente bajos y rentables, además de la intención de incursionar en nuevas formas de energía como lo es las energías renovables.

Un sistema de energía solar de corriente continua se conforma básicamente por cuatro elementos: panel solar fotovoltaico, controlador solar, batería y la carga de corriente continua. El panel solar se encarga de convertir la luz solar en forma de radiación en electricidad de corriente continua para poder cargar la batería, esta electricidad de corriente continua llega a la batería a través de un controlador solar el cual tiene la función de garantizar que la batería se cargue correctamente y no se dañe, finalmente los aparatos de corriente continua se podrán alimentar de la batería. La Figura 31 describe esquemáticamente un sistema de energía solar de corriente continua.

Figura 31. Sistema de energía solar de corriente continua



Nota. Adaptado de Novergy (2022).

<https://www.novergysolar.com/better-solar-dc-ac/>

3.5.3 Análisis numérico

Volumen del secador solar tipo invernadero

$$\begin{aligned} V_{dr} &= A_{fl} \times 8 \text{ ft} \\ V_{dr} &= 202.36 \text{ f}^2 \times 8 \text{ ft} \\ V_{dr} &= 1618.88 \text{ ft}^3 \end{aligned}$$

Utilizando un cambio de aire por minuto (recomendado para invernaderos pequeños)

$$\begin{aligned} C_f &= 1618.88 \text{ ft}^3 \times 1 \text{ cambio de aire/min} \\ C_f &= 1618.88 \cong 1620 \text{ CFM} \end{aligned}$$

Del catálogo de extractores de corriente continua de MAX-FLOW Electric Machinery Co., Ltd., se buscó cual extractor cumple las condiciones necesarias para poder abastecer los CFM calculados, siendo el modelo MFD25489 el elegido el cual presenta las siguientes características:

Tabla 11. Características del extractor seleccionado

Características	Valor
Modelo	MFD25489D1-M
Dimensiones	Ø254 x 89 mm
Voltaje nominal	12 V
Rango de voltaje de operación	7-13,5 V
Corriente nominal	3,5 A
Potencia nominal de entrada	42 W
Velocidad	2000 RPM
Máximo flujo de aire	548,6 CFM
Presión de aire máxima	15,4 mmH2O
Ruido	66,1 DB-A

Nota. Adaptado de Electric Machinery (s.f).

Cantidad de extractores necesarios

$$\# \text{ de extractores} = \frac{C_f}{C_{f,max}}$$

$$\# \text{ de extractores} = \frac{1620 \text{ CFM}}{548.6 \text{ CFM}}$$

$$\# \text{ de extractores} = 2.95 \cong 3 \text{ extractores}$$

Se estima que los extractores funcionen en las horas pico de radiación solar, las cuales tienen aproximadamente una duración de cinco horas.

Cálculo de las cargas totales de corriente continua:

$$\text{Extractores} = 3 \times 42 \text{ W} \times 5 \text{ horas/día} = 630 \text{ Wh/día}$$

Para el cálculo del panel solar se necesita saber el número de horas de sol al día, en este caso para el mes marzo se tomará un total de ocho horas durante el día. El valor de 1,4 es un factor utilizado en esta fórmula para simplificar los cálculos de los sistemas básicos.

$$\text{Entrada del panel solar requerido} = \left(\frac{630 \text{ Wh/día}}{8 \text{ h/día}} \right) \times 1.4$$

$$\text{Entrada de panel solar requerido} = 110.25 \text{ W}$$

Se recomienda siempre al momento de seleccionar los paneles solares ir por una cantidad de potencia más grande si es posible, por esta razón se utilizará un panel de 150 W para cerciorarse que el sistema opere correctamente.

Con respecto a la selección de baterías, esta tiene que ser capaz de suministrar la energía total utilizada sin descargarse más del 70 %. En la mayor parte de casos se sugiere que las baterías presenten una capacidad de reserva en un rango de tres a cuatro días, esto posibilita que se reduzca la profundidad de descarga diaria como consecuencia de los días que presenten poca luz solar, con lo que se procura una mayor duración de la batería. En la fórmula se usa el valor de 1,1 debido a que las baterías presentan una eficiencia del 90 %.

$$Ah \text{ requerido de la batería} = \frac{\left(\frac{630 \frac{Wh}{día} \times 3 \text{ dias}}{12 V} \right)}{0.7 \times 1.1}$$

$$Ah \text{ requerido de la batería} = 204.5 Ah$$

Para el cálculo del controlador solar se necesita que proporcione un 25 % de capacidad adicional en el valor nominal del regulador, esto debido a que los paneles solares pueden llegar a superar su potencia nominal en condiciones de sol especialmente frescas. Con esto se tiene que hallar primero la corriente necesaria del controlador con el voltaje de la batería que es de 12 V y la potencia del panel solar seleccionado.

$$\text{Controlador solar} = \left(\frac{150 W}{12 V} \right) \times 1.25$$

$$\text{Controlador solar} = 15.6 A$$

Se usará un controlador solar de 30 A con el objetivo de procurar la adecuada operabilidad del sistema.

Velocidad del aire de los extractores

$$v_f = \frac{\pi^2 d^3 N}{4 \times 60 \times A_p}$$

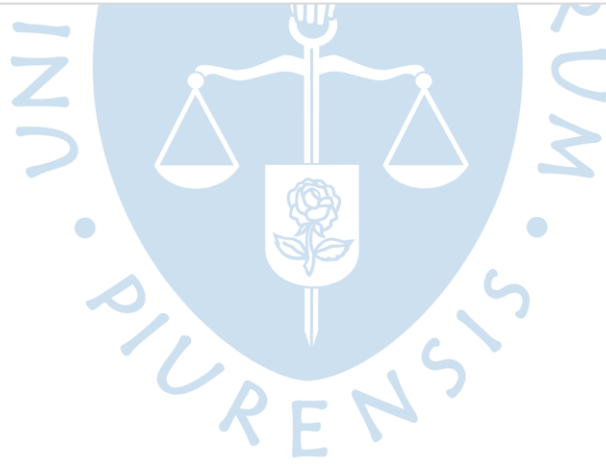
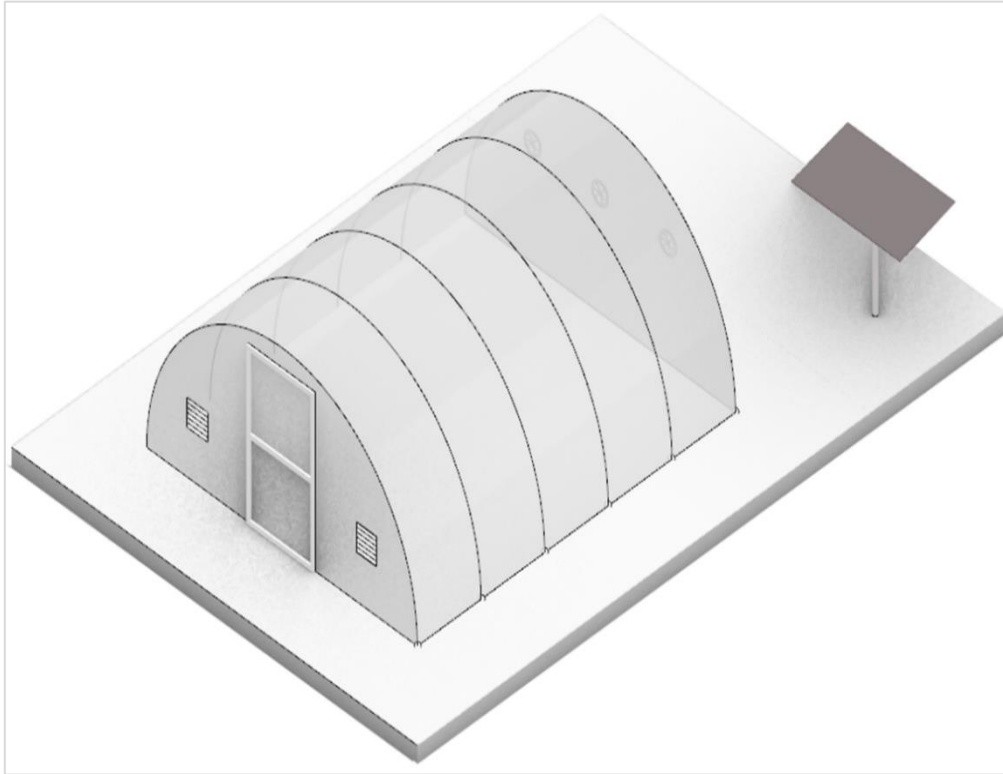
$$v_f = \frac{\pi^2 (0.254 m)^3 \times 2000 RPM}{4 \times 60 \times 11 m^2}$$

$$v_f = 0.12 m/s$$

Cabe recordar que serán tres extractores que funcionarán al mismo tiempo aportando cada uno de ellos dicho valor de velocidad del aire al momento de extraer el aire caliente y húmedo del secador solar de efecto invernadero convección forzada.

La Figura 32 ilustra el modelo propuesto para lo que sería el secador solar tipo invernadero bajo convección forzada.

Figura 32. Diseño planteado en AutoCAD para el secador solar tipo invernadero convección forzada





Capítulo 4

Modelación matemática de un secador solar tipo invernadero

4.1 Hipótesis a seguir del modelo propuesto

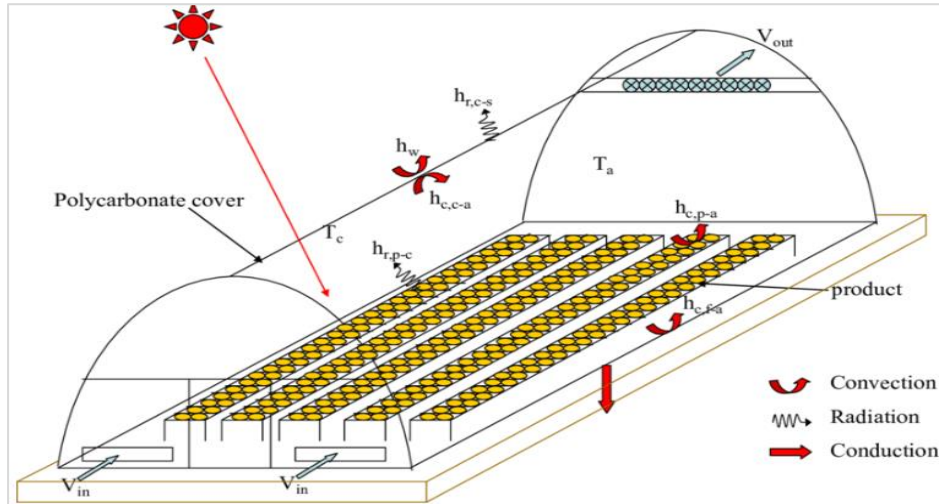
En el modelo matemático propuesto se tomarán en cuenta un conjunto de suposiciones para comprender mejor cómo una serie de ecuaciones diferenciales logra representar la funcionalidad de un secador solar de efecto invernadero en relación con sus componentes.

- Solo el tiempo afectará las características de los componentes del invernadero, mas no la ubicación.
- No se tomará en cuenta la transmisión de calor por radiación que se da en medio de la cubierta transparente y el aire desecante.
- No se tomará en cuenta la transmisión de calor por radiación que se da en medio del piso y la cubierta transparente.
- Se considera la absorptividad del aire insignificante al ser mínima.
- Entre los componentes del invernadero, se tomarán como unidireccionales las transmisiones de calor y masa que se den.
- En el transcurso del procedimiento de secado, el calor específico permanecerá constante para el suelo y la cubierta.
- Para evaluar la humedad del producto que se requiere secar, en este caso café, se utilizará como punto de partida el modelo de secado de capa fina.
- En la dirección norte de la pared del invernadero, se consideran insignificantes las pérdidas que se dan en forma de calor.
- El aire en el invernadero no está estratificado térmicamente y el flujo de aire se considera unidireccional.

4.2 Convección natural

Para formular los balances de energía y masa correspondientes, la Figura 33 describe esquemáticamente las transferencias de energía que ocurren dentro de un secador solar de efecto invernadero bajo convección natural.

Figura 33. Diagrama de transferencia de energía entre los elementos del secador solar tipo invernadero convección natural



Nota. Adaptado de Janjai (2012).

4.2.1 Balance de energía en el piso

- Radiación que se da en medio del piso del invernadero y el producto como consecuencia de la transmisión de energía en forma de calor.
- Conducción que se da a través del piso del invernadero como consecuencia de la transmisión de energía en forma de calor.
- Convección que se da en medio del aire desecante y el piso del invernadero como consecuencia de la transmisión de energía en forma de calor.
- Índice de absorción de energía calórica como resultado de la radiación solar.

$$m_{fl}c_{p,fl} \frac{dT_{fl}}{dt} = A_p h_{r,p-fl} (T_p - T_{fl}) + A_{fl} h_{d,fl-g} (T_{gr} - T_{fl}) + A_{fl} h_{c,fl-ad} (T_{ad} - T_{fl}) + (1 - F_p) \alpha_{fl} A_c \tau_c I_r \quad [W](4.1)$$

4.2.2 Balance de energía en el producto

- El producto al estar expuesto a la radiación solar, asimila una proporción de esta en forma de energía calórica.
- Índice de reducción de calor latente y sensible del producto.
- Radiación que se da en medio del producto y el piso del invernadero como consecuencia de la transmisión de energía en forma de calor.
- Radiación que se da en medio de la cubierta transparente y el producto como consecuencia de la transmisión de energía en forma de calor.

- Convección que se da en medio del producto y el aire desecante como consecuencia de la transmisión de energía en forma de calor.

$$m_p c_{pp} \frac{dT_p}{dt} = F_p \alpha_p A_c \tau_c I_r + m_p [L_p + c_{pv}(T_{ad} - T_p)] \frac{dM}{dt} + A_p h_{r,p-fl}(T_{fl} - T_p) + A_p h_{r,p-c}(T_c - T_p) + A_p h_{c,p-ad}(T_{ad} - T_p) \quad [W](4.2)$$

4.2.3 Balance de energía en el aire desecante

- Índice de acumulación de energía inducido por la radiación solar en el aire desecante.
- Índice de cambio de energía calórica como resultado del aire que ingresa y abandona el invernadero.
- Índice de transmisión de calor sensible del producto al aire desecante.
- Convección que se da en medio del aire desecante y la cubierta transparente como consecuencia de la transmisión de energía en forma de calor.
- Índice total de pérdida de energía en forma de calor proveniente del aire desecante hacia el aire que se encuentra fuera del secador.
- Convección que se da en medio del producto y el aire desecante como consecuencia de la transmisión de energía en forma de calor.
- Convección que se da en medio del aire desecante y el piso del invernadero como consecuencia de la transmisión de energía en forma de calor.

$$m_{ad} c_{p,ad} \frac{dT_{ad}}{dt} = [(1 - F_p)(1 - \alpha_{fl}) + F_p(1 - \alpha_p)] A_c \tau_c I_r + \rho_{ad} \dot{V}_s c_{p,ad} T_s - \rho_{ad} \dot{V}_e c_{p,ad} T_e - m_p c_{pv}(T_p - T_{ad}) \frac{dM}{dt} + A_c h_{c,c-ad}(T_c - T_{ad}) + A_c U_c (T_{amb} - T_{ad}) + A_p h_{c,p-ad}(T_p - T_{ad}) + A_{fl} h_{c,fl-ad}(T_{fl} - T_{ad}) \quad [W] (4.3)$$

4.2.4 Balance de energía en la cubierta

- La cubierta transparente al estar expuesta al sol absorbe energía en forma de radiación.
- Radiación que se da en medio del producto y la cubierta transparente como consecuencia de la transmisión de energía en forma de calor.
- Convección que se da en medio de la cubierta transparente y el aire exterior como consecuencia de la transmisión de energía en forma de calor.
- Radiación que se da en medio de la cubierta transparente y el cielo como consecuencia de la transmisión de energía en forma de calor.
- Convección que se da en medio del aire desecante y la cubierta transparente como consecuencia de la transmisión de energía en forma de calor.

$$m_c c_{pc} \frac{dT_c}{dt} = A_c \alpha_c I_r + A_p h_{r,p-c}(T_p - T_c) + A_c h_{c,c-amb}(T_{amb} - T_c) + A_c h_{r,c-sk}(T_{ciel} - T_c) + A_c h_{c,c-ad}(T_{ad} - T_c) \quad [W](4.4)$$

4.2.5 Balance de masa en el producto

Se usará la ecuación de secado de capa fina para representar este proceso en términos del balance de masa del producto, en este caso el café. Dado que existen varios modelos que se pueden emplear, como se explica en el capítulo 2, se seleccionará el modelo de Lewis, también conocido como modelo exponencial, para explicar la variación de humedad que se desarrolla a lo largo del procedimiento de secado del café.

$$MR = \frac{M - M_e}{M_0 - M_e} = e^{-k't} \quad (4.5)$$

$$\frac{dM}{dt} = -k'(M - M_e) \quad [1/s](4.6)$$

4.2.6 Balance de masa en el aire desecante

- Índice de la cantidad de humedad eliminada desde el producto hacia el aire desecante dentro del secador.
- Índice de aumento de la humedad absoluta como resultado del ingreso de aire fuera del secador al interior del mismo.
- Índice de disminución de la humedad absoluta como resultado de la salida del aire desecante hacia fuera del secador.

$$m_{ad} \frac{dHA}{dt} = A_e H A_e v_e \rho_e - A_s H A_s v_s \rho_s - m_p \frac{dM}{dt} \quad [kg/s](4.7)$$

4.2.7 Relaciones termodinámicas esenciales adicionales

Se puede estimar el coeficiente de conducción que se da por medio del suelo del invernadero como consecuencia de la transmisión de energía en forma de calor utilizando la relación entre la conductividad térmica del material del suelo (k_{fl}) y su espesor (δ_{fl}) mediante la siguiente expresión:

$$h_{d,fl-gr} = \frac{k_{fl}}{\delta_{fl}} \quad [W/m^2 \cdot K](4.8)$$

En relación con la constante de Stefan Boltzmann (σ), las temperaturas de los componentes mediante los cuales se produce la transmisión de calor y la emisividad; Duffie y Beckman (1991) presentan una forma de plantear los coeficientes de transmisión de calor mediante radiación para los diversos componentes que interactúan en el invernadero: la cubierta transparente y el cielo ($h_{r,c-sk}$), el producto y la cubierta transparente ($h_{r,p-c}$) y el producto y el piso ($h_{r,p-fl}$).

$$h_{r,c-sk} = \varepsilon_c \sigma (T_c^2 + T_{ciel}^2) (T_c + T_{ciel}) \quad [W/m^2 \cdot K](4.9)$$

$$h_{r,p-c} = \varepsilon_p \sigma (T_p^2 + T_c^2) (T_p + T_c) \quad [W/m^2 \cdot K](4.10)$$

$$h_{r,p-fl} = \varepsilon_p \sigma (T_p^2 + T_{fl}^2) (T_p + T_{fl}) \quad [W/m^2 \cdot K](4.11)$$

Donde ε_c , ε_p representan la emisividad de la cubierta transparente y del producto; y T_p , T_c , T_{fl} y T_{ciel} hacen referencia a la temperatura del producto, la cubierta transparente, el piso y el cielo, respectivamente.

Según Duffie y Beckman (1991), la temperatura del cielo es posible expresarse con referencia a la temperatura ambiental mediante la siguiente ecuación:

$$T_{ciel} = 0.0552(T_{amb}^{1.5}) \quad [K](4.12)$$

Para el caso de los coeficientes de transmisión de calor mediante convección que se dan en medio del aire desecante y la cubierta transparente ($h_{c,c-ad}$), el aire desecante y el producto ($h_{c,p-ad}$), y el aire desecante y el piso ($h_{c,fl-ad}$), serán todos equivalentes entre sí y se obtendrán en base al diámetro hidráulico (D_h), número de Nusselt (Nu) y la capacidad del aire desecante para conducir el calor (k_{ad}).

$$h_{c,c-ad} = h_{c,p-ad} = h_{c,fl-ad} = \frac{Nu k_{ad}}{D_h} \quad [W/m^2 \cdot K](4.13)$$

La ecuación (4.14) permite el cálculo del diámetro hidráulico dado el área (A) y el perímetro (p) del corte transversal del invernadero.

$$D_h = 4 \frac{A}{p} \quad [m](4.14)$$

Mediante la relación (4.15) el número de Reynolds y Nusselt se asocian entre sí.

$$Nu = 0.0158 Re^{0.8} \quad (4.15)$$

Para poder cuantificar el número de Reynolds se hará uso de una serie de parámetros: velocidad del aire desecante (v_{ad}), viscosidad cinemática del aire (ν_a) y diámetro hidráulico.

$$Re = \frac{D_h v_{ad}}{\nu_a} \quad (4.16)$$

La velocidad del viento afecta de manera directa el coeficiente de transmisión de energía en forma de calor mediante convección que tiene lugar en medio del ambiente y la cubierta transparente (v_w) (Wattmuff *et al.*, 1977).

$$h_{c,c-amb} = 2.8 + 3v_w \quad [W/m^2 \cdot K](4.17)$$

La cantidad de calor perdido mediante la conducción que atraviesa la cubierta transparente se puede definir por el coeficiente de pérdida de calor (U_c) que tiene lugar en medio del aire desecante y el exterior.

$$U_c = \frac{k_c}{\delta_c} \quad [W/m^2 \cdot K](4.18)$$

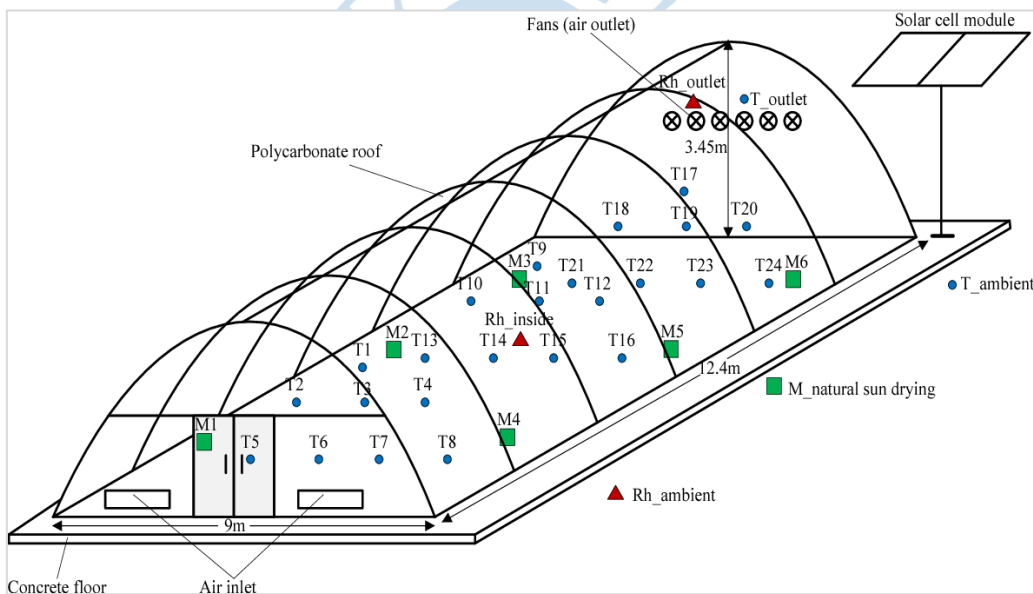
En donde k_c representa la capacidad del material de la cubierta transparente para conducir el calor y δ_c se define como el espesor de la misma.

