



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

CENTRO INTERDISCIPLINARIO DE INVESTIGACIÓN PARA EL
DESARROLLO INTEGRAL REGIONAL - UNIDAD OAXACA

MAESTRÍA EN CIENCIAS EN CONSERVACIÓN Y
APROVECHAMIENTO DE RECURSOS NATURALES
(INGENIERÍA DE PROCESOS)

“DISEÑO DE UN SECADOR HÍBRIDO PARA MADERA ASERRADA”

TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO

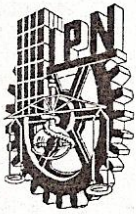
DE MAESTRO EN CIENCIAS

PRESENTA:

FILIBERTO IGNACIO CABALLERO

DIRECTOR DE TESIS:

DR. JUAN RODRÍGUEZ RAMÍREZ



INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL SECRETARIA DE INVESTIGACION Y POSGRADO

ACTA DE REVISION DE TESIS

En la Ciudad de Oaxaca de Juárez siendo las 13:00 horas del día 4 del mes de diciembre del 2007 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación del Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral Regional, Unidad Oaxaca (CIIDIR-OAXACA) para examinar la tesis de grado titulada:

“Diseño de un secador híbrido para madera aserrada”

Presentada por el alumno:

Ignacio
Apellido paterno

Caballero
materno

Filiberto
nombre(s)

Con registro:

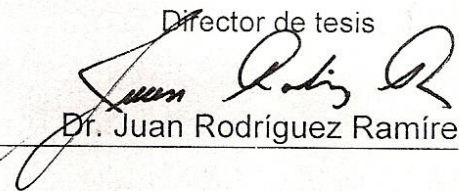
B	0	5	1	3	1	3
---	---	---	---	---	---	---

aspirante al grado de: **MAESTRO EN CIENCIAS EN CONSERVACIÓN Y APROVECHAMIENTO DE RECURSOS NATURALES**


Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACION DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

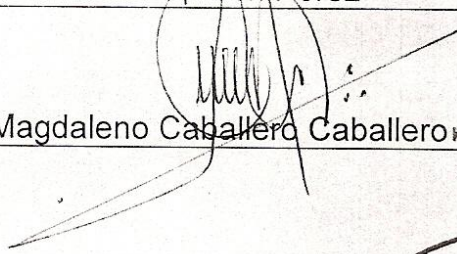
LA COMISION REVISORA

Director de tesis

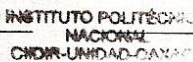

Dr. Juan Rodríguez Ramírez


Dr. Andrés Pech Pérez


Dr. Salvador Isidro Belmonte Jiménez


Dr. Magdalena Caballero Caballero


Dra. Luicita Lagunéz Rivera



LA PRESIDENTA DEL COLEGIO


Dra. María del Rosario Arnaud Viñas



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA CESION DE DERECHOS

En la Ciudad de Oaxaca de Juárez el día 5 del mes diciembre del año 2007, el (la) que suscribe **IGNACIO CABALLERO FILIBERTO** alumno (a) del Programa de **MAESTRÍA EN CIENCIAS EN CONSERVACIÓN Y APROVECHAMIENTO DE RECURSOS NATURALES** con número de registro **B051313**, adscrito al Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral Regional, Unidad Oaxaca, manifiesta que es autor (a) intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Juan Rodríguez Ramírez y cede los derechos del trabajo titulado **“Diseño de un secador híbrido para madera aserrada”**, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección **Calle Hornos 1003, Santa Cruz Xoxocotlán, Oaxaca**, e-mail: posgradoax@ipn.mx ó filiberto2002@hotmail.com. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.



IGNACIO CABALLERO FILIBERTO
INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
UNIDAD-OAXACA

Resumen

Para el aprovechamiento de la madera de bajo valor comercial, como lo es la madera llamada tableta, surge la necesidad de secarla para la elaboración de muebles. Sin embargo, los equipos existentes en el mercado tienen un costo elevado, además se tienen que adquirir en el extranjero.

Por esta razón este trabajo plantea el diseño de un secador convectivo en el cual la velocidad del aire que circula entre la carga de madera sea uniforme, con lo cual se obtiene un secado homogéneo. Se utilizó la metodología del diseño mecánico para establecer la forma del secador, los dispositivos y determinar su ubicación. Los conceptos generados se simularon en 2D con el programa Fluent[®] 6.1 utilizando el modelo $k - \epsilon$ para flujos totalmente turbulentos, se evaluó la forma del secador, la colocación de la carga, el espacio entre la carga y la pared del secador, la velocidad de salida del ventilador y la colocación de los dispositivos, comparando los resultados con la función objetivo de distribución de frecuencia normal con $\sigma=0.15$ y $\mu_v=2.5 \text{ m s}^{-1}$.

El diseño de forma rectangular con esquinas superiores redondeadas con un radio de curvatura de 0.60 m, con los ventiladores colocados en la parte superior central y los calentadores en forma horizontal, resultó el mejor concepto de diseño.

El factor de correlación obtenido entre la distribución de frecuencia de la velocidad del secador con respecto a la función objetivo es de 0.76, favoreciendo que la velocidad promedio (μ_v) en el interior de la carga sea de 2.22 m s^{-1} con una desviación estándar (σ) de 0.18.

La distribución de la velocidad del aire es afectada por la forma del secador, el tipo y la posición de los dispositivos que se colocaron en el interior del secador mejoraron la distribución del flujo de aire y proporcionaron la mejor uniformidad en la velocidad del aire en el interior de la carga.

Abstract

To take advantage of wood of low commercial value, it is necessary to dry it before making furniture. However, the equipment currently available in the market is of high cost, and also has to be bought abroad.

For this reason this project proposes the design of a convective dryer in which the speed of the air that circulates within the wood stack is uniform, allowing homogenous drying to be obtained. A mechanical design methodology was used to establish the shape of the dryer and devices, and to determine their location. The generated concepts were simulated in 2D with the program Fluent[®] 6.1 using the model $k - \varepsilon$ for totally turbulent flows, and the shape of the dryer, the positioning of the wood stack, the space between the wood stack and the wall of the dryer, the exit velocity of the fan and the positioning of the devices were evaluated, comparing the results with the objective function of a normal frequency distribution with $\sigma=0.15$ and $\mu_v=2.5 \text{ m s}^{-1}$.

The best design concept was a rectangular shaped dryer with rounded upper corners with a curvature radius of 0.60 m, having the fans positioned in the central upper part and the heaters lying horizontally.

The correlation factor obtained for the frequency distribution of the speed of the fan in relation to the objective function is 0.76, causing the optimum average speed (μ_v) in the interior of the wood stack to be 2.22 m s^{-1} with a standard deviation (σ) of 0.18.

The distribution of the speed of the air is affected by the shape of the dryer. The type and the positioning of the devices that were placed inside the dryer improved the distribution of air flow and offered better air speed uniformity in the interior of the wood stack.

Dedicatoria

A mi esposa e hijos

Por sus sacrificios y su amor

A mis padres y hermanos

Por su cariño y paciencia

A Don Pedro y Doña “G”

Por su apoyo y confianza

Agradecimientos

Con profundo respeto y de forma muy especial al Dr. Juan Rodríguez Ramírez, director de tesis por su atención, tiempo y paciencia, le manifiesto mi gratitud.

Al Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral Regional (CIIDIR) Unidad Oaxaca del Instituto Politécnico Nacional, por haberme brindado todo tipo de facilidades por medio del Programa Institucional de Formación de Investigadores (PIFI) y a la Comisión de Operación y Fomento de Actividades Académicas del IPN (COFAA).

Al CONACYT, por su apoyo económico para la realización de los estudios de Maestría en Ciencias en Conservación y Aprovechamiento de los Recursos Naturales.

A los miembros del comité tutorial: *Dr. Andrés Pech Pérez, Dr. Salvador I. Belmonte Jiménez, Dr. Magdaleno Caballero Caballero, Dra. Luicita Lagunez Rivera*. Por sus valiosas aportaciones para el mejoramiento del presente trabajo y por la amistad brindada.

A los catedráticos del programa de postgrado por fortalecer con su experiencia y conocimientos mi formación profesional.

A *Jesús F., Jesús P., Ohmar, Sildia, Jacobo, Jyl, Romualdo, Orlando* y compañeros de la maestría, gracias por los momentos que eternizaron nuestra amistad.

Contenido

Nomenclatura.....	xv
Capítulo 1. Introducción.....	1
1.1 Planteamiento del problema e hipótesis.....	3
1.2 Justificación	4
1.3 Objetivos.....	5
1.4 Metodología.....	6
1.5 Antecedentes.....	8
1.5.1 Antecedentes de diseño	8
1.5.2 Antecedentes sobre el estudio de colectores solares	12
Capítulo 2. Marco teórico.....	15
2.1 Turbulencia	15
2.2 Características generales de los flujos turbulentos	16
2.3 Capa limite turbulenta.....	17
2.4 Ecuación de Navier-Stokes.....	18
2.5 Modelos de turbulencia.....	20
2.5.1 El modelo de Spalart-Allmaras (SAM).....	22
2.5.2 El modelo estándar $k - \varepsilon$ (SKM).....	23
2.5.3 El modelo realizable k-épsilon (RKM)	23
2.5.4 El modelo $k - \varepsilon$ de re-normalización de grupo (RNG)	24
2.5.5 Modelo de esfuerzos de Reynolds (RMS).....	24
2.5.6 Simulación de gran vórtice (Large Eddy Simulation, LES).....	25
2.6 Elección del modelo de turbulencia de flujo de aire.....	26
2.7 Modelo RNG $k - \varepsilon$	27
2.7.1 Modelando la viscosidad efectiva.....	29

2.7.2	Modificación para vórtices en RNG.....	30
2.7.3	El término $R\varepsilon$ en la ecuación ε	30
2.7.4	Aproximación de Boussinesq.....	31
2.8	Colectores solares	31
Capítulo 3. Diseño conceptual del secador		36
3.1	El diseño Conceptual	36
3.2	Especificaciones del usuario	37
3.3	Requerimientos técnicos	39
3.4	Árbol de funciones.....	43
3.5	Carta Morfológica.....	45
3.6	Sistemas del secador	46
3.6.1	Cálculo del área del colector solar.....	46
3.6.2	Sistema de calentamiento del aire	48
3.6.3	Sistema de circulación de aire	49
3.6.4	Sistema de humidificación y extracción.....	50
3.6.5	Sistema de carga y descarga	51
Capítulo 4. Generación y evaluación de conceptos.....		52
4.1	Función objetivo global de la velocidad de aire	53
4.2	Descripción de conceptos	54
4.3	Simulación de los conceptos sin carga	56
4.4	Simulación de los conceptos con carga	58
4.5	Elección del concepto de diseño de secador	80
4.6	Análisis y discusión de resultados	85
Conclusiones.....		92
Referencias bibliográficas		94

Indice de Figuras

Figura 1-1. Metodología utilizada para el diseño del secador de madera	6
Figura 1-2. Composición de un secador solar, Martínez y Cueto (1997).....	8
Figura 1-3. Secador Solar para madera (Solís, 2003).....	9
Figura 1-4. Secador solar SD 3000, (http://www.woodmizer.com/espanol/sawmills/kilns/solar.html).....	10
Figura 1-5. Secador Solar de bajo costo (Fuentes, 2003).....	10
Figura 1-6. Secador solar tipo invernadero (Haque, 2006)	11
Figura 1-7. Planta piloto en Resistencia, Argentina (Reuss M., 1997)	11
Figura 1-8. Secador híbrido Gas natural-Solar, (http://www.rosegum.com.au/10m.htm)	12
Figura 1-9. Colector plano, Sözen (2007)	13
Figura 1-10. Comparación de la eficiencia de tres tipos de colectores en uno y dos pasos, (Karim, 2004)	14
Figura 2-1. Tipos de flujo en el conducto, a) Flujo laminar b) Flujo turbulento transitorio c) Flujo totalmente turbulento.	15
Figura 2-2. Perfiles de velocidad en la capa limite, placa plana	17
Figura 2-3. Esfera celeste mostrando el movimiento aparente del Sol y el ángulo de declinación solar	32
Figura 2-4. Declinación solar para todo el año.....	32
Figura 2-5. Inclinación del colector solar	33
Figura 2-6. Altura solar con $\omega d = 0$ para todos los días del año	34
Figura 2-7. Inclinación del colector solar para $\omega d = 0$, para todos los días del año.....	34
Figura 3-1. Orientación del paquete de madera con respecto al flujo de aire	41
Figura 3-2. Colocación de los paquetes de madera en el interior de la cámara de secado, a) colocación en una fila b) colocación en dos filas, c) colocación en triangulo en dos lotes, d) colocación en forma triangular un solo lote	41
Figura 3-3. Árbol de funciones de caja transparente	44
Figura 3-4. Carta morfológica	45
Figura 3-5. Área de captación del colector a diferentes horas.....	47

Figura 3-6. Colector solar para agua corrugado en V, a) isométrico b) vista superior.....	48
Figura 3-7. Sistema de calentamiento del aire.....	48
Figura 3-8. Indicador de temperatura de gases de la caldera de un secador de madera.....	49
Figura 3-9. Ventiladores reversibles axiales de 24” de diámetro.....	49
Figura 3-10. Temperatura del aire residual de un secador de madera convencional.....	50
Figura 3-11. Sistema de humidificación y extracción.....	50
Figura 3-12. Monta cargas utilizadas.....	51
Figura 3-13. Sistema de carga y descarga.....	51
Figura 4-1. Ajuste de σ al rango de 2 a 3 m·s ⁻¹	53
Figura 4-2. Conceptos de diseño generados para el secador de madera.....	55
Figura 4-3. Histogramas de velocidad en el interior del diseño d1.....	59
Figura 4-4. Comportamiento del flujo de aire en el interior del diseño d1.....	60
Figura 4-5. Comparación del histograma de velocidad del diseño d1 a 6m s ⁻¹ con la función objetivo.....	60
Figura 4-6. Histogramas de velocidad en el interior del diseño d2.....	61
Figura 4-7. Comportamiento del flujo de aire en el interior del diseño d2.....	61
Figura 4-8. Velocidades del aire a la entrada y a la salida de la carga del diseño d2.....	62
Figura 4-9. Comparación del histograma de velocidad del diseño d2 a 6 m s ⁻¹ con la función objetivo.....	62
Figura 4-10. Comportamiento del flujo de aire en el interior del diseño d3.....	63
Figura 4-11. Comparación del histograma de velocidad del diseño d3 a 6 m s ⁻¹ con la función objetivo.....	63
Figura 4-12. Comparación de la velocidad del aire a la entrada y a la salida de la carga del diseño d3.....	64
Figura 4-13. Comportamiento del aire en el interior del diseño d4.....	65
Figura 4-14. Comparación del histograma de velocidad del diseño d4 a 6 m·s ⁻¹ con la función objetivo.....	65
Figura 4-15. Comparación de la velocidad del aire a la entrada y a la salida del diseño d4.....	66
Figura 4-16. Comportamiento del flujo de aire en el interior del diseño d5.....	66
Figura 4-17. Comparación de histograma de velocidad del diseño d5 a 6 m s ⁻¹ con la función objetivo.....	67

Figura 4-18. Comparación de la velocidad del aire a la entrada y a la salida de la carga del diseño d5.....	67
Figura 4-19. Comportamiento del flujo de aire en el interior del diseño d6	68
Figura 4-20. Comparación del histograma de velocidad del diseño d6 a $6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ con la función objetivo	68
Figura 4-21. Comparación de la velocidad del aire a la entrada y a la salida de la carga del diseño d6.....	69
Figura 4-22. Comportamiento del flujo de aire en el interior de la diseño d7.....	69
Figura 4-23. Comparación del histograma de velocidad del diseño d7 a $6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ con la función objetivo	70
Figura 4-24. Comparación de la velocidad del aire a la entrada y a la salida de la carga del diseño d7.....	70
Figura 4-25. Comportamiento del flujo de aire en el interior del diseño d8	71
Figura 4-26. Comparación del histograma de velocidad del diseño d8 a $6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ con la función objetivo	71
Figura 4-27. Comparación entre la velocidad a la entrada y salida de la carga del diseño d8 ..	72
Figura 4-28. Flujo de aire en el interior del secador.....	72
Figura 4-29. Comparación del histograma de velocidad del diseño d9 a $6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ con la función objetivo	73
Figura 4-30. Comparación de la velocidad a la entrada y a la salida de la carga del diseño d9	73
Figura 4-31. Flujo de aire en el interior del diseño d10	74
Figura 4-32. Comparación del histograma de velocidad del diseño d10 a $6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ con la función objetivo	74
Figura 4-33. Comparación de la velocidad a la entrada y a la salida de carga del diseño d10 ..	75
Figura 4-34. Flujo de aire en el interior del diseño d11	75
Figura 4-35. Comparación de las velocidades a la entrada y a la salida de la carga del diseño d11	76
Figura 4-36. Comparación del histograma de velocidad del diseño d11 a $6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ con la función objetivo	76
Figura 4-37. Comportamiento del flujo en el interior de la cámara de secado.....	77

Figura 4-38. Comparación del histograma de velocidad del diseño d12 con la función objetivo	77
Figura 4-39. Velocidades del aire a la entrada y salida de la carga de madera del diseño d12.	78
Figura 4-40. Comportamiento del flujo de aire en el interior del diseño d13	78
Figura 4-41. Comparación del la función objetivo con el histograma del diseño d13	79
Figura 4-42. Velocidades a la entrada y salida de la carga del diseño d13	79
Figura 4-43. Velocidad en el interior de la carga con diferentes distancias a $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	81
Figura 4-44. Velocidad en el interior de la carga con diferentes distancias a $7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	82
Figura 4-45. Modificaciones al diseño d5	82
Figura 4-46. Comportamiento del aire al agregar el deflector	83
Figura 4-47. Comparación de la velocidad con y sin modificación del diseño d5 a $6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	83
Figura 4-48. Diseño conceptual del secador híbrido para madera	84
Figura 4-49. Identificación de los perfiles de velocidad	85
Figura 4-50. Velocidad en el interior de la carga del diseño d5 a $6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	86
Figura 4-51. Desviaciones estándar de los valores de velocidad	87
Figura 4-52. Promedios de la desviación estándar con respecto a la distancia y la velocidad..	87
Figura 4-53. Contornos de desviación estándar para diferentes distancias	88
Figura 4-54. Medias de los valores de velocidad en el interior de la carga.....	89
Figura 4-55. Diseño d5, a) diseño original b) diseño con deflector	89
Figura 4-56. Relaciones geométricas en el secador, Arnaud (1991).....	90
Figura 4-57. Perfil de velocidad del aire en el interior del diseño propuesto por Arnaud (1991)	90
Figura 4-58. Perfil de velocidad del aire en el interior del secador d5.....	91

Indice de tablas

Tabla 2-1. Comparación de los modelos de turbulencia	26
Tabla 3-1. Ponderación de las especificaciones del usuario.....	38
Tabla 3-2. Programa de secado T13-F6S, (Manual del Grupo Andino)	39
Tabla 3-3. Factibilidad de las opciones generadas	46
Tabla 4-1. Comparación ilustrativa del flujo de aire en los diseños de forma rectangular, con diferentes velocidades.....	56
Tabla 4-2. Comparación ilustrativa del flujo de aire en los diseños de forma triangular, con diferentes velocidades.....	57
Tabla 4-3. Media y desviación estándar de la velocidad resultante dentro de la carga con relación a la velocidad del ventilador y al espacio entre la carga y la pared del secador.....	81

Nomenclatura

Simbología del Modelo $k - \varepsilon$

C_{1e}, C_{2e}, C_{3e} , Cd y C_μ	Constantes del modelo RNG
δ_{ij}	Delta de Kronecker
ρ	Densidad del aire (kg m^{-3})
Y_M	Dilatación fluctuante en turbulencia
ε	Disipación de la energía de turbulencia ($\text{m}^2 \text{s}^{-3}$)
ω	Disipación específica
ω_r	Rotacional
k	Energía cinética de turbulencia ($\text{m}^2 \text{s}^{-2}$)
G_k	Generación de turbulencia
G_b	Generación de flotabilidad
α_k y α_ε	Inversos de los números turbulentos de Prandtl para k y ε
R_ε	Número de Reynolds
S_k, S_ε	Razón de esfuerzo (s^{-1})
u_i, u_j, u	Velocidad (m s^{-1})
μ_{eff}	Viscosidad efectiva ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$)
μ	Viscosidad laminar ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$)
μ_t	Viscosidad turbulenta ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$)
ν	Viscosidad cinemática ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$)
∇	Operador nabla rotacional
δ	Capa limite turbulenta
L_x	Distancia en el dirección x (m)
g_j	Fuerza de la gravedad en dirección j (m s^{-2})
t	Tiempo (s)
β	Coefficiente térmico de expansión

Simbología de diseño

a	Ancho de la carga (m)
ω_d	Ángulo horario
HP	Altura de la carga (m)
α	Altura Solar
A_i	Área del colector (m ²)
C_{neta}	Contenido neto del paquete de madera (m ³)
δ_s	Declinación solar
σ	Desviación estándar
H	Distancia entre la carga y el techo del secador (m)
β_c	Angulo de inclinación del colector
L	Distancia entre la carga y la pared del secador (m)
η	Eficiencia (%)
e_p	Espesor de la madera (m)
e	Espesor del separador (m)
ϕ	Latitud del lugar
μ_v	Media de la velocidad del aire
n	Número de filas del paquete
I	Radiación solar (cal m ⁻² día ⁻¹) en el estado de Oaxaca
S_{rad}	Superficie radiada



“La Sutileza humana nunca ideará una invención más hermosa, más simple o más directa que la naturaleza, porque en sus invenciones, nada falta y nada es superfluo.”

Leonardo da Vinci



Capítulo 1. Introducción

En la gran mayoría de los aserraderos en el estado de Oaxaca se seca la madera al aire libre, debido principalmente a que estos aserraderos son de nueva creación y comienzan con poco volumen de madera. Por lo que los secadores convencionales no son accesibles, debido principalmente a los altos costos de inversión. Y los pocos que cuentan con secadores convencionales no pueden adquirir equipos de pequeña capacidad para el pre-secado o el secar otro tipo de madera como lo es la tableta que es la madera que no reúne las dimensiones comerciales, la cual se ocupa en la elaboración de muebles o productos de ebanistería. Considerando lo anterior, una alternativa sería la utilización de secadores solares, dado que su material de construcción es económica, además al aprovechar la energía radiante del sol se está en la posibilidad de reducir los tiempos de secado y contenidos de humedad con respecto al secado al aire libre. Sin embargo, la calidad del secado solar depende de las condiciones climatológicas del lugar (lluvia, nubosidad, vientos, temperatura).

Una condición importante y que está fuertemente ligada para obtener un secado homogéneo en la carga de madera (Hua, 2001), que debe considerarse en el diseño es garantizar la uniformidad de la velocidad del aire que circula en su interior para evitar deficiencias en el secado (Arnaud, 1991). Con esto se logra eliminar los tiempos de acondicionamiento en los cuales se homogeniza el contenido de humedad. Por lo tanto, se reducen los tiempos de secado.

Para resolver esta problemática se propone el diseño de un secador híbrido, el cual utilice la energía solar y la energía calorífica del agua de un secador convencional, en el cual la velocidad de aire sea uniforme dentro de la carga.

Basado en la metodología de diseño de ingeniería concurrente (Concurrent Engineering), que se refiere a utilizar tecnología de computadores para mejorar el proceso de diseño, se reduce el ciclo de diseño, las probabilidades de errores y se organiza de mejor manera la información. Se puede trabajar en forma sistemática y robusta en aspectos del diseño que se afectan entre sí, con el objetivo de optimizar el diseño.



La estructura de la tesis está conformada por cinco capítulos, en los cuales se describe el desarrollo para la obtención del diseño del secador. En el capítulo uno se muestra la introducción del trabajo a desarrollar, así como la metodología empleada. En el capítulo dos, se realiza una discusión y elección de los modelos de flujos turbulentos utilizados en el programa Fluent[®]. En el capítulo tres, se describe el desarrollo del diseño conceptual en donde se determinan la colocación de los dispositivos y la forma del secador, utilizando el programa Fluent[®] para la simulación en 2D de los conceptos. En el capítulo cuatro, se describen la generación y evaluación de conceptos, así como, el análisis y la discusión de los resultados.



1.1 Planteamiento del problema e hipótesis

La metodología de diseño involucra varias etapas para la generación de un producto final. Una de estas etapas es la prueba del prototipo que es la parte tangible de las etapas de conceptualización. Sin embargo, esta etapa es muy costosa ya que involucra pruebas de operación del dispositivo con carga. En los últimos años, se han desarrollado programas de computación que son de gran utilidad para el diseñador, porque permiten simular fenómenos físicos como la propagación de ondas, transferencia de calor, turbulencia, etc. Los cuales permiten obtener mejores diseños.

Las investigaciones realizadas por Smit (2007) y Hua (2001) coinciden sobre la importancia del flujo de aire en el secador de madera, indicando que un flujo uniforme tiene como resultado un secado homogéneo. Por lo tanto, el problema central de esta investigación radica en la obtención de un diseño de secador para madera aserrada que garantice un correcto secado; es decir, que el contenido de humedad en toda la carga sea homogéneo, lo cual se logra con un flujo y velocidad de aire uniformes en el interior de la carga.

Arnaud (1991) realizó un estudio del flujo de aire dentro de un secador variando la posición del ventilador y dimensiones del secador con respecto a la carga, observando que estas relaciones afectan a la velocidad del aire que circula dentro de la madera. Las investigaciones realizadas se enfocan principalmente en el modelado y evaluación del flujo del aire dentro de un secador y no como una herramienta en el diseño de un secador que garantice la uniformidad del aire.

En referencia a la problemática se plantea la siguiente hipótesis:

“Modificando la geometría del secador de madera, la velocidad del aire a la salida del ventilador y la colocación de los dispositivos, se obtendrá un diseño de secador en el cual el flujo y la velocidad del aire sean uniformes en el interior de la carga”



1.2 Justificación

La industria de la transformación de la madera en los últimos años ha tenido un gran desarrollo, debido principalmente a la incorporación de tecnología, así como a la aplicación de programas de aprovechamiento y conservación de los bosques, en donde se plantea el desarrollo sustentable de la industria de la madera, se trata de aprovechar los recursos en su totalidad para maximizar las ganancias de los aserraderos comunales. Estos recursos son invertidos para generar satisfactores entre las comunidades, como lo son electrificación, instalación de agua potable, drenaje, u otros servicios. Sin embargo, el aprovechamiento de la madera no ha sido posible, en gran parte por la carencia de tecnología propia. La gran mayoría es adquirida en otros países, como es el caso de los secadores parte esencial en la industria maderera (Bektha, 2006), es por ello, importante la generación de tecnología para el secado de madera, no sólo en equipos de pequeña capacidad, sino también en la creación de equipos competitivos en el mercado.



1.3 *Objetivos*

Objetivo General

Proponer un diseño de secador híbrido para madera aserrada, que incorpore un flujo uniforme de aire de secado a través de la carga.

Objetivos Específicos

- ◆ Obtener parámetros de diseño por medio del estudio del proceso de secado de madera en secadores convencionales y solares.
- ◆ Generar el diseño conceptual del secador, utilizando la metodología de diseño mecánico.
- ◆ Obtener la forma geométrica adecuada del secador, realizando la simulación del flujo de aire en el interior, considerando la carga de madera.

1.4 Metodología

El diseño del secador de madera se realizó bajo la siguiente metodología (Fig. 1-1), en la cual se desarrolló la conceptualización del diseño, es decir, el establecimiento de estructuras funcionales; así como de sus respectivas descomposiciones funcionales. De ser necesario se construyen diagramas de árbol los cuales servirán como una guía para establecer matrices morfológicas en donde se analizó todas y cada una de las posibles alternativas de solución y poder así elegir la más factible para realizar el diseño.