Cabe mencionar que en esta parte del modelo matemático se deben tener en cuenta las ecuaciones descritas en el capítulo 2, tales como la ecuación de humedad relativa (2.11), humedad absoluta (2.10) y la presión de saturación de vapor (2.14).

4.3 Convección forzada

En lo que respecta al proceso de modelamiento del secador solar tipo invernadero bajo el régimen de convección forzada, se usará el mismo modelo matemático presentando en el de convección natural debido a que interactúan los mismos elementos del secador; la principal diferencia radica sobre los coeficientes de transmisión de energía en forma de calor que se dan mediante convección que usaremos para determinados balances de energía, del mismo modo en el balance de aire desecante que ingresa y abandona el invernadero como consecuencia del uso de extractores que caracterizan a la convección forzada.

Figura 34. Esquema de un secador solar tipo invernadero convección forzada



Nota. Adaptado de Phusampao et al. (2014).

En el trabajo de investigación titulado “SECAFÉ Parte I: Modelamiento y simulación matemática en el secado mecánico de café pergamino (Parra et al., 2008)” se desarrolló una simulación matemática en base a la modelación Thompson y MSU (Michigan State University) con el objetivo de predecir por medio de secadores mecánicos el proceso de disminución de humedad del café tipo pergamino ubicado en la región de Colombia, donde se comparó los datos experimentales obtenidos de estos secadores y los obtenidos mediante las simulaciones matemáticas llegando a la conclusión de que estos pueden pronosticar con precisión cómo se secará el café pergamino. Se logró reducir el porcentaje en la humedad media desde 52,4 a 11,1 % base húmeda (110 a 12,5 % base seca) en un periodo de tiempo de aproximadamente 32,5 horas.

En el presente trabajo de investigación para el modelo de convección forzada, se basará en las ecuaciones usadas en el trabajo anteriormente mencionado con la intención de lograr una aproximación a los resultados que se obtendrán más adelante, cabe mencionar que la modelación propuesta por Parra et al. (2008) se fundamenta sobre un secador mecánico que presenta otras características como una mayor capacidad de secado, mayor flujo de aire, entre otras; y, por lo tanto, una notable disminución en el tiempo de secado. No obstante, al tratarse del mismo producto y utilizando las mismas ecuaciones propuestas se espera obtener resultados aproximados al utilizar la ecuación planteada para el coeficiente de convección que se da en medio del aire desecante y el grano de café utilizado en el trabajo ya mencionado.

Con lo expuesto anteriormente, los modelos planteados presentan óptimos resultados tanto teórica como experimentalmente, además de mejorar el aspecto y calidad del producto a secar. Con esto, se tendrá en cuenta en la presente tesis el coeficiente de transmisión de calor bajo el régimen de convección forzada que se usa al momento de realizar el balance de energía entre el aire desecante y el producto ($h_{cf,p-ad}$) en donde Brooker et al. (1992) plantean una fórmula para la determinación de dicho coeficiente, empleándose en la modelación matemática de secado de la Universidad de Michigan (MSU).

$$h_{cf,p-ad} = 0.2755c_{p,ad} * F_{ad} \left(\frac{2r_0 * F_{ad}}{0.06175 + 0.000165T_{ad}} \right)^{-0.34} [W/m^2 \cdot K] \quad (4.19)$$

Donde r_0 es el radio equivalente del grano de café y F_{ad} representa el flujo del aire desecante generado por los extractores que atraviesa el secador solar tipo invernadero.

En el estudio llamado "Optimización operacional del secador intermitente de flujos concurrentes para café pergamino (Montoya et al., 1990)" se utilizó el modelo MSU para el procedimiento de disminución en la humedad para café tipo pergamino y la determinación de sus propiedades como la difusión de humedad, densidad aparente, radio equivalente, entre otras. En los resultados se obtuvo que los radios medios equivalentes para los diversos tipos de humedad en el café pergamino oscilaron entre 4,04 mm y 3,85 mm para porcentajes de humedad en base húmeda desde 51 a 47 % y desde 42 a 10,5 % base húmeda, respectivamente. Estos valores serán tomados en cuenta para poder determinar el coeficiente de convección forzada en el modelo propuesto y así poder facilitar los cálculos.

Con esto, el nuevo balance de energía que se da en el aire desecante se formularía de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} m_{ad}c_{p,ad} \frac{dT_{ad}}{dt} = & [(1 - F_p)(1 - \alpha_{fl}) + F_p(1 - \alpha_p)]A_c\tau_c I r + \\ & \rho_{ad}\dot{V}_s c_{p,ad} T_s - \rho_{ad}\dot{V}_e c_{p,ad} T_e - m_p c_{pv}(T_p - T_{ad}) \frac{dM}{dt} + \\ & A_c h_{c,c-ad}(T_c - T_{ad}) + A_c U_c (T_{amb} - T_{ad}) + A_p h_{cf,p-ad}(T_p - \\ & T_{ad}) + A_{fl} h_{c,fl-ad}(T_{fl} - T_{ad}) \end{aligned} \quad [W] \quad (4.20)$$

Del mismo modo, el nuevo balance de energía en el producto se expresa como:

$$m_p c_{pp} \frac{dT_p}{dt} = F_p \alpha_p A_c \tau_c I r + m_p [L_p + c_{pv}(T_{ad} - T_p)] \frac{dM}{dt} \\ + A_p h_{r,p-fl}(T_{fl} - T_p) + A_p h_{r,p-c}(T_c - T_p) \\ + A_p h_{cf,p-ad}(T_{ad} - T_p) \quad [W](4.21)$$

4.4 Propiedades termo-físicas del café

La humedad de equilibrio (M_e) sirve como base para el balance de masa utilizado en el secado de granos como el café y la variable k' se puede formular en función de la relación superficie – volumen (a_p) y la difusividad efectiva del producto (D_{eff}), respectivamente (Ginner & Mascheroni, 1996).

$$k' = \frac{\pi^2}{9} D_{eff} a_p \quad [1/s](4.22)$$

En función de la temperatura y humedad del producto, Montoya (1989) dio a conocer la expresión del coeficiente de difusión de humedad (D_{eff}) para café pergamino. Esta fórmula es aplicable para aquellos contenidos de humedad que no superan o son iguales al 50 % en base seca o 33,33 % de base húmeda.

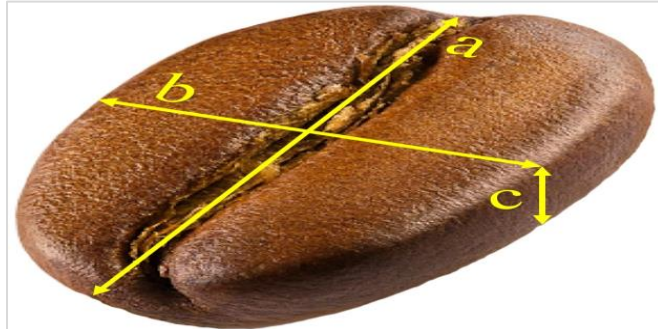
$$D_{eff} = 4.1582 \times 10^{-8} \exp \left[(0.1346 T_p + 2.2055) M - \frac{1184}{T_p + 273.15} \right] [m^2/min] \quad (4.23)$$

La relación superficie – volumen del producto se puede expresar en función del diámetro del producto (D_p) mediante la siguiente ecuación:

$$a_p = \frac{6}{D_p} \quad [1/m] \quad (4.24)$$

Mediante el uso de la representación geométrica, los granos de café pergamino se pueden categorizar como partículas tipo D dado que tienen formas irregulares y una morfología superficial diferente (Geldart, 1973). Se pueden usar medidas básicas como largo, ancho y alto para representar esto. Un esquema de la representación antes mencionada se refleja en la Figura 35.

Figura 35. Representación de las dimensiones del grano de café



Nota. Adaptado de Araujo (2021).

El diámetro promedio (D_p) del grano de café se puede hallar en base a sus dimensiones básicas mediante la siguiente expresión:

$$D_p = (a \cdot b \cdot c)^{1/3} \quad [m] \quad (4.25)$$

En donde a, b y c representan las dimensiones características mayor, intermedia y menor del grano de café, respectivamente.

La conductividad térmica del café (k_p) se puede hallar mediante la siguiente expresión (Abud, 1998):

$$k_p = 0.00830 + 0.02363 \left(\frac{M_{bs}}{1 + M_{bs}} \right) \quad [W/m \cdot K] \quad (4.26)$$

Dependiendo del contenido de humedad en base seca, Montoya (1989) pudo formular la densidad del café pergamino (ρ_p) de la siguiente manera:

$$\rho_p = 365.884 + 2.7067 * M \quad [kg/m^3] \quad (4.27)$$

La ecuación 4.28, que es aplicable en el intervalo de humedad del grano que oscila desde 11 a 45 % base húmeda, fue desarrollada por Montoya (1989) para determinar el calor específico del café pergamino.

$$C_{pp} = 1.3536 + 5.7859 * M \quad [kJ/kg \cdot K] \quad (4.28)$$

La humedad relativa (HR) y la temperatura del aire desecante (T_{ad}) son parámetros necesarios para el planteamiento de la ecuación que describe la humedad de equilibrio (M_e) para el café (Trejos, 1986).

$$M_e = (61.030848HR - 108.371410HR^2 + 74.461059HR^3) \exp[(-0.037049HR + 0.070114HR^2 - 0.0351HR^3)T_{ad}] \quad (4.29)$$



Capítulo 5

Discusión y comparación de resultados

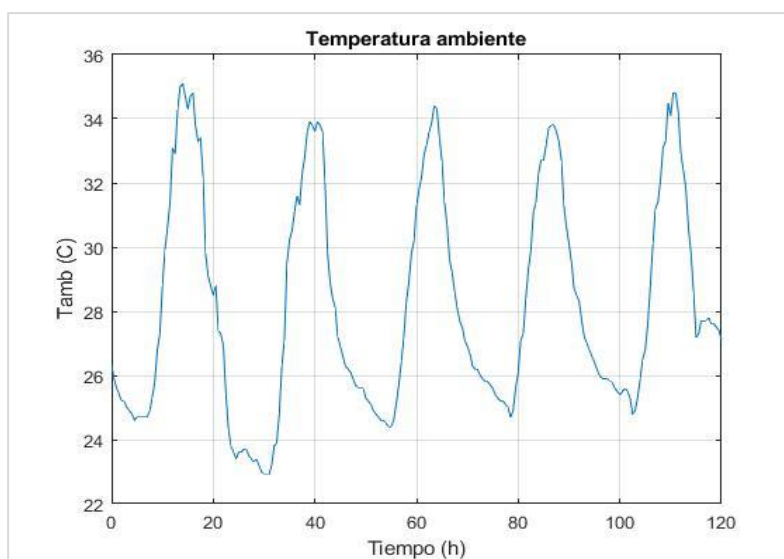
Los resultados adquiridos en base a las gráficas mediante el programa de cálculo llevado a cabo en Matlab se mostrarán en este capítulo. Como se mencionó anteriormente, se han evaluado los meses de marzo, abril, mayo y junio, que representan los meses de cosecha del café; sin embargo, en esta parte se evaluará el primer y último mes mencionado, que equivalen al primer y último mes de cosecha, respectivamente con el fin de obtener una mejor síntesis de los resultados obtenidos. Asimismo, se tomarán los valores de las condiciones ambientales de cinco días en intervalos de 30 minutos debido a que en un secado solar convencional se toma por lo menos siete días en completar el procedimiento de secado, dado que para realizar una comparación adecuada el secado del café en el secador de invernadero en teoría deberá tomar como máximo 5 días.

Para ambos tipos de secador, se enseñarán primero los parámetros ambientales bajo los cuales se ha trabajado para tener una noción del porqué sale ese tipo de resultados, seguido de esto se mostrarán gráficas como la temperatura de la cubierta, temperatura del producto, del aire desecante, del piso, humedad del producto en base seca y humedad relativa del aire desecante en función del tiempo, respectivamente.

5.1 Condiciones ambientales

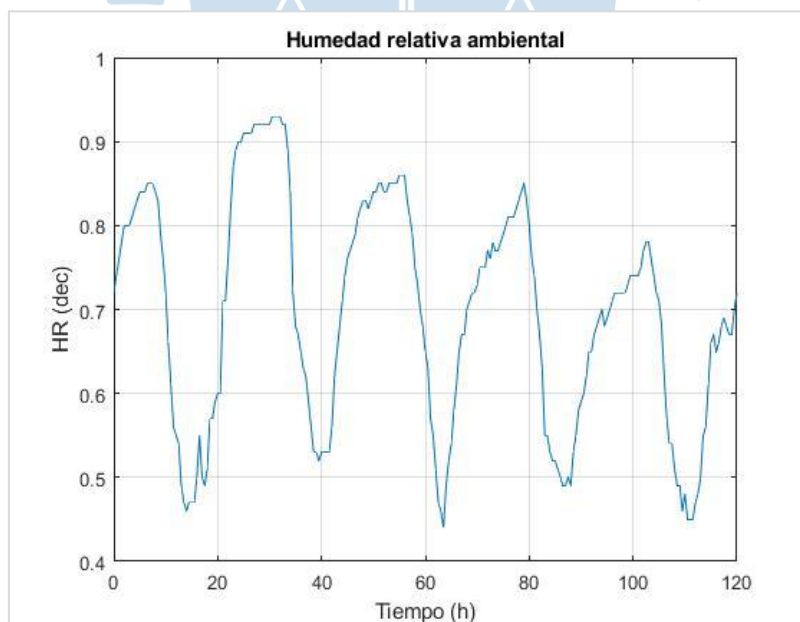
Para un secador solar tipo invernadero, las condiciones ambientales son de gran relevancia en la funcionalidad del secador y su operación de secado ya que en base a estos valores se verán reflejados los resultados obtenidos. Los parámetros ambientales que serán estudiados son: temperatura ambiental, humedad relativa ambiente, radiación solar y velocidad del viento.

En el mes de marzo, el valor más bajo se registra en la mañana a las 6:00 horas con 22,9 °C, transcurrido el día la temperatura comienza a aumentar hasta registrar su valor más alto a las 14:00 horas con un pico de 35,1 °C.

Figura 36. Temperatura ambiente mes de marzo

Nota. Adaptado de Estación meteorológica UDEP (2019).

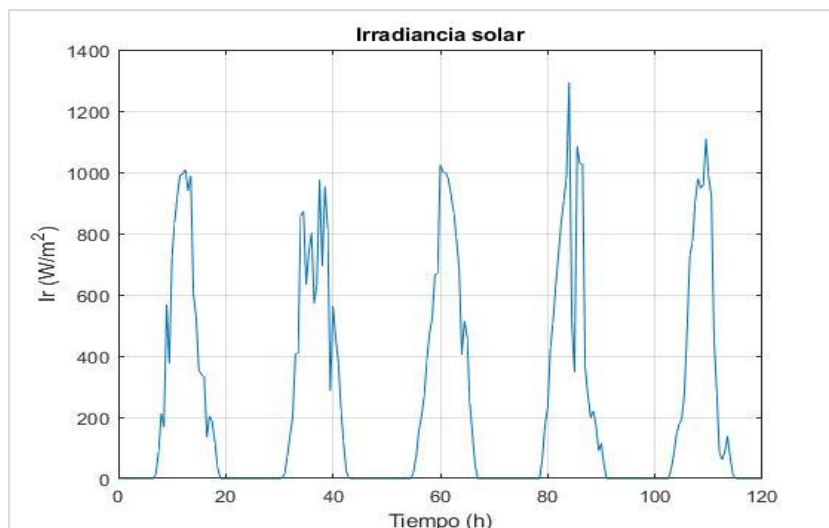
La humedad relativa ambiental presenta un pico de 0,93 a las 8:00 horas, por otro lado, su valor más bajo se registra a las 15:30 horas con un valor de 0,44. La relación que se tiene entra la temperatura y humedad relativa ambiental es inversamente proporcional, en otras palabras, la temperatura del ambiente desciende a medida que aumenta la humedad relativa del aire y a la inversa.

Figura 37. Humedad relativa ambiental mes de marzo

Nota. Adaptado de Estación meteorológica UDEP (2019).

La Figura 38 ilustra como varía la irradiancia solar a lo largo de los días teniendo un valor pico de 1294 W/m^2 a las 12:00 horas, después de esto comienza a disminuir hasta la noche a partir de las 19:00 horas en el que su valor se vuelve nulo.

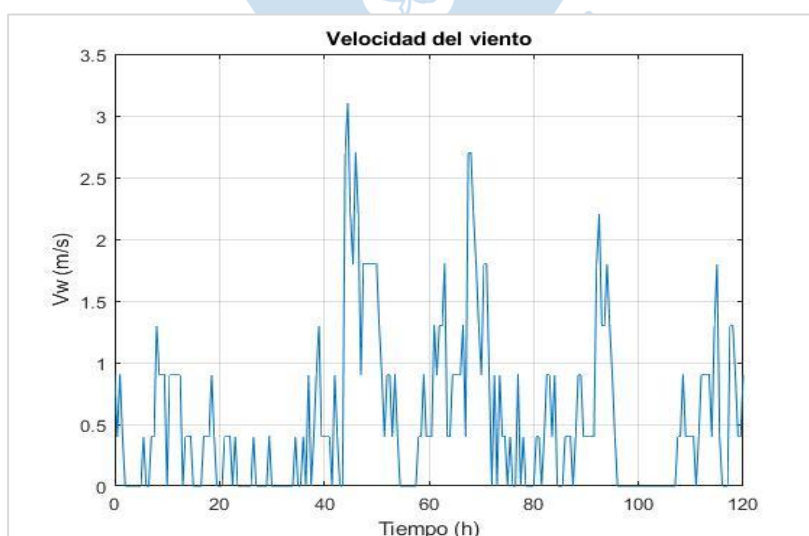
Figura 38. Irradiancia solar mes de marzo



Nota. Adaptado de Estación meteorológica UDEP (2019).

La Figura 39 expone como la velocidad del viento varía a lo largo de los cinco días, teniendo valores pico de $3,1 \text{ m/s}$ a las 20:30 horas y valores mínimos de 0 m/s a partir de la mañana. Como se puede observar la velocidad del viento no presenta un patrón constante durante el mes de marzo, pero podemos decir que esta aumenta a partir de la mañana hasta que llega a sus valores máximos por la noche.

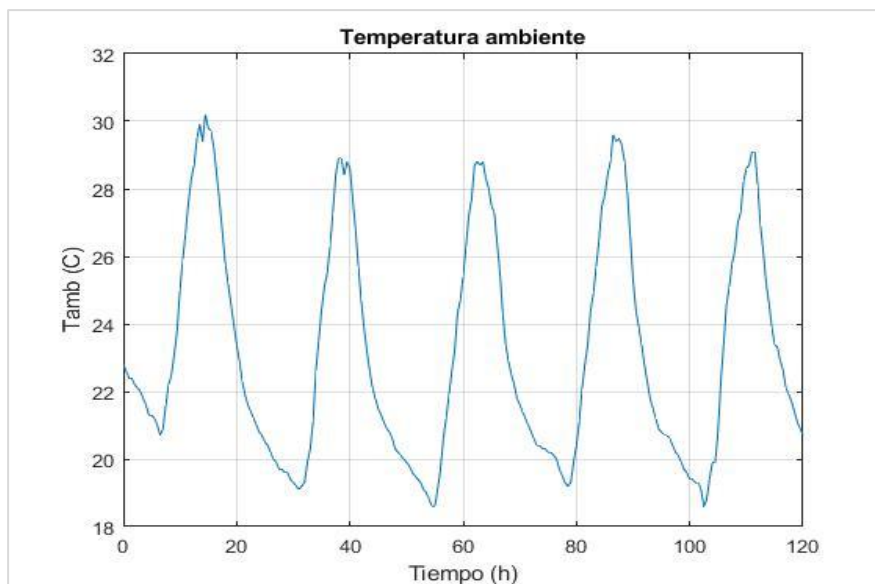
Figura 39. Velocidad del viento mes de marzo



Nota. Adaptado de Estación meteorológica UDEP (2019).

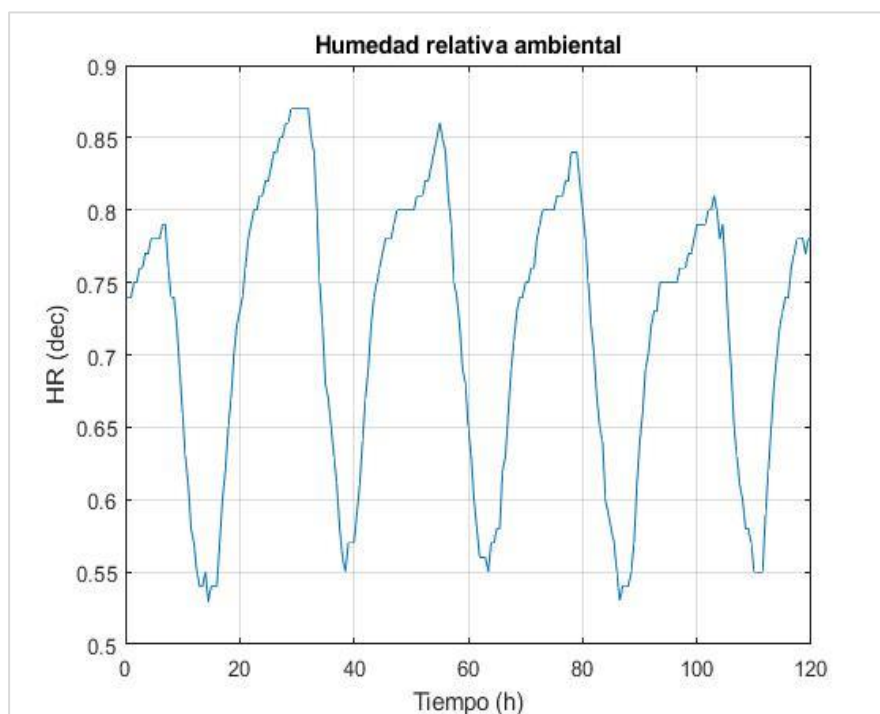
De igual manera, se mostrarán las gráficas de los parámetros ambientales del mes de junio, de esta manera se podrá evidenciar bajo qué condiciones ambientales trabaja el invernadero durante la operación de secado del café en la época correspondiente a la cosecha.

Figura 40. Temperatura ambiente mes de junio

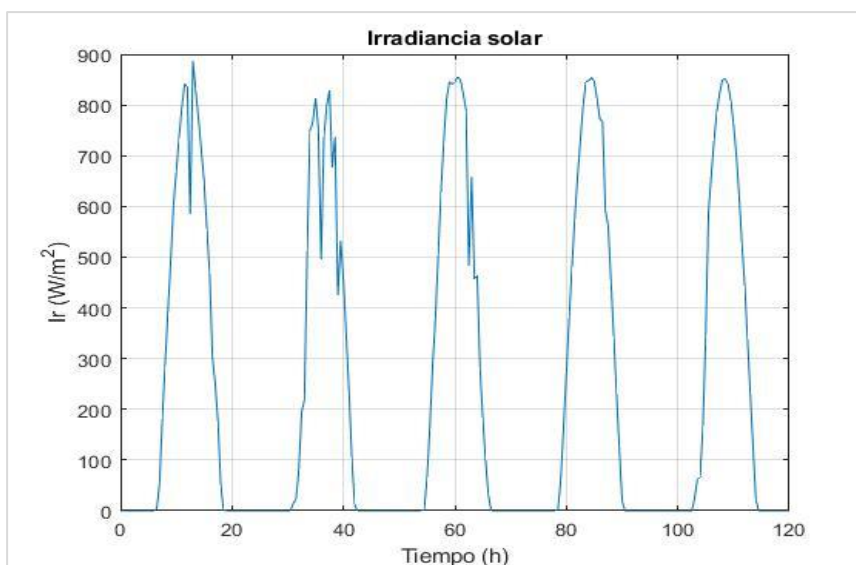


Nota. Adaptado de Estación meteorológica UDEP (2019).

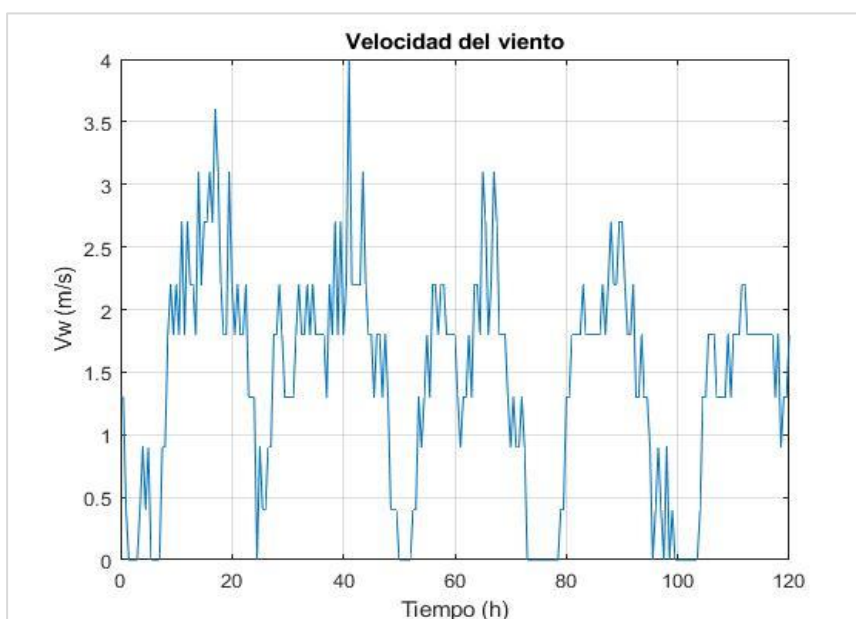
Figura 41. Humedad relativa ambiental mes de junio



Nota. Adaptado de Estación meteorológica UDEP (2019).

Figura 42. Radiación solar mes de junio

Nota. Adaptado de Estación meteorológica UDEP (2019).

Figura 43. Velocidad del viento mes de junio

Nota. Adaptado de Estación meteorológica UDEP (2019).

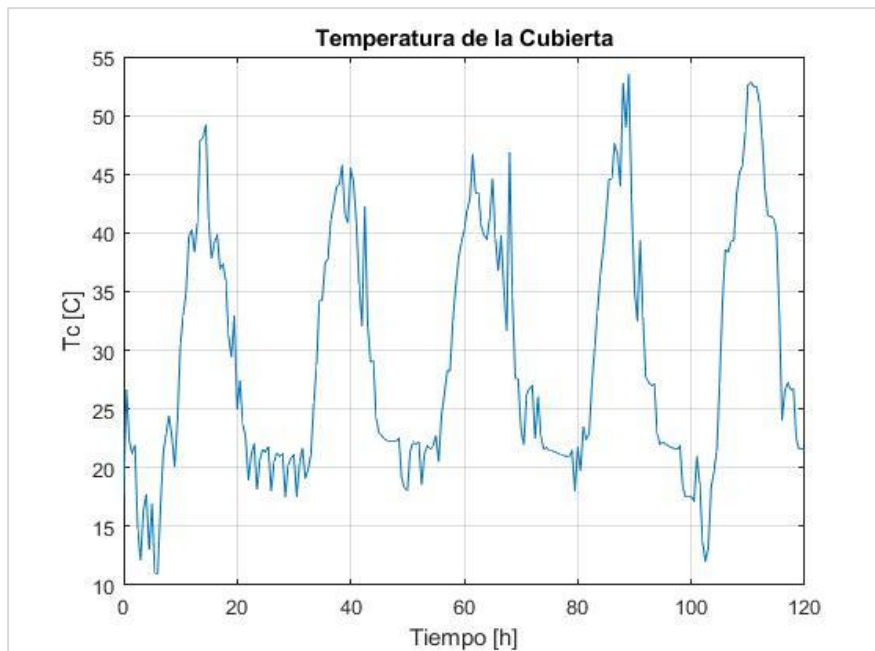
5.2 Secador solar tipo invernadero convección natural

5.2.1 Temperatura de la cubierta

La Figura 44 describe como varía la temperatura de la cubierta en relación al tiempo, como se puede observar los valores pico de temperatura están directamente relacionados con las horas en donde se tiene los valores más altos de radiación. Dado que el propósito de la cubierta es proteger el producto de elementos externos y al mismo tiempo permitir que pase una proporción de la radiación solar, estos valores tendrán un impacto en la temperatura del

producto, así como en el aire desecante dependiendo del material del que esté hecha la cubierta y sus características.

Figura 44. Temperatura de la cubierta convección natural

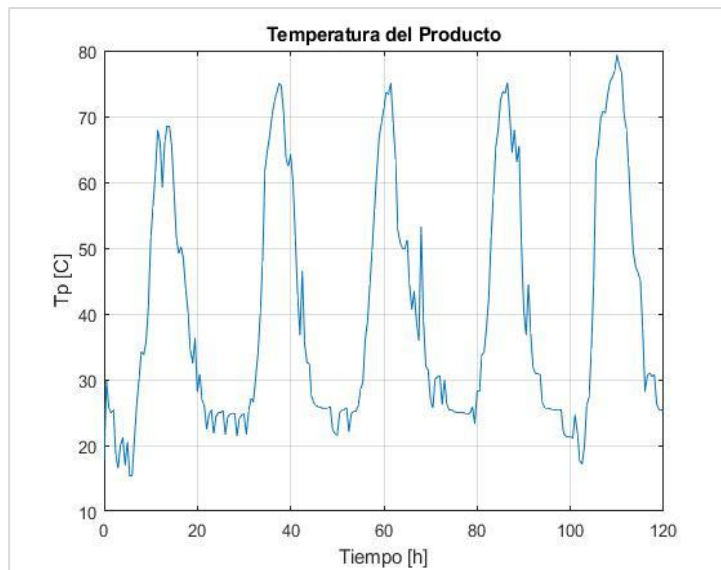


5.2.2 Temperatura del producto

La temperatura del café se muestra como varía en la Figura 45 a lo largo de los cinco días que se tomaron de muestra para el secado. Se observa que los valores pico de temperatura del café corresponden con las horas en que la radiación solar es más alta, siendo estos aproximadamente a partir de las 12:00 horas de cada día. Se puede apreciar en la gráfica que la temperatura del café presenta valores pico los cuales aumentan a medida que pasan los días, la razón de esto es que mientras el café va perdiendo humedad con el transcurso de los días, su capacidad de poder almacenar energía térmica crecerá y por lo tanto la temperatura aumentará.

En el secado de café, se recomienda evitar temperaturas demasiado altas ya que estas podrían quemarlo y darles un mal aspecto, además de degradar su calidad por la excesiva radiación incidente; con esto se sugiere colocar sensores de temperatura para poder así tener un mejor control de los niveles de temperatura, así como también remover de manera constante el producto a secar.

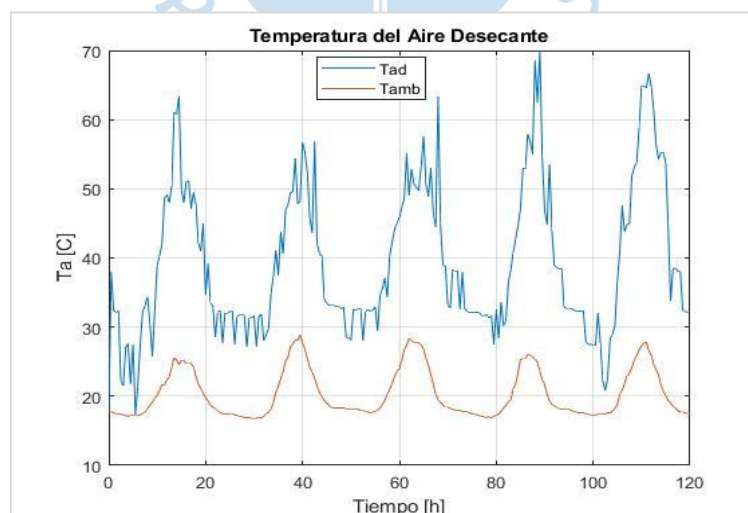
Figura 45. Temperatura del café convección natural



5.2.3 Temperatura del aire desecante

En la Figura 46 se observa como la temperatura del aire desecante varía con el transcurso de los días alcanzando valores que oscilan entre los 60 °C y los 70 °C en las horas donde la radiación solar incidente es alta. Como se puede notar, las dos temperaturas del gráfico, la ambiental (roja) y la del aire desecante (azul), están vinculadas entre sí respecto a su forma en la gráfica, presentando una diferencia de temperatura entre ambas de aproximadamente 40 °C cuando se trata de los valores pico y una diferencia de 15 °C cuando nos referimos a los valores más bajos.

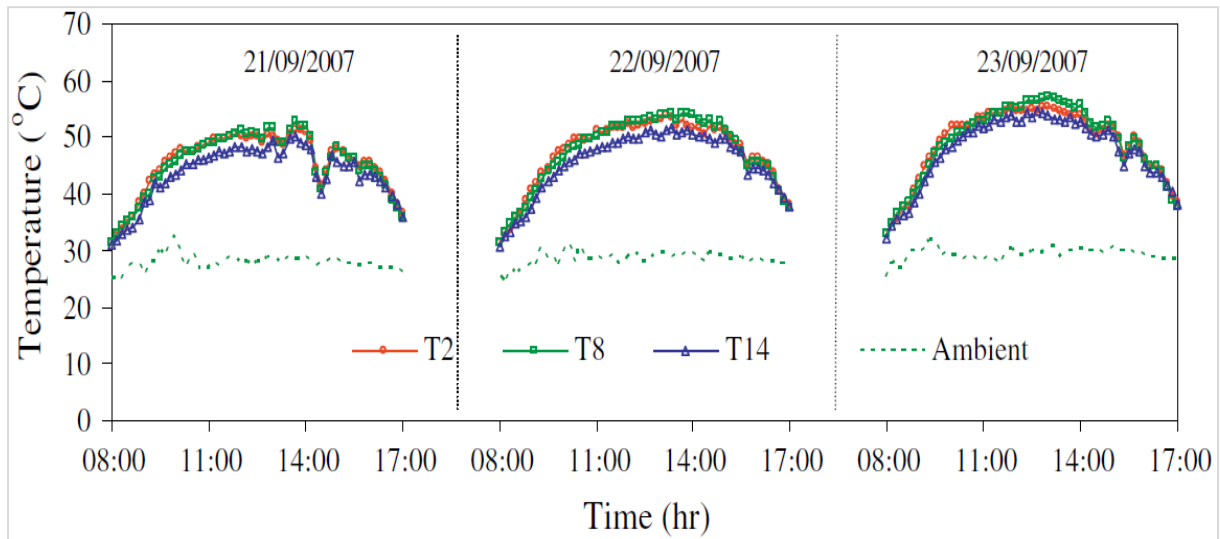
Figura 46. Temperatura del aire desecante convección natural



En el trabajo de investigación titulado “Experimental and simulated performance of a PV-ventilated solar greenhouse dryer for drying of peeled longan and banana (Janjai et al., 2009)”, los datos experimentales representados en la Figura 47 se recopilaron durante las

pruebas en longan y plátano en un secador solar estilo invernadero. Estos datos ilustran los valores de temperatura del aire desecante en distintos lugares dentro del secador y de la temperatura ambiente, logrando diferencias de temperatura entre estos dos de 10 a 30 °C, dependiendo de las horas del día. Con lo mencionado anteriormente se pueden respaldar los resultados del secador solar de café tipo invernadero, teniendo en cuenta que las condiciones ambientales de cada lugar son de vital importancia debido a la considerable diferencia de temperatura que se alcanzó en el presente trabajo de investigación.

Figura 47. Comparación de temperatura del aire desecante y del aire ambiente

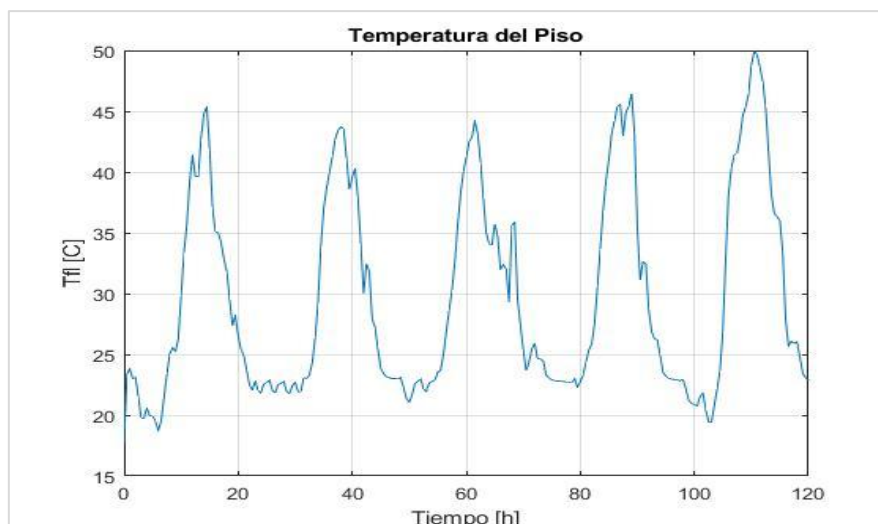


Nota. Adaptado de Janjai et al. (2009).

5.2.4 Temperatura del piso

La temperatura del piso registra sus lecturas más altas en los días con mayor radiación solar, como se evidencia en la Figura 48. La temperatura del piso se ve influenciada por la convección que se da con el aire y por la cantidad de radiación que absorbe el producto, así como también por la conducción que se da por intermedio del piso del secador.

Figura 48. Temperatura del piso convección natural

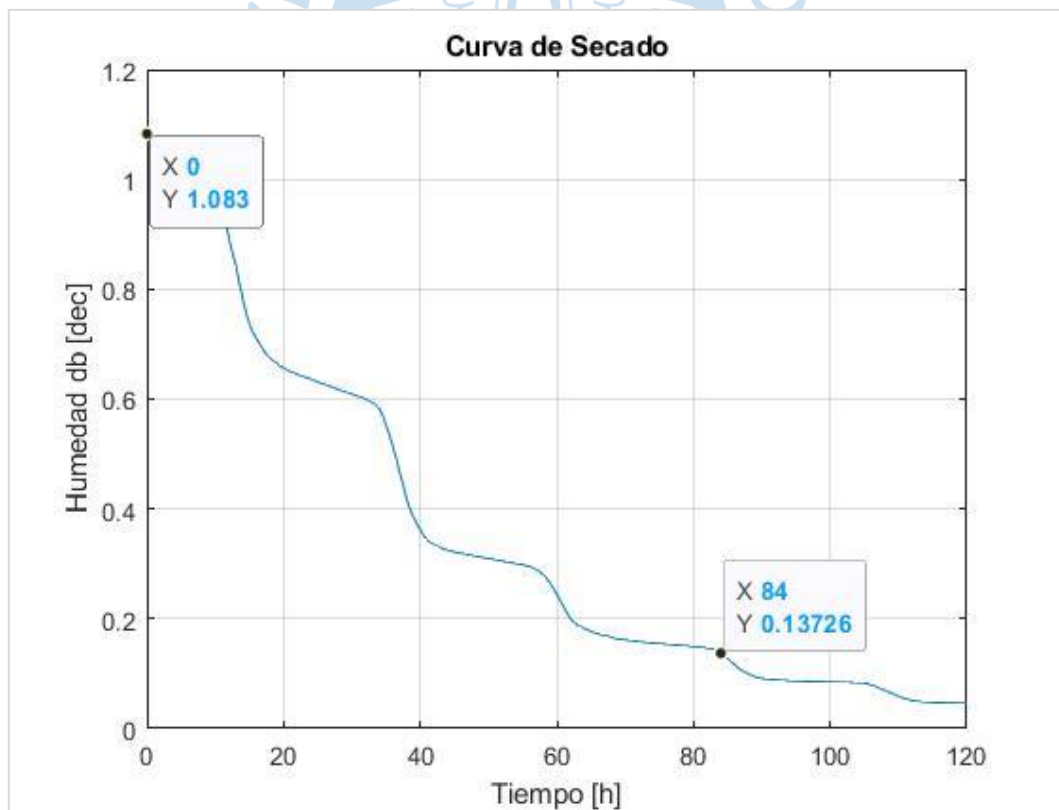


5.2.5 Curva de secado

Al inicio del proceso, el café contaba con un contenido de humedad de 52 % en base húmeda, lo que corresponde a 1,083 de humedad en base seca, evidenciándose en el gráfico de la Figura 49. Esto demuestra cómo fue el proceso de reducción de la humedad del producto efectivamente llevado a cabo. Se evidencia que el secado sucede en el día cuando existe radiación solar incidente, mientras que por las noches la gráfica se aproxima a un comportamiento constante y lento, esto se debe a que durante el día el producto acumula energía térmica y gracias a esto por las noches se sigue realizando el secado.

La humedad final pretendida es de un 12 % base húmeda lo que representa a 0,136 de humedad en base seca, este resultado se alcanza aproximadamente a las 84 horas desde el inicio de la simulación, teniendo como resultado que el secado de 200 kg de café se puede realizar en tres días y medio, aproximadamente. Este periodo de reducción de humedad para un secador de efecto invernadero de convección natural resulta menor al que se obtiene de un secado al sol convencional el cual se da en un periodo de siete días, generando así una disminución de tiempos notable.