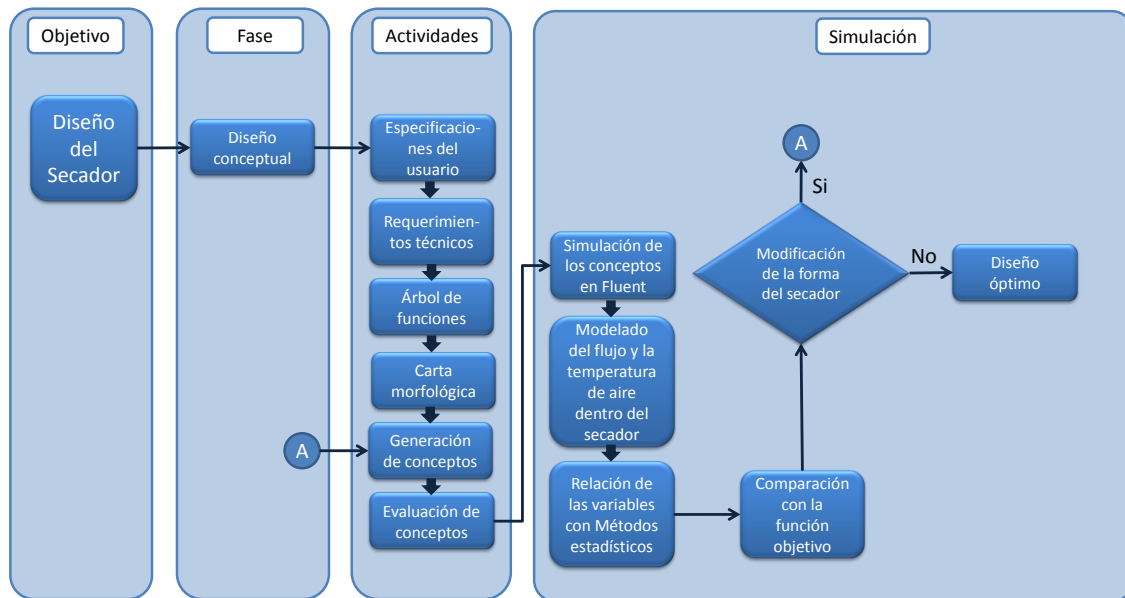


Figura 1-1. Metodología utilizada para el diseño del secador de madera

Las actividades involucradas se presentan a continuación:

- Especificaciones del usuario, fueron obtenidas del aserradero de pueblos mancomunados, ubicado en la población de Macuilxochitl, Tlacolula, Oaxaca. Las características del secador (forma, operacionales, de seguridad, ambientales, económicas, etc.), se enumeraron en forma de lista y se evaluaron por medio de una matriz la relevancia que tiene en el diseño.
- Requerimientos técnicos. En esta parte se hace la traducción de las especificaciones del usuario a términos de ingeniería y determina las funciones que deberá realizar el secador para satisfacer las necesidades del usuario.



- c) **Árbol de funciones.** manifiesta por medio de un diagrama de caja transparente las funciones a realizar por parte del secador, indicando las entradas y salidas del sistema así como sus enlaces.
- d) **Carta morfológica.** Es una matriz en la cual se enlistan las posibles soluciones generadas de una lluvia de ideas, para satisfacer cada función.
- e) **Generación de conceptos.** En esta actividad, se representan los diseños de secadores obtenidos de la combinación de las opciones de cada función de la carta morfológica
- f) **Evaluación de conceptos.** Esta etapa, se realiza de manera subjetiva en la gran mayoría de los métodos de diseño, contrastando los diseños uno con otro, o con el existente en el mercado. En esta investigación, la evaluación de los conceptos se realizó mediante el bosquejo del diseño en el programa Gambit para la obtención de la malla y después mediante el programa Fluent® se obtendrá la velocidad y comportamiento del aire el cual se compara mediante un histograma con la función objetivo. En caso de que no se obtenga una cercanía a la función objetivo se modificó; la forma del secador, la distancia entre la carga y la pared, la velocidad del aire a la salida del ventilador, la forma de colocación de la carga, y la colocación de los dispositivos, hasta obtener el diseño adecuado.

1.5 Antecedentes

1.5.1 Antecedentes de diseño

La energía solar ha sido utilizada para el proceso de secado de madera, principalmente por ser una fuente de energía gratuita y limpia; sin embargo, presenta algunas desventajas: como el hecho de que sólo puede ser utilizada 8 horas en promedio por día y depende de las condiciones climatológicas, por esta razón, se han desarrollado secadores solares con temperaturas de operación mayores, lo cual ha reducido los tiempos de secado.

Para mostrar cómo se han desarrollado los secadores partamos del diseñado por Martínez y Cueto (1997), presenta el diseño de una estufa solar tradicional para el secado de 1200 pies/tabla de capacidad, la cual se construyó en el área del Departamento de Productos Forestales y Conservación de Bosques del Instituto de Ecología A. C. Las partes que integran este secador (Figura 1-2) son: colector solar para el calentamiento de aire (1), ventiladores para mover el aire caliente (2), área para colocar la madera durante el proceso (3), ventilas para salida de aire (4), y puerta de acceso para la madera.

En la experimentación se obtuvo madera con un mínimo de defectos. En comparación con otros tipos de secadores con capacidades similares tiene las siguientes ventajas, bajo consumo de energía eléctrica, bajo costo de los materiales y dispositivos propuestos para su fabricación, por ello se considera de autoconstrucción.

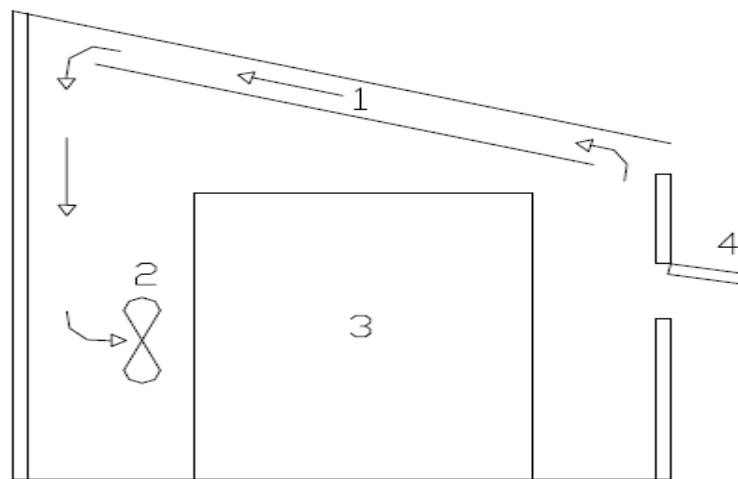


Figura 1-2. Composición de un secador solar, Martínez y Cueto (1997)

El diseño propuesto por Solís (2003), es similar al propuesto por Martínez y Cueto (1997), presenta diferencia en el colector que es de 15 m² dispuesto en cinco cajones. La cámara de secado fue construida con bloques huecos de concreto y se recubrieron interiormente con placas de poliestireno de 25.4 mm de espesor, el piso fue de concreto y el techo se formó a partir de cinco colectores solares provistos de una placa de absorción a base de lámina galvanizada calibre 26 (0.6 mm) y de una cubierta de doble vidrio transparente de 6 mm de espesor cada uno (Fig. 1-3). El funcionamiento, se evaluó con pruebas de secado de madera tropical conocida como pich (*Enterolobium cyclocarpum*). Durante el desarrollo de las pruebas se alcanzaron temperaturas de 55 °C en el interior de la cámara de secado, en las horas de mayor insolación, condición que permitió alcanzar un contenido de humedad uniforme en la madera de 18 a 20% en un periodo de 35 días, muy por debajo del tiempo que normalmente se requiere para el secado al aire libre.

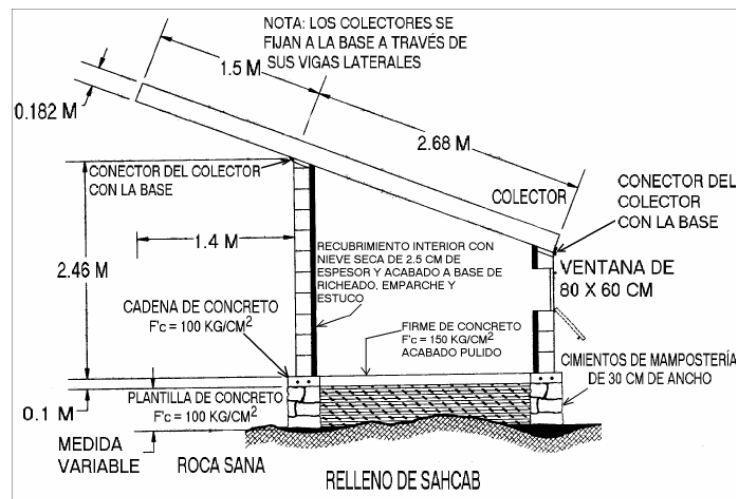


Figura 1-3. Secador Solar para madera (Solís, 2003)

En el 2005 la empresa Wood-Mizer desarrolla el secador SD3000 con una capacidad de 3,000 pies tabla (Fig. 1-4), que ha sido diseñado para ser construido por el usuario, el cual incluye planos, instrucciones de ensamblaje, ventiladores, piezas especiales, y una lista de materiales para su construcción. Incorpora un colector solar pasivo, con tres paredes aisladas, piso de concreto, un techo de plástico transparente con un declive en ángulo de 45°, el cual se ubica hacia el sur en el hemisferio norte, y hacia el norte en el hemisferio sur.



Figura 1-4. Secador solar SD 3000, (<http://www.woodmizer.com/espanol/sawmills/kilns/solar.html>)

La desventaja de este equipo de autoconstrucción es que sólo es para latitudes arriba de los 40° latitud norte.

En México, Fuentes (2003) diseñó y construyó un secador solar de tipo invernadero de bajo costo para 7.075m³ de madera aserrada, destinado a los pequeños y medianos productores forestales. Para su construcción empleó materiales disponibles en la región. La evaluación de su funcionamiento, la realizó secando madera de *pinus hartwegii* de 2.54 cm. de espesor, 2.50 m de largo y anchos variables, obteniendo un tiempo de secado a un contenido de humedad del 12% de 17 días. La temperatura máxima alcanzada dentro del secador fue de 49 grados centígrados.



Figura 1-5. Secador Solar de bajo costo (Fuentes, 2003)

En Australia se ha propuesto el uso de secadores con estructura tipo invernadero (Haque, 2006); es esencialmente un compartimiento rectangular pintado de negro mate con hojas acanaladas de hierro el cual usa como colector, una estructura tipo invernadero con una cubierta plástica transparente (Fig. 1-6). Cuenta con un sistema de calefacción adicional

durante días nublados. Además realiza un monitoreo con sensores mediante un sistema de adquisición de datos, para obtener los valores del aire y temperatura en el secador y compararlas con las condiciones ambientales.

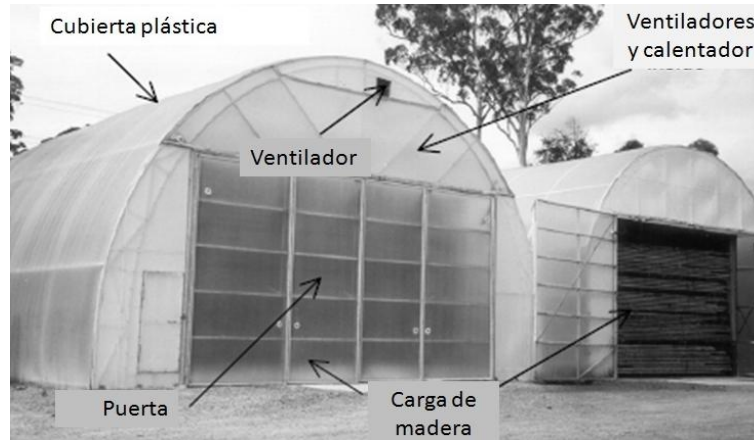


Figura 1-6. Secador solar tipo invernadero (Haque, 2006)

En Resistencia, Argentina, Reuss M. (1997) desarrolló un diseño basado en la modelación en un programa de elemento finito TRNSYS, el programa predice las temperaturas y contenidos de humedad. Para su validación, construyó un prototipo con capacidad de 12 m^3 (Fig. 1-7), éste cuenta con un sistema de adquisición de datos, para monitorear el proceso de secado. La temperatura de operación fue de $40 \text{ }^\circ\text{C}$, y tuvo una eficiencia de 40 a 60 %, dependiendo de la radiación, la cual estuvo entre 150 y 750 W/m^2 . El tiempo de secado del producto varió de 30 a 51 días.

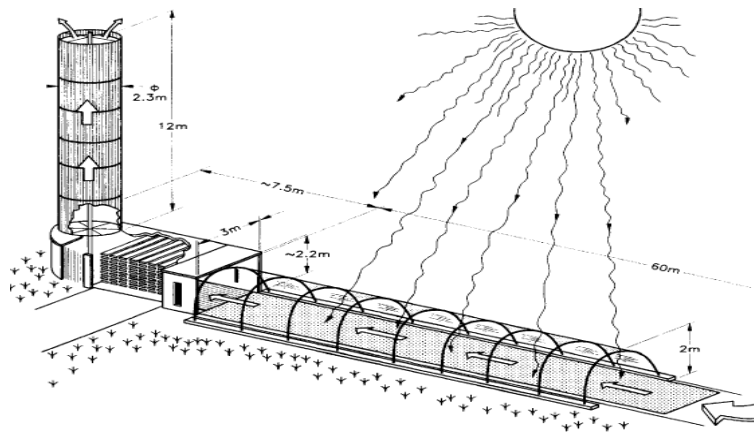


Figura 1-7. Planta piloto en Resistencia, Argentina (Reuss M., 1997)

La empresa Solar Dryers Australia Pty Ltd (2007), desarrolló un secador híbrido (solar-gas natural) construido con estructura de aluminio, acero inoxidable y acero galvanizado (Fig. 1-8). Utiliza la energía de la combustión del gas natural para calentar el agua que pasa por los radiadores dentro de la cámara y solo utiliza la energía solar para calentar el agua por medio de colectores colocados en la parte superior del secador. Tiene una capacidad de 10 m³, requiere energía eléctrica de 240 V para operar los ventiladores y tiene una cámara de secado de forma rectangular, sin embargo, no presenta información sobre el tiempo de secado, así como en el funcionamiento de los dispositivos



Figura 1-8. Secador híbrido Gas natural-Solar, (<http://www.rosegum.com.au/10m.htm>)

Existen referencia de otros secadores de madera, Chen y Helton (1989), Oliveira (1982), Chen (1981), Yang (1980), Solano (1979), Tschernitz y Simpson (1979), Bois (1977), Troxell y Mueller (1968), Maldonado y Peck (1962). Los cuales son muy similares en el material de construcción, así como en los tiempos de secado. Por ello se pretende diseñar un modelo de secador solar híbrido que reúna las mejores características de los modelos experimentados o conocidos.

1.5.2 Antecedentes sobre el estudio de colectores solares

Los colectores solares son utilizados con mayor frecuencia en la industria, en la ingeniería civil y en otras actividades (Viorel B., 2007), principalmente para sistemas de calefacción.

Sözen (2007, in press), emplea redes neuronales para determinar la eficiencia de un colector plano el cual consta de un tapa transparente, el absorbedor plano, el arreglo de tubos por donde pasa el fluido a calentar y la armazón con aislante en el fondo (Fig. 1-9), valida sus resultados con un colector que cuenta un dispositivo para moverse en forma vertical, de tal forma que los

rayos solares incidan a 90 grados sobre la superficie del absorbedor, alcanzando una eficiencia del colector del 60 %, con un temperatura máxima y mínima de 71.2 y 27.2 °C respectivamente.

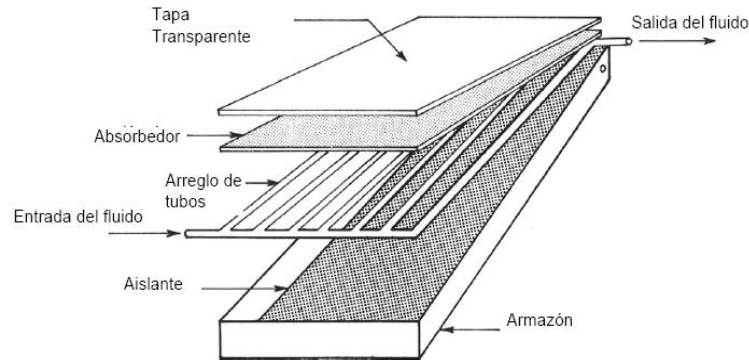


Figura 1-9. Colector plano, Sözen (2007)

Bilgen E. (2007) realiza un comparación entre dos colectores para secar tabaco, empleando un absorbedor ondulado de acero galvanizado y aluminio con y sin tapa. La eficiencia en ambos colectores fue de cerca del 40 %, menor a la obtenida por Sözen (2007), la diferencia radica en el área requerida del colector para el absorbedor de acero galvanizado es de 54 m², mientras que para el de aluminio el área es de 48 m². Afirmando que existe un ahorro de 36.5 dólares/GJ por cada kilogramo de tabaco al utilizar el colector de aluminio. La temperatura máxima del interior del colector fue de 50 °C.

El estudio de los diseños de los colectores son una parte importante en el desarrollo de secadores solares, motivo por el cual Karim (2004) evaluó experimentalmente tres tipos colectores (planos, aletados y corrugado en “V” con apertura de 60 grados) en uno y dos pasos. En donde el colector corrugado y el aletado de un solo paso resultaron ser los mejores con una eficiencia del 78.5%. En la Figura 1-10 se resalta la importancia del flujo del aire en la eficiencia del colector

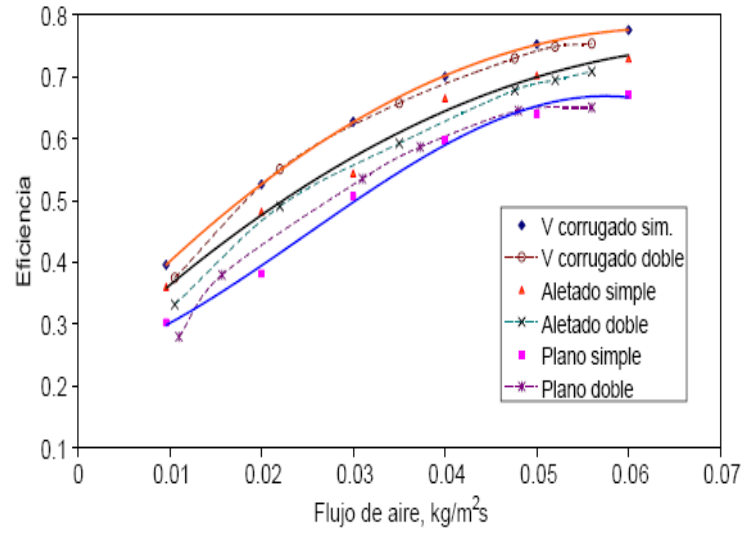


Figura 1-10. Comparación de la eficiencia de tres tipos de colectores en uno y dos pasos, (Karim, 2004)

Capítulo 2. Marco teórico

2.1 Turbulencia

En 1883, Osborne Reynolds (1842-1912) realizó un experimento que sirvió para poner en evidencia las diferencias entre flujo laminar y flujo turbulento. Este experimento consiste en inyectar colorante en un líquido que circula por un largo tubo de sección circular constante (Fig.2-1). Para esta geometría ya se ha obtenido una solución analítica de la distribución de velocidad y de la relación de las pérdidas de carga con el caudal (ecuación de Hagen-Poiseuille). Este movimiento se caracteriza por ser permanente y porque las líneas de corriente son paralelas a las paredes del tubo. Sin embargo, Reynolds observó que dicho movimiento sólo existe si la velocidad del flujo es suficientemente pequeña o el diámetro del tubo es suficientemente pequeño para un caudal dado. Bajo estas circunstancias, el colorante forma una línea de corriente bien definida cuyo contorno muestra que sólo existe una pequeña difusión en la dirección radial, debida al transporte molecular.

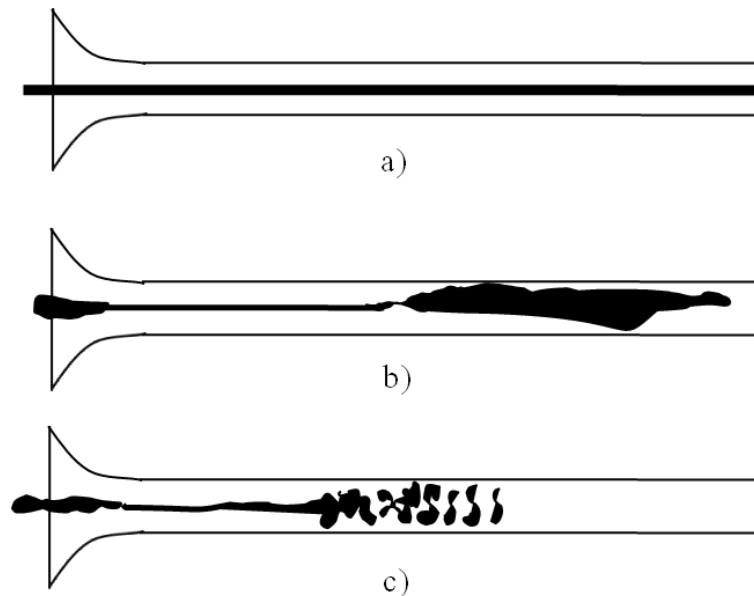


Figura 2-1. Tipos de flujo en el conducto, a) Flujo laminar b) Flujo turbulento transitorio c) Flujo totalmente turbulento.



Además, cualquier perturbación que aparece en el flujo es amortiguada rápidamente. Este movimiento es el denominado laminar (Fig. 2-1a). Sin embargo, si la velocidad es suficientemente grande o el diámetro del tubo es suficientemente grande, el movimiento del fluido se hace muy sensible a cualquier perturbación, que se puede amplificar rápidamente. El flujo se hace entonces irregular y pierde su carácter estacionario. El grosor del colorante crece rápidamente, el contorno se difumina y toma forma irregular hasta que aguas abajo, se convierte en una nube. Este movimiento es el denominado turbulento (Fig. 2-1 b y c).

2.2 Características generales de los flujos turbulentos

La turbulencia es un fenómeno complejo, la dinámica de la turbulencia es la misma en todos los fluidos, sean líquidos o gases, si el número de Reynolds es suficientemente grande. Cada tipo de flujo posee ciertas características que van asociadas a sus condiciones intrínsecas, sin embargo existen características generales las cuales son:

Rotacional, que es la tendencia de un campo vectorial a rotar alrededor de un punto. El que el rotacional de un campo alrededor de un punto sea cero, no implica que no exista flujo en ese punto.

Tridimensionalidad, pueden existir flujos turbulentos que, al ser promediados en el tiempo, resulten ser bidimensionales (planos). Incluso pueden existir movimientos turbulentos en los que las escalas más grandes de la turbulencia sean fundamentalmente bidimensionales. Sin embargo, a medida que se desciende en el tamaño de las escalas dentro del amplio espectro que caracteriza a la turbulencia, se encuentra que el movimiento asociado a estas escalas pequeñas es siempre tridimensional.

Difusividad ('mixing'), los fenómenos de transporte de masa, cantidad de movimiento y energía se ven notablemente amplificados por efecto de la turbulencia. Esto se debe a las fluctuaciones del movimiento turbulento. Si bien estas fluctuaciones tienen lugar a escalas mucho mayores que la escala molecular, producen, efectos difusivos semejantes a los de carácter molecular (al menos cualitativamente).

Disipación, los flujos turbulentos son siempre disipativos. Una vez que se ha desarrollado el flujo turbulento, la turbulencia tiende a mantenerse, aunque para ello necesite de un aporte continuo de energía. Esta energía se extrae del flujo principal y la invierte en aumentar la energía interna mediante procesos de deformación a los que se ven sometidas las partículas fluidas. La turbulencia necesita de una transferencia continua de energía para reponer esas pérdidas viscosas. Si no existe suministro de energía, la turbulencia decae rápidamente.

Por estas características, la turbulencia es esencialmente rotacional. La vorticidad y los vórtices juegan un papel muy importante, recordemos que es flujo es rotacional si la vorticidad es diferente de cero. No todos los flujos rotacionales son turbulentos, es decir se presentan vórtices en flujos laminares al desarrollarse. Pero toda turbulencia es rotacional, la cual se define por la siguiente ecuación:

$$\omega_r = \nabla \times u \quad (2.1)$$

2.3 Capa límite turbulenta

En 1904 Ludwing Prandtl publicó uno de los más importantes artículos sobre la mecánica de fluidos, en donde introdujo el concepto de capa límite, una delgada zona del fluido cercana a la superficie, en la cual se presentan variaciones de velocidad y en donde se concentran los efectos viscosos, puesto que la viscosidad es muy pequeña en casi todos los fluidos, los esfuerzos cortantes deben ser despreciables únicamente en las regiones en donde existan grandes gradientes de velocidad. Las características más sobresalientes de la capa límite se describen a través de incidir una corriente de velocidad uniforme, sobre una superficie plana (Fig. 2-2)

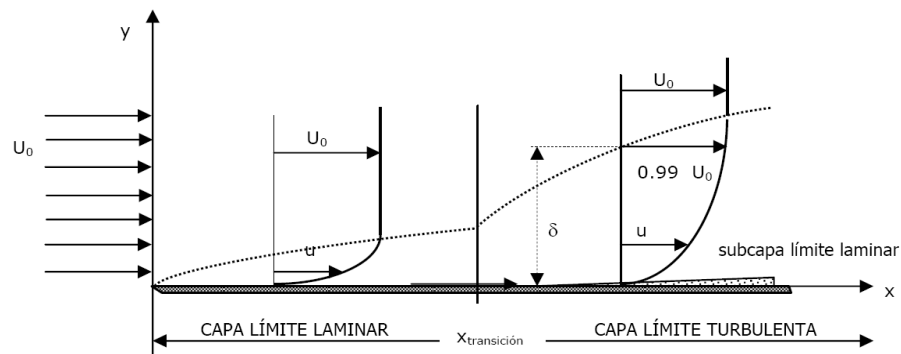


Figura 2-2. Perfiles de velocidad en la capa límite, placa plana



De la Figura anterior se observa que la velocidad del flujo es uniforme antes de tocar la placa, al tocar la placa la velocidad de las partículas es cero. A partir del borde, la velocidad pasa gradualmente desde cero hasta alcanzar el valor del flujo (U_0) a una altura δ , que es el espesor de la capa limite.

A medida que el flujo avanza en la dirección x , mas partículas son frenadas y por lo tanto el espesor de la capa va aumentando hasta que el flujo se hace inestable, dando lugar a un crecimiento rápido de la capa limite acompañado de un aumento de la turbulencia, es la zona denominada capa limite turbulenta, δ se define por la siguiente ecuación:

$$\delta = \frac{0.370L_x}{Re^{\frac{1}{5}}}, \quad (2.2)$$

Donde el número de Reynolds se calcula con la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{U_0 L_x}{\nu} \quad (2.3)$$

Aún dentro de la región turbulenta, existe una delgada capa pegada a la superficie, en la cual el flujo es laminar, lo que se denomina subcapa limite laminar.

2.4 Ecuación de Navier-Stokes

Las ecuaciones de gobierno de la dinámica de fluidos se conocen desde hace más de 150 años. En el siglo XIX, dos científicos, Navier y Stokes, describieron las ecuaciones para un fluido viscoso y compresible a partir de la ecuación (2.4) de advección-difusión:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varphi) + \text{div}(\rho\nabla\varphi - \Gamma_{\varphi}\text{grad}\varphi) = S_{\varphi} \quad (2.4)$$

La variable φ representa cualquier propiedad del fluido, como la velocidad, la temperatura o la concentración en cualquiera de los puntos de un modelo tridimensional.

Esta ecuación parte de la consideración de un pequeño o finito volumen de fluido. La parte de la izquierda de la ecuación se refiere a la variación en el tiempo de una variable con este



volumen afectado por advección (transporte de energía calorífica contenida en el fluido debido al movimiento horizontal de una masa de fluido) menos la cantidad que ha sido difundida. Esto es igual a la cantidad de flujo variable (por ejemplo el momento, la masa y energía) que es añadida o sustraída con el volumen finito.