Figura 49. Curva de secado en base seca del café convección natural



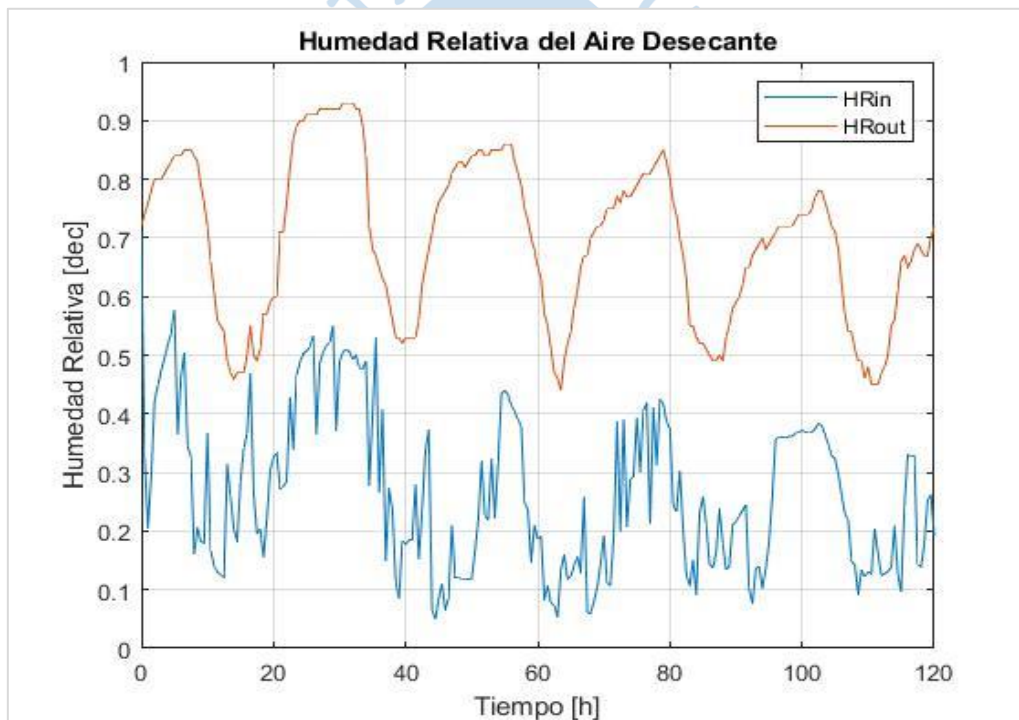
5.2.6 Humedad relativa del aire desecante

El comportamiento de la humedad relativa del aire desecante (rojo) en comparación con la del aire externo (azul) se presentan en la Figura 50. Se puede observar en los primeros

días de la operación de secado el aire desecante presenta un alto nivel en los valores de humedad relativa, esto es debido a que al inicio el café presenta gran contenido de humedad y necesita ser eliminada, es entonces donde el aire desecante cumple su función absorbiendo esta humedad para lograr el secado del producto. A medida que pasan los días, el contenido de humedad del aire desecante va disminuyendo como consecuencia de que el café ha logrado disminuir gran parte de la humedad dentro de él y por lo tanto se ve reflejado en los bajos valores de esta en el aire desecante hasta lograr la humedad deseada.

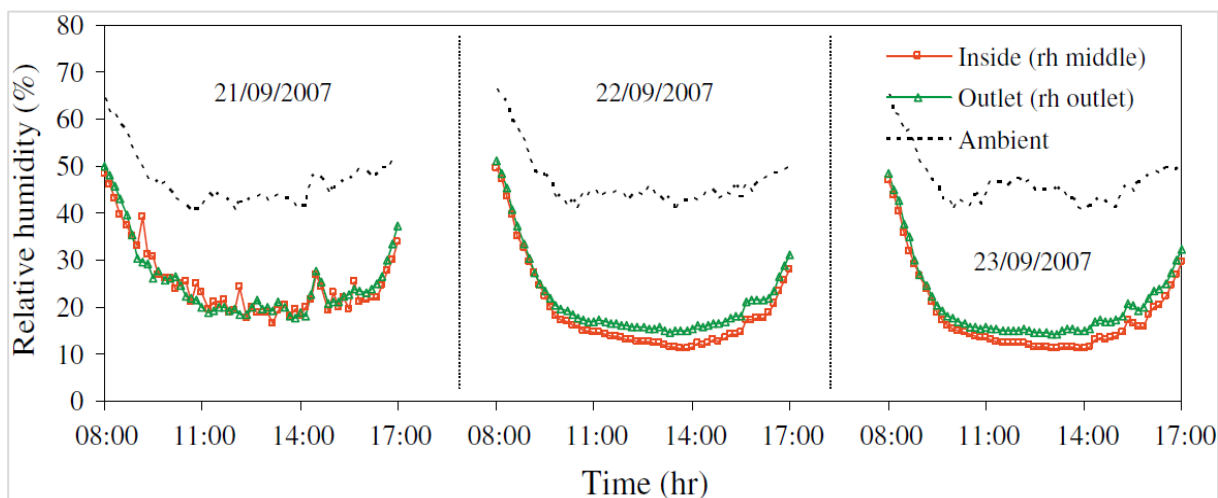
Los niveles de humedad y su respectivo control son esenciales para la óptima funcionalidad en el interior del secador de invernadero bajo convección natural, por consiguiente, el uso de chimeneas es imprescindible para que el aire pueda salir y recircular de manera adecuada, sin embargo, este no es el método más eficaz que se tiene al momento de controlar este parámetro.

Figura 50. Humedad relativa del aire desecante convección natural



En la Figura 51 se muestra evidencia experimental sobre la humedad relativa dentro de un secador de invernadero en distintas posiciones para el secado de longan pelado, se puede notar la similitud que presenta la forma de la gráfica con la que se obtuvo en el presente trabajo de investigación sustentando esta de manera acertada.

Figura 51. Humedad relativa en varias posiciones del secador para el secado de longan pelado



Nota. Adaptado de Janjai et al. (2009).

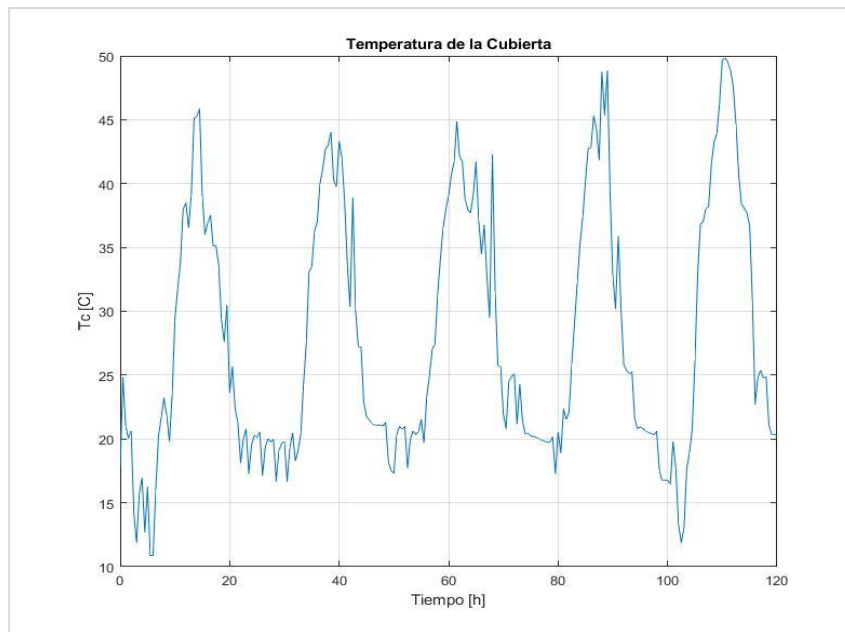
5.3 Secador solar tipo invernadero convección forzada

Los resultados obtenidos en el secador solar tipo invernadero bajo convección forzada serán comparados con los del secador solar tipo invernadero bajo convección natural ya comentados con el propósito de comprobar que existen mejoras al utilizar extractores como tener un mejor control de la humedad relativa del aire desecante, lograr bajar los niveles pico de temperatura hasta que sean idóneos para el secado, entre otros.

5.3.1 Temperatura de la cubierta

El comportamiento de la temperatura de la cubierta transparente durante el proceso de secado de cinco días en régimen de convección forzada se ilustra en la Figura 52. Los valores pico de temperatura no alcanzan los 50 °C en donde la radiación solar incidente es la mayor; con esto se ha logrado un cambio mínimo de alrededor de 5 °C en comparación al régimen bajo convección natural donde sus valores pico alcanzan los 55 °C, esto debido al constante cambio de aire dentro del secador logrando que no se acumule el calor y se transfiera a la cubierta.

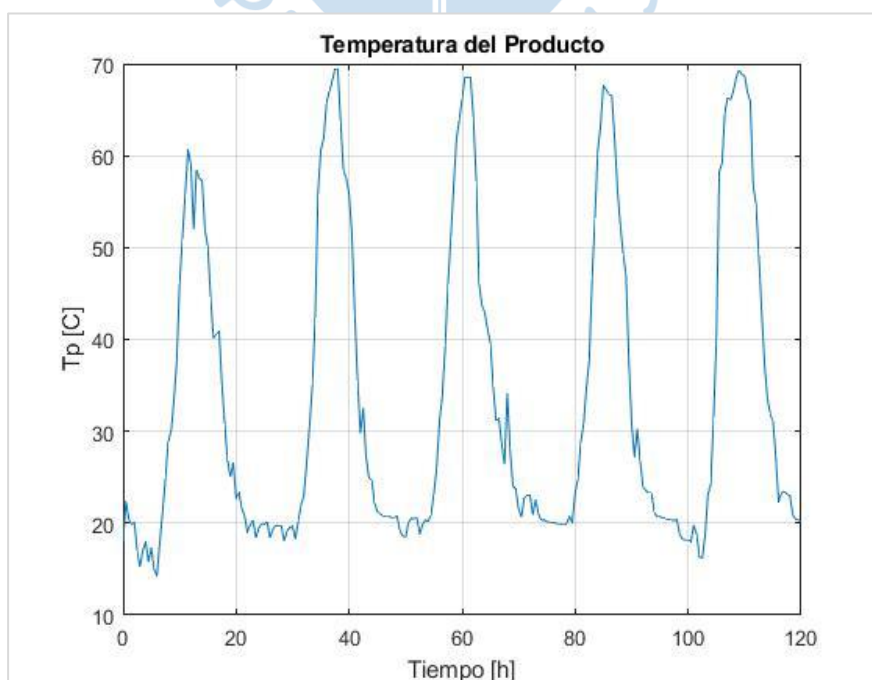
Figura 52. Temperatura de la cubierta convección forzada



5.3.2 Temperatura de del producto

La Figura 53 ilustra las lecturas de temperatura del café, que se encuentran en el rango de temperatura desde 60 °C hasta valores menores a 70 °C. Comparando estas cifras con los desarrollados por el secador solar tipo invernadero bajo convección natural se observa que se ha logrado reducir los valores de temperatura pico en aproximadamente 10 °C, ya que los obtenidos en el primer secador oscilan entre 70 °C y valores menores a 80 °C. Con la integración de los extractores se logra reducir y controlar la temperatura con el fin de garantizar mejores resultados en cuanto a la calidad y aspecto del grano.

Figura 53. Temperatura del café convección forzada



5.3.3 Temperatura del aire desecante

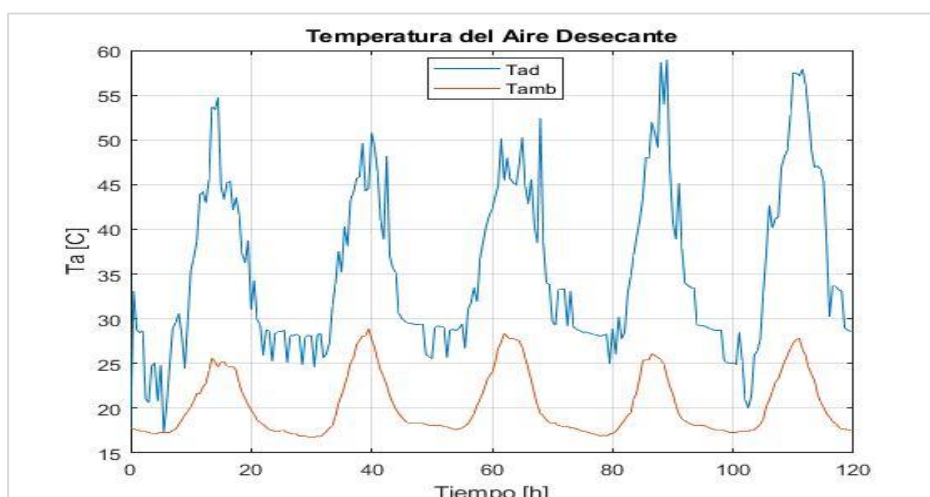
Los resultados adquiridos en la temperatura del aire desecante se encuentran en el intervalo de 50 °C hasta menos de 60 °C. Esto se contempla en la Figura 54, logrando una notable mejora del control de temperatura del aire desecante en contraste a las lecturas adquiridas por el primer secador los cuales oscilan entre 60 °C y 70 °C, alcanzando una reducción de hasta 10 °C. Esta notable reducción de temperatura en el aire desecante es debido a la implementación de los extractores que cumplen la función de sustituir el aire caliente y húmedo por uno fresco y con mayor capacidad de secado.

Según el Informe Técnico para Construcción de un secador solar de café (Besora, s.f.) se debe tener en cuenta que el grano de café se tiene que tratar como un ser vivo y por lo tanto las altas temperaturas de secado pueden afectar notablemente su aspecto y calidad hasta el punto de ocasionar daños irreversibles. Se recomienda que al momento del secado no se debe trabajar con temperaturas superiores a los 60 °C para obtener un grano de calidad, con esto se puede respaldar las temperaturas de aire desecante obtenidas en este secador las cuales no superan los 60 °C.

En el territorio de San Martín (Perú) se realizó un estudio llamado “Efectividad de un Proceso de Secado de Café usando Secadores Solares con Sistema de Flujo de Aire continuo Impulsado por Energía Fotovoltaica” (Vela et al., 2019), que consistió en implementar un prototipo de secador de estilo invernadero asistido por un dispositivo que brinda un caudal de aire continuo impulsado por energía fotovoltaica de dimensiones 4 m x 8 m y de una capacidad de 4.3 qq de café (1 qq=46 kg). Esta investigación fue de tipo experimental donde se obtuvieron lecturas en la temperatura del aire desecante de 42, 46, y 49 °C; con esto se podrá fundamentar lo obtenido en el presente secador debido a que no se presenta una gran diferencia entre estos.

Cabe mencionar que se ha trabajado en base a una simulación y bajo diferentes condiciones climáticas y por tal razón se espera resultados aproximados, mas no exactos.

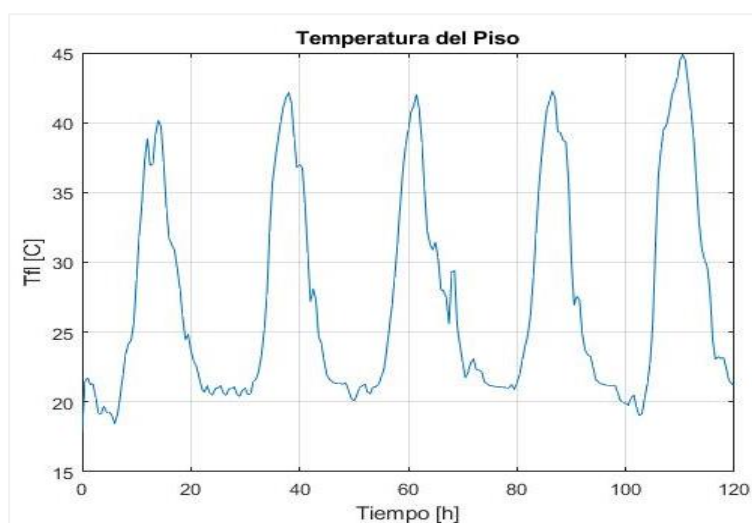
Figura 54. Temperatura del aire desecante convección forzada



5.3.4 Temperatura del piso

Las lecturas de la temperatura del piso se ilustran en la Figura 55 donde se logra bajar al menos 5 °C en comparación con el secador solar tipo invernadero bajo convección natural, esto se efectúa gracias a los extractores que no permiten que el aire caliente se almacene y pueda recircular aire nuevo por todo el secador. Como se mencionó anteriormente, la temperatura del piso se ve influenciada por la convección que se da con el aire y este al ser controlado de una manera más eficaz se logra obtener mejores resultados.

Figura 55. Temperatura del piso convección forzada

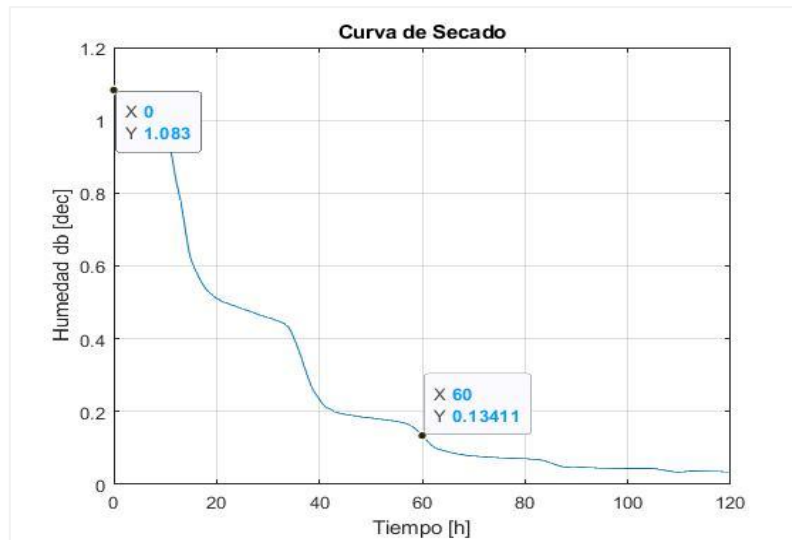


5.3.5 Curva de secado

Como se mencionó anteriormente, la intención es disminuir el porcentaje en la humedad del café a un nivel específico, siendo la meta en este caso 12 % en base húmeda lo que representa a 0,136 de humedad en base seca. La Figura 56 ilustra cómo la operación de secado se ha efectuado en el transcurso de los días donde se puede notar que la humedad final requerida se alcanza aproximadamente a las 60 horas desde el inicio de la simulación, lo que significa que el objetivo se consigue en un periodo cerca de dos días y medio.

Se ha concretado una disminución de aproximadamente un día en contraste con el periodo de secado del primer invernadero, lo cual es ventajoso ya que permite reducir el tiempo de secado. Asimismo, lo que también se busca es garantizar un afianzamiento en la condición y propiedades del producto procedente de un óptimo control de los factores involucrados en la operación de secado.

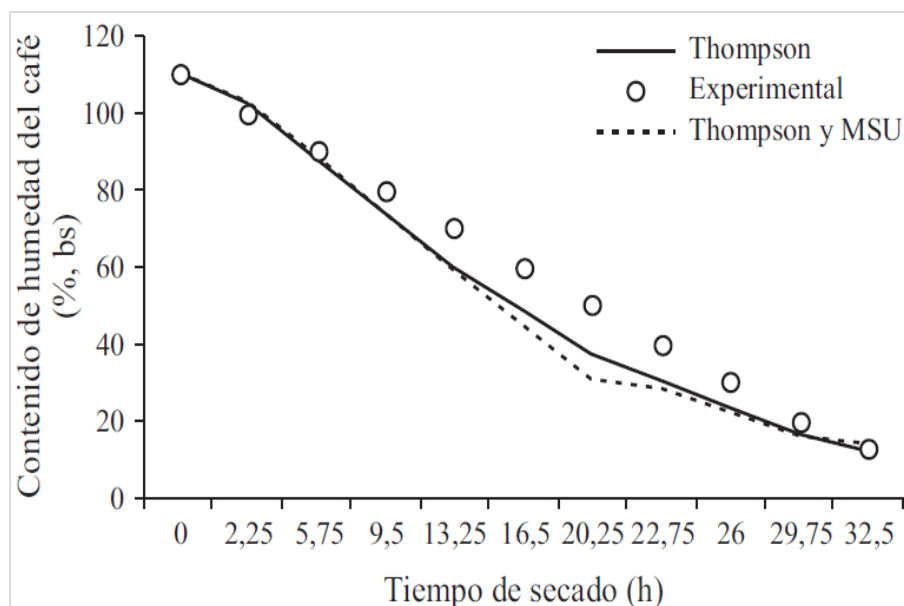
Figura 56. Curva de secado en base seca del café convección forzada



En el trabajo de investigación titulado “SECAFÉ Parte I: Modelamiento y simulación matemática en el secado mecánico de café pergamino (Parra et al., 2008)” se desarrolló una simulación matemática en base de la modelación Thompson y MSU (Michigan State University) con el objetivo de predecir por medio de secadores mecánicos el proceso de disminución de humedad del café tipo pergamino ubicado en la región de Colombia, donde se comparó los datos experimentales obtenidos de estos secadores y los obtenidos mediante las simulaciones matemáticas llegando a la conclusión de que estos pueden pronosticar con precisión cómo se secará el café pergamino. La Figura 57 expone satisfactoriamente cómo se logró reducir el porcentaje en la humedad media desde 52,4 a 11,1 % base húmeda (110 a 12,5 % base seca) en un periodo de tiempo de aproximadamente 32,5 horas.

En el presente trabajo de investigación para el modelo de convección forzada, se basó en las ecuaciones usadas en el trabajo anteriormente mencionado con la intención de lograr una aproximación a los resultados obtenidos, cabe mencionar que la modelación propuesta por Parra et al. (2008) se fundamenta sobre un secador mecánico el cual presenta una mayor capacidad de secado y un mayor flujo de aire y por lo tanto una notable disminución en el tiempo de secado. No obstante, las lecturas adquiridas mediante la simulación en el presente secador en comparación con el secador mecánico, se consideran experimentalmente respaldados y aproximados para la predicción en el secado de café para un invernadero bajo convección forzada formulado por el modelo matemático propuesto.

Figura 57. Curvas de secado para un secador mecánico de manera experimental y mediante los modelos matemáticos



Nota. Adaptado Parra et al. (2008).