Entonces, las ecuaciones de Navier-Stokes son ecuaciones diferenciales que representan las ecuaciones de gobierno de un fluido continuo. Contienen cinco ecuaciones: la conservación de la masa, las tres componentes de conservación de momento y la conservación de la energía. La mayoría de los flujos de dinámica de fluidos son modelados por estas ecuaciones ya que, además, describen el comportamiento de flujos turbulentos. A partir de la forma genérica de las ecuaciones de gobierno, éstas pueden expandirse para formar las tres ecuaciones de las leyes de conservación:

a) Ecuación de conservación de masa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.5)$$

b) Ecuación de conservación de momento

$$\frac{\partial \rho U_j}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + g_j (\rho - \rho_0) \quad (2.6)$$

c) Ecuación de conservación de energía

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i H) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial P}{\partial t} \quad (2.7)$$

Los esfuerzos viscosos se relacionan con la velocidad de deformación. El modelo más simple posible de esta relación es una proporcionalidad lineal. Un fluido que sigue la proporcionalidad lineal se conoce como fluido newtoniano. A partir de un desarrollo de la relación esfuerzo-velocidad de deformación para un fluido newtoniano de las ecuaciones (2.5), (2.6) y (2.7), y desarrollando los términos para un fluido incompresible y de viscosidad



constante, se obtienen las ecuaciones de Navier-Stokes en 2D, que describen el movimiento de un fluido viscoso e incompresible:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + w \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2.8)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + w \frac{\partial w}{\partial y} \right) = -\rho g - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (2.9)$$

Estas ecuaciones son escritas por que cada término es una fuerza por unidad de volumen. Si se dividen estas ecuaciones entre ρ , los términos estarán en función de una aceleración, y el coeficiente de viscosidad estará en términos de $\frac{\mu}{\rho}$, esta relación de viscosidad y densidad se presenta frecuentemente en los mecanismos de fluidos y es llamada viscosidad cinemática (ν). Estas ecuaciones describen el comportamiento de los fluido bajo condiciones laminares y turbulentas del flujo.

2.5 Modelos de turbulencia

La resolución de las ecuaciones diferenciales que gobiernan la dinámica de los fluidos presenta enormes dificultades de tipo matemático e incluso físico por ejemplo la turbulencia del aire. Se ha podido obtener soluciones analíticas sólo en algunos casos sencillos con hipótesis de flujo simplificadoras como: flujo estacionario, flujo incompresible o flujo unidireccional.

De manera alterna, se pueden realizar aproximaciones precisas de las ecuaciones diferenciales con los métodos de la dinámica de fluidos computacional (DFC). Con estos, métodos es posible describir la formulación de las ecuaciones diferenciales.

Se han desarrollado una gran variedad de métodos de dinámica de fluidos computacional, siendo algunos de ellos los métodos de diferencias finitas y el método de elemento finito, que en los últimos años han adquirido un considerable auge gracias al extraordinario desarrollo de los métodos numéricos y equipos informáticos.



El primer paso para la aplicación del método es definir el entorno en donde va a calcularse el valor de dicha función para ello se discretiza el entorno en un número finito de puntos y/o elementos formando una malla o matriz. La aplicación de estos métodos da como resultado el conocimiento del valor de la función en cada uno de los nodos y elementos, el número y disposición de los mismos dependerá de la exactitud que se desea en las soluciones.

Los flujos turbulentos están caracterizados por campos de velocidad fluctuantes. Estas fluctuaciones mezclan y transportan cantidades tales como momentum, energía, y concentración de especies, y causan que estas fluctúen también. Estas fluctuaciones pueden ser de pequeña escala y de alta frecuencia, ellas son muy complicadas computacionalmente para simular directamente en cálculos prácticos de ingeniería. En este caso, las ecuaciones que gobiernan la instantaneidad (exactas) pueden ser promedio-temporales, promedio-ensambladas, o ser manipuladas de otra manera para quitar las pequeñas escalas, resultando un sistema de ecuaciones modificado que será computacionalmente menos complicado. Sin embargo, las ecuaciones modificadas contienen adicionalmente variables desconocidas, y modelos de turbulencia que son necesarios para determinar estas variables en términos de cantidades conocidas.

Fluent está provisto de los siguientes modelos de turbulencia:

- Modelo de Spalart-Allmaras
- Modelos $k - \varepsilon$ estándar.
 - Modelo de Re-normalización de grupo (RNG) $k - \varepsilon$
 - Modelo Realizable $k - \varepsilon$
- Modelo de esfuerzos de Reynolds (RSM)
- Modelo de simulación de gran vórtice. (LES)

Ningún modelo de turbulencia puede considerarse como universal, la adopción del modelo de turbulencia dependerá de consideraciones físicas del flujo, las consideraciones a cada práctica clase del problema, el nivel de la exactitud requerida, la disponibilidad de los recursos de cómputo y la cantidad de tiempo disponible para la simulación. Rohdin (2007) y Chow (2007) utilizaron los modelos $k - \varepsilon$ de fluent para la evaluación del comportamiento del aire de un aire acondicionado de un edificio industrial y la propagación del fuego de un incinerador respectivamente.



Para adoptar el modelo más apropiado para cierta aplicación, se necesita entender las capacidades y limitaciones de las diferentes opciones. Fluent agrupa los modelos, en modelos de 0-ecuaciones, 1-ecuación o 2-ecuaciones. Para entender la diferencia entre ellos, se parte de la hipótesis que si un fluido puede tener viscosidad laminar μ , entonces un flujo turbulento deberá tener viscosidad turbulenta μ_t .

Un modelo de 0-ecuación establece un valor constante para la viscosidad turbulenta (o la deduce como una función algebraica de los parámetros del flujo). Un modelo 1-ecuación utiliza una ecuación diferencial para predecir una parte de la viscosidad turbulenta, mientras que un modelo 2-ecuación emplea dos ecuaciones diferenciales.

2.5.1 El modelo de Spalart-Allmaras (SAM)

El modelo de Spalart-Allmaras es de una ecuación, que resuelve la ecuación de transporte modelada para viscosidad turbulenta. Este modelo fue diseñado especialmente para aplicaciones aeroespaciales relacionadas con flujos limitados por paredes y ha dado buenos resultados para capas límites sometidas a gradientes de presión adversos. También se ha empleado para describir el flujo en turbo máquinas.

Es un modelo efectivo para números de Reynolds bajos y requiere que la región de viscosidad afectada de la capa límite esté correctamente resuelta. En Fluent el modelo de Spalart-Allmaras se ha empleado con funciones de contorno donde la resolución de la malla no es suficientemente buena. Esto permite considerarlo una buena opción para obtener simulaciones relativamente bastas con mallas no muy finas en las cuales el cálculo con flujo turbulento no se espera que sea muy crítico. Además, los gradientes cerca de las paredes son más pequeños que los gradientes de las variables en los modelos $k - \varepsilon$, lo que hace que el modelo sea menos sensible a errores numéricos cuando las mallas estructuradas se usan cerca de las paredes.

El modelo de Spalart-Allmaras no permite predecir ciertos comportamientos de flujos turbulentos, isotrópicos y homogéneos, con lo que no se sabe hasta qué punto es preciso en fluidos complejos. Además los modelos de una sola ecuación son criticados por su



imposibilidad de acomodarse rápidamente a los cambios de escala de longitudes, por ejemplo cuando el flujo pasa de una zona limitada por paredes a un flujo de zona libre.

2.5.2 El modelo estándar $k - \varepsilon$ (SKM)

Es un modelo simple en el cual la solución de dos ecuaciones de transporte separadas lleva a determinar independientemente la velocidad turbulenta y las longitudes de escala. El modelo Standard k - ε es robusto, económico y de razonable aproximación para un rango muy amplio de flujos turbulentos; por esa razón tiene gran popularidad en flujos industriales y simulaciones de transferencia de calor. Las ecuaciones del modelo son derivadas de consideraciones fenomenológicas y empíricas y, desde que se conoció este modelo, se han ido introduciendo mejoras.

En FLUENT se puede optar a dos variantes de este modelo:

- El modelo realizable k - ε .
- Modelo RNG k - ε .

2.5.3 El modelo realizable k - ε (RKM)

Es un modelo desarrollo recientemente en comparación con el modelo Estándar k - ε , es una formulación alternativa para viscosidad turbulenta y tiene una nueva ecuación del transporte para la razón de disipación.

El término “realizable” quiere decir que el modelo satisface ciertas restricciones matemáticas para esfuerzos de Reynolds, de acuerdo con la física del flujo turbulento. Ni el modelo Standard $k - \varepsilon$ ni el modelo RNG $k - \varepsilon$ son “realizables”.

El beneficio inmediato del modelo realizable es que tiene una resolución superior para flujos que incluyen rotación, capas límite bajo gradientes de presión fuertes y adversos, separación y recirculación.



Tanto el modelo RNG k- ϵ como el realizable presentan avances notables sobre el modelo Standard donde las características del flujo incluyen fuertes curvaturas, vórtices y rotaciones. Como el modelo es relativamente nuevo, no está claro cuando el modelo realizable k- ϵ supera al modelo RNG, aunque en estudios iniciales se haya demostrado que para flujos separados y flujos secundarios complejos tiene un mejor comportamiento y da mejores resultados frente a otras versiones de modelos k- ϵ .

2.5.4 El modelo $k - \epsilon$ de re-normalización de grupo (RNG)

El modelo RNG $k - \epsilon$ fue derivado aplicando a la ecuación instantánea de Navier-Stokes la técnica estadística de Re-normalización de la teoría de grupo). Es similar en forma a las ecuaciones del modelo estándar de k- ϵ pero incluye un término adicional que mejora el análisis de flujos rápidamente forzados, el efecto de vórtices en la turbulencia (con lo que se aumenta la precisión para flujos muy removidos) y una fórmula analítica para números turbulentos de Prandtl. Además, el modelo k- ϵ trabaja con números de Reynolds altos, mientras que la teoría RNG da una fórmula diferencial derivada analíticamente por la viscosidad efectiva válida también para números de Reynolds bajos. Las características hacen que el modelo RNG sea utilizable para una mayor gama de flujos, que en el caso del modelo estándar k- ϵ , la efectividad de esta característica depende de un adecuado tratamiento en las zonas cercanas a las paredes.

2.5.5 Modelo de esfuerzos de Reynolds (RMS)

Este modelo es el más elaborado que considera Fluent y tiene un elevado potencial para predecir detalladamente flujos complejos, ya que tiene en cuenta los efectos de curvatura, remolinos, rotación y cambios rápidos de flujos forzados de una forma más rigurosa que los modelos de una o dos ecuaciones. Es decir, en lugar de asumir una viscosidad turbulenta igual en las tres direcciones espaciales, considera un modelo de tensión de Reynolds para cada uno de los seis términos de esfuerzos de Reynolds.



La estabilidad de la convergencia es un problema serio y el tiempo de cómputo es mayor que en los modelos de 2 ecuaciones. Además, el RMS no siempre produce resultados superiores a modelos más simples.

Usar el RMS es imprescindible cuando las características del flujo de interés son resultado de la anisotropía, como flujos cíclicos, flujos con muchos remolinos en cámaras de combustión, tránsito de flujo rotativo y flujo secundario en conducciones.

2.5.6 Simulación de gran vórtice (*Large Eddy Simulation, LES*)

Para números de Reynolds grandes y geometrías complejas no se ha podido conseguir una solución muy buena para flujos turbulentos con las ecuaciones de Navier-Stokes dependientes del tiempo. Hay dos métodos alternativos para transformar la ecuación de Navier-Stokes de manera que las fluctuaciones de turbulencia de pequeña escala no se consideren: Reynolds promediado “Reynolds averaging” y el filtrado “filtering”. Ambos métodos introducen dos métodos adicionales en las ecuaciones de cálculo para llegar a la solución.

Las ecuaciones de Reynolds promediado y Navier Stokes (Reynold-Averaged Navier-Stokes, “RANS”) representan ecuaciones de transporte sólo para cantidades de flujos medios. La aproximación al considerar sólo las variables medias de flujo reduce de manera importante el esfuerzo computacional. La aproximación Reynolds promediado se adopta generalmente para cálculos prácticos de ingeniería y usa modelos como Spalart-Allmaras, k-épsilon y el RMS.

LES es la otra alternativa; los remolinos se calculan con simulaciones dependiendo del tiempo a partir de unas ecuaciones que filtran aquellos remolinos más pequeños que la medida del filtro. La filtración se basa principalmente en manipular la ecuación exacta de Navier-Stokes y eliminar los remolinos más pequeños de una medida (la medida de malla). Este proceso también genera, como el Reynolds promediado, términos adicionales.

LES permite reducir el error inducido por el modelo de turbulencia. Las aplicaciones del modelo LES en simulaciones industriales de fluidos están en sus inicios, cuyas aplicaciones típicas se reducen a geometrías simples debido a su elevado costo de cálculo para resolver las



ecuaciones. Se deben tener muy en cuenta la discretización, sino no se hace correctamente la precisión se pierde rápidamente, además las condiciones de contorno necesitan ser validadas.

2.6 Elección del modelo de turbulencia de flujo de aire

Las aproximaciones LES en estos momentos están en fase de investigación y sólo están disponibles para realizar pruebas, si se dispone de herramientas informáticas para realizar los cálculos adecuados. Por lo tanto como regla general se recomienda que los modelos de turbulencia convencionales usen la aproximación Reynolds-promediado en los cálculos prácticos. En la Tabla 2-1 se hace una comparación entre los modelos descritos.

Tabla 2-1. Comparación de los modelos de turbulencia

Modelo	Ventajas	Desventajas
Spalart-Allmaras	<ol style="list-style-type: none"> 1. Usa una ecuación 2. Económico computacionalmente 3. Aplicable a flujos de capa limite medianamente complejas 	<p>-es incapaz de describir flujos con separación o vórtices</p> <p>-sólo calcula propiedades medias y tensiones turbulentas</p>
Estándar $k - \epsilon$	<ol style="list-style-type: none"> 1. Robusto y económico computacionalmente 2. precisión aceptable para flujos turbulentos 	Poco exacto para flujos complejos que envuelven fuertes gradientes de presión, fuertes curvaturas en líneas de flujos y rotaciones
RNG $k - \epsilon$	Bueno para comportamientos moderadamente complejos, como flujos con torbellinos, flujos secundarios y de separación.	Limitado por la suposición de viscosidad isotrópica
Realizable $k - \epsilon$	Ofrece las mismas ventajas que el modelo RNG	Limitado por la suposición de viscosidad isotrópica
Esfuerzos de Reynolds	Modelos que considera fenómenos físicos más complejos, contabiliza el transporté y anisotropía de los esfuerzos turbulentos	Requiere entre el 200 a 300 % más del tiempo de computación que los modelos $k - \epsilon$. Dependencia entre la cantidad de movimiento y las ecuaciones de turbulencia.



Los movimientos turbulentos son muy comunes, tanto en la naturaleza (flujos atmosféricos, ríos,...) como en diferentes aplicaciones de interés tecnológico (flujos en conductos, turbomaquinaria, calderas, cámaras de combustión, equipos de intercambio de calor, aerodinámica de vehículos,...), hasta el punto de que la mayor parte de los flujos de interés tecnológico son turbulentos. La turbulencia modifica significativamente parámetros tales como la resistencia a la fricción, la transmisión de calor o la capacidad de mezcla, es necesario su comprensión y su caracterización. Por esta razón se analizaron los modelos de turbulencia que incorpora Fluent, los cuales realizan iteraciones a partir de un valor inicial hasta converger en la solución que satisface las ecuaciones del modelo seleccionado.

El tiempo que tarda en converger la solución depende la precisión de la malla, los recursos computacionales con los que se cuenta, el modelo utilizado y si la simulación es en 2D o 3D.

Se considera que los modelos de Reynolds-promediado-Navier-Stokes, son adecuados para los requerimientos prácticos de ingeniería y reducen considerablemente el esfuerzo computacional, sin embargo, los resultados obtenidos son similares a los que se obtienen por los modelos $k - \varepsilon$. El modelo de esfuerzos de Reynolds tiene grandes problemas con la convergencia, por lo que nuestras opciones se reducen a los modelos k -épsilon. Tanto el RNG como el realizable son una evolución del modelo Standard $k - \varepsilon$, para las necesidades del presente estudio en donde se considera el flujo de aire en estado estacionario y debido a la confiabilidad que ofrece el modelo RNG y que no se tiene una evidencia que el modelo realizable supere al modelo RNG, será este el modelo de turbulencia escogido para la simulación.

2.7 Modelo RNG $k - \varepsilon$

Las ecuaciones para el modelo RNG $k - \varepsilon$, son similares en forma al modelo estándar de $k - \varepsilon$:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k, \quad (2.10)$$



y

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (2.11)$$

G_k , se evalúa de manera consistente con la hipótesis de Boussinesq,

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (2.12)$$

Donde S es el modulo del tensor principal de la relación de esfuerzos, se define como:

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (2.13)$$

La generación de la turbulencia debido a la flotabilidad es representada por:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.14)$$

Donde Pr_t es el número de Prandtl turbulento para energía y g_i es el componente del vector gravitacional en la dirección i . Para los modelos estándar y realizable de $k - \varepsilon$, el valor default para el número de Prandtl es 0.85. En el caso del modelo RNG el valor es de $Pr_t = 1 / \alpha$, donde α es el numero efectivo inverso de Prandtl derivado por el teoría RNG. El coeficiente térmico de expansión (β), se define como:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (2.15)$$

En estas ecuaciones (2.10) y (2.11), G_k representa la generación de energía cinética de turbulencia en ambas a la media de los gradientes de velocidad, G_b es la generación de energía cinética de turbulencia en ambas a la flotabilidad, Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante en turbulencia comprensible a la razón de disipación global. C_{1e} , C_{2e} y



C_{3e} son constantes en 2D y 3D, para dos dimensiones $C_{1e}=1.42$, $C_{2e}=1.68$ α_k y α_ε son los inversos de números turbulentos de Prandtl para k y ε para el RNG $\alpha_k=\alpha_\varepsilon$ con valor de 1.393, respectivamente. S_k , S_ε son terminos definidos por el usuario.

2.7.1 Modelando la viscosidad efectiva

El procedimiento de eliminacion en la teoria de RNG, resulta en una ecuacion diferencial para viscosidad turbulenta:

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon\mu}}\right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad (2.16)$$

Donde:

$$\hat{v} = \frac{\mu_{eff}}{\mu} \quad (2.17)$$

y $C_v \approx 100$. La ecuación (2.16) es integrada para obtener una descripción exacta de cómo el transporte de la turbulencia efectiva varia con el número de Reynolds, permiten al modelo una mejor manipulación para números de Reynolds bajos y flujos cercanos a pared.

Para números de Reynolds altos la ecuación para la viscosidad turbulenta se define como:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.18)$$

Con $C_\mu=0.0845$, derivada usando la teoría RNG. En el programa Fluent, por default, la viscosidad efectiva es computada usando números de Reynolds altos. Sin embargo, esta es una opción disponible que permite usar una relación diferencial en la ecuación(2.16), cuando se necesite incluir números de Reynolds bajos.



2.7.2 Modificación para vortices en RNG

La turbulencia en general, es afectada por la rotación o los vortices en un flujo. El modelo RNG en Fluent proporciona una opción de para considerar los efectos de vortices o rotación por modificaciones en la viscosidad turbulenta. La modificación toma las siguientes formas funcionales:

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}\right) \quad (2.19)$$

Donde μ_{t0} es un valor de viscosidad turbulenta calculado sin la modificación de rotación usando la ecuación (2.18) o la ecuación (2.16). Ω es el número del rotacional evaluado dentro de Fluent, y α_s es una constante del rotacional que asume diferentes valores dependiendo si el flujo es fuertemente rotacional o solo ligeramente rotacional. Esta modificación del rotacional siempre toma efectos de simetricidad.

2.7.3 El termino R_ε en la ecuación ε .

La diferencia más importante entre los modelos RNG y el estándar $k - \varepsilon$, es cambiar el término R_ε en la ecuación ε por el siguiente:

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} k \quad (2.20)$$

Donde $\eta \equiv \frac{Sk}{\varepsilon}$, $\eta_0=4.38$ y $\beta=0.012$.

Al sustituir la ecuación (2.20) en la ecuación (2.11), resultado una ecuación ε reescrita de la siguiente forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.21)$$



Donde $C_{2\varepsilon}^*$ es definida por:

$$C_{2\varepsilon}^* \equiv C_{2\varepsilon} + \frac{C \mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (2.22)$$

Fluent por default tiene como constantes $C_{1\varepsilon}=1.42$ y $C_{2\varepsilon}=1.68$.

2.7.4 Aproximación de Boussinesq

La modelación de la turbulencia requiere considerar representaciones matemáticas adecuadas para describir las tensiones de Reynolds (RMS). La hipótesis de Boussinesq es un método empleado para relacionar las tensiones del Reynolds con el gradiente de velocidad medio.

$$-\overline{\rho u_i u_j} = R_{\varepsilon} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (2.23)$$

La hipótesis de Boussinesq es usada en el modelo de Spalart-Allmaras, el modelo $k - \varepsilon$ y el modelo $k - \omega$. La ventaja de esta aproximación es el relativo bajo costo computacional asociado con el cálculo de la viscosidad turbulenta μ_t . En el caso del modelo Spalart-Allmaras, sólo se requiere una ecuación de transporte adicional relacionada con la viscosidad turbulenta. En el caso del modelo $k - \varepsilon$ y $k - \omega$, se requieren dos ecuaciones adicionales de transporte para la energía cinética de turbulencia, k y para la velocidad de disipación de turbulencia, ε , o la velocidad de disipación específica, (ω) son resueltas, y μ_t es calculada como una función de k y ε . La desventaja de la hipótesis de Boussinesq es que asume μ_t como una cantidad escalar isotrópica, lo cual no es estrictamente cierto.

2.8 Colectores solares

El secado de la madera depende de la transferencia de calor y masa entre el aire y la madera (Bektha et al, 2006), siendo importante transferir energía calorífica al aire necesaria para la remoción de humedad de la madera. El calentamiento del aire considera la energía residual del agua del calentamiento de un secador de madera y la captación de energía mediante un

colector solar. La cantidad de energía necesaria para el calentamiento del aire de secado requiere el cálculo del área de incidencia del colector, considerando la inclinación y la eficiencia del colector y la radiación del lugar.

La tierra gira alrededor del sol formando un plano elíptico y gira sobre su eje el cual está inclinado 23.5° de la normal del plano elíptico. El ángulo que forman el plano ecuatorial y la línea que une los centros del sol y de la tierra cambia cada día y es llamada *declinación solar* δ_s (Fig. 2-3 y 2-4).

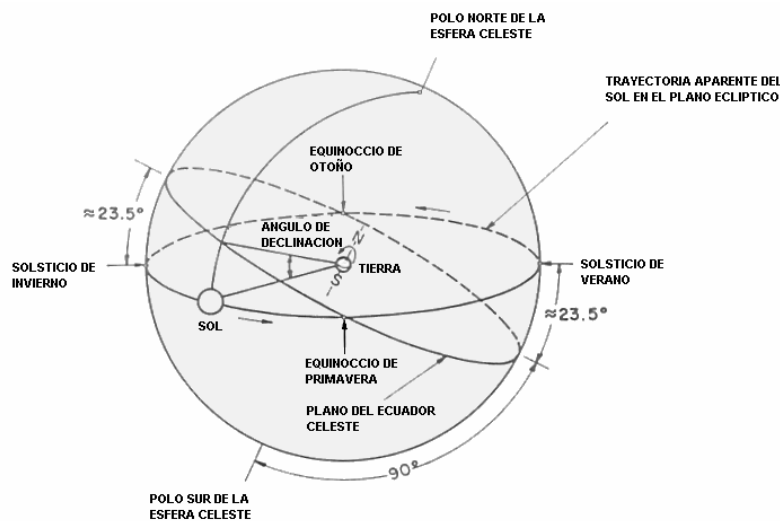


Figura 2-3. Esfera celeste mostrando el movimiento aparente del Sol y el ángulo de declinación solar

La declinación es cero en los equinoccios (literalmente noches iguales) de primavera y de otoño y tiene un valor aproximado de $+23.5^\circ$ en el solsticio de verano y cerca de -23.5° en el solsticio de invierno.

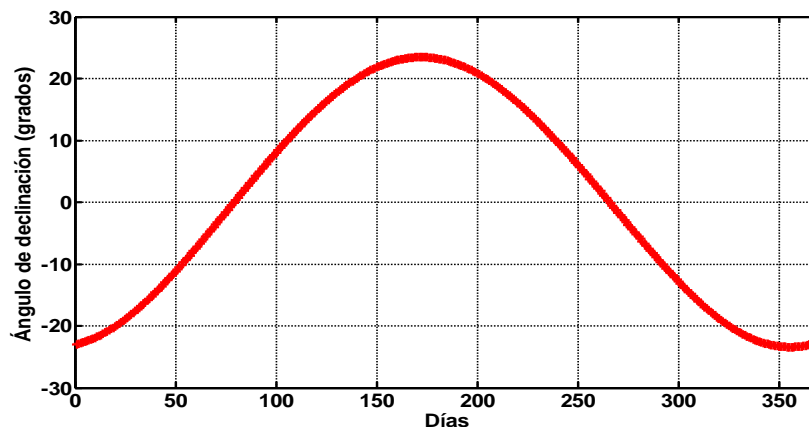


Figura 2-4. Declinación solar para todo el año

Para estimar la inclinación del colector y captar la máxima radiación solar posible, es necesario conocer la altura del sol (Fig. 2-5), de tal forma que la incidencia de los rayos del sol sea normal a la superficie del colector.

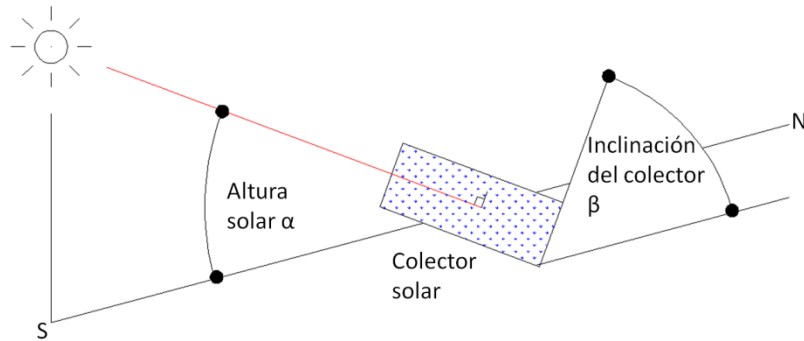


Figura 2-5. Inclinación del colector solar

La altura solar se calcula con la siguiente ecuación:

$$\alpha = a \sin(\cos(\phi) \cdot \cos(\delta_s) \cdot \cos(\omega_d) + \sin(\phi) \cdot \sin(\delta_s)) \quad (2.24)$$

Donde:

$\omega_d = (12 - \text{hora deseada}) * 15^\circ$. La hora deseada es 12 h., ya que el colector no tendrá seguimiento solar, se ubicará en el eje norte-sur, por lo tanto, el valor de $\omega_d = 0$. ϕ Es la latitud del lugar para este caso la latitud del aserradero es de 17.04° norte. δ_s Es la declinación solar y es obtenida con la siguiente ecuación:

$$\delta_s = 0.06918 - 0.399912 \cos \Gamma + 0.070257 \sin \Gamma - 0.006758 \cos 2\Gamma + 0.000907 \sin 2\Gamma - 0.002697 \cos 3\Gamma + 0.00148 \sin 3\Gamma \quad (2.25)$$

Donde $\Gamma = \frac{2\pi}{365} (d_n - 1)$, y d_n es el día juliano del año $1 \leq d_n \leq 365$

La altura solar a las 12:00 hrs. para todos los días del año se muestra en la siguiente gráfica.

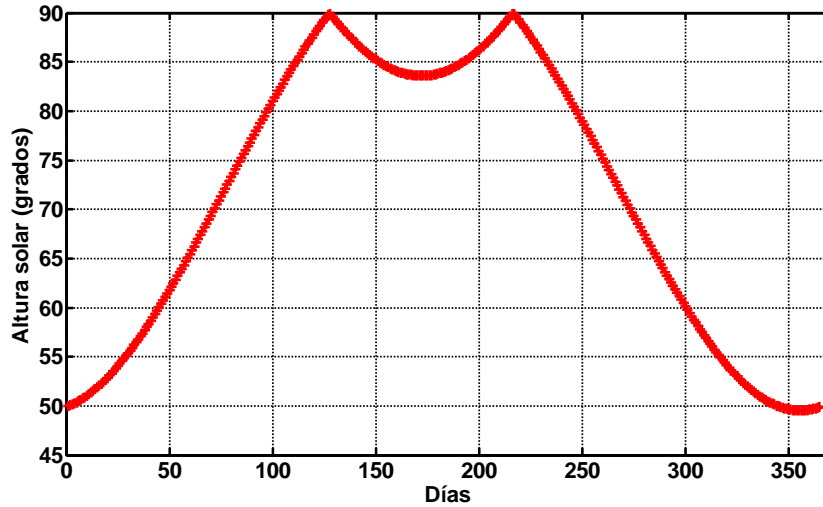


Figura 2-6. Altura solar con $\omega_d = 0$ para todos los días del año

Por lo tanto, de la Figura 2-5 el ángulo de inclinación del colector se determina con la siguiente ecuación:

$$\beta_c = 180 - (90 + \alpha) \quad (2.26)$$

El ángulo de inclinación del colector varía en el rango de $0 \leq \beta_c \leq 40.48$ grados. Siendo el ángulo para los días más desfavorables el de 40.48 grados, esta será la inclinación del colector para obtener la mayor radiación solar (Fig. 2-7).

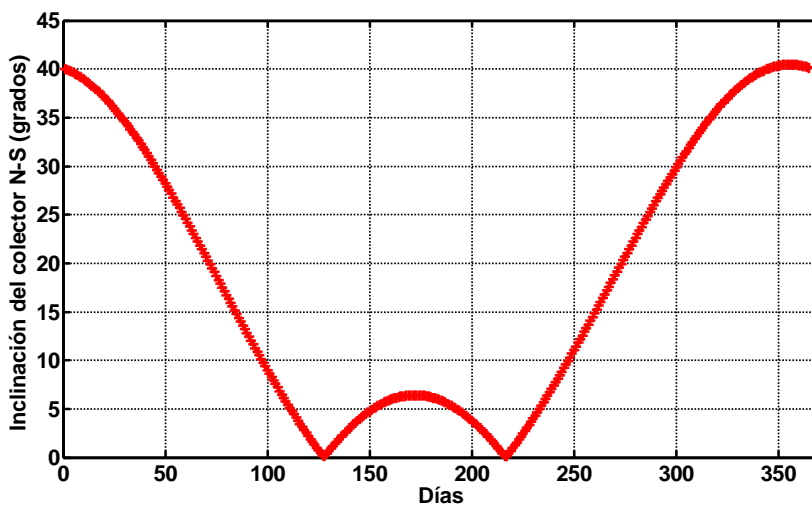


Figura 2-7. Inclinación del colector solar para $\omega_d = 0$, para todos los días del año



El colector a utilizar será el propuesto por Karim (2004) el cual es corrugado en “V” con una apertura de 60° . Para estimar el área del colector tomaremos la fórmula propuesta por Sarmiento (2003).

$$Energía_{solarreq} = Q\Delta T = (S)(I)(\eta), \quad (2.27)$$

Donde S es la superficie del colector, I es la radiación de la localidad, Q es la energía requerida para secar la madera y η es la eficiencia del colector. Al despejar S de la ecuación (2.27) para el estado estable se obtiene lo siguiente ecuación propuesta por Karim (2004).

$$S = \frac{Q}{I\eta} \quad (2.28)$$



Capítulo 3. *Diseño conceptual del secador*

El diseño es una capacidad intrínseca y extraordinaria del ser humano, y es una demostración de su creatividad y capacidad de sobreponerse al entorno y obtener satisfactores. Es sin duda una de las actividades más gratificantes y enriquecedoras para una persona y para el ingeniero en particular.

Lo que caracteriza el diseño que realizan los ingenieros en el ámbito de su especialidad es que se emplean métodos y técnicas apropiadas para hacer este proceso más eficiente y para lograr un producto de mejor calidad, todo ello al menor costo posible (Chiang, 2003). Se dice que cualquier persona puede diseñar pero un ingeniero en el marco de su especialidad lo hace con mayor eficacia.

También, se dice que las cosas resultan por diseño o por error. Vale decir, diseñar es pensar anticipadamente los efectos de las decisiones que se toman y de este modo adoptar aquellas que son más convenientes. En cierto modo el diseño es dar forma mediante su planificación.

En la metodología de diseño se identifican y desarrollan las funciones del concepto, en otras palabras, primero se define el qué, y solamente después el cómo. El “qué” representa la función y el “cómo” la forma o la estructura (Haik, 2003).

Para ello primero se obtiene un modelo funcional, posteriormente se fragmenta, se generan conceptos, se evalúan, y finalmente se obtiene el concepto de diseño. Es la fase en donde necesitan conjuntarse la ciencia, el conocimiento práctico y los métodos de producción, y en donde se toman las decisiones más importantes.

3.1 *El diseño Conceptual*

El proceso de diseño en el desarrollo de productos no es igual para todos. En realidad, cada producto posee un proceso propio con aspectos comunes a los otros productos, pero también con otros aspectos diferenciadores. Por otra parte, el proceso de diseño no es una secuencia ordenada y rígida de actividades, sino que se realiza con una estructura muy flexible, y con muchas actividades informales, lo que no es una desventaja sino que por el contrario, la falta



de estructura fomenta la creatividad de los participantes en el proceso, dando origen a productos innovadores y exitosos.

El diseño conceptual nos ayuda a visualizar en su totalidad la forma del objeto proyectado, esta es la etapa más crítica del proceso de diseño, debido a que en esta fase se pretende dar solución a los problemas que se plantean en las especificaciones, y proponer un modelo que realice las funciones necesarias para dar servicio al usuario.

3.2 Especificaciones del usuario

A continuación se enlistan las especificaciones obtenidas de la entrevista con personal del aserradero comunal de pueblos mancomunados respecto a las características que se espera tenga el secador de madera, el orden en que aparecen no indican la importancia, esta se determinará al relacionarlas entre ellas, primeramente se identificarán cuales son demandas (D) y cuales son deseos (W) del cliente.

1. Que el tiempo de secado sea en 6 días. (D)
2. Contenido final de humedad del 10% (D)
3. Que no sea costoso en el combustible (W)
4. Fácil mantenimiento (W)
5. Fácil operación (D)
6. Con una capacidad en metros cúbicos de 7,07 m³ (3,000 pies tabla) (D)
7. Control automático (D)
8. Número mínimo de componentes (D)
9. Número de operarios uno (W)
10. De fácil construcción (W)
11. Materiales económicos (W)
12. Controlar la velocidad de aire (D)
13. Flujo uniforme dentro de la carga de madera (D)
14. Seguridad en partes dinámicas (W)
15. Que no contamine (W)

16. Que tenga buena presentación (W)

Las demandas se relacionan entre sí (Tabla 3-1), para determinar las de mayor importancia para el diseño del secador, ponderando con “+” si existe una relación positiva entre las demandas y con “-” si no existe relación entre las demandas.

Tabla 3-1. Ponderación de las especificaciones del usuario

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	Total
1	-	+	+	-	-	+	+	-	-	-	-	+	+	-	-	-	6
2	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-	2
3	+	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-	+	-	-	+	-	4
4	-	-	-	-	-	+	-	+	-	+	+	-	-	-	-	-	4
5	-	-	-	-	-	+	+	+	+	-	-	+	-	-	-	-	5
6	+	-	+	+	+	-	+	-	-	+	-	+	-	-	-	+	8
7	+	-	-	-	+	+	-	+	+	-	-	+	-	-	-	-	6
8	-	-	-	+	+	-	+	-	+	+	-	+	+	-	-	+	8
9	-	-	-	-	+	-	+	+	-	-	-	-	-	+	-	-	4
10	-	-	-	+	-	+	-	+	-	-	+	-	-	+	-	+	6
11	-	-	-	+	-	-	-	-	-	+	-	-	-	+	+	-	4
12	+	-	+	-	+	+	+	+	-	-	-	-	+	+	-	-	8
13	+	+	-	-	-	-	-	+	-	-	-	+	-	-	-	-	4
14	-	-	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+	-	-	-	+	5
15	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-	2
16	-	-	-	-	-	+	-	+	-	+	-	-	-	+	-	-	4
Total	6	2	4	4	5	8	6	8	4	6	4	8	4	5	2	4	

Al ponderar la relación que existe entre las especificaciones del usuario, se determinó que las especificaciones más importantes a considerar en el diseño son: tiempo de secado de la madera en 6 días, capacidad de 7.07 m³ del secador, sistema de control automático para el proceso de secado, número mínimo de componentes del secador, que sea de fácil construcción y que se controle la velocidad del aire (Tabla 3.1).



3.3 Requerimientos técnicos

Las especificaciones del usuario se agrupan en especificaciones relativas al proceso y al diseño, de esta manera se determinan las especificaciones técnicas. La especificación del proceso es que el tiempo de secado sea de 6 días, para ello resulta necesario conocer el programa de secado que se utiliza para secar la madera.

El programa se obtuvo del Manual del Grupo Andino para el secado de maderas, editado por la Junta del Acuerdo de Cartagena. En donde se manejan varios tipos de programas de secado para diferentes maderas.

Para nuestro caso las especies que se extraen de los bosques para ser secadas, es el pino Patula, Rudis y Pseudoestrobos siendo el programa de secado para estas especies el T13F6S anexo III, páginas 9 y 93 del manual andino (Tabla 3-2), el cual tiene como parámetro de entrada el contenido de humedad inicial de la madera. Con este parámetro, se determinan los valores de la temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco, la humedad relativa del aire y el contenido de humedad de equilibrio necesarios para el programa de secado.

Tabla 3-2. Programa de secado T13-F6S, (Manual del Grupo Andino)

Paso	Contenido de humedad	Temperatura		Contenido de humedad de equilibrio	Humedad relativa del aire	Temperatura	
		Bulbo seco	Bulbo húmedo			Bulbo seco	Bulbo húmedo
	%	°F	°F	%	%	°C	°C
1	Mayor de 70	170	155	9.2	69	76.5	68.5
2	70 a 60	170	150	7.8	60	76.5	65.5
3	60 a 50	170	145	6.7	52	76.5	62.5
4	50 a 40	170	140	5.7	45	76.5	60
5	40 a 30	170	140	5.1	39	76.5	60
6	30 a 25	180	145	5.1	41	82	62.5
7	25 a 20	180	145	5.1	41	82	62.5
8	20 a 15	190	155	4.9	43	87.5	68.5
10	Menor de 15	190	140	3.3	28	87.5	60.0



Para el proceso de secado es necesario aumentar la temperatura del aire, una forma económica de lograr esto es mediante la utilización de la energía solar, la cual tiene grandes ventajas, una de ellas que es gratuita, inagotable y no contamina. Sin embargo, depende de las condiciones climatológicas del lugar, por lo que hay días en los que no se podrá secar la madera, por lo tanto se plantea la utilización de otra fuente de energía para que se utilice en los días nublados, lluviosos y en las noches cuando no se cuenta con la energía del sol. En este caso, como el aserradero cuenta con un secador convencional, se utilizará la energía calorífica del agua, la cual tiene una temperatura de salida de 88 °C.

Especificaciones de diseño

- Capacidad de 7.07 m³ del secador
- Sistema de control automático para el proceso de secado
- Número mínimo de componentes del secador
- Fácil construcción
- Controlar la velocidad del aire

Siendo las más relevantes para el diseño, determinar la capacidad, el número de componentes y controlar la velocidad del aire.

Capacidad del secador

Una de las especificaciones del usuario es que la capacidad neta sea de 3,000 pies tabla o 7,07 m³ de madera, para ello es necesario conocer la cantidad neta en m³ de madera que contiene cada paquete, para ello utilizaremos la siguiente fórmula:

$$C_{neto} = ancho \times largo \times altura \times \left(\frac{e_m}{e_m + e_s} \right) \times f_a \quad (3.1)$$

Donde C_{neto} es el contenido neto de la madera, e_m es el espesor de la madera, e_s , es el espesor de los separadores y f_a es el factor de apilado con valor de 0.9.

Las medidas del paquete de madera son 1.2192 m de ancho (48 pulgadas), 2.1336 m de largo (84 pulgadas), 1.2192 m de altura (48 pulgadas), $e_m = 0.01905$ m ($\frac{3}{4}$ pulgada), $e_s = 0.0254$ m

(1 pulgada) y son 24 tendidos o filas. Aplicando la ecuación (3.1), se determinó que el volumen neto 1.223 m^3 de madera (519 pies de tabla), por lo tanto se necesitan 6 paquetes.

Dimensiones de la cámara de secado

La capacidad del secador es de 6 paquetes de madera, para calcular las dimensiones de la cámara de secado tendremos en cuenta la colocación de los paquetes con respecto al flujo de aire, los cuales se colocan en forma perpendicular al flujo de aire (Fig. 3-1), de esta forma el aire circula entre las tablas para la eliminación de la humedad.

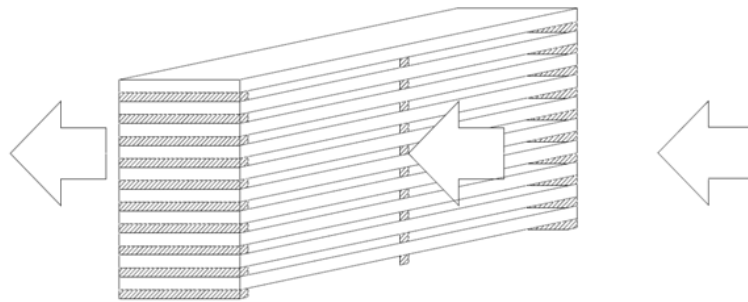


Figura 3-1. Orientación del paquete de madera con respecto al flujo de aire

Para determinar las dimensiones de la cámara y como consecuencia las dimensiones del secador, se establece colocación de los paquetes dentro de la cámara de secador para ello en la Figura 3-2 se muestran las formas en las que se pueden colocar los paquetes de madera.

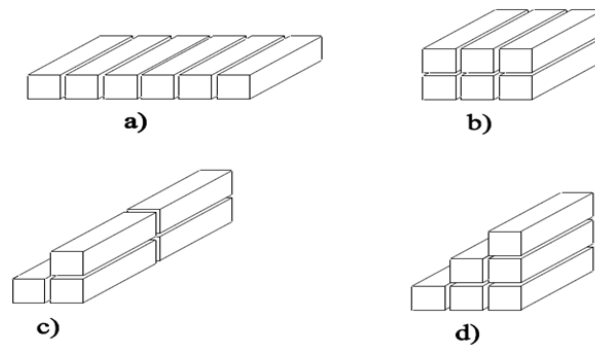


Figura 3-2. Colocación de los paquetes de madera en el interior de la cámara de secado, a) colocación en una fila b) colocación en dos filas, c) colocación en triángulo en dos lotes, d) colocación en forma triangular un solo lote



La opción “a” el aire tiene una distancia de recorrido extensa, lo que puede ocasionar caídas de presión y como consecuencia un secado incorrecto. La opción “b” parece la forma viable de colocar la carga dentro del secador en parte porque la distancia que recorre el aire es corta en comparación a la opción “a”, además las dimensiones de la cámara de secado son compactas. En la opción “c”, la distancia que recorre el aire es muy corta en comparación a la opción “b”, sin embargo, se requiere una mayor cantidad de ventiladores que las opciones a, b y d, lo cual incrementa la demanda de energía eléctrica. Por último la opción “d” muestra una forma viable de colocar la carga, esta forma triangular permite la colocación del colector en su interior mientras que la opción “b” el colector sería exterior. Sin embargo no es posible determinar cuál es la colocación correcta de la carga, por ello se tomaran las opciones b y d las cuales tendrán las misma dimensiones de largo y ancho, variando en la altura.

Las dimensiones tentativas de la cámara de secado serán de 3.66 m de largo (144 pulgadas), 2.1336 m de ancho (84 pulgadas), 2.4384 m de alto (96 pulgadas) para la opción “b” y de 3.66 m (144 pulgadas) de alto para la opción “d”.

Número mínimo de componentes

Esta demanda por parte del cliente se determinó con un análisis de los demás secadores revisados en la bibliografía, los cuales constan de un colector, cámara de secado, ventiladores y un extractor; por lo tanto, si se quiere un diseño simple el número máximo de componentes será de 4.

Controlar la velocidad del aire

La velocidad del aire para el secado de madera tiene el rango de 2 a 3 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, siendo la recomendada una velocidad de 2,5 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ (Fuentes, 2003). Una recomendación es que el flujo de aire cambie de sentido continuamente para evitar zonas de secado excesivo. Por esta razón, se utilizaran ventiladores reversibles.

De lo anterior se obtienen los requerimientos técnicos

1. Programa de secado T13F6S
2. Velocidad de aire 2 a 3 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$



3. Dimensiones de la cámara de secado 3.66 m de largo, 2.1336 m de ancho, 2.4384 m de alto para la opción b y 3.66 m de alto para la opción d.
4. Número de componentes >4
5. Refacciones comerciales
6. Controlador lógico programable con capacidad de cargar programas de secado
7. Sistema híbrido de calentamiento del aire

3.4 *Árbol de funciones*

En el proceso de secado ocurren dos fenómenos simultáneos, la transferencia de calor y masa entre el aire y la madera (Luikov, 1975 y 1980), entre mayor sea la temperatura del aire mayor será la razón de intercambio de humedad, de ahí la importancia de incrementar y controlar la temperatura del aire (Manual Andino para el secado de maderas), por eso surge la primera función que es *Calentar el aire*. Sin embargo, la razón de intercambio de masa no sólo depende de la temperatura del aire sino también de su velocidad, por ello es importante el control y dirección del aire al entrar a la cámara de secado (Arnaud, 1991), surgiendo así la función de *direccionar* el aire, para hacerlo circular con uniformidad dentro de la carga de madera. Al conjuntar estas dos funciones nos da como resultado la función principal que es *eliminar la humedad de la madera*, la cual depende de la temperatura, velocidad y el contenido de humedad del aire. Conforme el aire adquiere humedad es necesario *extraer el aire húmedo* del interior del secador, de lo contrario no se secará la madera aún cuando se aumente la temperatura del aire ya que éste se encuentra saturado de humedad.

Para aliviar los esfuerzos generados en la madera por efecto de un sobresecado es necesario *humedecerla*, aumentando el contenido de humedad del aire para que la madera adquiera humedad y se alivien los esfuerzos generados, evitando el colapso de la madera.

Considerando lo anterior se determinaron las siguientes funciones a realizar por el secador: calentar el aire, direccionar u orientar la corriente de aire, eliminar la humedad de la madera, extraer el aire húmedo y humedecer la madera.

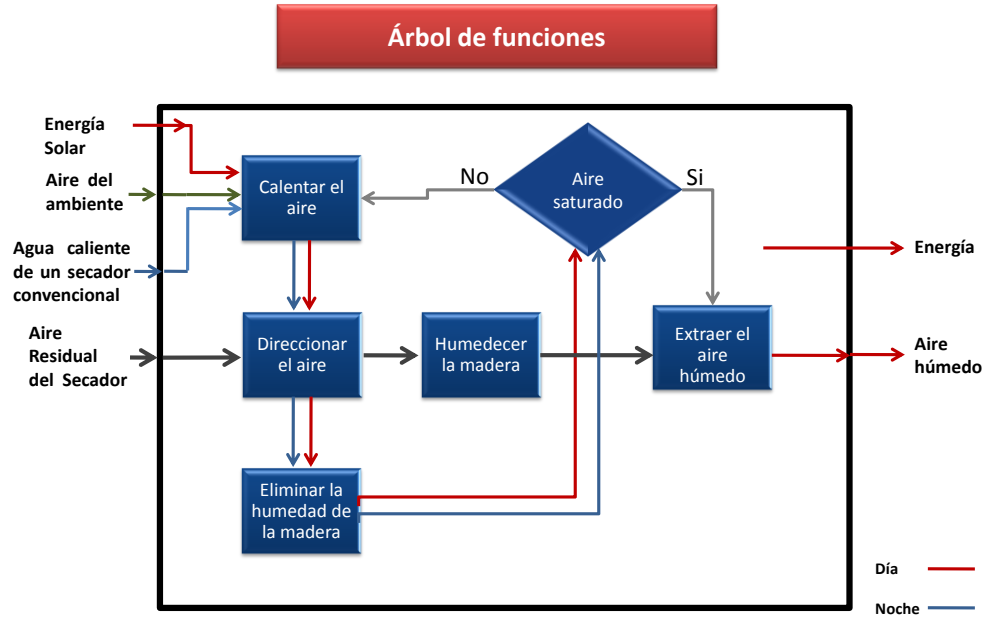


Figura 3-3. Árbol de funciones de caja transparente

La Figura 3-3, muestra que al sistema ingresan el aire del ambiente, el agua caliente del secador convencional, el aire residual del secador y la energía solar. El *aire es calentado* por medio de un colector solar, el cual calienta el agua y está pasa los calentadores en donde se calienta el aire. El agua caliente del secador convencional pasa también por los calentadores aumentando la temperatura del aire en el interior de la cámara de secado. El aire es *direccionado* con la velocidad necesaria hacia la cámara de secado para *eliminar la humedad de la madera*, este aire será re-circulado hasta que alcance el punto de saturación, por eso se tienen que *extraer* del secador una vez alcanzado este punto, al mismo tiempo que se extrae el aire húmedo es renovado con el aire del medio ambiente.

Para reducir los esfuerzos generados en la madera por efecto de un secado excesivo o en la etapa de acondicionamiento en donde se homogeniza el contenido de humedad de la madera, es necesario *humedecer la madera*, lo cual se realizará con el aire residual de un secador convencional.

3.5 Carta Morfológica

La generación de las soluciones es una parte esencial en el proceso de diseño, el cual es un acto de la creatividad del diseñador o un proceso lógico de solución de problemas, la cual lleva a hacer una nueva propuesta o una modificación de algo que ya existe.

El método de la carta morfológica presenta una gama de soluciones a las funciones generadas principalmente por la lluvia de ideas, las cuales al integrarlas dan como resultado un concepto de secador (Fig. 3-4).

FUNCIÓN	OPCIÓN A	OPCIÓN B	OPCIÓN C	OPCIÓN D	OPCIÓN E	OPCIÓN F
CALENTAR AIRE	 Colector corrugado interior	 Colector Multitubos en el exterior	 invernadero	 Aire residual del secador convencional	 Resistencias eléctricas	 Agua caliente de un secador
DIRECCIONAR EL AIRE	 Ventilador radial	 Persianas	 Ductos	 Forma del secador	 Ventilador axial	
ELIMINAR HUMEDAD DE LA MADERA	 Flujo convectivo	 Radiación directa	 Microondas			
HUMEDECER LA MADERA	 Atomizadores	 Vaporización con resistencias	 Aire residual del secador convencional			
EXTRAER EL AIRE HÚMEDO	 Extractor	 Torre	 Válvula de mariposa			

Figura 3-4. Carta morfológica

El número de combinaciones posibles es por lo general muy elevado, y por lo tanto se tiene que hacer una discusión crítica de las soluciones de cada función para determinar cuáles son factibles (Tabla 3-3).



Tabla 3-3. Factibilidad de las opciones generadas

	Opción A	Opción B	Opción C	Opción D	Opción E	Opción F
Calentar el aire	Si	Si	Si	No, el aire es húmedo y con temperatura baja	No, alto costo por consumo de energía eléctrica	Si
Direccionar el aire	No, se complica la colocación dentro de secador	No, eleva el costo del secador, y es difícil ajustarlas	No, es innecesario las distancias son cortas y costoso	Si	Si	
Eliminar humedad de la madera	si	Si	No, es un proceso demasiado costoso			
Humedecer la madera	No, requiere de instalación adicional de sistema de aspersión	No, porque genera un consumo adicional de energía eléctrica	Si			
Extraer el aire húmedo	No, consumo adicional de energía eléctrica	No, porque se necesitaría una torre demasiado alta para controlar la velocidad de salida	Si			

3.6 Sistemas del secador

Los sistemas que integran el secador se derivaron del diagrama funcional. Para dar solución, mediante la conceptualización y descripción del equipo que realizara dicha función.

Para ello se derivaron los siguientes sistemas, el de calentamiento de aire, circulación del aire, de humidificación, extracción del aire húmedo, carga y descarga de madera, y el sistema de control.

3.6.1 Cálculo del área del colector solar

Como primer paso se calcula el área del colector, los datos para el cálculo son:

Radiación promedio en Oaxaca (I) = $4460000 \text{ cal}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{día}^{-1}$ en los meses de invierno.

La energía requerida para remover el 1% de 2.35 m^3 de madera (1000 pies tabla) es de 24,727 BTU (dato tomado de Wengert, 1980), por lo tanto la energía requerida para remover el 1% de 7.07 m^3 de madera es $1.86933 \times 10^7 \text{ cal}$ (74,181 BTU).

La eficiencia del colector corrugado en V reportada por Karim (2004) es de 68.5 %.

Al sustituir los datos en la ecuación (2.28) se obtiene el área del colector, la cual es de 6.12 m² para eliminar el 1% de contenido de humedad cada día.

Si el contenido de humedad inicial es de 50 % y el contenido de humedad final es de 10 %, se obtiene una diferencia de 40 %. Si deseamos retirar el 6.67 % de contenido de humedad diario, el tiempo de secado será de 6 días sin contar las noches y el área del colector debe ser de 40.82 m².

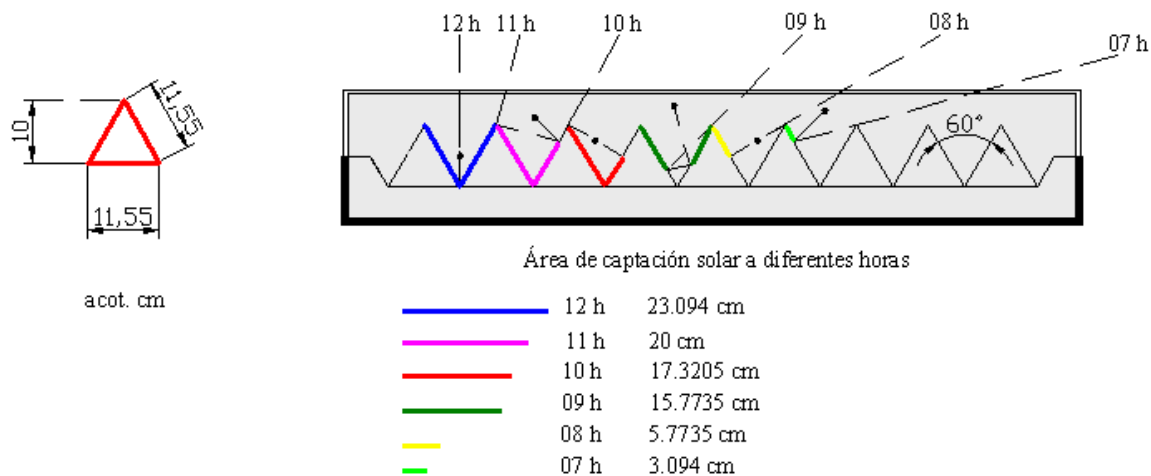


Figura 3-5. Área de captación del colector a diferentes horas

Asumiendo que la altura del colector es de 3.05 m y la inclinación de 40° obtenida de la ecuación (2.26) y aplicando la ecuación trigonométrica de seno se obtiene un lado del colector (L1) igual a 4.48 m. Para obtener el otro lado del colector, se observa que en la Figura 3-5 se obtuvieron las zonas que captan los rayos solares conforme transcurre el día, observando que a partir de las 9 horas se tiene superficie radiada (S_{rad}) de 0.706496 m² (0.1577 x 4.48) por cada conducto triangular, por lo tanto, se necesitan 55.77 conductos en el colector. Al multiplicar la cantidad de conductos que se necesitan por el ancho del conducto, obtenemos que el lado L2 del colector es igual a 6.67 m. por lo que las dimensiones del colector (Fig. 3-6) son 4.48 m de ancho y 6.67 m de largo.