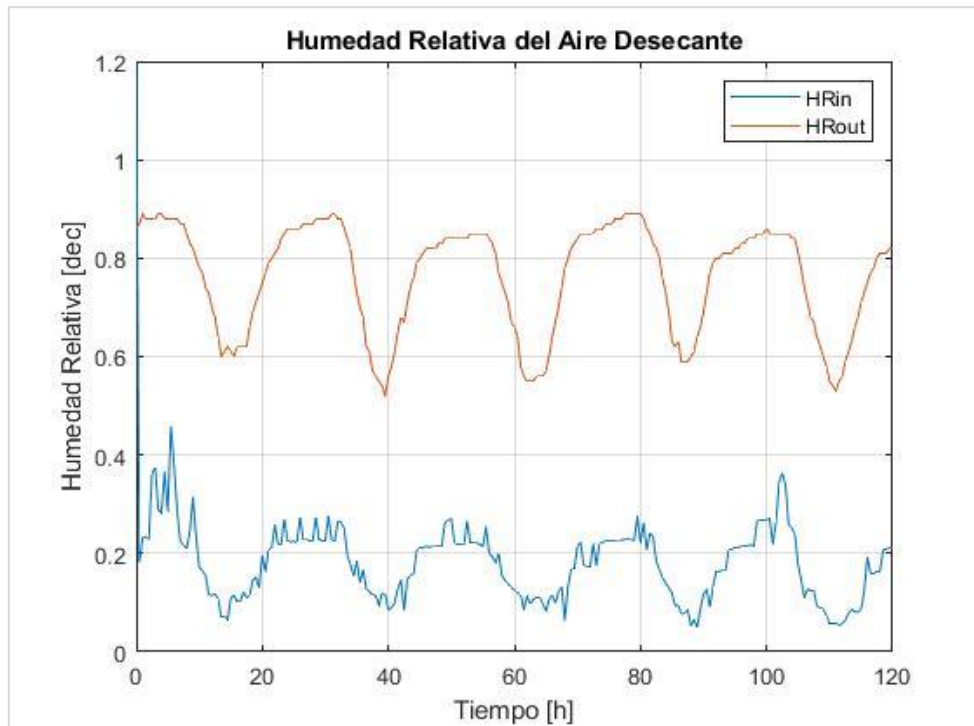
5.3.6 Humedad relativa del aire desecante

Las lecturas de humedad relativa en el aire desecante y en el ambiente externo se ilustran en la Figura 58, mostrando un comportamiento similar en forma de curva.

En contraste con los valores adquiridos del primer secador podemos notar que la humedad relativa del aire desecante bajo convección natural muestra un comportamiento desordenado y poco monitoreado, esto puede llegar a ser desventajoso y perjudicial ya que si no se controla correctamente los niveles de humedad del aire desecante este puede alcanzar cifras muy altas hasta el punto de causar la condensación del vapor de agua, creando un ambiente altamente susceptible al surgimiento de hongos que inciden no solo la inocuidad del café, sino también su condición física y sensorial.

Con la incorporación de los extractores de humedad en el invernadero bajo convección forzada lo que se busca es lograr un mejor control de los niveles de humedad dentro del secador sustituyendo el aire caliente y húmedo por un aire más fresco y seco que contenga una mayor capacidad de secado y al mismo tiempo poder distribuir ese aire de manera uniforme por toda la zona del producto a secar. Los niveles de humedad relativa que presenta el aire desecante se exponen en la Figura 58, estos muestran un mayor control y cifras no tan elevadas en el contenido de humedad que es lo que se quiere garantizar con la implementación de estos extractores.

Figura 58. Humedad relativa del aire desecante convección forzada



5.4 Análisis comparativo entre ambos secadores

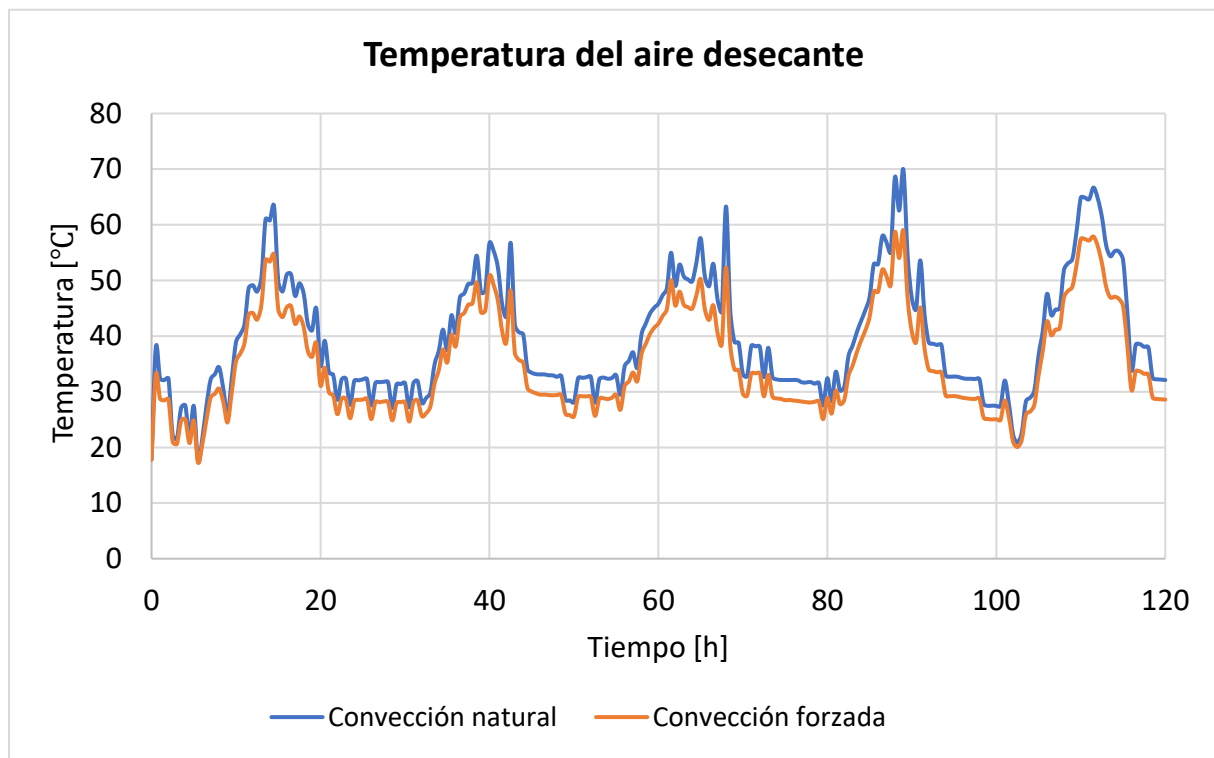
Las gráficas adquiridas en los puntos recientemente tratados reflejan el comportamiento de ambos tipos de secador bajo las condiciones ambientales ya mencionadas. Con esto, se mostrará en una tabla los resultados conseguidos de ambos secadores con el propósito de compararlos entre sí y determinar cuál secador resulta más beneficioso según los requerimientos de cada productor.

Tabla 12. Análisis comparativo de ambos secadores tipo invernadero

Variables	Convección natural	Convección forzada	Comentario
Temperatura cubierta	45-55 °C	45-50 °C	Reducción en 5 °C del valor pico de temperatura, se procura el constante cambio de aire dentro del secador logrando que no se acumule el calor en los límites y se transfiera a la cubierta.
Temperatura producto	70-80 °C	60-70 °C	Disminución de temperatura en un rango de 10 °C, se obtiene una mejora en el aspecto y calidad del grano de café al no exponerse a temperaturas tan elevadas que a largo plazo pueden ocasionar quemaduras y degradación de la calidad.
Temperatura aire desecante	60-70 °C	50-60 °C	Se consigue una reducción de temperatura en un rango de 10 °C como consecuencia del constante cambio de aire dentro del secador por parte de los extractores, asimismo un mejor control de temperatura dentro del invernadero. Se alcanza el rango idóneo de temperatura de secado (50-60 °C) que garantiza la obtención de un grano de calidad al final del proceso de secado.
Temperatura piso	44-50 °C	40-45 °C	Se reduce la temperatura pico en 5 °C, gracias a los extractores que no permiten que el aire húmedo se almacene en la parte inferior del secador.
Tiempo de secado	3 días y medio	2 días y medio	En ambos secadores se logra obtener una humedad final de 12 %, la diferencia es que bajo el régimen de convección forzada se atenúa en 1 día el tiempo de secado. Con esto se busca garantizar un afianzamiento en la condición y propiedades del café a raíz de un óptimo control de los factores implicados en el secado, análogamente los caficultores obtienen mayores ingresos en un menor tiempo.
Humedad relativa aire desecante	0,05-0,56	0,05-0,35	Se consigue un mejor control de los niveles de humedad dentro del secador sustituyendo el aire caliente y húmedo por un aire más fresco, teniendo por consiguiente una mayor capacidad de secado al procurar que el aire húmedo no esté tan saturado, de igual manera se busca distribuir ese aire de manera uniforme por toda la zona del producto a secar.

Un factor esencial para obtener un grano de alta calidad es la temperatura del aire desecante durante la operación de secado, por ello lo que se busca es mantener en un rango de temperatura adecuado este aire desecante mediante el uso de extractores que facilitan el constante cambio de aire húmedo y caliente por uno más fresco y con menor porcentaje en la humedad dentro del secador. La Figura 59 exhibe cómo estos extractores que asemejan la convección forzada logran reducir la temperatura del aire desecante a un rango más adecuado en comparación del régimen bajo convección natural.

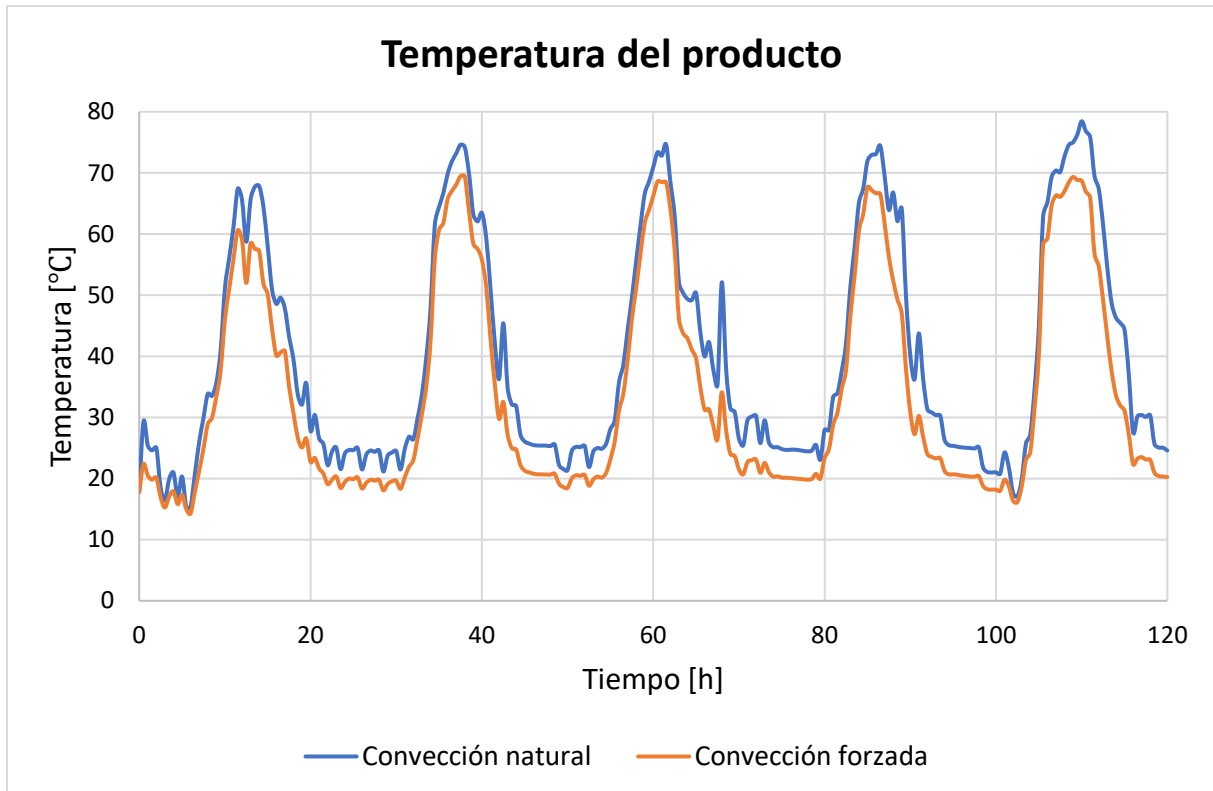
Figura 59. Comparación de la temperatura del aire desecante bajo convección natural vs convección forzada



La Figura 60 exhibe el desempeño de la temperatura del producto bajo el régimen de convección natural y forzada. En convección natural se alcanzan temperaturas menores a 80 °C mientras que en convección forzada se obtienen temperaturas menores a 70 °C. Con la integración de los extractores lo que se busca es reducir las temperaturas pico en las horas donde hay mayor radiación solar incidente lo cual se evidencia en la Figura 60; esto con la finalidad de evitar quemaduras que perjudiquen el aspecto del grano de café.

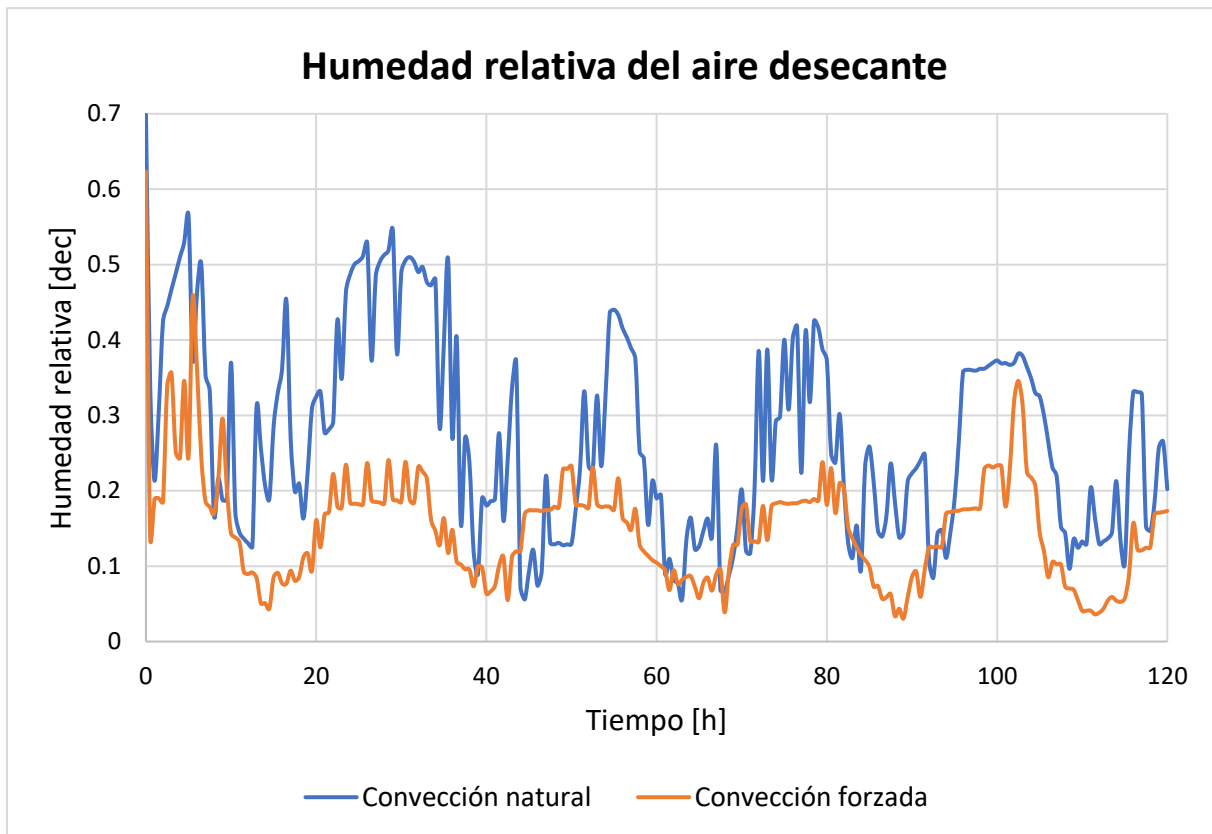
Cabe mencionar que las altas temperaturas del producto son resultado de la DATA utilizada en la simulación, esto debido a que la radiación solar en esos meses es muy alta afectando directamente al producto, reafirmando así la importancia de las condiciones climáticas para el diseño de un invernadero.

Figura 60. Comparación de la temperatura del producto bajo convección natural vs convección forzada



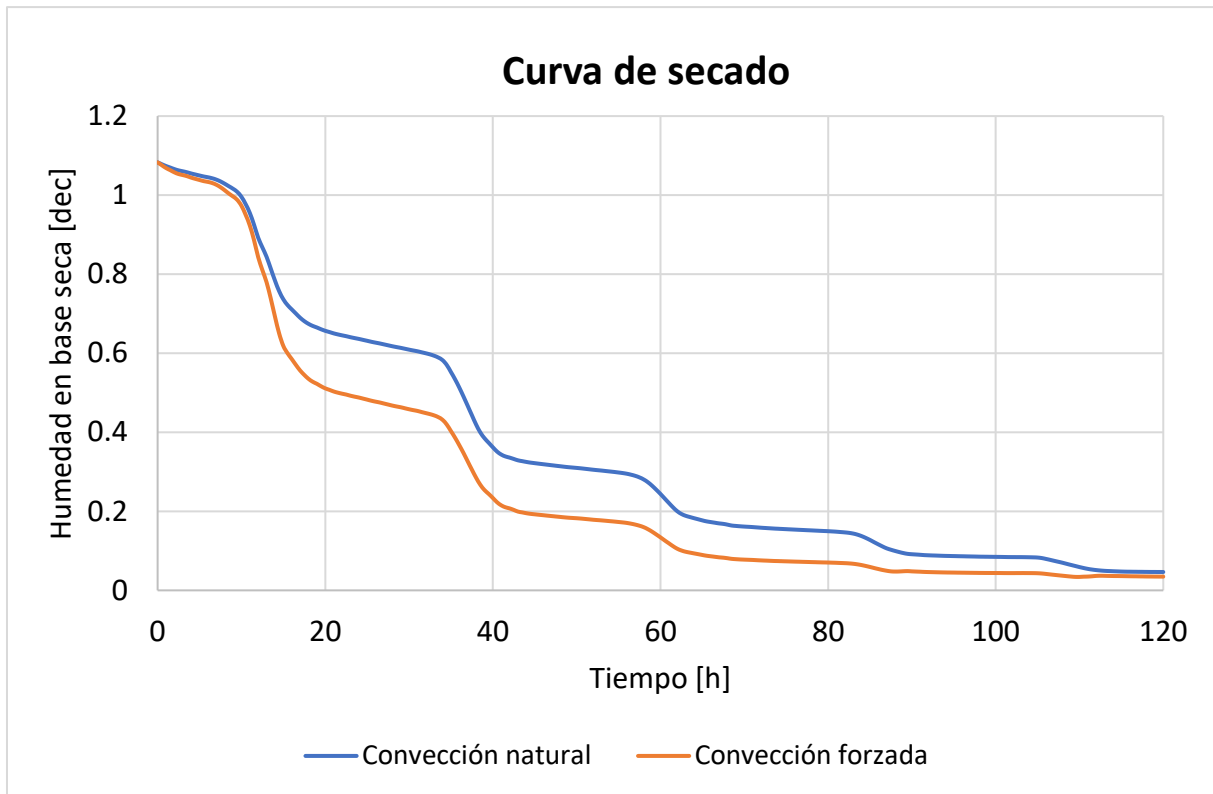
Al desempeñar la operación del secado de café y análogamente se desea obtener granos de alta calidad, la humedad relativa del aire desecante dentro del secador solar estilo invernadero es crucial. La Figura 61 ilustra cómo se comporta la humedad relativa del aire desecante en ambos secadores, siendo el régimen de convección forzada el que proporciona un mayor control y el uso de extractores los que dan como resultado valores más bajos para este parámetro. Al tener niveles más bajos de humedad en el aire desecante, su capacidad de secado será mayor, y como resultado, se logrará una mayor absorción de agua del producto a secar. Por otro lado, no es recomendable tener un invernadero con altos niveles de humedad porque estas circunstancias favorecen el surgimiento de hongos, que pueden ser perjudiciales para conseguir un grano de gran calidad.

Figura 61. Comparación de la humedad relativa del aire desecante bajo convección natural vs convección forzada



La Figura 62 exhibe dos curvas de secado que describen cómo se comportan los invernaderos a lo largo de la operación de secado del café bajo convección natural (azul) y convección forzada (naranja). Se observa que la curva naranja tiene un descenso con mayor rapidez en comparación con la curva azul, esto debido al constante aire que el producto está recibiendo por parte de los extractores que asemejan la convección forzada logrando así que la evaporación de humedad del producto sea más rápida y por consiguiente obtener un menor tiempo de secado.

Con todo esto se logrará reducir el tiempo de secado junto con una humedad dentro del rango establecido, lo que conlleva a una mayor producción y por tanto mayores ingresos por parte de los productores, además de una notable mejora en la calidad y propiedades del café.

Figura 62. Comparación de la curva de secado bajo convección natural vs convección forzada

Conclusiones

El propósito principal en la operación de secado es la disminución de los niveles de humedad en el producto al punto de disponer de determinada cifra que pueda garantizar su preservación para pasos futuros como almacenaje y traslado. Con esto, la tesis propone un secador solar tipo invernadero y se plantea un modelo matemático del mismo resultando una alternativa tecnológica acertada e innovadora logrando así el objetivo deseado.

Se logra formular un modelo matemático respaldado por un conjunto de ecuaciones diferenciales que se relacionan mediante los principios básicos de transferencia de energía, siendo estos calor y masa; permitiendo así la predicción en el secado del café en el secador ya mencionado a través de la interrelación entre los componentes que lo constituyen.

El modelo matemático planteado del secador de invernadero para convección natural y forzada posibilita la predicción de forma acertada en el desempeño de la operación de secado para café, siendo esta una opción de gran viabilidad para la predicción del secado de múltiples cultivos.

El uso de invernaderos supone un gran avance y ayuda en la operación de secado aplicado a la producción agropecuaria ya que disminuye el tiempo de secado de manera considerable, previene contaminaciones y protege de agentes externos, además mejora significativamente la calidad y propiedades del producto generando mayores ingresos.

Con un óptimo control sobre los parámetros más relevantes como la humedad, la temperatura y el tiempo, y teniendo en cuenta el desempeño de los componentes que integran el secador y como se relacionan, se pueden crear modelos matemáticos que permitan la simulación de la operación de secado.

Las condiciones ambientales al momento de implementar un secador de invernadero son de vital importancia ya que estas influyen directamente en su idónea operación, por consiguiente, se debe primero evaluar la zona en la que será situado e identificar los parámetros característicos del lugar para poder determinar si es factible o no su instalación.