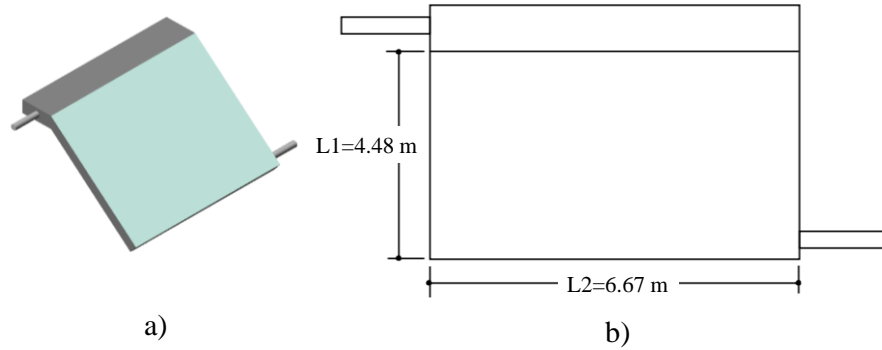


Figura 3-6. Colector solar para agua corrugado en V, a) isométrico b) vista superior

3.6.2 Sistema de calentamiento del aire

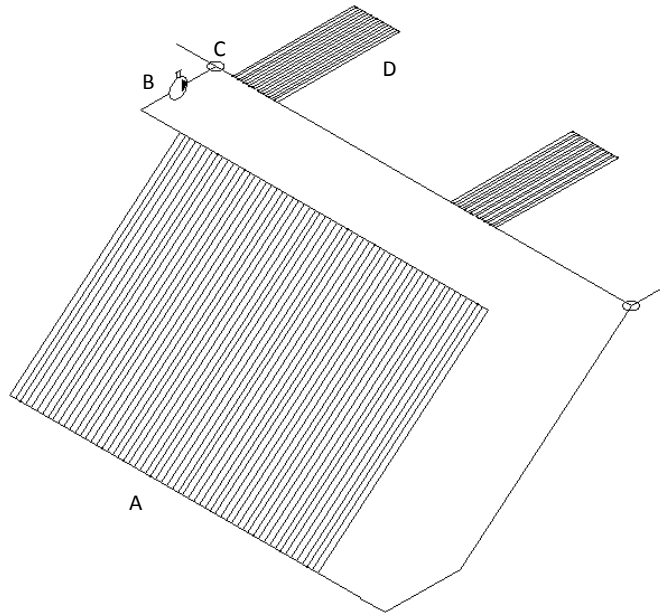


Figura 3-7. Sistema de calentamiento del aire

El sistema de calentamiento del aire consta de los siguientes elementos (Fig. 3-7): colector solar (A), dos calentadores (D), bomba de recirculación (B) y dos válvulas de tres vías en “L” (C). Funcionamiento con energía solar: el agua es calentada por el colector solar (inclinación de 40°) y succionada por la bomba de circulación y direccionada por la válvula de tres vías (D) hacia los calentadores en donde se realiza la transferencia de calor al aire, para secar la madera. El agua regresa al colector por la acción de la segunda válvula de tres vías (E) para ser calentada de nuevo.

El sistema de calentamiento usando el agua caliente del secador es por medio de hacer circular el agua accionando la válvula de tres vías (D) a la posición dos y se apaga la bomba de recirculación. El agua proveniente del secador entra a los calentadores con una temperatura de 88 °C (Fig. 3-8) y calienta el aire. Es regresada por la segunda válvula de tres vías (E) hacia la caldera para su calentamiento nuevamente.



Figura 3-8. Indicador de temperatura de gases de la caldera de un secador de madera

3.6.3 Sistema de circulación de aire

El caudal de aire necesario para secar la madera se obtuvo al multiplicar el área transversal de la arpilla de madera 2.14 m (ancho de la madera) x 2.43 m (alto de la pila) x la velocidad recomendada 2.5m/s (Fuentes, 2003), dando un resultado de 13 m³ s⁻¹, sin embargo, como los separadores tienen el mismo grosor que la madera (25.4 mm) el volumen real de aire circulante es la mitad de 13 m³ s⁻¹ o sea 6.5 m³ s⁻¹. Un ventilador de 24" de diámetro con 1/2 HP garantiza estar moviendo 3.2 m³ s⁻¹ de aire (Fig. 3-9). Por lo cual, en el caso de un caudal de aire de 6.5 m³ s⁻¹, este podrá ser movido con dos ventiladores de este tipo, generando un caudal de aire de 6.4 m³/s.

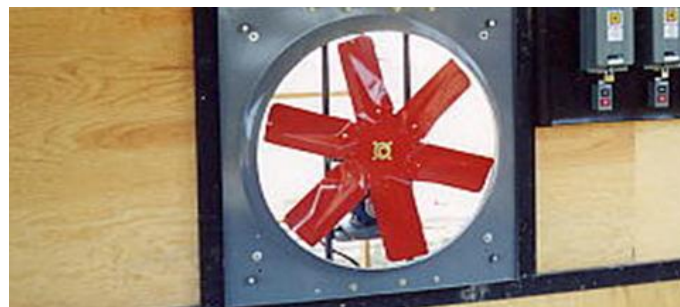


Figura 3-9. Ventiladores reversibles axiales de 24" de diámetro

El sistema de circulación de aire, lo constituye dos ventiladores de 24" de diámetro, motor de ½ HP, alimentación de 220 V y reversibles, es decir tienen la opción de cambiar el sentido de giro, con la finalidad de realizar el secado homogéneo de madera.

3.6.4 Sistema de humidificación y extracción

Para humedecer la madera se usa el aire saturado de humedad del secador convencional que tiene una temperatura de 47 °C (Fig. 3-10), aliviando las tensiones por efecto de un sobre secado. La forma de ingresar el aire húmedo será mediante la activación de una válvula de mariposa la cual se opera de forma manual o automática (Fig. 3-11).

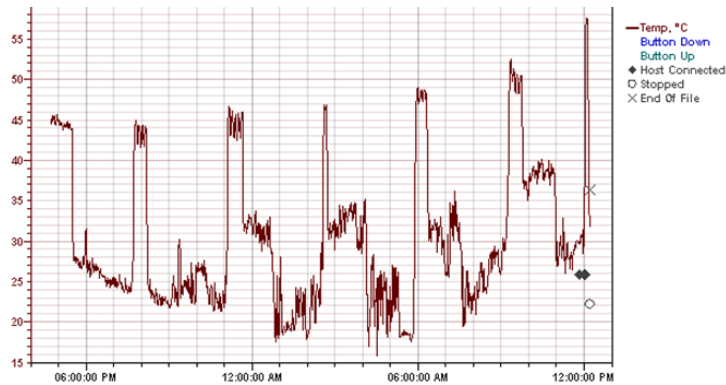


Figura 3-10. Temperatura del aire residual de un secador de madera convencional

El sistema de extracción (Fig. 3.11) consta de dos válvulas de mariposa las cuales se operan de forma manual y automática.

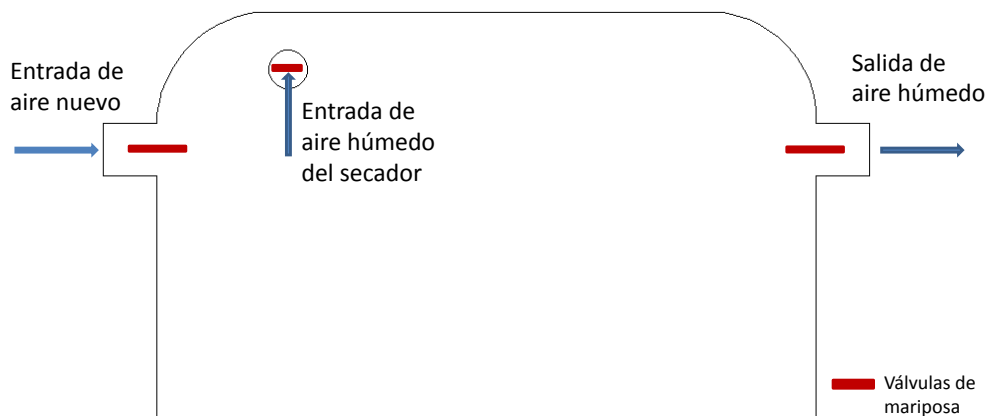


Figura 3-11. Sistema de humidificación y extracción

Cuando el aire del interior del secador alcance el punto de saturación de humedad, se abrirán las dos válvulas de mariposa y con la acción de los ventiladores se ingresa aire nuevo y al mismo tiempo se extrae el aire húmedo hasta el que el contenido de humedad del aire sea el deseado, entonces las válvulas de mariposa se cerraran.

3.6.5 Sistema de carga y descarga

Para cargar la madera al secador se apoyara de un montacargas utilizado en el aserradero (Fig. 3-12).



Figura 3-12. Monta cargas utilizadas

El apilado de los paquetes de madera se hace sobre tres bancos los cuales serán empujados por los montacargas al interior del secador, y la descarga de realizara jalando los bancos con el montacargas. Los bancos se ruedan sobre las vías las cuales están ancladas al piso (Fig. 3-14)

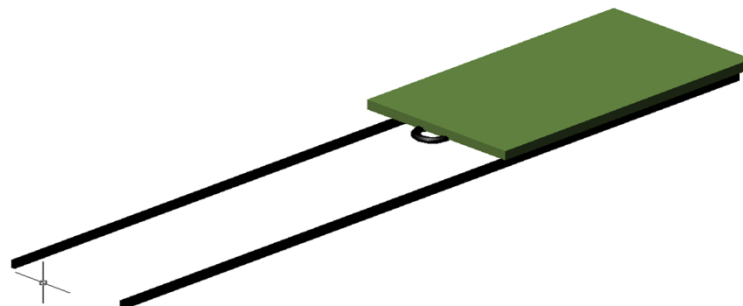


Figura 3-13. Sistema de carga y descarga



Capítulo 4. Generación y evaluación de conceptos

A pesar del progreso que ha experimentado la tecnología, particularmente la computación, todavía los aspectos básicos del proceso de diseño que permiten obtener mejores resultados dependen esencialmente de las personas. Si asumimos que el diseñador posee un dominio suficiente de su especialidad entonces la generación de alternativas se realiza esencialmente a través de las siguientes formas:

- Brainstorming o lluvia de ideas
- Bosquejo a Mano Alzada
- Dibujo por Computador
- Pensar en cómo resolver el problema

En la generación de conceptos la estrategia principal es idear la mayor cantidad de conceptos posibles, obtenidos de la combinación de las soluciones factibles de la carta morfológica, sin evaluarlos, bosquejando los conceptos y posteriormente analizarlas y ver cuál satisface las funciones principales del secador de madera. Estas actividades se realizan generalmente por separado. La evaluación de los conceptos se realiza en base a la experiencia del diseñador, por lo que es una actividad subjetiva. Para eliminar la subjetividad en la elección del diseño, se plantea la siguiente metodología:

Bosquejo del diseño (sin carga y con carga) en el programa Gambit[®] 2.0 para la obtención de la malla y después mediante el modelo RNG $k - \epsilon$ del programa Fluent[®] 6.1, se obtendrá la velocidad y comportamiento del aire, el cual se compara mediante un histograma con la función objetivo. En caso de que no se obtenga una cercanía a la función objetivo se modificarán la forma del secador, la distancia entre la carga y la pared, la velocidad del aire a la salida del ventilador, la forma de colocación de la carga, y la colocación de los dispositivos, hasta obtener el diseño conceptual óptimo.

4.1 Función objetivo global de la velocidad de aire

Una condición importante para obtener un secado homogéneo de la madera es garantizar la uniformidad de la velocidad del aire dentro de la carga, la cual debe ser de 2 a 3 m s^{-1} , por ello se planteo la función objetivo obtenida de los datos de las simulaciones de este trabajo. Donde la velocidad del aire depende de la forma del secador, la distribución de la carga y la velocidad de salida del ventilador, observando que tienen distribución de frecuencia de tipo normal (función Guassiana), por lo tanto la velocidad que expresada por la siguiente función:

$$f(s) = \frac{1}{\sigma(2\pi)^{\frac{1}{2}}} \exp\left(-\frac{1}{2}\left(\frac{v-\mu_v}{\sigma}\right)^2\right) \quad (4.1)$$

Retomando las consideraciones de que la velocidad del aire deberá estar en el rango de 2 a $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, se ajustaron los valores de σ con una $\mu_v=2.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, como lo muestra la Figura 4-1.

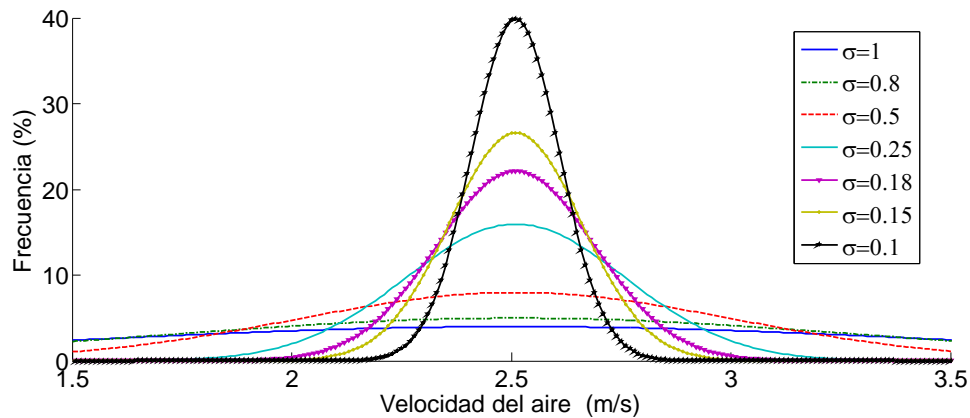


Figura 4-1. Ajuste de σ al rango de 2 a $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

El valor de σ que se ajusta al rango de velocidad $2 < v < 3$ es $\sigma = 0.15$, por lo tanto la función objetivo queda expresada de la siguiente manera:

$$f(s) = \frac{1}{0.15(2\pi)^{\frac{1}{2}}} e^{\left(-\frac{1}{2}\left(\frac{v-2.5}{0.15}\right)^2\right)} \quad (4.2)$$

4.2 Descripción de conceptos

A continuación se realiza una descripción de diseños generados (Fig. 4-2), considerando la carga, la forma del secador y los dispositivos de calentamiento y circulación del aire,

El diseño d1, cuenta con un ventilador axial en la parte superior central, la forma de la cámara de secado es simétrica rectangular, colector solar y radiadores son exteriores. La dimensiones de largo y alto son de 6 x 3.3 m.

El diseño d2 y d3, tiene las mismas características, solo se adicionan los calentadores en el interior de la cámara de secado, en el diseño d2 son colocados en forma horizontal y en el diseño d3 son colocados en forma vertical, con la intención de uniformizar el flujo de aire.

En el diseño d4, se incrementó el espesor del separador de 0.05 cm a 0.15 m y se recude el largo del secador en 0.50 m para analizar si estas modificaciones afectan a la velocidad del aire.

El diseño d5 se deriva del d2 modificando las esquinas superiores a las cuales se les hizo una curva con un radio de 0.60 m. En el diseño d6 se incrementó el espesor del separador de 0.05 a 0.2 m, para determinar si la modificación perturba la velocidad en el secador.

En el diseño d7, se modifica el techo plano por uno de dos aguas con una inclinación de 14° , los calentadores son colocados en forma horizontal. Al igual que los diseños anteriores prevalecen las mismas dimensiones.

Al diseño d8, se le redondean las cuatro esquinas con una radio de 0.40 m, los calentadores son colocados en forma horizontal y el ventilador en la parte superior central.

Los diseños del d9 al d13, presentan formas curvas para reducir la fricción con las paredes, evitando la turbulencia del aire y lograr una uniformidad del aire. En el diseño d9 se redondean los lados derecho e izquierdo con radios de 1 y 1.65 m. Además, los calentadores y colector son exteriores. El diseño d10, incorpora el colector con una inclinación de 17° , se le redondearon los lados derecho e izquierdo. Las dimensiones son de 6.5 m de largo y 5.3 m de alto. En el diseño d11, la forma del secador es triangular con tres lados rectos y uno curvo a la salida del colector para direccionar el flujo de aire. Se coloca el colector con una inclinación

de 40° y la carga de madera se apila de forma triangular para adecuarse la forma del secador. El diseño d12, se una modificación del diseño d11 al redondear los lados derecho e izquierdo con una radio de 0.5 m y 1 m respectivamente. En el diseño d13 se aumentó 1.2 m a lo largo para permitir que se desarrolle la velocidad.

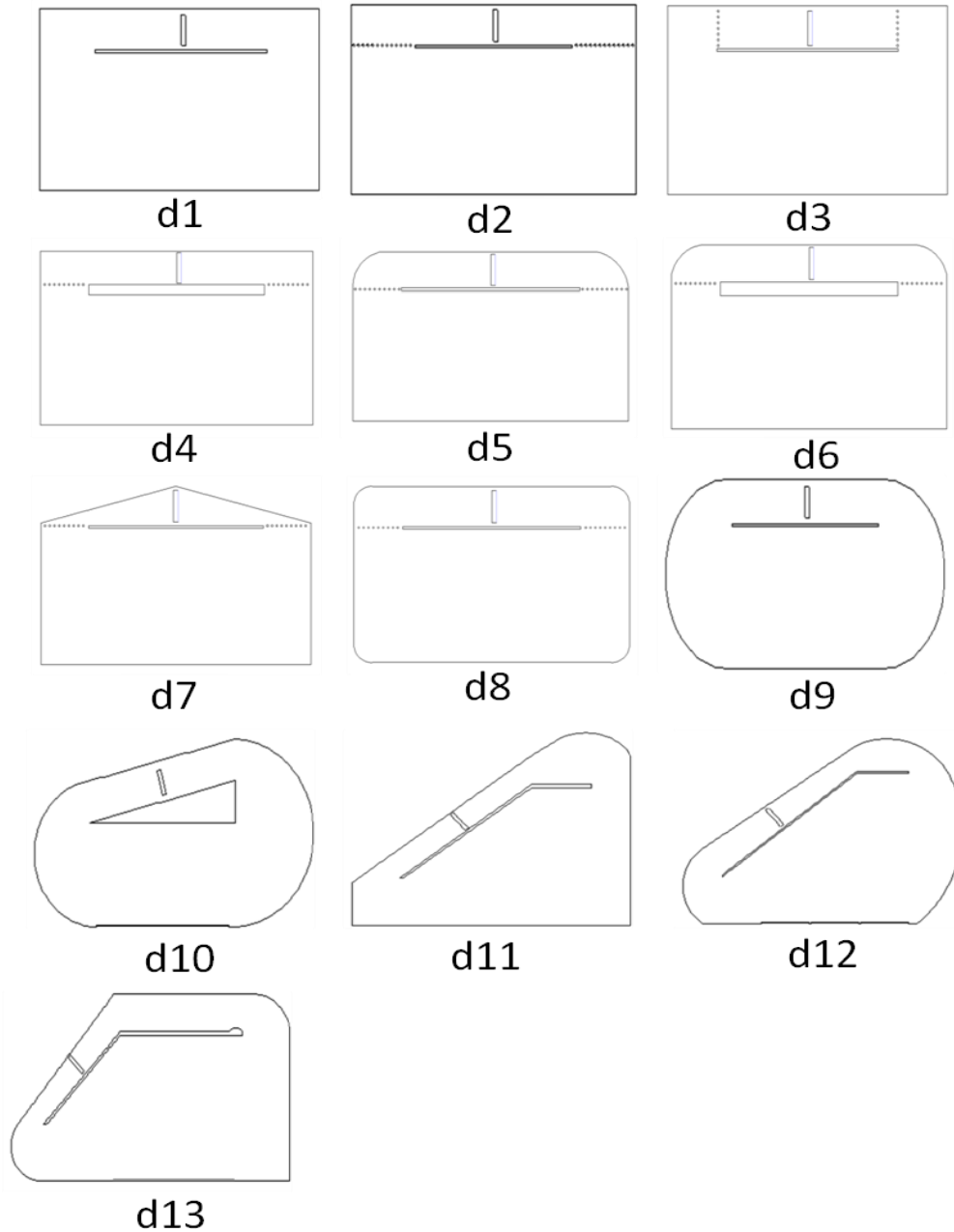
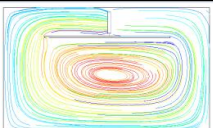
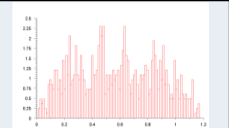
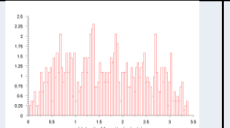
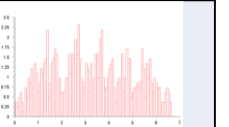
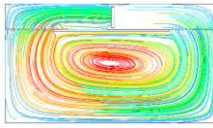
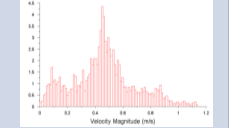
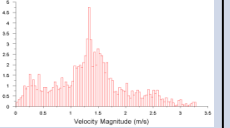
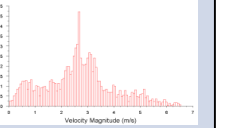
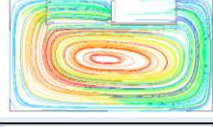
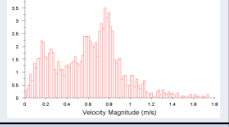
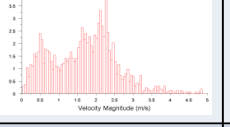
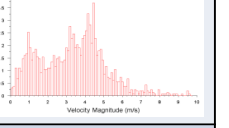
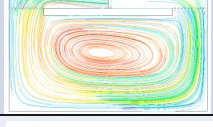
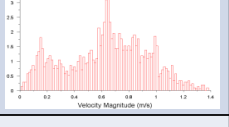
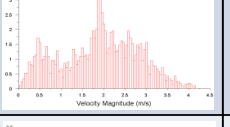
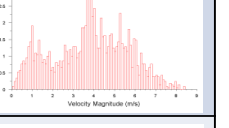
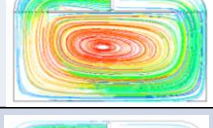
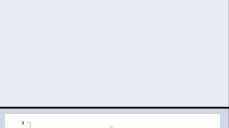
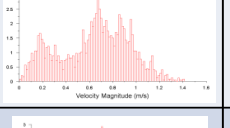
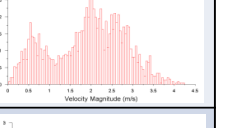
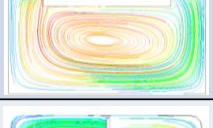
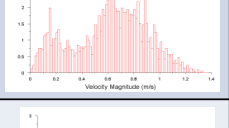
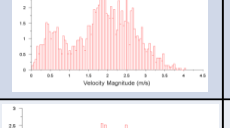
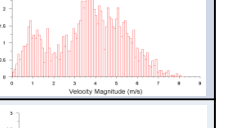
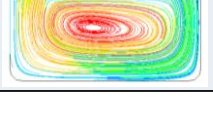
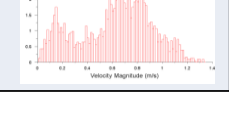
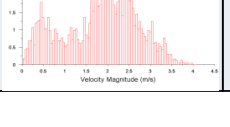
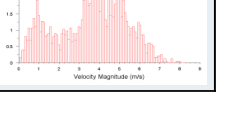


Figura 4-2. Conceptos de diseño generados para el secador de madera

4.3 Simulación de los conceptos sin carga

La simulación de los diseños se realiza primeramente sin carga, con velocidades de aire de 1, 3 y 6 m s⁻¹. En la tabla 4-1, se agruparon los diseños de forma cuadrada, observándose que en todos se observa una zona de recirculación de aire en la parte central en la cámara de secado. Los histogramas para tres diferentes velocidades de ventilador muestran el mismo comportamiento, lo cual indica que el flujo no es afectado por la velocidad del aire a la salida del ventilador.

Tabla 4-1. Comparación ilustrativa del flujo de aire en los diseños de forma rectangular, con diferentes velocidades.

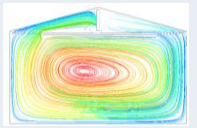
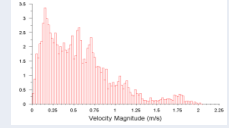
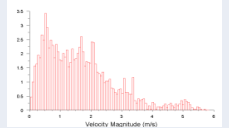
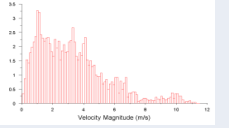
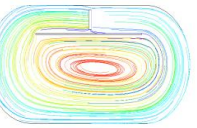
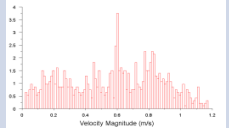
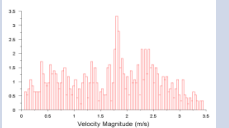

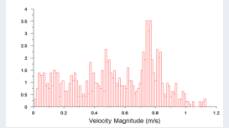
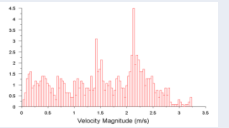
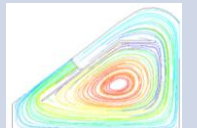
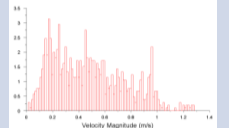
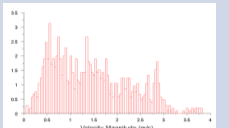
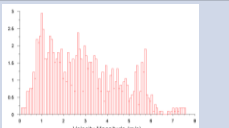
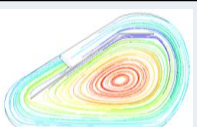
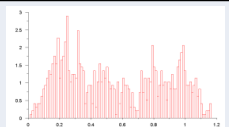

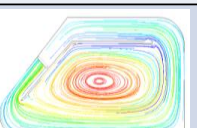
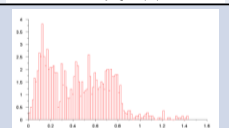
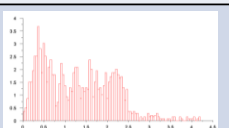
	Contornos de flujo	Velocidad del aire		
		1 m s ⁻¹	3 m s ⁻¹	6 m s ⁻¹
d1				
d2				
d3				
d4				
d5				
d6				
d8				



También puede deducirse de la tabla 4-1, que existe una reducción en la dispersión de los valores de velocidad de los diseños d2-d6, y d8 con respecto al diseño d1, esto se debe a la integración de los calentadores al interior del secador.

Los diseños en forma triangular muestran la zona de recirculación en la parte central (Tabla 4-2). La dispersión de los valores de velocidad es alta con respecto a los valores obtenidos en los diseños de la tabla 4-1.

Tabla 4-2. Comparación ilustrativa del flujo de aire en los diseños de forma triangular, con diferentes velocidades.

	Contornos de flujo	Velocidad del aire		
		1 m s ⁻¹	3 m s ⁻¹	6 m s ⁻¹
d7				
d9				
d10				
d11				
d12				
d13				

El comportamiento del flujo de aire tiene poca variación al aumentar la velocidad del aire a la salida del ventilador. Es difícil determinar un modelo en el cual la velocidad del aire sea uniforme dentro del secador. Se atribuye que la dispersión se debe a la incorporación del colector al interior del secador.



4.4 Simulación de los conceptos con carga

Al analizar los modelos de secadores sin carga no se logró determinar cuál de todos cumplía con el objetivo de garantizar un flujo homogéneo y una velocidad de 2 a 3 m s⁻¹, por lo que se evaluarán los mismos conceptos incluyendo la carga de la madera, para ello se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones:

- El apilado del paquete se realiza con maderas de un solo espesor y son continuas, es decir no se consideran los espacios dejados entre ellas.
- Se considero que cada paquete de madera tendrá 24 tendidos o filas de madera de una 0.0254 m (1”), separados 0.0254 m (1”), esto para considerar los separadores.
- La simulación se realizaran en 2D en el programa Fluent, con el modelo RNG $k - \epsilon$ para flujos totalmente turbulentos, estado estacionario.
- La carga se colocara de acuerdo a las opciones b y d de la Figura 3-2.
- Se realizan simulaciones con velocidades de salida de 1, 3, 6 y 9 m s⁻¹.
- Las simulaciones se hicieron a presión ambiental.
- El análisis de la velocidad del aire se hará a la entrada y a la salida de la carga.
- El tamaño de la malla para las simulaciones es de 0.005, para garantizar que existan 5 elementos en los espacios de la carga, para una mejor precisión en los resultados. El programa usado para generar la malla es Gambit 2.0.
- El equipo de computo para realizar las simulaciones tiene las siguientes características: procesador Pentium IV a 3.2 GHz H.T, con una memoria RAM de 1 GB DDR2, disco duro de 250 GB.

Diseño de secador d1 con carga

Al analizar el concepto d1 con los valores de velocidad 1, 3, 6 y 9 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ se generaron los histogramas los cuales representan la distribución de velocidad de aire dentro del secador (Fig. 4-3). El comportamiento del aire en el interior del secador es completamente diferente con respecto a los histogramas obtenidos al diseño d1 sin carga. También, se observa que la velocidad tiene una caída del 50% de la velocidad de salida del ventilador.

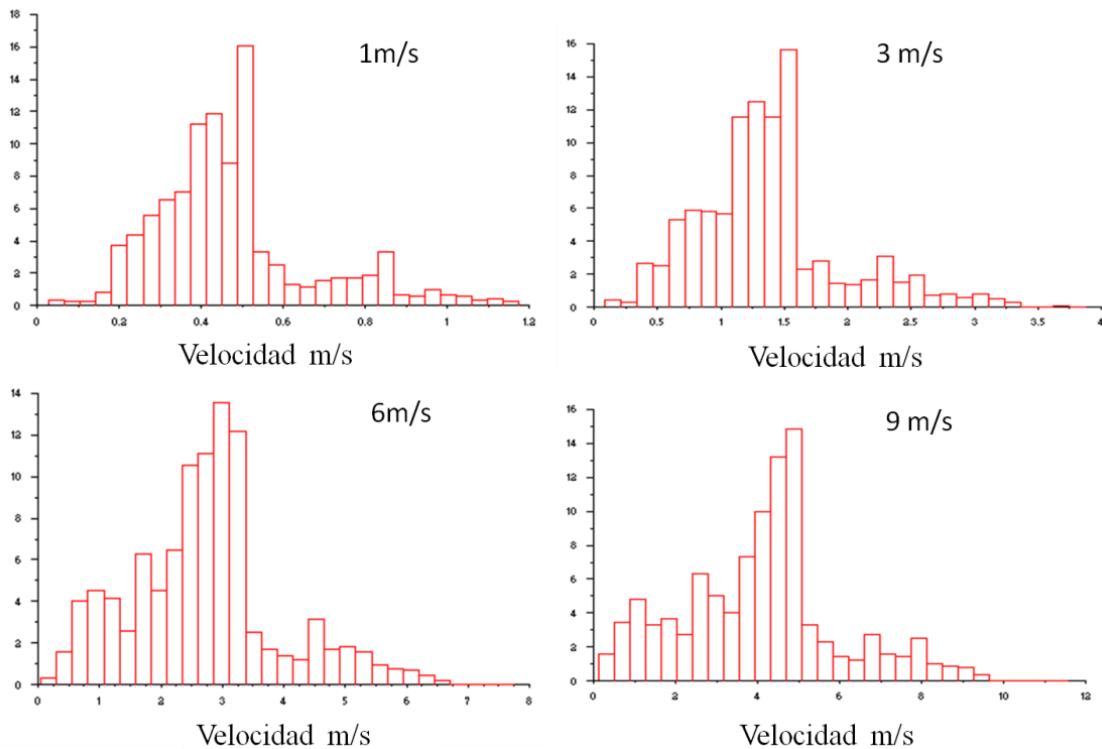


Figura 4-3. Histogramas de velocidad en el interior del diseño d1

Todos los histogramas tienen una tendencia normal. El histograma a 6 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ tiene mayor frecuencia de velocidad con el 42% de los datos de velocidad, en un rango de 2.2 a 3.3 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$.

En la Figura 4-4, se muestra las trayectorias del flujo de aire dentro del secador, observando que en la parte superior izquierda de la carga de madera se genera un vórtice, debido al cambio de dirección el aire y al aumento de la presión de aire al ingresar a la carga de madera.

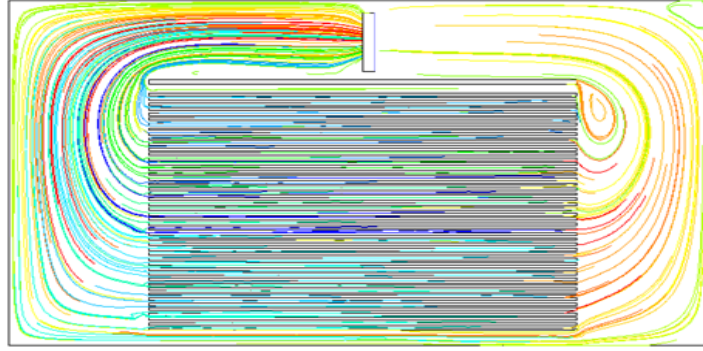


Figura 4-4. Comportamiento del flujo de aire en el interior del diseño d1

En la Figura 4-5, se observa la comparación del diseño d1 a 6 m s^{-1} con la función objetivo, encontrando que no fue posible ajustarla por que la frecuencia se distribuye en el rango de 0.3 a 4.5 m s^{-1} .

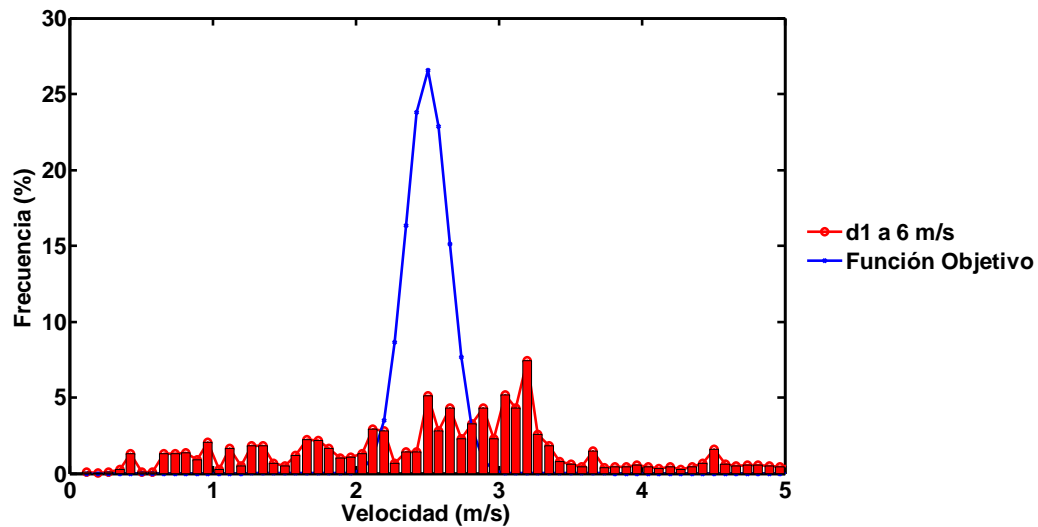


Figura 4-5. Comparación del histograma de velocidad del diseño d1 a 6 m s^{-1} con la función objetivo

Diseño d2

Los histogramas (Fig. 4-6) generados para el diseño d2 con velocidades de aire de 1 , 3 , 6 y 9 m s^{-1} mostraron una distribución normal. La caída de la velocidad fue de 60% con respecto a la velocidad de salida del ventilador, sin embargo las frecuencias obtenidas en los histogramas son altas con una frecuencia de 20 - 30% . También se observó que la distribución de velocidades no se afectada significativamente por la velocidad de salida del ventilador.

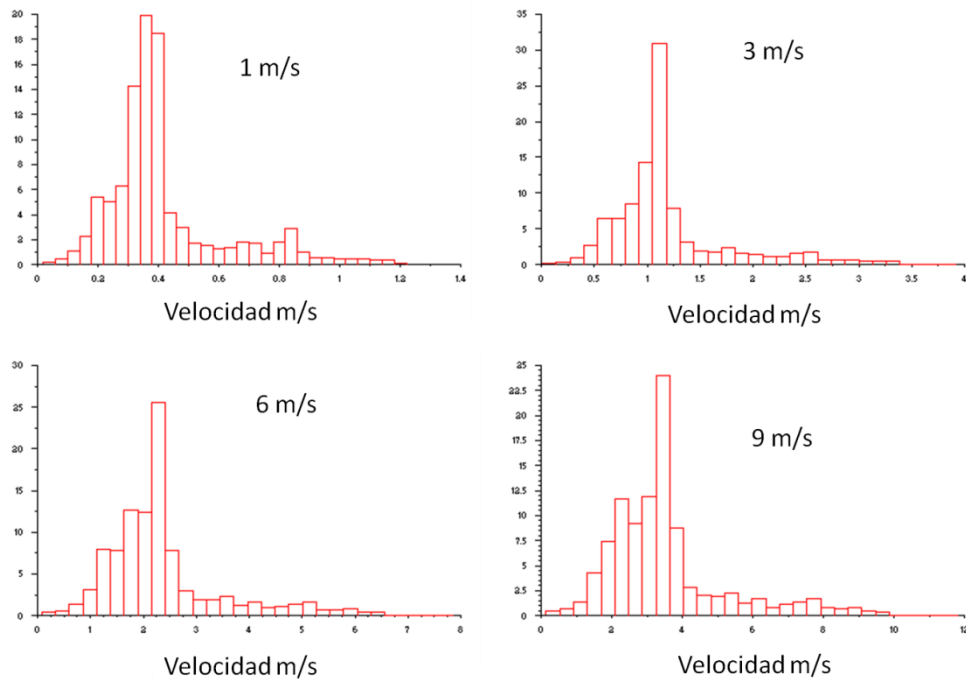


Figura 4-6. Histogramas de velocidad en el interior del diseño d2

En la Figura 4-7, se muestra el flujo de aire, el cual tiene una distribución homogénea en el interior del secador. En este concepto se incorporaron los calentadores en forma horizontal esto contribuye a que el flujo de aire sea homogéneo, reduciendo el vórtice formado en el concepto de diseño d1, en donde no se incluyeron los calentadores.

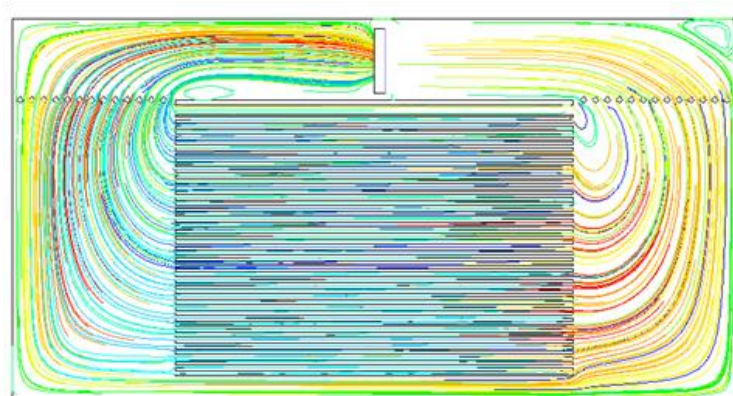


Figura 4-7. Comportamiento del flujo de aire en el interior del diseño d2

Las velocidades del aire obtenidas a la entrada y a la salida de la carga se muestran en la Figura 4-8, en donde se percibe una variación significativa, por lo tanto el flujo de aire dentro de la cámara de secado no es homogéneo, como se tenía pensado.

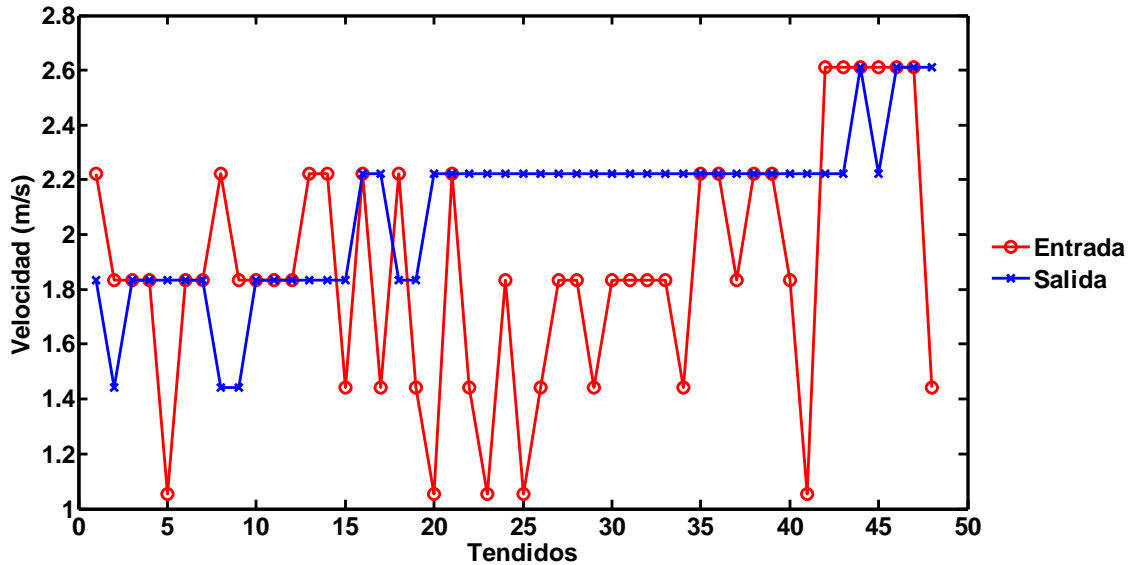


Figura 4-8. Velocidades del aire a la entrada y a la salida de la carga del diseño d2

Esto se comprobó al comparar el histograma del diseño d2 a 6 m s^{-1} con la función objetivo, en donde se observa que los datos tiene mayor frecuencia en 2 a 2.3 m s^{-1} , sin embargo observan datos en el rango de 1 a 2 m s^{-1} , que hacen que la velocidad no sea homogénea dentro de la carga (Fig. 4-9).

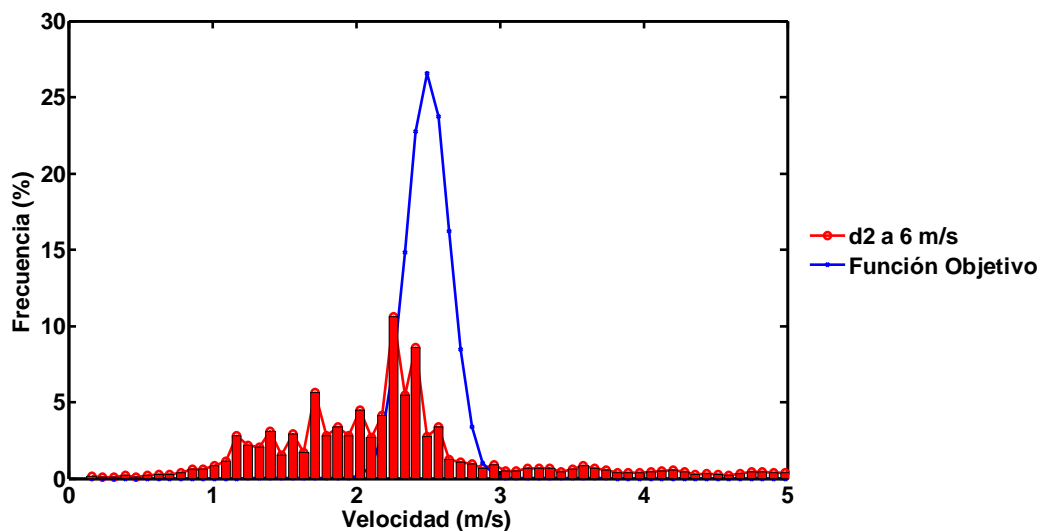


Figura 4-9. Comparación del histograma de velocidad del diseño d2 a 6 m s^{-1} con la función objetivo

Diseño d3,

En la Figura 4-10, se muestra el flujo de aire en el interior del secador, en el cual se observa que se genero un vórtice mayor que el diseño d1 al colocar los calentadores en forma vertical. Sin embargo, el flujo de aire tiene un comportamiento uniforme en el interior del secador.

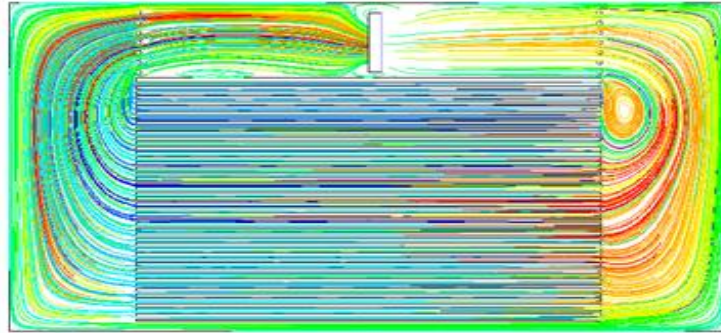


Figura 4-10. Comportamiento del flujo de aire en el interior del diseño d3

Es decir, la distribución de los datos es normal y este dentro del rango establecido de 2 a 3 m s^{-1} , como se observa en la Figura 4-11. Sin embargo la frecuencia de los valores de la velocidad del aire son bajos, por lo que no es posible alcanzar los porcentajes de frecuencias de la función objetivo.

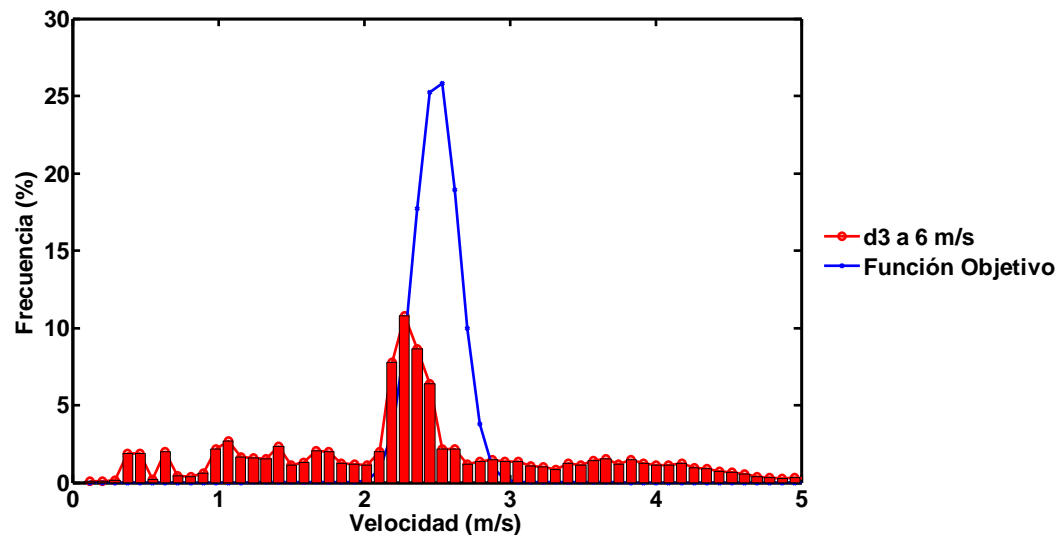


Figura 4-11. Comparación del histograma de velocidad del diseño d3 a 6 m s^{-1} con la función objetivo

En la Figura 4-12, se observa la velocidad del aire a la entrada y a la salida de la carga, observando que la velocidad a la entrada presenta variación en la velocidad, esto se debe al vórtice, y hay poca variación de la velocidad a la salida de la carga, esto quiere decir que la velocidad se desarrollo dentro de la carga permitiendo una uniformidad del flujo y de la velocidad del aire.

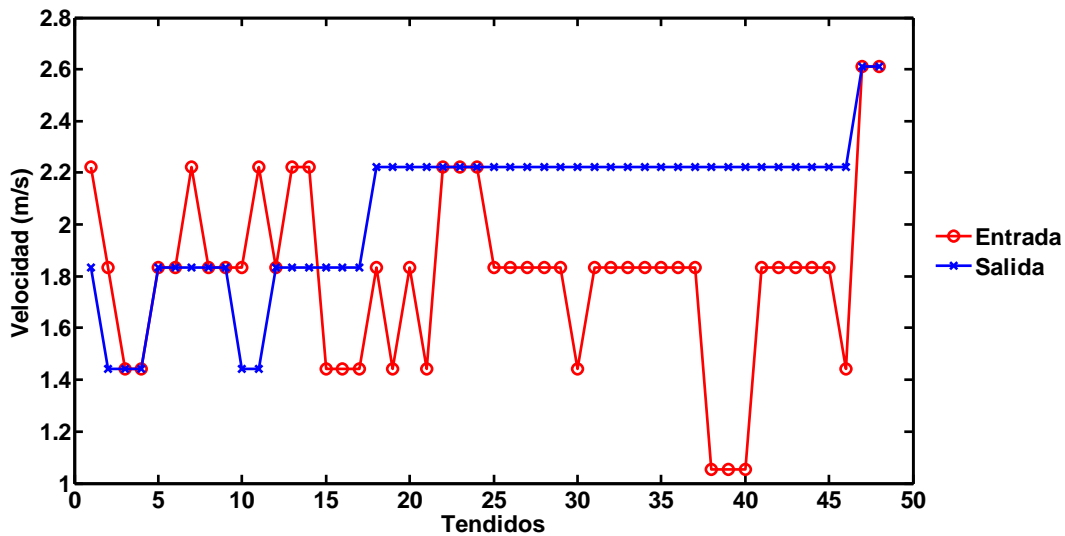


Figura 4-12. Comparación de la velocidad del aire a la entrada y a la salida de la carga del diseño d3

Diseño d4

En la Figura 4-13, se muestra un pequeño vórtice en la parte superior izquierda de la carga de madera, la cámara de secado tiene la forma rectangular, se aumento el espesor del separador y se redujo la distancia entre la pared del secador y la carga de madera, en comparación del diseño d2. La modificación genera turbulencia a la entrada de la carga, sin embargo, el flujo se muestra homogéneo.

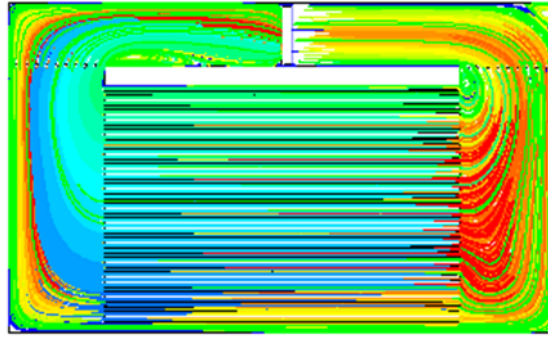


Figura 4-13. Comportamiento del aire en el interior del diseño d4

En la Figura 4-14, se observa una distribución normal de los datos con una frecuencia del 22 % ubicada en el rango de 2 a 3 m s^{-1} que es una buena distribución de la velocidad del aire, sin embargo al aumentar la velocidad del aire a la salida del ventilador. La distribución de velocidades se mueve a la derecha y su frecuencia permanece constante.

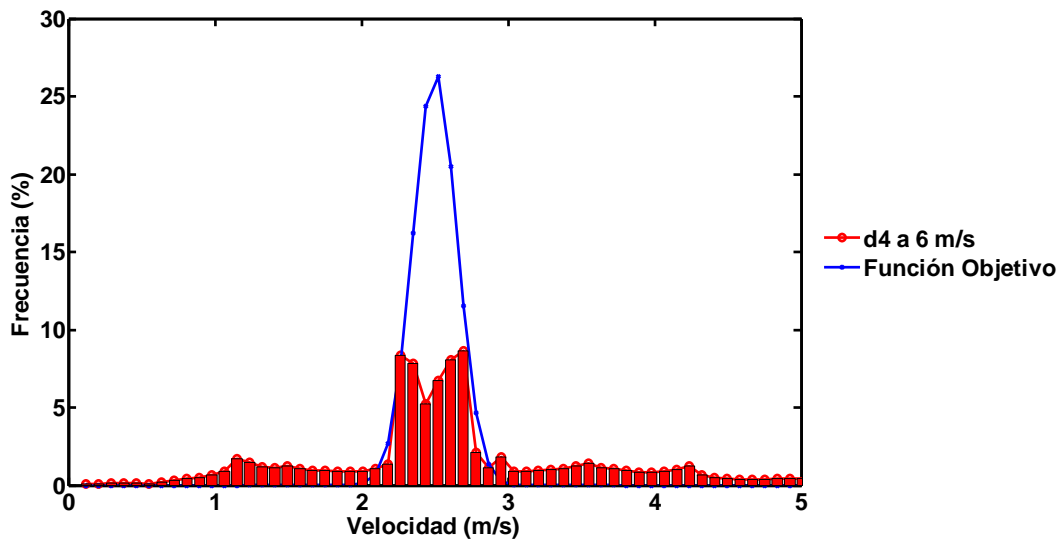


Figura 4-14. Comparación del histograma de velocidad del diseño d4 a 6 m s^{-1} con la función objetivo

Al evaluar la velocidad del aire a la entrada y a la salida del secador, se nota la variación de la velocidad a la entrada de la carga; sin embargo, se uniformiza a la salida en la mayoría de los tendidos como se puede observa en la Figura 4-15.

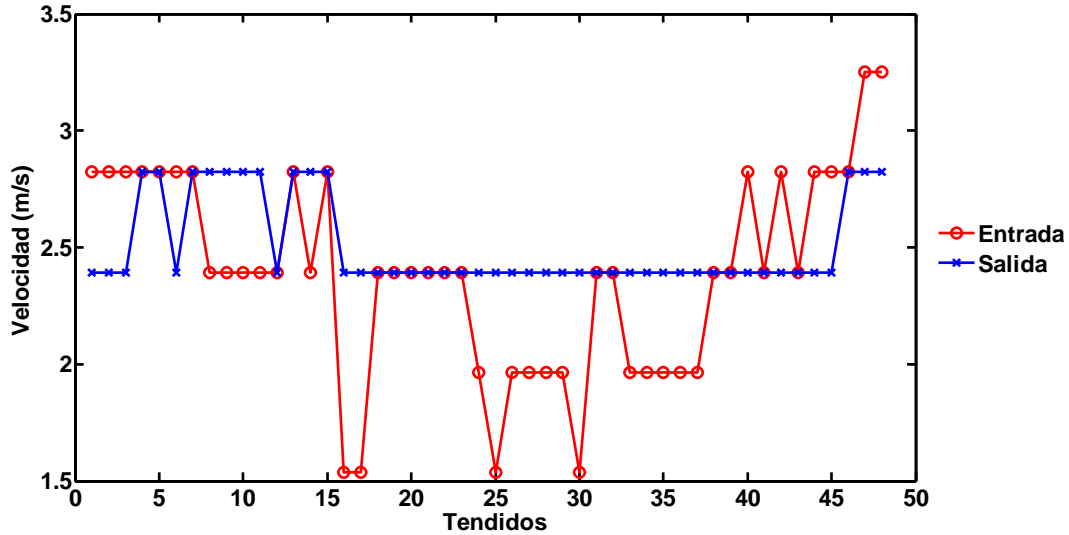


Figura 4-15. Comparación de la velocidad del aire a la entrada y a la salida del diseño d4

Diseño d5

En la Figura 4-16, se muestra el comportamiento del flujo de aire en donde se aprecia un pequeño vórtice en la parte superior derecha de la carga y otro en la esquina inferior derecha del secador, sin embargo el flujo se observa uniforme como se observa en el histograma de la Figura 4.17

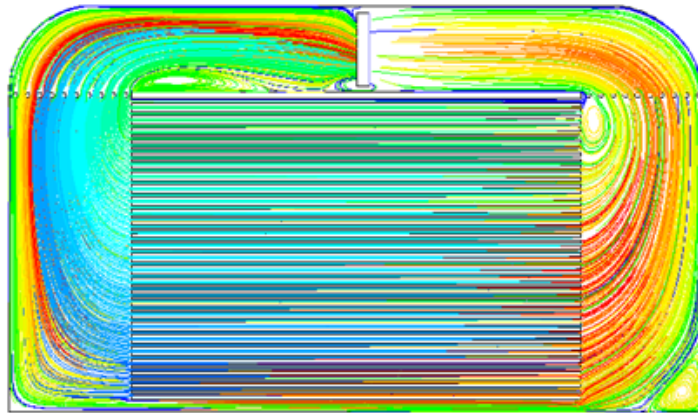


Figura 4-16. Comportamiento del flujo de aire en el interior del diseño d5

El siguiente histograma de velocidad se muestra una alta frecuencia en los datos con el 24% en 2.5 m s^{-1} , que es la media de la función objetivo, aunque presenta bajas frecuencias fuera del rango de 2 a 3 m s^{-1} es el mejor diseño obtenido hasta ahora.

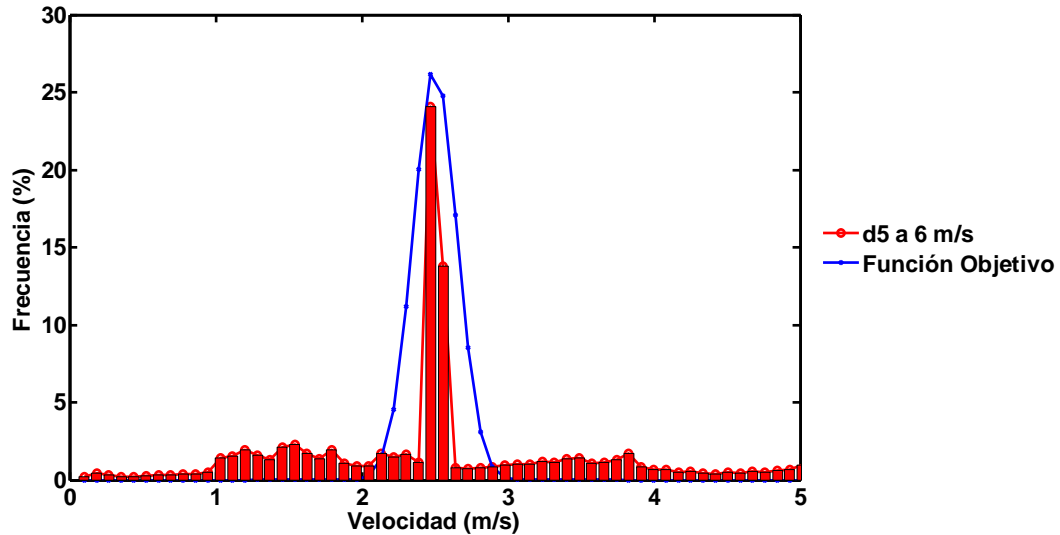


Figura 4-17. Comparación de histograma de velocidad del diseño d5 a 6 m s^{-1} con la función objetivo

Al evaluar la velocidad del aire a la entrada y a la salida de la carga, se observó que hay una variación, sin embargo en la mayoría de los tendidos las velocidades de la entrada y salida son iguales, esto garantiza un flujo y velocidad uniforme (Fig. 4-18).