Para iniciar a diseñar y dimensionar el invernadero se debe tener en cuenta parámetros como las condiciones ambientales, elementos que lo conforman, humedad inicial y final del producto, cantidad de producto a ser secado y sus respectivas propiedades; en base a esto y una serie de ecuaciones que relacionan entre si estos datos se podrá realizar un apropiado diseño.

Los resultados obtenidos mediante gráficas muestran que las condiciones ambientales están directamente relacionadas con los parámetros del secador evaluados: las temperaturas de la cubierta, aire desecante, producto, piso, humedad relativa del aire desecante y curva de secado. De esta manera al tener una DATA de los parámetros ambientales de todos los meses del año, se podría poner a prueba que mes del año es el que presenta los resultados más óptimos para el modelo propuesto y en base a estos diseñar el secador solar tipo invernadero que mejor se adecúe a estas condiciones.

Alcanzar altas temperaturas del producto no significa que el secado sea mejor y más rápido, al contrario, esto afecta directamente en su calidad y propiedades que posee el producto ya que lo puede quemar y dañar, es por esta razón que con la integración de los extractores se logra reducir y controlar la temperatura con el fin de garantizar mejores resultados en cuanto a la calidad del grano.

Obtener valores elevados de humedad relativa dentro del invernadero puede llegar a ser desventajoso y perjudicial ya que si no se controla correctamente los niveles de humedad en el aire desecante este probablemente alcance cifras muy altas hasta el punto de causar la condensación del vapor de agua, creando un ambiente altamente susceptible al surgimiento de hongos que inciden no solo la inocuidad del café, sino también su condición física y sensorial.

Con la incorporación de extractores de humedad en el invernadero bajo convección forzada lo que se busca es lograr un mejor control de los niveles de humedad dentro del secador sustituyendo el aire caliente y húmedo por un aire más fresco y seco que contenga una mayor capacidad de secado y al mismo tiempo poder distribuir ese aire de manera uniforme por toda la zona del producto a secar.

Se observa que en la Figura 45 los resultados en la temperatura del producto del invernadero bajo convección natural no son muy favorables ya que estos valores alcanzan temperaturas de hasta 78 °C aproximadamente, dañando y quemando al café. Con esto, lo que se propone es adicionar una cubierta interna la cual permita retener la radiación solar incidente hacia el producto logrando así reducir los valores de temperatura, además se sugiere remover constantemente el café para así evitar que la radiación incidente se concentre en la capa superficial.

El resultado de la temperatura del producto en el invernadero bajo convección forzada en la Figura 53 muestra la efectividad de los extractores al lograr reducir la temperatura del producto en aproximadamente 10 °C, siendo esta una solución acertada para las altas temperaturas que se tienen en el primer secador permitiendo recircular el aire y que no se concentre en el producto.

En el secador solar tipo invernadero convección natural se logra completar el secado en tres días y medio, mientras que para el invernadero bajo convección forzada se necesitó de dos días y medio. Con esto, se logra una disminución notable en la duración del secado referente al secado al sol usado habitualmente lo cual es ventajoso ya que permite reducir este periodo. Asimismo, lo que se busca es garantizar un afianzamiento en la condición y propiedades del producto procedente de un óptimo control de los factores involucrados en la operación de secado.

La DATA de las condiciones ambientales usada en este trabajo de investigación representa los meses desde marzo hasta junio de la ciudad de Piura, Piura. Esta ciudad se distingue al contar con niveles elevados de radiación y temperatura en estos meses los cuales corresponden a la época de verano. Es por esta razón que los valores de los parámetros alcanzados en el invernadero bajo convección natural no son tan favorables por lo que se recomienda realizar la instalación del secador en otro lugar o realizar el proceso de secado en otra época del año que resulte más favorable.

Cabe resaltar que en el presente trabajo de investigación lo que se quiere lograr es simular el comportamiento de ambos tipos de secadores, por consiguiente, los resultados obtenidos serán aproximados mas no exactos. De igual manera los resultados adquiridos se contrastaron con evidencia experimental sobre secado de otros productos agrícolas presentando una gran semejanza con los obtenidos en la presente tesis.



Lista de abreviaturas

A	Área [m^2]
A_c	Área de la cubierta [m^2]
A_e	Área transversal a la entrada del secador [m^2]
A_{ch}	Área de la chimenea [m^2]
A_{fl}	Área del piso del secador [m^2]
A_p	Área del producto [m^2]
A_s	Área transversal a la salida del secador [m^2]
A_{spf}	Área superficial [m^2]
$A_0 \dots A_5$	Coefficientes utilizados en la determinación de propiedades de aire húmedo
a	Dimensión mayor del grano de café [m]
a_p	Relación superficie – volumen del producto
b	Dimensión intermedia del grano de café [m]
C_f	Capacidad del extractor [CFM]
$C_{f,max}$	Capacidad máxima del extractor [CFM]
C_X	Concentración de la especie en la mezcla en el lugar X
c	Dimensión menor del grano de café [m]
c_p	Calor específico a presión constante [$J/kg \cdot K$]
c_{pc}	Calor específico de la cubierta [$J/kg \cdot K$]
c_{pp}	Calor específico del producto [$J/kg \cdot K$]
c_{pv}	Calor específico del vapor de agua [$J/kg \cdot K$]
$c_{p,ad}$	Calor específico del aire desecante dentro del secador [$J/kg \cdot K$]
$c_{p,ah}$	Calor específico del aire húmedo [$J/kg \cdot K$]
$c_{p,as}$	Calor específico del aire seco [$J/kg \cdot K$]
$c_{p,fl}$	Calor específico del piso del secador [$J/kg \cdot K$]
$c_{p,prom}$	Calor específico promedio a presión constante [$J/kg \cdot K$]
c_v	Calor específico a volumen constante [$J/kg \cdot K$]
$c_{v,prom}$	Calor específico promedio a volumen constante [$J/kg \cdot K$]

D	Coeficiente de difusión
D_{eff}	Difusividad efectiva del producto [m^2/s]
D_{ch}	Diámetro de la chimenea [m]
D_h	Diámetro hidráulico [m]
D_p	Diámetro promedio del producto [m]
d	Diámetro del extractor [m]
E	Energía [J]
e_c	Espesor de la capa de café agrupado [m]
F_{ad}	Flujo de aire desecante [$kg/h \cdot m^2$]
F_p	Fracción de radiación solar incidente sobre el producto
g	Gravedad [m/s^2]
HA	Humedad absoluta $\left[\frac{kg \text{ de vapor de agua}}{kg \text{ de aire seco}} \right]$
HA_e	Humedad absoluta del aire a la entrada del secador $\left[\frac{kg \text{ de vapor de agua}}{kg \text{ de aire seco}} \right]$
HA_s	Humedad absoluta del aire a la salida del secador $\left[\frac{kg \text{ de vapor de agua}}{kg \text{ de aire seco}} \right]$
HR	Humedad relativa $\left[\frac{kg \text{ de vapor de agua}}{kg \text{ de vapor saturado}} \right]$
h	Entalpía específica [J/kg]
h_c	Coeficiente de convección [$W/m^2 \cdot K$]
$h_{c,c-amb}$	Coeficiente de convección producto de la transmisión de energía en forma de calor que se da en medio de la cubierta y el aire ambiente exterior [$W/m^2 \cdot K$]
$h_{c,c-ad}$	Coeficiente de convección producto de la transmisión de energía en forma de calor que se da en medio del aire desecante y la cubierta [$W/m^2 \cdot K$]
$h_{c,fl-ad}$	Coeficiente de convección producto de la transmisión de energía en forma de calor que se da en medio del aire desecante y el piso del secador [$W/m^2 \cdot K$]
$h_{c,p-ad}$	Coeficiente de convección producto de la transmisión de energía en forma de calor que se da en medio del producto y el aire desecante [$W/m^2 \cdot K$]
$h_{cf,p-ad}$	Coeficiente de convección forzada producto de la transmisión de energía en forma de calor que se da en medio del producto y el aire desecante [$W/m^2 \cdot K$]
$h_{d,fl-gr}$	Coeficiente de conducción producto de la transmisión de energía en forma de calor que se da por intermedio del piso del secador [$W/m^2 \cdot K$]
h_r	Coeficiente de radiación [$W/m^2 \cdot K$]
$h_{r,c-sk}$	Coeficiente de radiación producto de la transmisión de energía en forma de calor que se da en medio de la cubierta y el cielo [$W/m^2 \cdot K$]
$h_{r,p-c}$	Coeficiente de radiación producto de la transmisión de energía en forma de calor que se da en medio de la cubierta y el producto [$W/m^2 \cdot K$]
$h_{r,p-fl}$	Coeficiente de radiación producto de la transmisión de energía en forma de calor que se da en medio del piso y el producto [$W/m^2 \cdot K$]
I_r	Radiación solar incidente [W/m^2]

$I_{r_{abs}}$	Radiación solar absorbida [W/m^2]
$I_{r_{refl}}$	Radiación solar reflejada [W/m^2]
$I_{r_{tr}}$	Radiación solar transmitida [W/m^2]
k	Capacidad para conducir calor del material [$W/m \cdot K$]
k'	Coefficiente del modelo de secado de capa fina [$1/s$]
k_{ad}	Capacidad para conducir calor del aire desecante [$W/m \cdot K$]
k_{ah}	Capacidad para conducir calor del aire húmedo [$W/m \cdot K$]
k_{as}	Capacidad para conducir calor del aire seco [$W/m \cdot K$]
k_c	Capacidad para conducir calor del material de la cubierta [$W/m \cdot K$]
k_{fl}	Capacidad para conducir calor del material del piso [$W/m \cdot K$]
k_p	Capacidad para conducir calor del producto [$W/m \cdot K$]
k_v	Capacidad para conducir calor del vapor de agua [$W/m \cdot K$]
L	Longitud [m]
L_s	Longitud del secador [m]
L_v	Calor latente de vaporización promedio del agua entre 25 y 50 °C [J/K]
M	Contenido de humedad en base seca $\left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto seco}} \right]$
MR	Ratio de humedad
M_0	Contenido de humedad inicial $\left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto seco}} \right]$
M_{bh}	Humedad en base húmeda $\left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto húmedo}} \right]$
M_{bs}	Humedad en base seca $\left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto seco}} \right]$
$M_{bh,i}$	Humedad inicial en base húmeda $\left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto húmedo}} \right]$
$M_{bh,f}$	Humedad final en base húmeda $\left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto húmedo}} \right]$
M_e	Contenido de humedad de equilibrio $\left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto seco}} \right]$
M_i	Humedad inicial del producto en base seca $\left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto seco}} \right]$
M_f	Humedad final del producto en base seca $\left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto seco}} \right]$
M_v	Masa molar de vapor de agua [$kg/kmol$]
M_{as}	Masa molar de aire seco [$kg/kmol$]
m	Masa [kg]
m_a	Masa de agua [$kg \text{ de agua}$]
m_{ad}	Masa de aire desecante dentro del secador [$kg \text{ de aire húmedo}$]
$m_{a,elim}$	Cantidad de agua a ser eliminada [$kg \text{ de agua}$]
$m_{a,i}$	Masa inicial de agua en el café húmedo [$kg \text{ de agua}$]
$m_{ad,ch}$	Masa total de aire desecante que sale de las chimeneas [$kg \text{ de aire húmedo}$]

$m_{ad,rem}$	Masa necesaria de aire desecante para remover la humedad del producto [kg de aire húmedo]
m_{as}	Masa de aire seco [kg de aire seco]
m_c	Masa de la cubierta [kg]
m_{fl}	Masa del piso del secador [kg]
m_p	Masa del producto [kg]
$m_{p,i}$	Masa inicial del producto húmedo [kg]
m_s	Masa del producto seco [kg]
m_t	Masa total del cuerpo [kg]
m_v	Masa de vapor de agua [kg de vapor de agua]
m_{vsat}	Masa de vapor saturado [kg de vapor saturado]
\dot{m}	Flujo másico [kg/s]
\dot{m}_{dif}	Índice de transferencia de masa por difusión [kg/s]
m_{ent}	Masa de entrada al volumen de control [kg]
\dot{m}_{ent}	Flujo másico a la entrada del volumen de control [kg/s]
m_{sal}	Masa de salida del volumen de control [kg]
\dot{m}_{ent}	Flujo másico que sale del volumen de control [kg/s]
\dot{m}_{ev}	Tasa de evaporación [kg/s]
m_{VC}	Masa del volumen de control [kg]
N	Revoluciones por minuto del extractor [RPM]
Nu	Número de Nusselt
n	Número de chimeneas
Pr	Número de Prandtl
P_0	Presión total de la mezcla aire seco – vapor de agua [kPa]
P_{as}	Presión parcial de aire seco [kPa]
P_{sv}	Presión de saturación de vapor de agua [kPa]
P_v	Presión parcial de vapor de agua [kPa]
p	Perímetro [m]
ΔP	Variación de presión entre el aire de entrada y el de salida del secador [kPa]
ΔP_{ch}	Variación de presión utilizada para el cálculo de chimeneas [kPa]
Q	Calor [J]
\dot{Q}	Índice de transmisión de calor [W]
\dot{Q}_{cond}	Índice de transmisión de calor por conducción [W]
\dot{Q}_{conv}	Índice de transmisión de calor por convección [W]
$\dot{Q}_{lat,abs}$	Índice de transmisión de calor latente absorbido [W]
\dot{Q}_{rad}	Índice de transmisión de calor por radiación [W]
$\dot{Q}_{sens,transf}$	Índice de transmisión de calor sensible transferido [W]
R	Constante universal de gas ideal [J/mol·K]
Re	Número de Reynolds

R_{as}	Constante de gas ideal de aire seco [$J/mol \cdot K$]
R_v	Constante de gas ideal de vapor de agua [$J/mol \cdot K$]
R_{vs}	Constante de gas ideal de vapor saturado [$J/mol \cdot K$]
r	Radio de la esfera [m]
r_0	Radio equivalente del grano de café [m]
T	Temperatura [K]
T_a	Temperatura absoluta del aire húmedo [K]
T_{amb}	Temperatura del aire ambiente [K]
T_{ad}	Temperatura del aire desecante dentro del secador [K]
T_1, T_2	Temperatura en el punto 1 y 2 [K]
T_c	Temperatura de la cubierta [K]
T_{ch}	Temperatura del aire a la salida de la chimenea [K]
T_{ciel}	Temperatura del cielo [K]
T_e	Temperatura a la entrada del secador [K]
T_{fl}	Temperatura del piso del secador [K]
T_{gr}	Temperatura de la tierra debajo del piso del secador [K]
T_p	Temperatura del producto [K]
T_s	Temperatura a la salida del secador [K]
T_{spf}	Temperatura de la superficie [K]
T_∞	Temperatura del fluido lo debidamente alejado de la superficie [K]
U_c	Coeficiente de pérdida de calor entre el aire desecante y el aire externo [$W/m^2 \cdot K$]
u	Energía interna específica [J/kg]
V_{dr}	Volumen del secador [m^3]
V_s	Volumen de aire a la salida del secador [m^3]
\dot{V}	Flujo volumétrico [m^3/s]
\dot{V}_e	Flujo volumétrico de aire a la entrada del secador [m^3/s]
\dot{V}_s	Flujo volumétrico de aire a la salida del secador [m^3/s]
\dot{V}_{ch}	Flujo volumétrico de aire que sale de cada chimenea [m^3/s]
v	Velocidad del fluido [m/s]
v_{ad}	Velocidad del aire desecante [m/s]
v_e	Velocidad del aire a la entrada del secador [m/s]
v_{ch}	Velocidad del aire a la salida de las chimeneas [m/s]
v_s	Velocidad del aire a la salida del secador [m/s]
v_f	Velocidad del aire del extractor [m/s]
v_w	Velocidad del viento [m/s]
W	Trabajo [J]
W_0	Peso inicial del producto [kg]
W_1	Cantidad de producto seco de la muestra [kg]

W_{ev}	Cantidad de agua evaporada del producto [kg]
\dot{W}	Tasa de transferencia de trabajo [W]
z	Longitud en el eje z – Altura [m]
μ	Viscosidad dinámica [$kg/m \cdot s$]
μ_{ah}	Viscosidad dinámica del aire húmedo [$kg/m \cdot s$]
μ_{as}	Viscosidad dinámica del aire seco [$kg/m \cdot s$]
μ_v	Viscosidad dinámica del vapor de agua [$kg/m \cdot s$]
ρ	Densidad [kg/m^3]
ρ_{ad}	Densidad del aire desecante dentro del secador [kg/m^3]
ρ_{ah}	Densidad del aire húmedo [kg de aire húmedo/ m^3]
ρ_e	Densidad del aire a la entrada del secador [kg/m^3]
ρ_p	Densidad del producto [kg/m^3]
ρ_s	Densidad del aire a la salida del secador [kg/m^3]
Φ_{asv}, Φ_{vas}	Parámetros de interacción entre el aire seco y vapor de agua
κ	Relación de calores específicos
φ	Difusividad térmica [m^2/s]
ν	Viscosidad cinemática [m/s]
ν_a	Viscosidad cinemática del aire [m/s]
ε	Emisividad
ε_c	Emisividad de la cubierta
ε_p	Emisividad del producto
σ	Constante de Stephan-Boltzmann [$W/m^2 \cdot K^4$]
α	Absortividad
α_{fl}	Absortividad del material del suelo
α_p	Absortividad del producto
ϑ	Reflectividad
τ	Transmisividad
τ_c	Transmisividad de la cubierta
δ_c	Espesor de la cubierta [m]
δ_{fl}	Espesor del piso [m]
Δ	Variación
η	Eficiencia del secador

Referencias bibliográficas

- Abud, L. C. 1998. Modelaje y simulación de café en capa delgada usando el método del volumen de control. Tesis M.S.
- Araujo, M., Correa, P., Barbosa, E. y Martins, M. (2021). Determination and modeling of physical and aerodynamic properties of coffee beans (*Coffea arabica*) during the drying process. *Journal of Food Processing and Preservation*, 45(9). doi:10.1111/jfpp.15698
- Barragán, J., Rios, C., Rodriguez, N., Escobedo, J., Nájera, M. y Matín, I. (2016). Dimensionamiento de Sistema de Climatización para un Invernadero. *Memorias del XXXI Congreso Nacional de Termodinámica*. Sociedad Mexicana de Termodinámica.
- Barnwal, P. y Tiwari, G. (2008). Grape drying by using hybrid photovoltaic-thermal (PV/T) greenhouse dryer: An experimental study. *Solar Energy*, 1131-1144.
- Berbert, P., Queiroz, D., Silva, J. y Pinheiro, F. 1994. Drying of coffee (*Coffea arabica* L.) in a fixed bed with a simulated periodic airflow reversal. *Agric. Eng. Res.* 59(3), 195–202.
- Brooker, D., Bakker, F. y Hall, C. (1992). Drying and storage of grains and oilseeds. An AVI book, New York: Published by Van Nostrand Reinhold.
- Burmester, K. y Eggers, R. (2010). Heat and mass transfer during the coffee drying process. *Journal of Food Engineering*, 99(4), 430–436.
- Ciro, V. (2000). Secado de café con inversión periódica de flujo de aire. *Universidad de Puerto rico - CEDAF*, 1(36), 86-87.
- Cengel, Y. y Boles, M. (2015). *Termodinámica* (7) Mexico: McGRAW-HILL.
- Cengel, Y. y Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa* (4) Mexico: McGraw - Hill.

- Chandrasekar, V. y Viswanathan, R. (1999). Physical and thermal properties of coffee. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 1(73), 227–234.
- Chica E. (2021). Modeling the optimal condition for drying rumen contents using a solar greenhouse dryer.
- Dávila, J. R. (2004). Estudio experimental del efecto de la porosidad de partículas sobre el proceso de secado en un lecho fluidizado a vacío empleando aire [Trabajo de grado, Universidad de las Américas Puebla]. Repositorio de la Universidad de las Américas Puebla. http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/davila_n_jr/
- Díaz, C. y Willems, M. (2017). Línea de base del Sector Café en el Perú. Recuperado <https://www.midagri.gob.pe/portal/download/2017/pncafe/sector-cafe-peru.pdf>
- Duffie, J. y Beckman, W. (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes*. New York: John Wiley and Sons.
- Ekechukwu, O. y Norton, B. (1997). Experimental studies of integral-type natural-circulation solar-energy tropical crop dryers. *Pergamon*, 1483-1500.
- Ekechukwu, O. y Norton, B. (1999). Review of solar-energy drying systems II: an overview of solar drying technology. *Energy Conversion & Management*, 615-655.
- Fudholi, A., Sopian, K., Ruslan, M., Alghoul, M. y Sulaiman, M. (2010). Review of solar dryers for agricultural and marine products. *Renewable and Sustainable Energy Review*, 1-30.
- Geldart, D. (1973). Types of gas Fluidization. *Powder Technology*, 7(5), 285-292.
- Giner, S. y Mascheroni, R. (1996). Cross-flow Drying of Wheat. A Simulation Program with a Diffusion-Based Deep-Bed Model and a Kinetic Equation for Viability Loss Estimations. *Drying Technology*, 1625-1671.
- Ghosh, B. y Gacanja, W. (1970). A study of the shape and size of wet parchment coffee beans. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 15(2), 91–99.
- Greenhouse. (2022). Fan Size Calculator from ACF Greenhouses. <https://www.acfgreenhouses.com/greenhouse-fan-calculator.aspx>
- Greenhouse. (2015). Horticultural Engineering Technology. [Archivo de video]. Youtube. <https://www.youtube.com/watch?v=KdgXfH5wKTQ>
- Hayakawa, K. y Succar, J. (1982). Heat Transfer and Moisture Loss of Spherical Fresh Produce. *Journal of Food Science*, 597.
- Jaramillo, B. (1989). Propiedades físicas del café pergamino. *Universidad Nacional de Colombia*, 41(4),190.