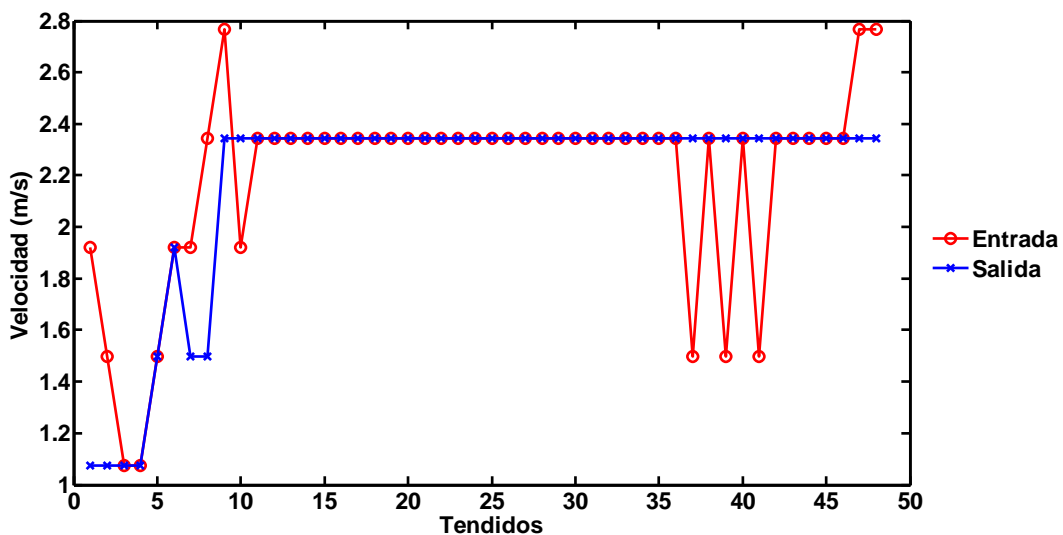


Figura 4-18. Comparación de la velocidad del aire a la entrada y a la salida de la carga del diseño d5

Diseño d6

En la Figura 4-19, se muestra un pequeño vórtice en la parte superior derecha de la carga de madera, la cámara de secado tiene redondeadas las esquinas superiores como el diseño d5, solo se aumento el espesor del separador. Sin embargo, muestra el mismo comportamiento que el diseño d5, por lo que no resulta relevante aumentar el espesor del separador.

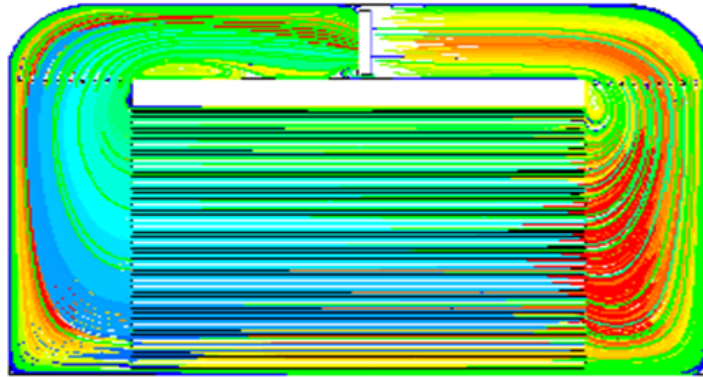


Figura 4-19. Comportamiento del flujo de aire en el interior del diseño d6

En este histograma de la Figura 4-20, se observó una distribución normal de los datos con una frecuencia del 19.5 % ubicada en 2.5 m s^{-1} que presenta una buena distribución de la velocidad del aire en el interior del secador.

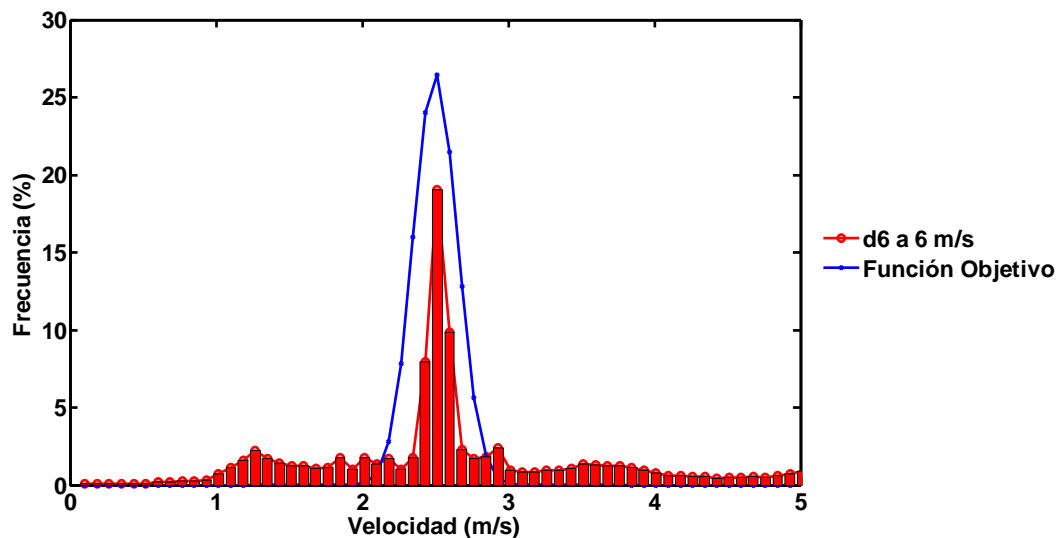


Figura 4-20. Comparación del histograma de velocidad del diseño d6 a 6 m s^{-1} con la función objetivo

En la siguiente Figura 4-21, se muestra la comparación de la velocidad del aire a la entrada y a la salida de la carga de madera, en la cual se puede observar variaciones, pero muestran una homogeneidad en la velocidad de salida, esto es bueno porque nos indica que la velocidad en el interior tendió a ser uniforme.

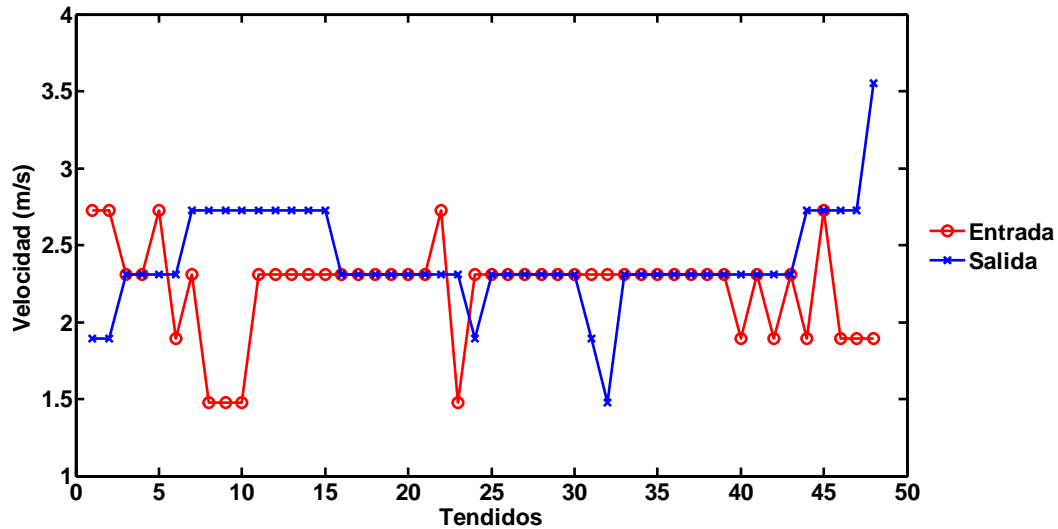


Figura 4-21. Comparación de la velocidad del aire a la entrada y a la salida de la carga del diseño d6

Diseño d7

En la Figura 4-22, se muestra gran vórtice a la entrada de la carga de madera, generado por altas velocidades que alcanza el aire al disminuir la distancia entre el techo y los calentadores de aire.

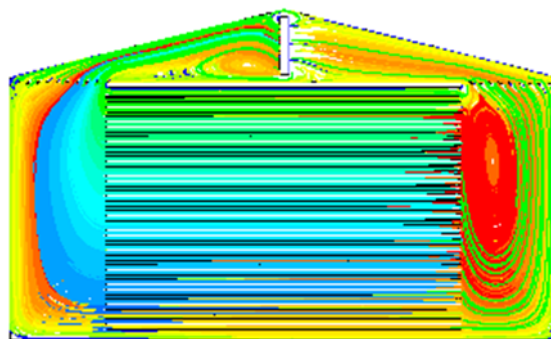


Figura 4-22. Comportamiento del flujo de aire en el interior de la diseño d7

Al comparar el histograma de velocidad con la función objetivo, se observa una gran dispersión de los datos con frecuencias bajas, observando la concentración de datos en el

rango de 0.5 a 2 m s⁻¹ (Fig. 4-23), motivo por el cual es difícil ajustar estos valores a la función objetivo.

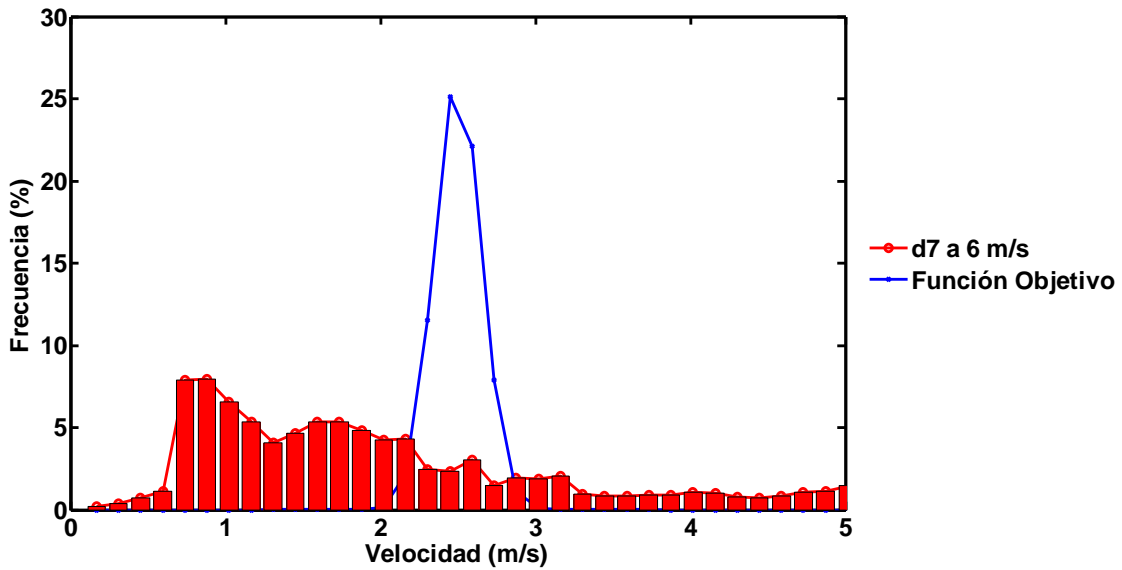


Figura 4-23. Comparación del histograma de velocidad del diseño d7 a 6 m s⁻¹ con la función objetivo

En la Figura 4-24, se muestra que la existe una gran variación de la velocidad del aire a la salida y la entrada de la carga, lo cual propicia el secado heterogéneo de la madera.

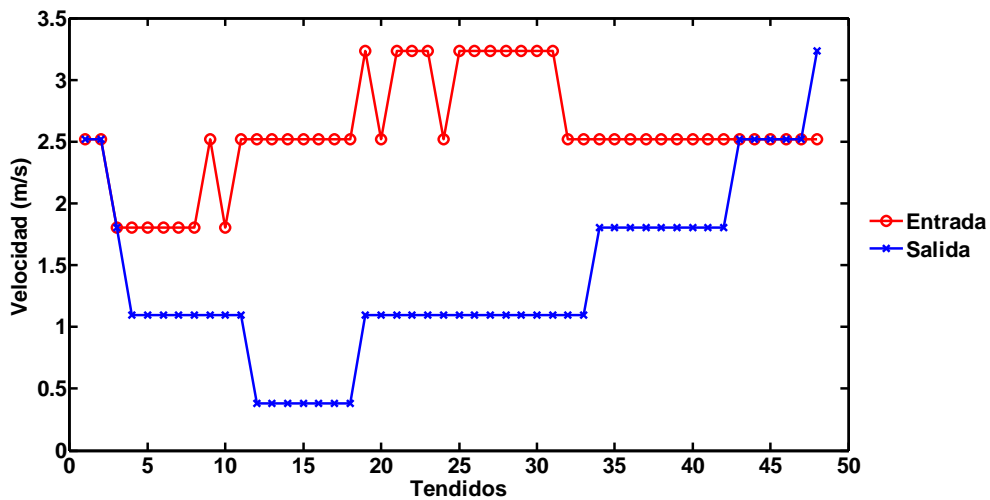


Figura 4-24. Comparación de la velocidad del aire a la entrada y a la salida de la carga del diseño d7

Diseño d8

En la Figura 4-25, se muestra un pequeño vórtice en la parte superior derecha de la carga de madera. La cámara de secado tiene las esquinas redondeadas con esto se elimina el vórtice generado en la parte inferior del secador en el diseño d5. El comportamiento del flujo se muestra uniforme al igual que en el diseño d5.

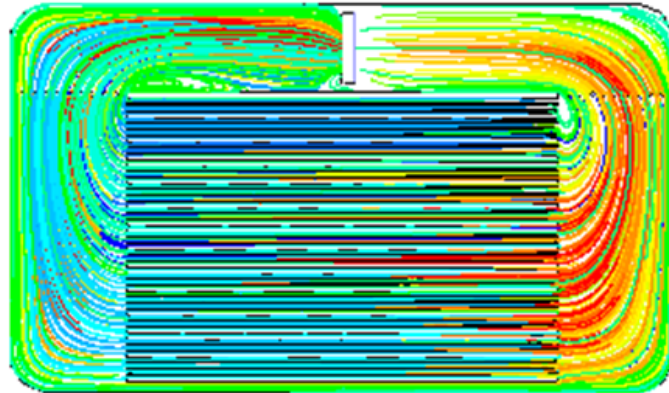


Figura 4-25. Comportamiento del flujo de aire en el interior del diseño d8

En este histograma (Fig. 4-26) se observa una distribución normal de los datos con una frecuencia del 14 % ubicada en 2.5 m s^{-1} que es menor que la obtenida en el diseño d5, además aumenta la dispersión de los datos de velocidad.

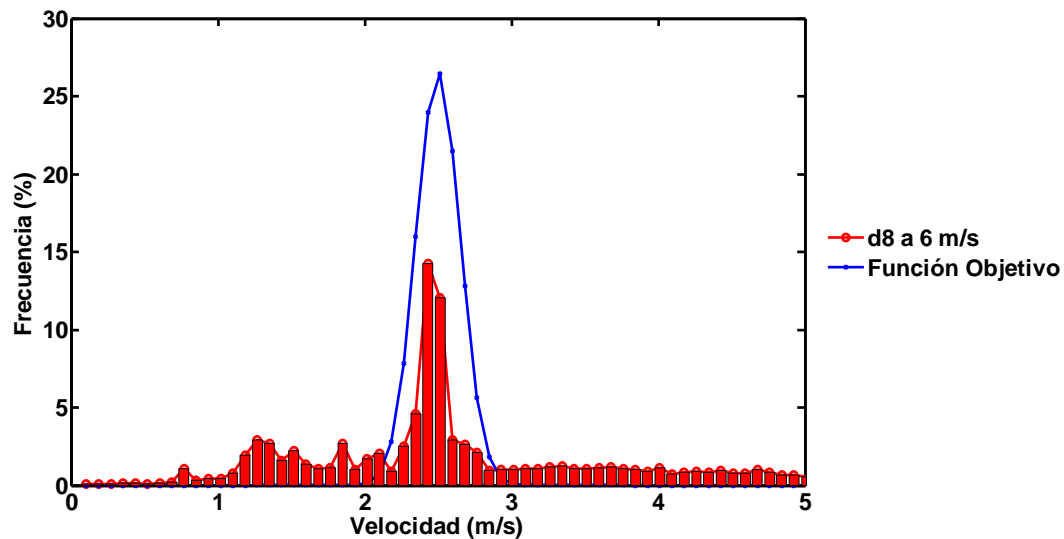


Figura 4-26. Comparación del histograma de velocidad del diseño d8 a 6 m s^{-1} con la función objetivo

En la Figura 4-27, se muestran las velocidades del aire a la entrada y a la salida de la carga de madera, observándose que existe variación de 0.5 m s^{-1} en todos los tendidos. Esto se debe al haber redondeado las dos esquinas de la parte inferior del secador por lo que no se recomienda realizar esta acción.

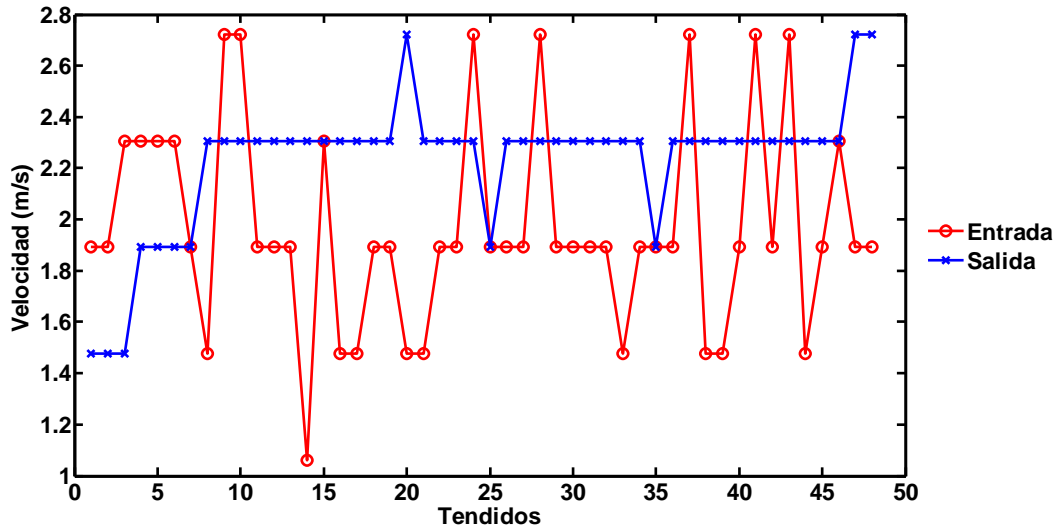


Figura 4-27. Comparación entre la velocidad a la entrada y salida de la carga del diseño d8

Diseño d9

En la Figura 4-28, se muestra el flujo de aire dentro de la cámara de secado, en el cual se observa un vórtice de mayor magnitud que en el diseño d1, nótese que los extremos de la cámara de secado son redondos y en el diseño d1 la cámara de secado es rectangular, por lo tanto el cambiar la forma tiene repercusión en la dispersión de los datos de velocidad por lo tanto no se recomienda este tipo de forma.

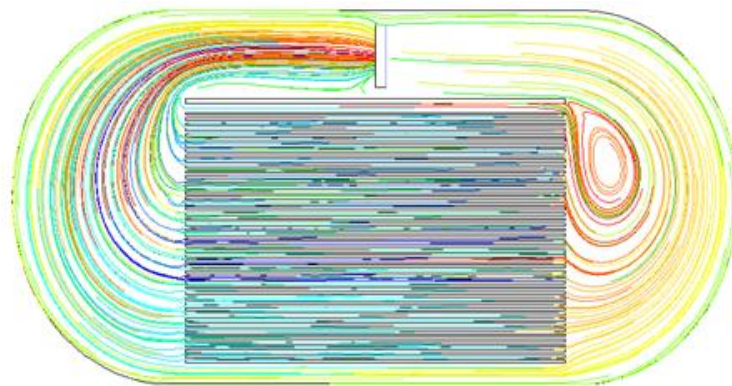


Figura 4-28. Flujo de aire en el interior del secador

Los histogramas generados para las velocidades de aire a la salida del ventilador de 1, 3, 6 y 9 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ mostraron que los datos de velocidad son muy dispersos, al comparar el histograma con velocidad de 6 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ con la función objetivo (Fig. 4-29) se observa que la frecuencia de velocidad se distribuye desde 1 a 4 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, aunque la velocidad promedio dentro de la carga es de 2.2 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ al concentrar la frecuencia dentro de la función objetivo se garantizara una velocidad promedio dentro de la carga de 2.5 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

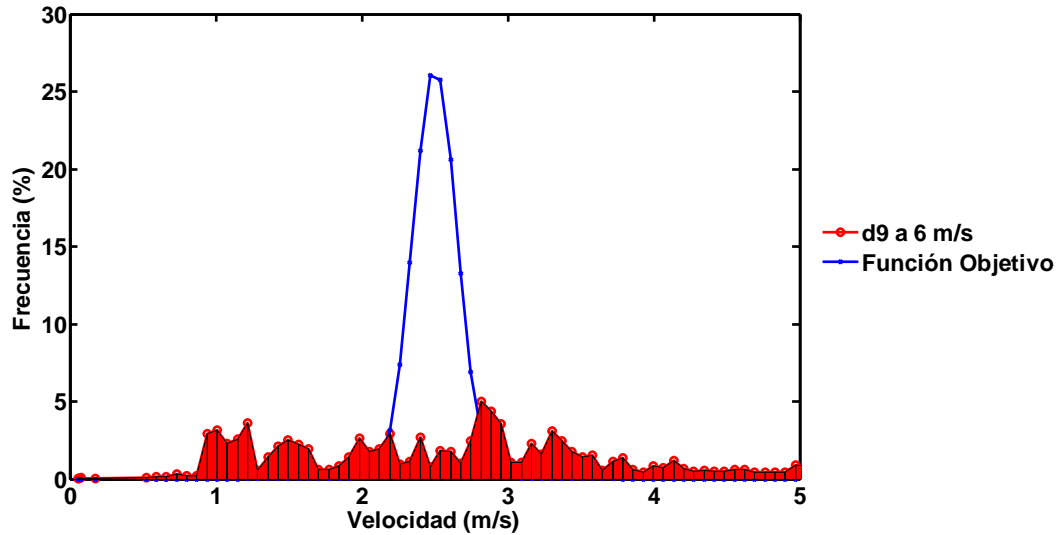


Figura 4-29. Comparación del histograma de velocidad del diseño d9 a 6 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ con la función objetivo

En la Figura 4-30, se muestra la velocidad a la entrada y a la salida de la carga, en se observa la variación de la velocidad del aire. Lo cual genera un secado incorrecto.

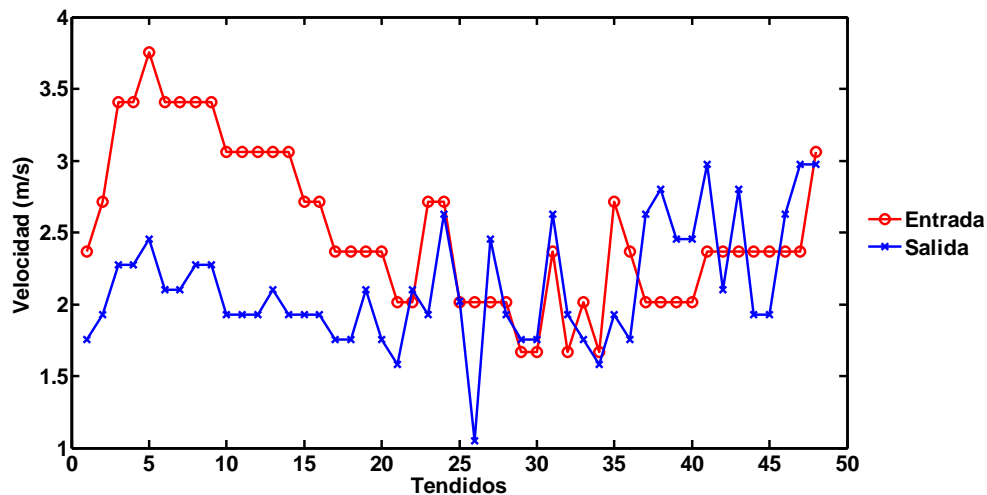


Figura 4-30. Comparación de la velocidad a la entrada y a la salida de la carga del diseño d9

Diseño d10

En la Figura 4-31, se muestran las trayectorias del aire dentro de la cámara de secado, nótese que el colector solar fue incorporado al interior del secador con una inclinación de 17° , y los extremos de la cámara son redondeados pero con diferentes diámetros lo cual ocasiono un vórtice en la parte superior derecha del secador. Sin embargo, parece no afectar al flujo de aire.

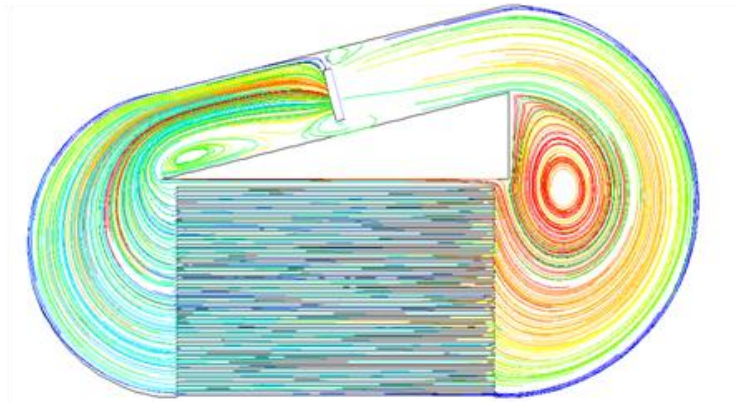


Figura 4-31. Flujo de aire en el interior del diseño d10

Los histogramas de velocidad generados muestran velocidades bajas en relación a la velocidad de salida del ventilador. Siendo el histograma de 6 m s^{-1} (Fig. 4-32), el cual tiene una distribución normal con apertura desde 1 a 4 m s^{-1} lo que trae como consecuencia que la frecuencia máxima sea del 14% .

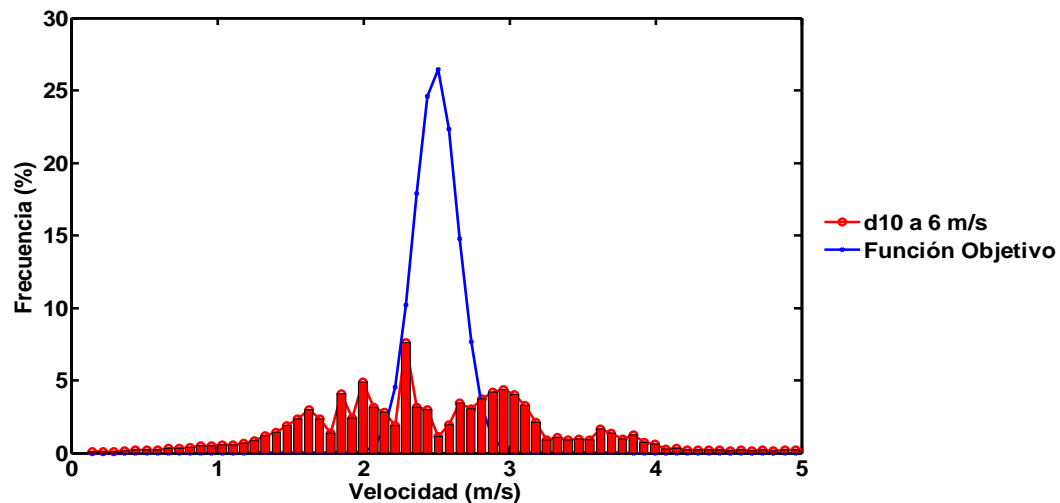


Figura 4-32. Comparación del histograma de velocidad del diseño d10 a 6 m s^{-1} con la función objetivo

La velocidad del aire a la entrada y a la salida de la carga presenta gran variación (Fig. 4-33), lo cual no garantiza un secado homogéneo de la madera, aun cuando el promedio de la velocidad sea de 2.5 m s^{-1} en el interior de la carga.