- Jain, D. y Tiwari, G. (2004). Effect of greenhouse on crop drying under natural forced convection. II. Thermal modeling and experimental validation. *Energy Conversion and Management*, 1(45), 2777–2793.
- Janjai, S. (2012). A greenhouse type solar dryer for small-scale dried food industries: Development and dissemination. *International Journal of Energy and Environment* 3(3), 383-398.
- Janjai, S., Nilnont, W. y Pankaew, P. (2014). Experimental performance and modeling of a greenhouse solar dryer for drying macadamia nuts.
- Janjai, S., Lamlert, N., Intawee, P., Mahayothee, B., Bala, B., Nagle, M., y Muller, J. (2009). Experimental and simulated performance of a PV-ventilated solar greenhouse dryer for drying of peeled longan and banana. *Solar Energy*, 1550-1565.
- Masias, L. (2019). Diseño de un secador solar directo de circulación natural tipo invernadero para cacao. [Tesis de grado, Universidad de Piura]. Repositorio institucional de la Universidad de Piura. <https://pirhua.udep.edu.pe/handle/11042/4234>
- Menya, E. (2013). Investigating the effect of different loading densities on selected properties of dried coffee using a GHE dryer.
- Montoya, R. (1989). Optimización operacional del secador intermitente de flujos concurrentes para café pergamino. *Universidad Tecnológica de Pereira*, 41(1), 19-33. <http://hdl.handle.net/10778/939>
- Mujumdar, A. (1995). *Handbook of Industrial Drying*. New York: Marcel Dekker, Inc.
- Ninmnuan, P. (2020). Experimental and simulated investigations of the performance of the solar greenhouse dryer for drying cassumunar ginger.
- Novergys solar. (2022). ¿Qué es mejor en energía solar: CC o CA? Recuperado de <https://www.novergysolar.com/better-solar-dc-ac/#comments>
- Parra, A., Roa, G. y Oliveros, C. (2008). SECAFÉ Parte I: Modelamiento y simulación matemática en el secado mecánico de café pergamino. *Agriambi*, 12 (4), 415–427. <https://doi.org/10.1590/S1415-43662008000400013>
- Pérez, L. y Ciro H. (2001). Mathematical simulation of parchment coffee drying in a deep bed with airflow reversal. *Universidad de Puerto Rico*, 44(16), 270-278.
- Reyes, J., Duran, R., Gamboa, J., Arballo, R. y Campañone L. (2019). Modelado matemático del secado con aire y microondas de Café Pergamino. *Revista Colombiana de Investigaciones Agroindustriales*, 6(1), 7-16.
- Seveda, M. (2012). Design and Development of Walk-In Type Hemicylindrical Solar Tunnel Dryer for Industrial Use. *Renewable Energy*, 1-9.

- Tiwari, S. y Tiwari, G. (2016). Thermal analysis of photovoltaic-thermal (PVT) single slope roof integrated greenhouse solar dryer. *Solar Energy*, 138, 128–136.
- Tiwari, S., Tiwari, G. y Al-Helal, I. M. (2016). Performance analysis of photovoltaic–thermal (PVT) mixed mode greenhouse solar dryer. *Solar Energy*, 133, 421–428.
- Trejos, R. (1986). Determinación de la humedad de equilibrio y del calor latente de vaporización del café pergamino y trillado. *CENICAFÉ*, 40(1), 5-15.
- Tsilingiris, P. (2007). Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 C. *Energy Conversion & Management*, 1098-1110.
- Vela, C., Prado, A., Bardález, G. y Saavedra, J. (2019). Efectividad de un Proceso de Secado de Café usando Secadores Solares con Sistema de Flujo de Aire continuo Impulsado por Energía Fotovoltaica, en la Región San Martín, Perú. *Información Tecnológica*, 30(6), 85-92. <http://dx.doi.org/10.4067/S0718-0764201900060008>



Apéndices





Apéndice A. Condiciones ambientales**Mes de marzo**

Temperatura ambiental			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	26,3	12:00:00	33,1
00:30:00	25,9	12:30:00	32,9
01:00:00	25,6	13:00:00	34,3
01:30:00	25,4	13:30:00	35
02:00:00	25,2	14:00:00	35,1
02:30:00	25,2	14:30:00	34,7
03:00:00	25	15:00:00	34,3
03:30:00	24,9	15:30:00	34,7
04:00:00	24,8	16:00:00	34,8
04:30:00	24,6	16:30:00	33,8
05:00:00	24,7	17:00:00	33,3
05:30:00	24,7	17:30:00	33,4
06:00:00	24,7	18:00:00	32,2
06:30:00	24,7	18:30:00	29,8
07:00:00	24,7	19:00:00	29,1
07:30:00	24,9	19:30:00	28,8
08:00:00	25,3	20:00:00	28,5
08:30:00	25,8	20:30:00	28,8
09:00:00	26,8	21:00:00	27,4
09:30:00	27,3	21:30:00	27,3
10:00:00	28,8	22:00:00	26,9
10:30:00	29,9	22:30:00	25,4
11:00:00	30,6	23:00:00	24,3
11:30:00	31,4	23:30:00	23,8

Humedad relativa ambiental			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	72	12:00:00	55
00:30:00	74	12:30:00	54
01:00:00	76	13:00:00	49
01:30:00	78	13:30:00	47
02:00:00	80	14:00:00	46
02:30:00	80	14:30:00	47
03:00:00	80	15:00:00	47
03:30:00	81	15:30:00	47
04:00:00	82	16:00:00	50
04:30:00	83	16:30:00	55
05:00:00	84	17:00:00	50
05:30:00	84	17:30:00	49
06:00:00	84	18:00:00	51
06:30:00	85	18:30:00	57
07:00:00	85	19:00:00	57
07:30:00	85	19:30:00	59
08:00:00	84	20:00:00	60
08:30:00	83	20:30:00	60
09:00:00	79	21:00:00	71
09:30:00	76	21:30:00	71
10:00:00	72	22:00:00	76
10:30:00	66	22:30:00	82
11:00:00	61	23:00:00	87
11:30:00	56	23:30:00	89

Velocidad del viento			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	0,9	12:00:00	0,9
00:30:00	0,4	12:30:00	0,9
01:00:00	0,9	13:00:00	0
01:30:00	0,4	13:30:00	0,4
02:00:00	0	14:00:00	0,4
02:30:00	0	14:30:00	0,4
03:00:00	0	15:00:00	0
03:30:00	0	15:30:00	0
04:00:00	0	16:00:00	0
04:30:00	0	16:30:00	0
05:00:00	0	17:00:00	0,4
05:30:00	0,4	17:30:00	0,4
06:00:00	0	18:00:00	0,4
06:30:00	0	18:30:00	0,9
07:00:00	0,4	19:00:00	0,4
07:30:00	0,4	19:30:00	0
08:00:00	1,3	20:00:00	0
08:30:00	0,9	20:30:00	0
09:00:00	0,9	21:00:00	0,4
09:30:00	0,9	21:30:00	0,4
10:00:00	0	22:00:00	0,4
10:30:00	0,9	22:30:00	0
11:00:00	0,9	23:00:00	0,4
11:30:00	0,9	23:30:00	0

Radiación solar			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	0	12:00:00	995
00:30:00	0	12:30:00	1009
01:00:00	0	13:00:00	940
01:30:00	0	13:30:00	988
02:00:00	0	14:00:00	602
02:30:00	0	14:30:00	526
03:00:00	0	15:00:00	356
03:30:00	0	15:30:00	337
04:00:00	0	16:00:00	333
04:30:00	0	16:30:00	137
05:00:00	0	17:00:00	204
05:30:00	0	17:30:00	185
06:00:00	0	18:00:00	117
06:30:00	0	18:30:00	36
07:00:00	15	19:00:00	0
07:30:00	87	19:30:00	0
08:00:00	211	20:00:00	0
08:30:00	170	20:30:00	0
09:00:00	565	21:00:00	0
09:30:00	377	21:30:00	0
10:00:00	723	22:00:00	0
10:30:00	836	22:30:00	0
11:00:00	923	23:00:00	0
11:30:00	989	23:30:00	0

Mes de abril

Temperatura ambiental			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	23,5	12:00:00	29,9
00:30:00	23,1	12:30:00	30,2
01:00:00	22,7	13:00:00	30,9
01:30:00	22,5	13:30:00	31,4
02:00:00	22,3	14:00:00	31
02:30:00	22,2	14:30:00	32,1
03:00:00	22,1	15:00:00	31,6
03:30:00	22	15:30:00	30,8
04:00:00	21,9	16:00:00	31
04:30:00	21,8	16:30:00	31,3
05:00:00	21,7	17:00:00	31
05:30:00	21,7	17:30:00	30,7
06:00:00	21,6	18:00:00	29,3
06:30:00	21,6	18:30:00	27,8
07:00:00	21,8	19:00:00	26,9
07:30:00	21,9	19:30:00	26,4
08:00:00	22,6	20:00:00	25,9
08:30:00	23	20:30:00	25,6
09:00:00	23,9	21:00:00	25,2
09:30:00	24,4	21:30:00	24,8
10:00:00	25,1	22:00:00	24,5
10:30:00	25,8	22:30:00	24,3
11:00:00	27,2	23:00:00	24,1
11:30:00	28,6	23:30:00	23,6

Humedad relativa ambiental			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	76	12:00:00	58
00:30:00	78	12:30:00	57
01:00:00	80	13:00:00	55
01:30:00	81	13:30:00	54
02:00:00	82	14:00:00	55
02:30:00	82	14:30:00	52
03:00:00	83	15:00:00	52
03:30:00	84	15:30:00	54
04:00:00	85	16:00:00	54
04:30:00	86	16:30:00	53
05:00:00	86	17:00:00	53
05:30:00	86	17:30:00	55
06:00:00	86	18:00:00	58
06:30:00	86	18:30:00	62
07:00:00	86	19:00:00	65
07:30:00	85	19:30:00	67
08:00:00	84	20:00:00	67
08:30:00	82	20:30:00	67
09:00:00	78	21:00:00	68
09:30:00	76	21:30:00	70
10:00:00	73	22:00:00	71
10:30:00	71	22:30:00	73
11:00:00	67	23:00:00	74
11:30:00	61	23:30:00	75

Velocidad del viento			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	1,3	12:00:00	0,9
00:30:00	13	12:30:00	1,3
01:00:00	1,3	13:00:00	1,3
01:30:00	0	13:30:00	1,8
02:00:00	0,9	14:00:00	0,9
02:30:00	1,3	14:30:00	0,9
03:00:00	0	15:00:00	1,8
03:30:00	0	15:30:00	1,8
04:00:00	0	16:00:00	1,3
04:30:00	0	16:30:00	0,9
05:00:00	0,4	17:00:00	2,2
05:30:00	1,3	17:30:00	2,2
06:00:00	0,9	18:00:00	3,6
06:30:00	1,3	18:30:00	3,6
07:00:00	1,3	19:00:00	3,1
07:30:00	2,2	19:30:00	2,2
08:00:00	1,8	20:00:00	2,2
08:30:00	1,8	20:30:00	1,8
09:00:00	1,3	21:00:00	2,2
09:30:00	0,9	21:30:00	1,8
10:00:00	0,9	22:00:00	1,8
10:30:00	0,9	22:30:00	1,8
11:00:00	1,3	23:00:00	1,3
11:30:00	0,9	23:30:00	1,3

Radiación solar			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	0	12:00:00	850
00:30:00	0	12:30:00	844
01:00:00	0	13:00:00	981
01:30:00	0	13:30:00	1051
02:00:00	0	14:00:00	442
02:30:00	0	14:30:00	733
03:00:00	0	15:00:00	395
03:30:00	0	15:30:00	199
04:00:00	0	16:00:00	226
04:30:00	0	16:30:00	150
05:00:00	0	17:00:00	115
05:30:00	0	17:30:00	86
06:00:00	0	18:00:00	56
06:30:00	1	18:30:00	5
07:00:00	45	19:00:00	0
07:30:00	97	19:30:00	0
08:00:00	344	20:00:00	0
08:30:00	275	20:30:00	0
09:00:00	354	21:00:00	0
09:30:00	409	21:30:00	0
10:00:00	420	22:00:00	0
10:30:00	501	22:30:00	0
11:00:00	849	23:00:00	0
11:30:00	575	23:30:00	0

Mes de mayo

Temperatura ambiental			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	22,8	12:00:00	29,8
00:30:00	22,7	12:30:00	30,8
01:00:00	22,7	13:00:00	31,2
01:30:00	22,4	13:30:00	30,8
02:00:00	22,1	14:00:00	31,5
02:30:00	21,9	14:30:00	31,7
03:00:00	21,7	15:00:00	31,7
03:30:00	21,6	15:30:00	31,4
04:00:00	21,4	16:00:00	30,7
04:30:00	21,3	16:30:00	29,8
05:00:00	21,2	17:00:00	28,9
05:30:00	21,1	17:30:00	27,9
06:00:00	21	18:00:00	26,9
06:30:00	20,9	18:30:00	26,1
07:00:00	21,2	19:00:00	25,6
07:30:00	21,7	19:30:00	25
08:00:00	22,4	20:00:00	24,7
08:30:00	23,3	20:30:00	24,3
09:00:00	23,9	21:00:00	24
09:30:00	24,7	21:30:00	23,6
10:00:00	25,7	22:00:00	23,4
10:30:00	26,9	22:30:00	23,3
11:00:00	27,4	23:00:00	22,9
11:30:00	28,7	23:30:00	22,8

Humedad relativa ambiental			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	82	12:00:00	58
00:30:00	82	12:30:00	56
01:00:00	82	13:00:00	56
01:30:00	82	13:30:00	56
02:00:00	83	14:00:00	54
02:30:00	83	14:30:00	54
03:00:00	84	15:00:00	54
03:30:00	84	15:30:00	54
04:00:00	85	16:00:00	56
04:30:00	85	16:30:00	58
05:00:00	85	17:00:00	61
05:30:00	85	17:30:00	64
06:00:00	85	18:00:00	67
06:30:00	85	18:30:00	70
07:00:00	84	19:00:00	72
07:30:00	82	19:30:00	75
08:00:00	81	20:00:00	76
08:30:00	78	20:30:00	77
09:00:00	75	21:00:00	78
09:30:00	72	21:30:00	79
10:00:00	70	22:00:00	79
10:30:00	66	22:30:00	80
11:00:00	64	23:00:00	81
11:30:00	61	23:30:00	82

Velocidad del viento			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	1,8	12:00:00	1,3
00:30:00	1,8	12:30:00	1,3
01:00:00	0,9	13:00:00	1,3
01:30:00	2,2	13:30:00	1,3
02:00:00	2,2	14:00:00	2,7
02:30:00	1,8	14:30:00	2,2
03:00:00	0,9	15:00:00	2,2
03:30:00	0,9	15:30:00	2,7
04:00:00	0,4	16:00:00	4
04:30:00	0,9	16:30:00	4,5
05:00:00	0,9	17:00:00	3,1
05:30:00	0	17:30:00	3,1
06:00:00	0,4	18:00:00	2,7
06:30:00	0,9	18:30:00	2,2
07:00:00	0,9	19:00:00	1,8
07:30:00	1,3	19:30:00	2,7
08:00:00	1,8	20:00:00	2,2
08:30:00	1,3	20:30:00	1,8
09:00:00	1,3	21:00:00	1,8
09:30:00	1,3	21:30:00	1,8
10:00:00	0,4	22:00:00	1,3
10:30:00	1,3	22:30:00	1,3
11:00:00	1,3	23:00:00	1,3
11:30:00	1,8	23:30:00	0,9

Radiación solar			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	0	12:00:00	909
00:30:00	0	12:30:00	914
01:00:00	0	13:00:00	893
01:30:00	0	13:30:00	865
02:00:00	0	14:00:00	816
02:30:00	0	14:30:00	746
03:00:00	0	15:00:00	666
03:30:00	0	15:30:00	568
04:00:00	0	16:00:00	466
04:30:00	0	16:30:00	351
05:00:00	0	17:00:00	237
05:30:00	0	17:30:00	130
06:00:00	0	18:00:00	34
06:30:00	7	18:30:00	0
07:00:00	84	19:00:00	0
07:30:00	193	19:30:00	0
08:00:00	305	20:00:00	0
08:30:00	414	20:30:00	0
09:00:00	525	21:00:00	0
09:30:00	624	21:30:00	0
10:00:00	713	22:00:00	0
10:30:00	788	22:30:00	0
11:00:00	844	23:00:00	0
11:30:00	885	23:30:00	0

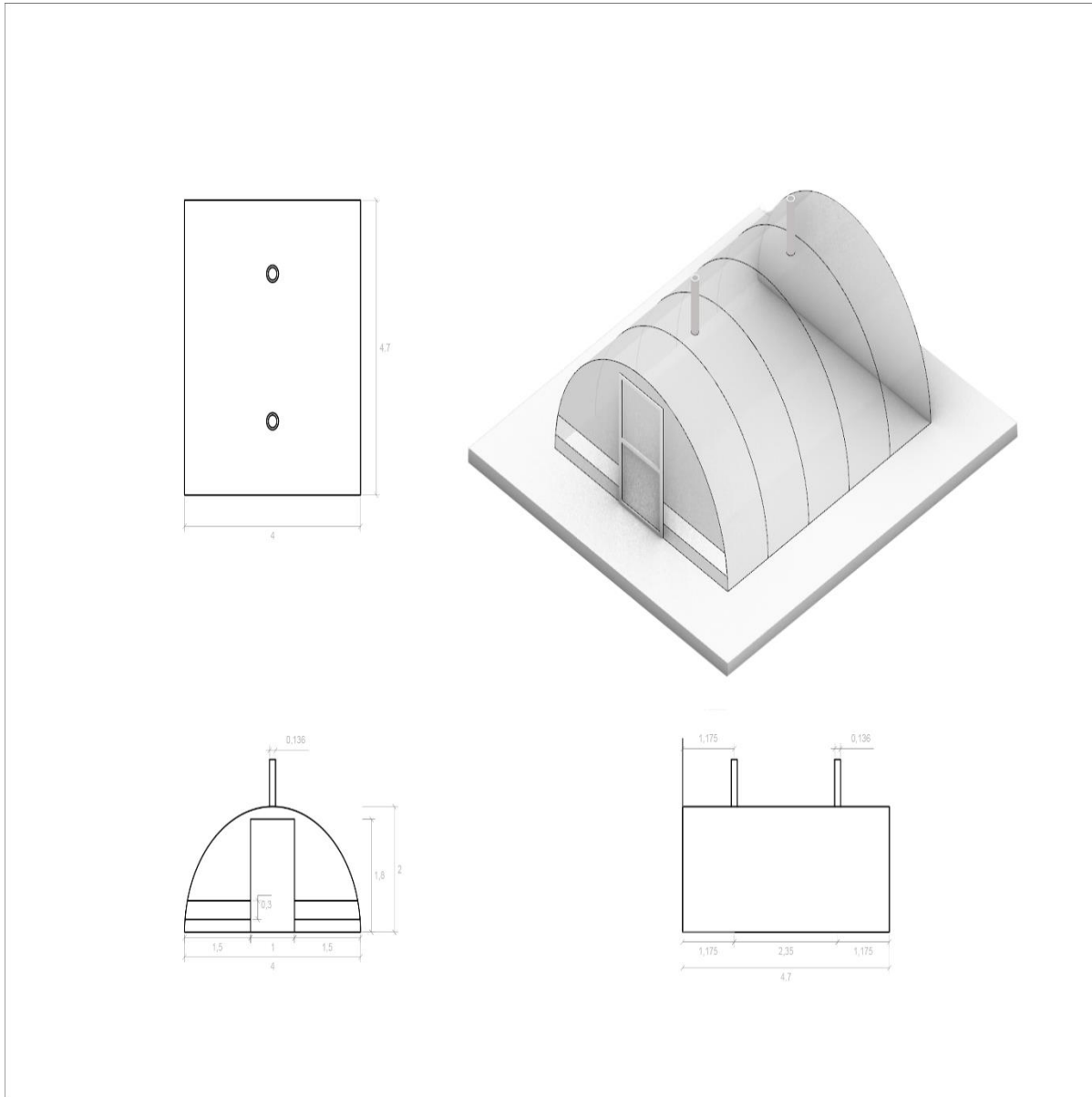
Mes de junio

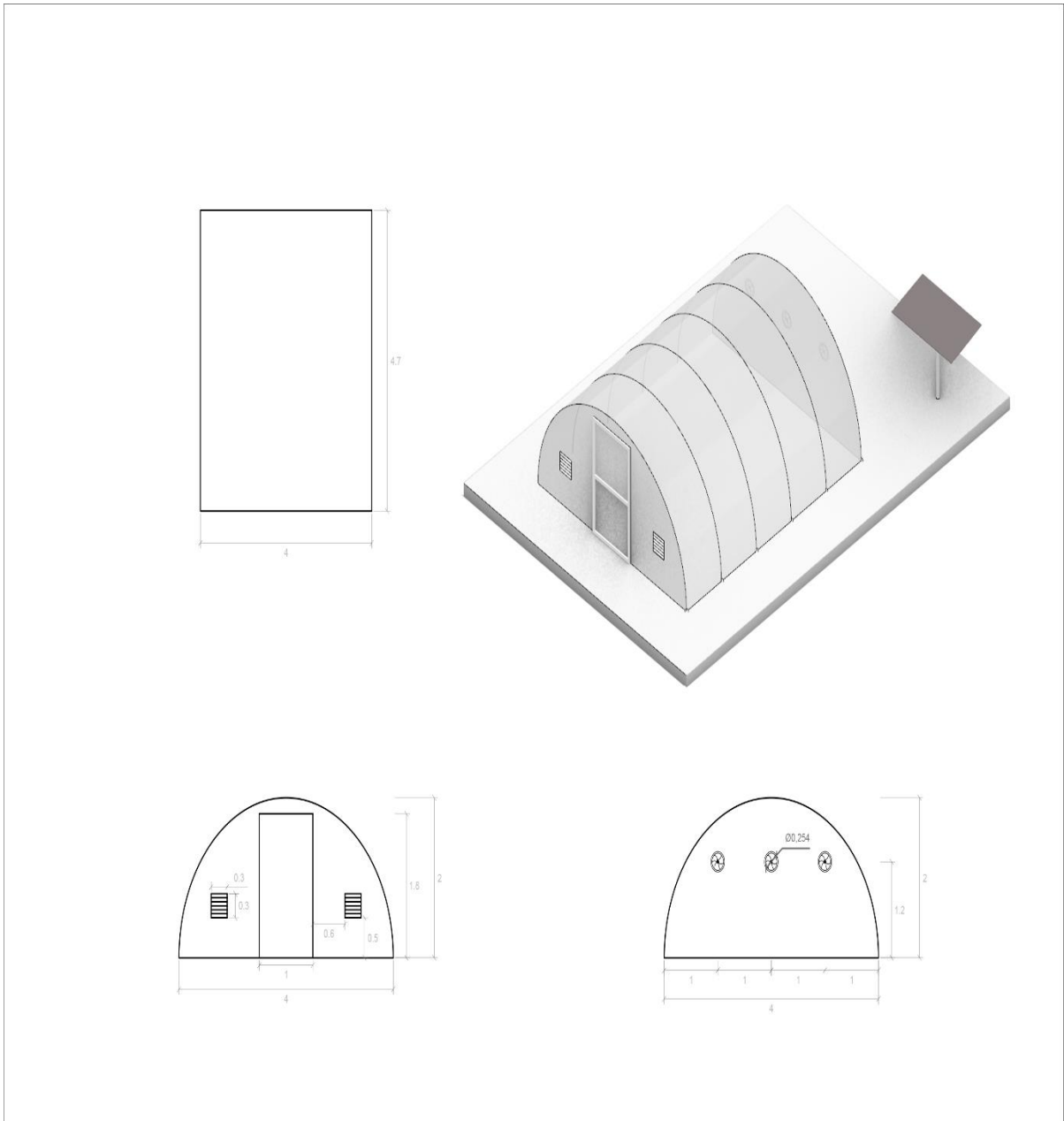
Temperatura ambiental			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	22,8	12:00:00	28,3
00:30:00	22,6	12:30:00	28,7
01:00:00	22,4	13:00:00	29,5
01:30:00	22,4	13:30:00	29,9
02:00:00	22,2	14:00:00	29,4
02:30:00	22,1	14:30:00	30,2
03:00:00	22	15:00:00	29,8
03:30:00	21,8	15:30:00	29,7
04:00:00	21,6	16:00:00	29,2
04:30:00	21,3	16:30:00	28,4
05:00:00	21,3	17:00:00	27,6
05:30:00	21,2	17:30:00	26,7
06:00:00	21	18:00:00	25,8
06:30:00	20,7	18:30:00	25,2
07:00:00	20,9	19:00:00	24,6
07:30:00	21,6	19:30:00	24
08:00:00	22,2	20:00:00	23,4
08:30:00	22,5	20:30:00	22,9
09:00:00	23,1	21:00:00	22,3
09:30:00	23,8	21:30:00	21,9
10:00:00	25	22:00:00	21,6
10:30:00	25,9	22:30:00	21,4
11:00:00	26,7	23:00:00	21,2
11:30:00	27,6	23:30:00	21

Humedad relativa ambiental			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	74	12:00:00	57
00:30:00	74	12:30:00	55
01:00:00	74	13:00:00	54
01:30:00	75	13:30:00	54
02:00:00	75	14:00:00	55
02:30:00	76	14:30:00	53
03:00:00	76	15:00:00	54
03:30:00	77	15:30:00	54
04:00:00	77	16:00:00	54
04:30:00	78	16:30:00	57
05:00:00	78	17:00:00	60
05:30:00	78	17:30:00	62
06:00:00	78	18:00:00	65
06:30:00	79	18:30:00	67
07:00:00	79	19:00:00	70
07:30:00	76	19:30:00	72
08:00:00	74	20:00:00	73
08:30:00	74	20:30:00	74
09:00:00	72	21:00:00	76
09:30:00	69	21:30:00	78
10:00:00	66	22:00:00	79
10:30:00	63	22:30:00	80
11:00:00	61	23:00:00	80
11:30:00	58	23:30:00	81

Velocidad del viento			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	1,3	12:00:00	2,7
00:30:00	1,3	12:30:00	2,2
01:00:00	0,4	13:00:00	2,2
01:30:00	0	13:30:00	1,8
02:00:00	0	14:00:00	3,1
02:30:00	0	14:30:00	2,2
03:00:00	0	15:00:00	2,7
03:30:00	0,4	15:30:00	2,7
04:00:00	0,9	16:00:00	3,1
04:30:00	0,4	16:30:00	2,7
05:00:00	0,9	17:00:00	3,6
05:30:00	0	17:30:00	3,1
06:00:00	0	18:00:00	2,2
06:30:00	0	18:30:00	1,8
07:00:00	0	19:00:00	1,8
07:30:00	0,9	19:30:00	3,1
08:00:00	0,9	20:00:00	2,2
08:30:00	1,8	20:30:00	1,8
09:00:00	2,2	21:00:00	2,2
09:30:00	1,8	21:30:00	1,8
10:00:00	2,2	22:00:00	1,8
10:30:00	1,8	22:30:00	2,2
11:00:00	2,7	23:00:00	1,3
11:30:00	1,8	23:30:00	1,3

Radiación solar			
Hora	Valor	Hora	Valor
00:00:00	0	12:00:00	837
00:30:00	0	12:30:00	585
01:00:00	0	13:00:00	886
01:30:00	0	13:30:00	828
02:00:00	0	14:00:00	772
02:30:00	0	14:30:00	711
03:00:00	0	15:00:00	650
03:30:00	0	15:30:00	556
04:00:00	0	16:00:00	467
04:30:00	0	16:30:00	303
05:00:00	0	17:00:00	250
05:30:00	0	17:30:00	174
06:00:00	0	18:00:00	50
06:30:00	4	18:30:00	1
07:00:00	52	19:00:00	0
07:30:00	181	19:30:00	0
08:00:00	287	20:00:00	0
08:30:00	391	20:30:00	0
09:00:00	489	21:00:00	0
09:30:00	601	21:30:00	0
10:00:00	667	22:00:00	0
10:30:00	735	22:30:00	0
11:00:00	794	23:00:00	0
11:30:00	841	23:30:00	0

Apéndice B. Vistas del secador solar tipo invernadero**Secador solar tipo invernadero convección natural**

Secador solar tipo invernadero convección forzada

Apéndice C. Código general

```

clc
clear all
close all
%Ingreso de parámetros ambientales a partir de archivo excel
Tamb=xlsread('DATOS2019.xlsx','MARZO','C3:C243')+273.15; %[K]
HRO=xlsread('DATOS2019.xlsx','MARZO','D3:D243')/100; %[dec]
Vw=xlsread('DATOS2019.xlsx','MARZO','E3:E243'); %[m/s]
Ir=xlsread('DATOS2019.xlsx','MARZO','F3:F243'); %[W/m^2]
%Vector tiempo de muestreo de parámetros ambientales
T=xlsread('DATOS2019.xlsx','MARZO','B3:B243')*86400; %[s]
Tciel=0.0552*(Tamb.^1.5); %[K]
hccamb=2.8+(3*Vw); %[W/m^2*K]
%Vector con valores iniciales de las variables
IC=[Tamb(1);Tamb(1);Tamb(1);Tamb(1);0.0153;1.083];
%Ingreso de los tiempos a evaluar en el programa
timerange=T; %segundos
%Uso de ODE45
[t,x]=ode45(@ (t,x) LV(t,x,T,Ir,Tamb,HRO,Vw,Tciel,hccamb),timerange,IC);
[f,c]=size(t);
%Cálculo de la Humedad Relativa a partir de la humedad absoluta y la
%temperatura del aire
for Z=1:f
    Pws(Z)=0.61078*exp((17.2697*(x(Z,2)-273.15))/(x(Z,2)-35.85));
    Rhsx(Z)=(101.325*x(Z,5)/(Pws(Z)*(x(Z,5)+0.622)));
    Z=Z+1;
end
%Gráfica de variables
figure(1);
plot(T/3600,Tamb-273.15);
title('Temperatura ambiente')
xlabel('Tiempo (h)')
ylabel('Tamb (C)')
grid on
figure(2);
plot(T/3600,HRO);
title('Humedad relativa ambiental')
xlabel('Tiempo (h)')
ylabel('HR(dec)')
grid on
figure(3);
plot(T/3600,Vw);
title('Velocidad del viento')
xlabel('Tiempo (h)')
ylabel('Vw(m/s)')
grid on
figure(4);
plot(T/3600,Ir);
title('Radiación solar')
xlabel('Tiempo (h)')
ylabel('Ir(w/m^2)')
grid on
figure(5);
plot(t/3600,x(:,1)-273.15);
title('Temperatura de la Cubierta')
xlabel('Tiempo [h]')
ylabel('Tc [C]')
grid on
figure(6);
plot(t/3600,x(:,2)-273.15,T/3600,Tamb-273.15);

```

```

title('Temperatura del Aire Desecante')
xlabel('Tiempo [h]')
ylabel('Tad [C]')
legend('Tad', 'Tamb')
grid on
figure(7);
plot(t/3600,x(:,3)-273.15);
title('Temperatura del Producto')
xlabel('Tiempo [h]')
ylabel('Tp [C]')
grid on
figure(8);
plot(t/3600,x(:,4)-273.15);
title('Temperatura del Piso')
xlabel('Tiempo [h]')
ylabel('Tfl [C]')
grid on
figure(9);
plot(t/3600,x(:,6));
title('Curva de Secado')
xlabel('Tiempo [h]')
ylabel('Humedad db [dec]')
grid on
figure(10);
plot(t/3600,(x(:,5)));
title('Humedad absoluta')
xlabel('Tiempo')
ylabel('H')
grid on
figure(11);
plot(t/3600,Rhsx,T/3600,HRO);
title('Humedad Relativa del Aire Desecante')
ylabel('Humedad Relativa [dec]')
xlabel('Tiempo [h]')
legend('HRin', 'HRout')
grid on
function f=LV(t,x,T,Ir,Tamb,HRO,Vw,Tciel,hccamb)
format long
%Interpolación de parámetros ambientales
Tciel2=spline(T,Tciel,t); %[K]
hccamb2=spline(T,hccamb,t); %[W/m^2*K]
Tamb2=spline(T,Tamb,t); %[K]
Ir2=spline(T,Ir,t); %[W/m^2]
HRO2=spline(T,HRO,t); %[dec]
Vw2=spline(T,Vw,t); %[m/s]
%Definición de las variables
Tc=x(1); %[K]
Tad=x(2); %[K]
Tp=x(3); %[K]
Tfl=x(4); %[K]
HA=x(5); %[dec]
M=x(6); %[dec]
%%Parámetros geométricos del secador
%Longitud del secador [m]
Ls=4.7;
%Diámetro del secador [m]
Ds=4;
%Área de la cubierta [m^2]
Ac=pi*(Ds/2)*Ls+pi*(Ds/2)^2;
%Área del producto que ocupa en las bandejas [m^2]
Ap=Ls*(Ds-0.5);

```

```

%Área del piso del secador [m^2]
Afl=Ls*Ds;
%Perímetro de la sección transversal del secador [m]
p=Ds+((Ds/2)*pi);
%Área de la sección transversal del secador [m^2]
A=(Ds^2)*pi/8;
%Volumen del secador [m^3]
V=A*Ls;
%% Parámetros de la cubierta
%Calor específico de la cubierta [J/Kg.K]
Cpc=1000;
%Espesor de la cubierta [m]
deltac=5*10^-3;
%Densidad de la cubierta [Kg/m^3]
denc=920;
%Masa de la cubierta [kg]
mc=Ac*deltac*denc;
%Conductividad térmica de la cubierta [W/m.K]
kc=0.2;
%Absortividad de la cubierta [dec]
alfac=0.09;
%Emisividad de la cubierta [dec]
emic=0.91;
%Transmitividad de la cubierta [dec]
tauc=0.75;
%% Parámetros del piso del secador
%Calor específico del piso del secador [J/Kg.K]
Cpfl=745;
%Espesor del piso [m]
deltafl=0.05;
%Densidad del piso [kg/m^3]
denfl=1500;
%Masa del piso [kg]
mfl=Afl*deltafl*denfl;
%absortividad del piso [dec]
alfafl=0.9;
%Conductividad térmica del material del piso [W/m.K]
kfl=1.25;
%Temperatura de la tierra debajo del piso del secador [K]
Tgr=273.15+18.8;
%%Parámetros del grano de café
%Masa de producto a ser secado [kg]
mpi=200;
%Humedad inicial en base seca [dec]
Mi=1.083;
%Masa de agua inicial en el producto [kg]
mai=(Mi/(1+Mi))*mpi;
%Masa de producto seco [kg]
ms=mpi-mai;
%Calor latente de vaporización de humedad del producto [J/kg]
Lv=2.257*10^6;
%Calor específico del producto [J/kg.K]
Cpp=1.3536+5.7859*M;
%Absortividad del producto [dec]
alfap=0.6;
%Emisividad del producto [dec]
emip=0.88;
%Freacción de radiación que incide en el producto [dec]
Fp=0.7;
%%Propiedades del aire
%Masa molar de vapor de agua [kg/kmol]

```

```

Mv=18.02;
%Masa molar de aire seco [kg/kmol]
Mas=28.9635;
%Constante universal de los gases [J/mol.K]
R=8.31441;
%Presión total de la mezcla [kPa]
P0=101.293;
%Presión de saturación de vapor
Psv=0.61078*exp((17.2697*(Tad-273.15))/(Tad-273.15+237.35));
%Humedad realtiva del aire [dec]
HR=(P0+HA/(Psv*(HA+0.622)));
%Densidad del aire húmedo [kg/m^3]
dena=(P0/(R*Tad))*Mas*(1-(HR*(1-(Mv/Mas))*(Psv/P0)));
%Densidad del aire seco
denas=((P0-HR*Psv)/(R*Tad))*Mas;
%Viscosidad dinámica del aire húmedo [Ns/m^2 x 10^-6]
visdas=(-9.8601*10^-1)+((9.080125*10^-2)*Tad)+((-1.17635575*10^-4)*(Tad^2))+((1.2349703*10^-7)*(Tad^3))+((-5.7971299*10^-11)*(Tad^4));
visdv=(8.058131868*10^1)+((4.000549451*10^-1)*(Tad-273.15));
phivav=((2^0.5)/4)*((1+(Mas/Mv))^0.5)*((1+(((visdas/visdv)^0.5)*((Mv/Mas)^0.25)))^2);
phivva=((2^0.5)/4)*((1+(Mv/Mas))^0.5)*((1+(((visdv/visdas)^0.5)*((Mas/Mv)^0.25)))^2);
visdm=((visdas*(1-(HR*(Psv/P0))))/((1-(HR*(Psv/P0)))+(HR*(Psv/P0)*phivav)))+((visdv*HR*(Psv/P0))/((HR*(Psv/P0)))+(1-(HR*(Psv/P0))*phivva));
%Viscosidad cinemática de la mezcla [m^2/s]
Visca=(visdm*10^-6)/dena;
%Conductividad térmica del aire húmedo [W/m.K]
kas=(-2.276501*10^-3)+((1.2598485*10^-4)*Tad)+((-1.4815235*10^-7)*(Tad^2))+((1.73550646*10^-10)*(Tad^3))+((-1.066657*10^-13)*(Tad^4))+((2.47663035*10^-17)*(Tad^5));
kv=(1.761758242*10^1)+((5.558941059*10^-2)*(Tad-273.15))+((1.663336663*10^-4)*((Tad-273.15)^2));
phikav=((2^0.5)/4)*((1+(Mas/Mv))^0.5)*((1+(((kas/kv)^0.5)*((Mv/Mas)^0.25)))^2);
phikva=((2^0.5)/4)*((1+(Mv/Mas))^0.5)*((1+(((kv/kas)^0.5)*((Mas/Mv)^0.25)))^2);
% Conductividad Térmica de la mezcla
Ka=((kas*(1-(HR*(Psv/P0))))/((1-(HR*(Psv/P0)))+(HR*(Psv/P0)*phikav)))+((kv*HR*(Psv/P0))/((HR*(Psv/P0)))+(1-(HR*(Psv/P0))*phikva));
%Calor específico del aire húmedo [KJ/kg.k]
cpas=(0.103409*10^1)+((-0.284887*10^-3)*Tad)+((0.7816818*10^-6)*(Tad^2))+((-0.4970786*10^-9)*(Tad^3))+((0.1077024*10^-12)*(Tad^4));
cpv=(1.86910989)+((-2.578421578*10^-4)*(Tad-273.15))+((1.941058941*10^-5)*((Tad-273.15)^2));
%Calor Específico de la Mezcla [J/kg.K]
Cpa=((cpas*(1-(HR*(Psv/P0)))*Mas)+(cpv*HR*(Psv/P0)*Mv))/((Mas*(1-(HR*(Psv/P0)))+(Mv*HR*(Psv/P0)))*1000;
%Calor específico del vapor [KJ/kg.k]
Cpv=cpv*1000;
%Masa de aire en la cámara de secado [kg]
mad=dena*(V);
%Masa de aire seco [kg]
mas=mad/(1.0+HA);
%Velocidad del aire dentro del secador [m/s]
vad=Vw*2;
%%Parámetros de flujo volumétrico de entrada y salida
%Velocidad del aire a la entrada del secador [m/s]
ve=Vw2;

```

```

%Velocidad del aire a la salida del secador [m/s]
vs=vad;
%Área de entrada del aire al secador [m^2]
Ae=5*pi*(0.2^2);
%Área de salida del aire del secador [m^2]
As=5*pi*(0.2^2);
%Flujo volumétrico de aire a la entrada [m^3/s]
Ve=ve*Ae;
%Flujo volumétrico de aire a la salida [m^3/s]
Vs=vs*As;
%%Ecuaciones hidráulicas
%Diámetro hidráulico [m]
Dh=(4*A)/p;
%Número de Reynolds
Re=(Dh*vad)/Visca;
%Número de Nusselt
Nu=0.0158*(Re.^0.8);
%Coeficiente de transferencia de calor por conducción entre el suelo y el
subsuelo [W/m^2.K]
hdflg=kfl/deltafl;
%Coeficiente total de pérdida de calor de la cubierta al ambiente exterior
[W/m^2.K]
Uc=kc/deltac;
%Coeficiente de transferencia por convección [W/m^2.K]
hc=(Nu*Ka)/Dh;
%Constante de Stephan Boltzmann [W/m^2.K^4]
sigma=5.67*10^-8;
%Presión de vapor saturado a la entrada [kPa]
Pwsin=0.61078*exp((17.2697*(Tamb2-273.15))/(Tamb2-35.8));
%Presión de vapor a la entrada [kPa]
Pvin=HRO2*Pwsin;
%Humedad absoluta a la entrada [dec]
HAin=abs(0.622*Pvin/(P0-Pvin));
%%Expresiones de humedad
%Humedad de equilibrio [dec]
Me=(61.030848*HR-108.371410*HR^2+74.461059*HR^3)*exp((-
0.037049*HR+0.070114*HR^2-0.0351*HR^3)*Tad);
%Diámetro del producto
Dp=0.0169*((1-(0.276*(Mi-M)))^(1/3));
%Área específica del producto [m^2/m^3]
aca=7/Dp;
%Difusividad Efectiva [m^2/s]
Deff=4.1582*10^-8*exp((0.1346*Tp+2.2055)*M-(1184/(Tp+273.15)));
%Exponente de ecuación de humedad [1/s]
k=((pi^2)/9)*(aca^2)*(Deff);
%Temperatura a la entrada del secador [K]
Te=Tamb2;
%Temperatura a la salida del secador [K]
Ts=Tad;
%Humedad absoluta a la salida del secador [dec]
Hout=HA;
%Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el producto y la
cubierta [W/m^2.K]
hrpc=emip*sigma*((Tp^2)+(Tc^2))*(Tp+Tc);
%Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el cielo y la
cubierta [W/m^2.K]
hrck=emic*sigma*((Tc^2)+(Tciel2^2))*(Tc+Tciel2);
%Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el producto y el
suelo [W/m^2.K]
hrpfl=emip*sigma*((Tp^2)+(Tfl^2))*(Tp+Tfl);
%%Ecuaciones de balance de energía del modelo matemático

```

```

%Balance de energía en la cubierta
f(1)=((Ac*hc*(Tad-Tc))+ (Ac*hrck*(Tciel2-Tc))+ (Ac*hccamb2*(Tamb2-
Tc))+ (Ap*hrpc*(Tp-Tc))+ (Ac*alfac*Ir2))/ (mc*Cpc);
%Balance de energía en el aire desecante
f(2)=((Ap*hc*(Tp-Tad))+ (Afl*hc*(Tfl-Tad))+ (Ac*hc*(Tc-Tad))- (ms*Cpv*(Tp-
Tad)*f(6))+ (dena*Vs*Cpa*Ts)- (dena*Ve*Cpa*Te)+ (Uc*Ac*(Tamb2-Tad))+ (((1-
Fp)*(1-alfafl))+ ((1-alfap)*Fp))*Ir2*Ac*tauc))/ (mad*Cpa);
%Balance de energía en el producto
f(3)=((Ap*hc*(Tad-Tp))+ (Ap*hrpfl*(Tfl-Tp))+ (Ap*hrpc*(Tc-
Tp))+ (ms*(Lv+(Cpv*(Tad-Tp)))*f(6))+ (Fp*alfap*Ir2*Ac*tauc))/ (ms*Cp);
%Balance de energía en el piso
f(4)=(((1-Fp)*alfafl*Ir2*Ac*tauc)+ (Afl*hc*(Tad-Tfl))+ (Ap*hrpfl*(Tp-
Tfl))+ (Afl*hdflg*(Tgr-Tfl)))/ (mfl*Cpfl);
%Balance de masa en el aire desecante
f(5)=((Ve*denas*HAin)- (Vs*denas*Hout)- (ms*f(6)))/ (mas);
%Balance de masa en el producto
f(6)=-k*(M-Me);
f=f(:);
end

```