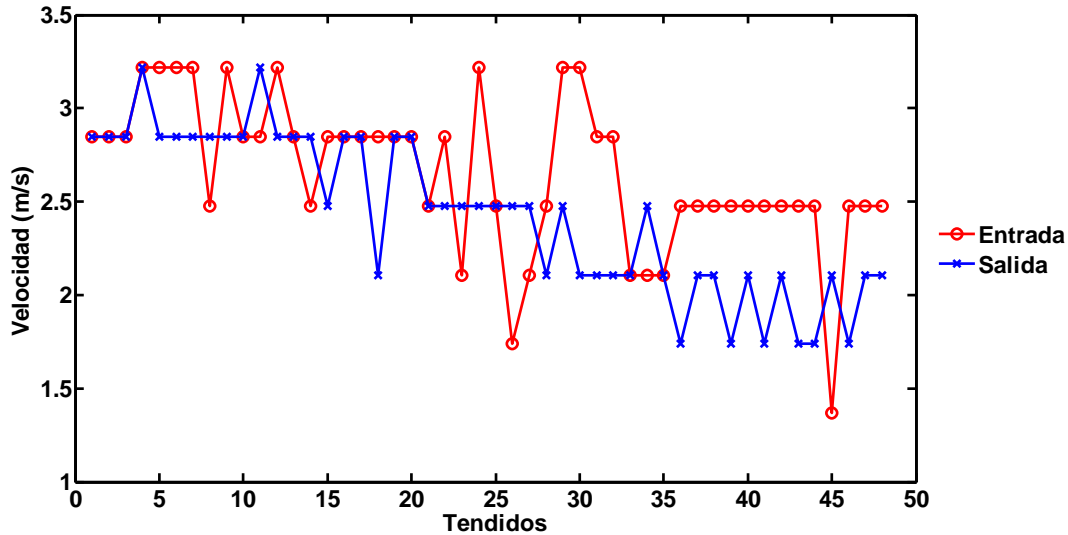


Figura 4-33. Comparación de la velocidad a la entrada y a la salida de carga del diseño d10

Diseño d11

Los histogramas generados para el diseño d11 con velocidades de aire de $1, 3, 6$ y 9 m s^{-1} mostraron que los datos de velocidad son muy dispersos, esto se debe a la cercanía del colector con la carga originando que se generen dos vórtices ubicados en la parte superior en la entrada y a la salida, como lo muestra la Figura 4-34. En donde también se observa que el flujo es uniforme en la parte de abajo, para evitar esta recirculación del aire se plantea modificar la forma del colector redondeando los lados para distribuir mejor el flujo de aire.

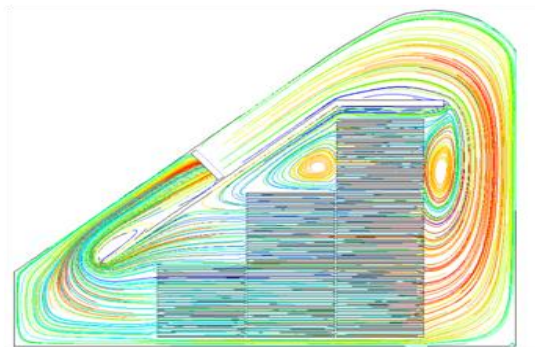


Figura 4-34. Flujo de aire en el interior del diseño d11

En la Figura 4-35, se muestra el comportamiento del aire dentro de la carga, observando en el los primeros 17 tendidos a la entrada como a la salida la velocidad es muy baja. Y en los últimos tendidos la velocidad es alta, como consecuencia el secado de la madera será irregular.

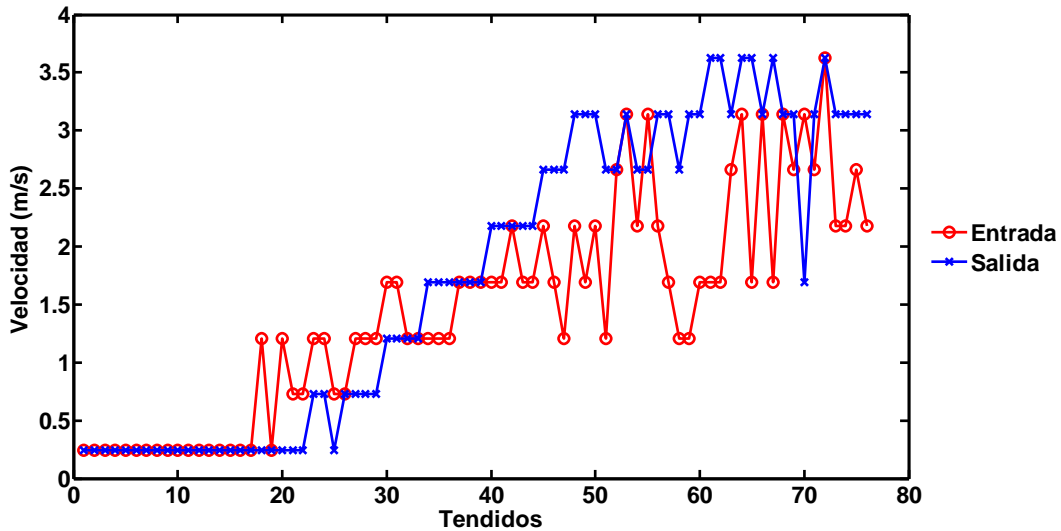


Figura 4-35. Comparación de las velocidades a la entrada y a la salida de la carga del diseño d11

Al comparar el histograma de velocidad de 6 m s^{-1} con la función objetivo mostró una dispersión de la frecuencia de las velocidades, esto como consecuencia las bajas velocidades en el interior de la carga de madera (Fig. 4-36).

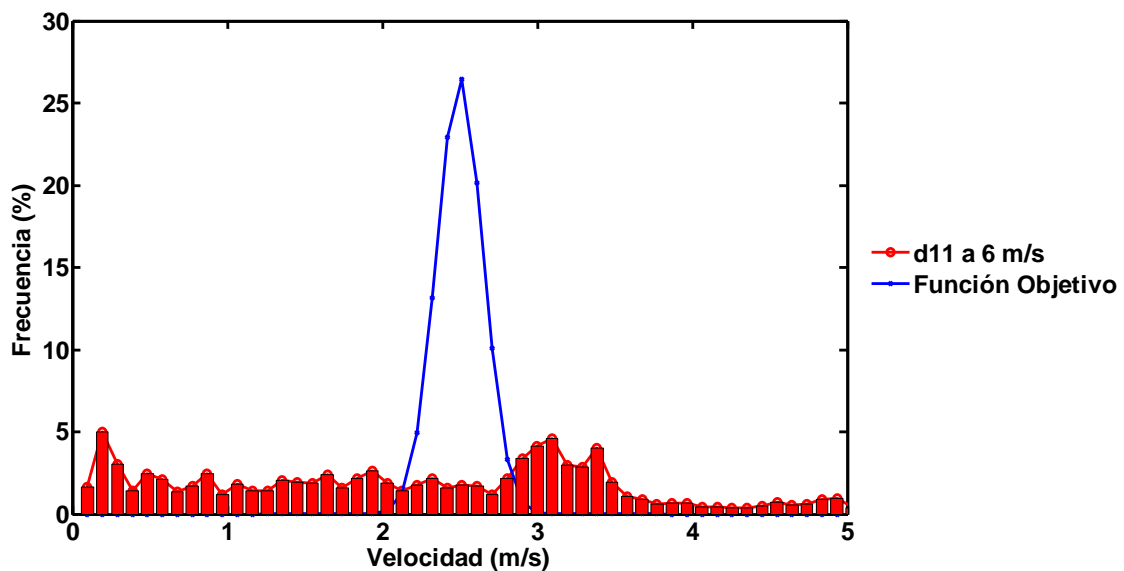


Figura 4-36. Comparación del histograma de velocidad del diseño d11 a 6 m s^{-1} con la función objetivo

Diseño d12

En la siguiente Figura 4-37, se muestran las trayectorias del aire dentro de la cámara de secado, la cámara de secado es en forma de triangular con los extremos redondeados con diferentes diámetros, observando que no tiene gran relevancia porque los vórtices siguen presentes.

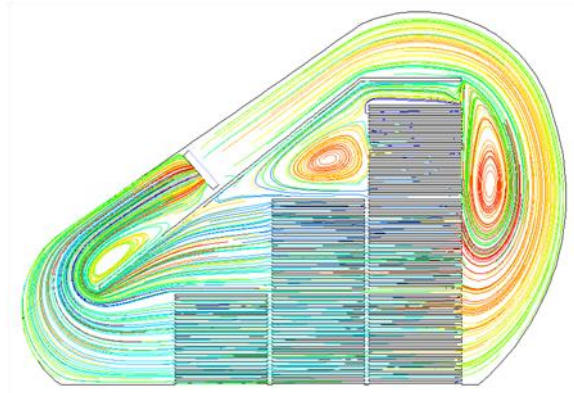


Figura 4-37. Comportamiento del flujo en el interior de la cámara de secado

Lo que ocasiona que los valores de la velocidad sean dispersos y no muestren una tendencia en sus datos, lo que origina que existan caídas de velocidad del 30 % con respecto a la velocidad de salida del ventilador. En la comparación con la función objetivo (Fig. 4-38), se mostro que la frecuencia de la velocidad se encuentre distribuida a lo largo del eje x.

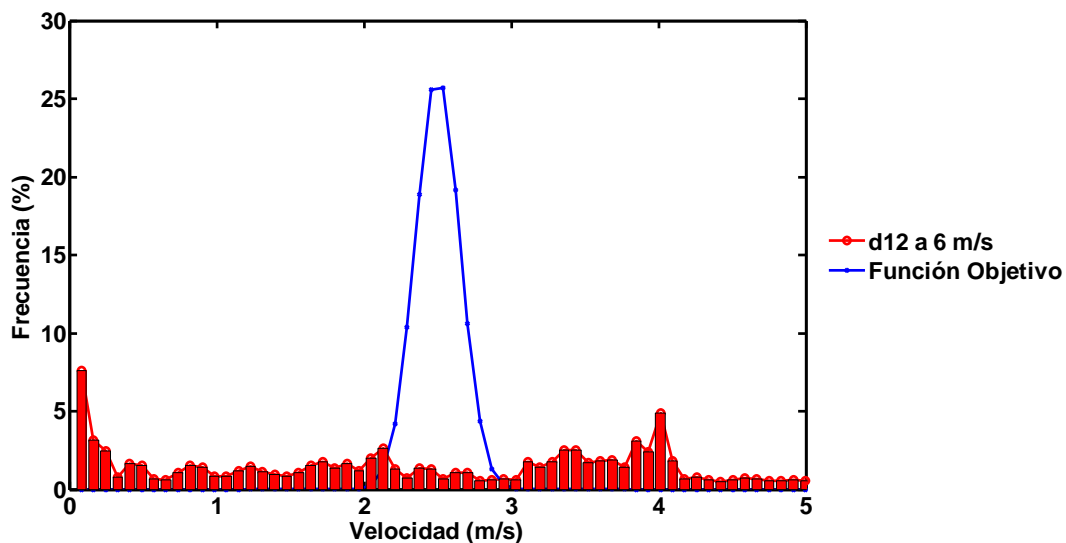


Figura 4-38. Comparación del histograma de velocidad del diseño d12 con la función objetivo

En la Figura 4-39, se muestra que la velocidad la baja velocidad en los 24 primeros tendidos y la caídas de velocidad a partir del tendido número 40 de 2 m s^{-1} , lo que originara un secado heterogéneo en la madera y aumentara el tiempo de secado y se necesitara un periodo de acondicionamiento.

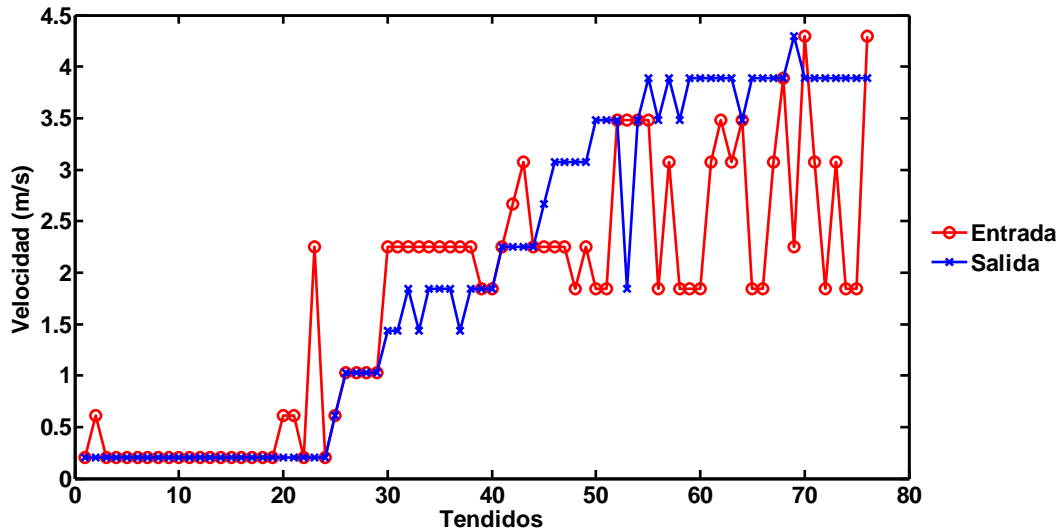


Figura 4-39. Velocidades del aire a la entrada y salida de la carga de madera del diseño d12

Diseño d13

En la Figura 4-40, se muestra las trayectorias del aire dentro de la cámara de secado, en el cual se aumento la separación del colector con respecto al diseño 12. Eliminando el vórtice del lado izquierdo en el diseño d12.

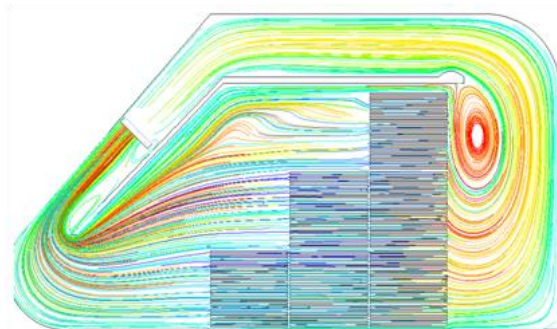


Figura 4-40. Comportamiento del flujo de aire en el interior del diseño d13

Lo cual fue favorable por que se disminuyó la dispersión de la velocidad. Al comparar la función objetivo con el histograma en la Figura 4-41, se observa la zona de agrupación de la velocidad se encuentra en 0 a 3 m s⁻¹ con una frecuencia baja.

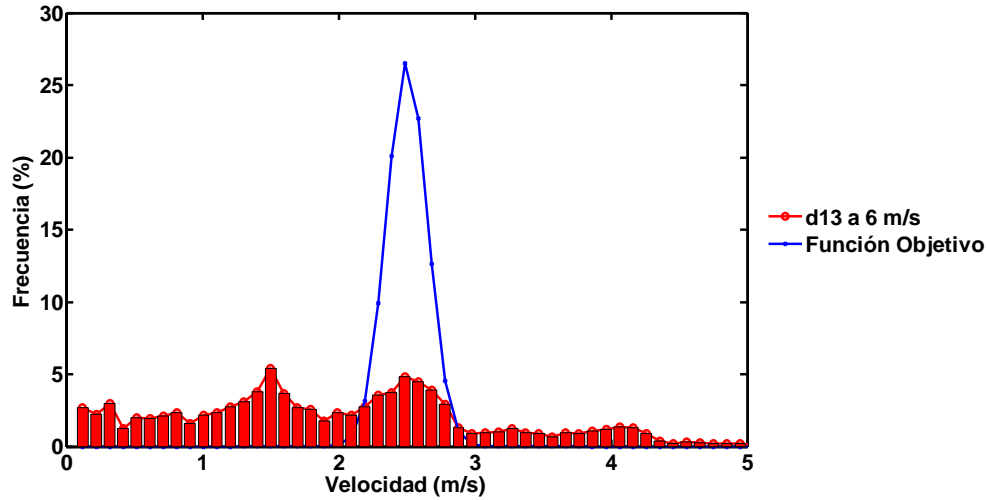


Figura 4-41. Comparación del la función objetivo con el histograma del diseño d13

Se determinó que la colocación de la carga en forma de triangulo no es adecuada porque produce caídas de velocidad, como se observa en la Figura 4-42. En paquete superior la caída de velocidad fue de 2 m s⁻¹, en los paquetes centrales la caída fue de 1.5 m s⁻¹, y en paquetes inferiores la caída de velocidad fue de 0.5 m s⁻¹, por lo que recomienda no colocar la carga en forma triangular.

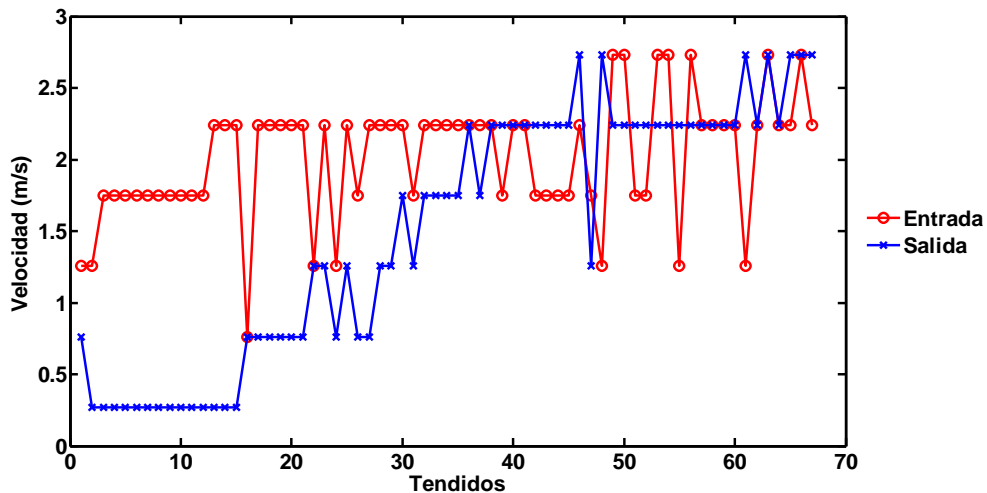


Figura 4-42. Velocidades a la entrada y salida de la carga del diseño d13



4.5 Elección del concepto de diseño de secador

Al superponer las graficas de los histogramas se observo que el diseño d5 es el que obtuvo la mayor frecuencia (24 %).

Otro criterio de selección es la simplicidad del diseño, aunque el más sencillo seria el diseño d2 de forma rectangular en la cámara de secado, se opta por el d5 que tiene las esquinas redondeadas por que se tiene un aumento del 5% en la frecuencia de los datos de velocidad con respecto al diseño d2. Al comparar el diseño d5 con el diseño d8 que tiene las cuatro esquinas redondeadas resulta más sencillo de construir el diseño d5.

El diseño d5 fue evaluado con una velocidad de salida del ventilador axial de 6 m s^{-1} , obteniendo la mayor frecuencia expresada en porcentaje de sus datos de velocidad dentro del rango requerido por la función objetivo que es de $2 \text{ a } 3 \text{ m s}^{-1}$ con una frecuencia máxima de 24 %, sin embargo, falta optimizar el diseño, por eso se plantea obtener la velocidad de salida del ventilador, así como determinar la distancia óptima entre la carga de madera y la pared del secador en la cual se garantice el flujo homogéneo y uniformidad de la velocidad del aire en el interior de la madera.

La simulación se realiza con velocidades de $5, 5.5, 6, 6.5$ y 7 m s^{-1} , con distancias entre la pared del secador y la carga de $0.5, 1, 1.5,$ y 2 m s^{-1} .

En la tabla 4-3, se muestran los valores de la media y desviación estándar de la velocidad en el interior de la carga obtenidas de la simulación del diseño d5 con diferentes distancias y velocidades de salida del ventilador. Se observa que para alcanzar una media de 2.5 m s^{-1} existen varias opciones como son las distancias de 1 a 2 con velocidades de $6 \text{ a } 7 \text{ m s}^{-1}$ de estos valores la opción que presenta menor desviación es la relación de 2 m de espaciamiento, 6 m s^{-1} de velocidad de salida del ventilador dando un valor de 0.287.



Tabla 4-3. Media y desviación estándar de la velocidad resultante dentro de la carga con relación a la velocidad del ventilador y al espacio entre la carga y la pared del secador

Distancia (m)	Velocidad en $m\ s^{-1}$									
	5		5.5		6		6.5		7	
	σ	μ_p	σ	μ_p	σ	μ_p	σ	μ_p	σ	μ_p
0.5	0.294	1.47	0.324	1.63	0.3535	1.76	0.414	1.91	0.439	2.04
1	0.258	1.68	0.288	1.90	0.3531	1.99	0.362	2.23	0.421	2.39
1.5	0.285	1.95	0.321	2.15	0.385	2.33	0.428	2.52	0.486	2.72
2	0.230	1.88	0.256	2.06	0.287	2.24	0.314	2.43	0.351	2.63

Sin embargo, analizando las Figuras 4-43 y 4-44 de la velocidad en el interior de la carga a 5 y 7 $m\ s^{-1}$ se puede observar que el comportamiento de la velocidad es prácticamente el mismo. Aumentando su valor conforme aumenta la velocidad de salida del ventilador.

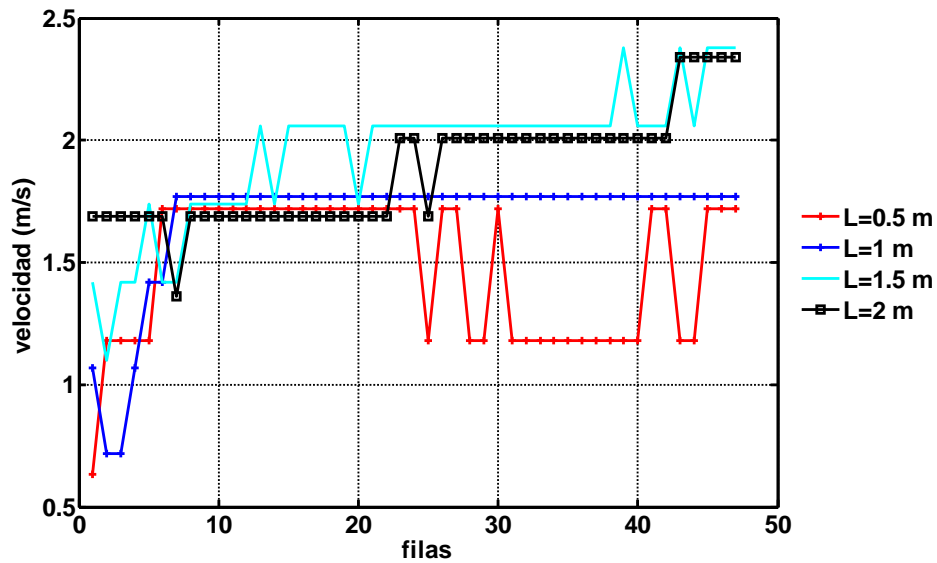


Figura 4-43. Velocidad en el interior de la carga con diferentes distancias a $5\ m\ s^{-1}$

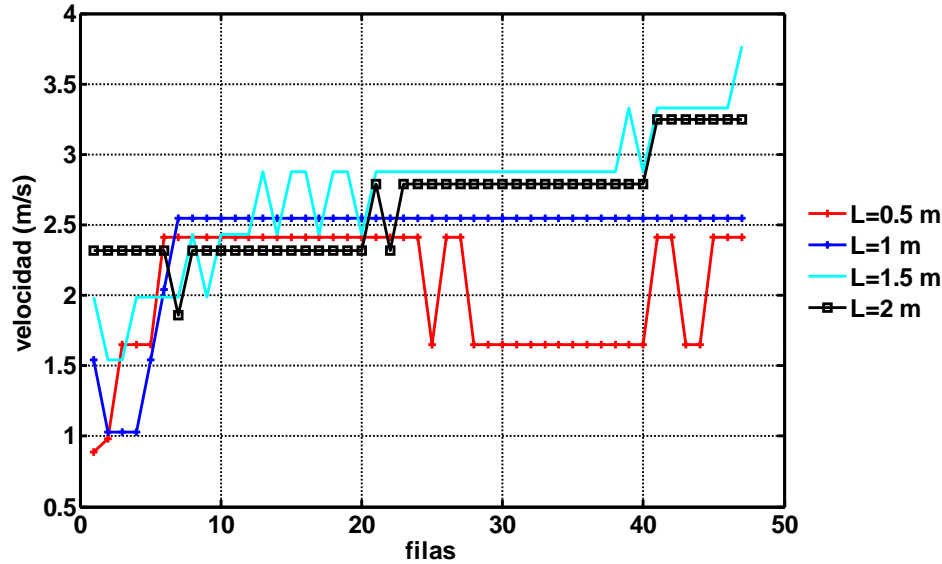


Figura 4-44. Velocidad en el interior de la carga con diferentes distancias a $7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

La distancia de 1 m de separación entre la carga de madera y la pared del secador es la que tiene una mayor uniformidad en la velocidad del aire en el interior de la carga, sin embargo, presenta valores de desviación estándar de 0.35 y 0.42 para velocidades de 6 y $7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ respectivamente. La razón de este valor alto de desviación estándar es porque en las primeras 7 filas hay una caída de velocidad.

Se realizaron modificaciones al diseño para disminuir la variación de velocidad en las primeras filas del secador. La adición de un deflector en el segundo tubo del calentador y la modificación en sus extremos del separador (Fig. 4-45), dieron los mejores resultados.

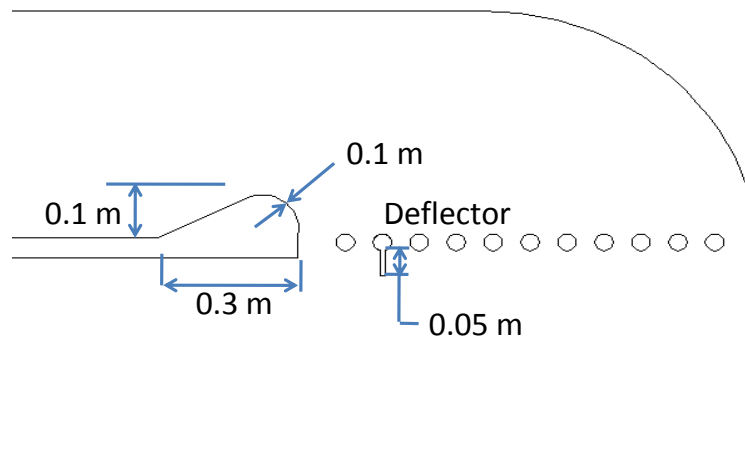


Figura 4-45. Modificaciones al diseño d5

Al realizar la simulación del diseño modificado se obtuvo que el deflector si direcciona el aire hacia los primeros tendidos, aumentando la velocidad a 2.13 m s^{-1} (Fig. 4-46).

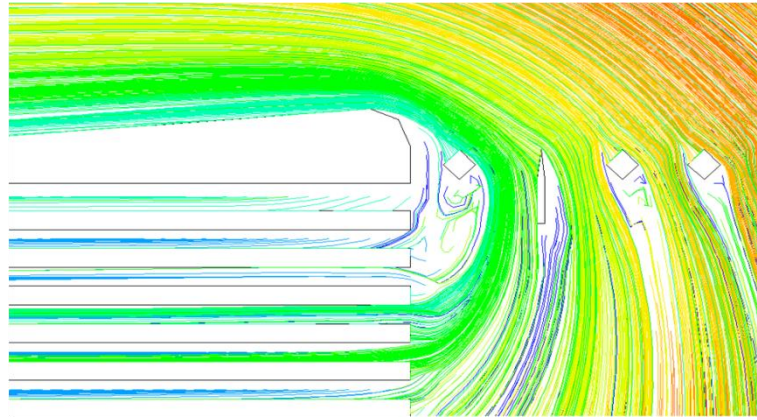


Figura 4-46. Comportamiento del aire al agregar el deflector

Al agregar el deflector se aumento también la velocidad de los últimos 9 tendidos en $0.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (Fig. 4-47). Sin embargo, la desviación se redujo de 0.35 a 0.18 y una media de 2.21 m s^{-1} . Lo cual nos indica que el diseño es sensible a las modificaciones.

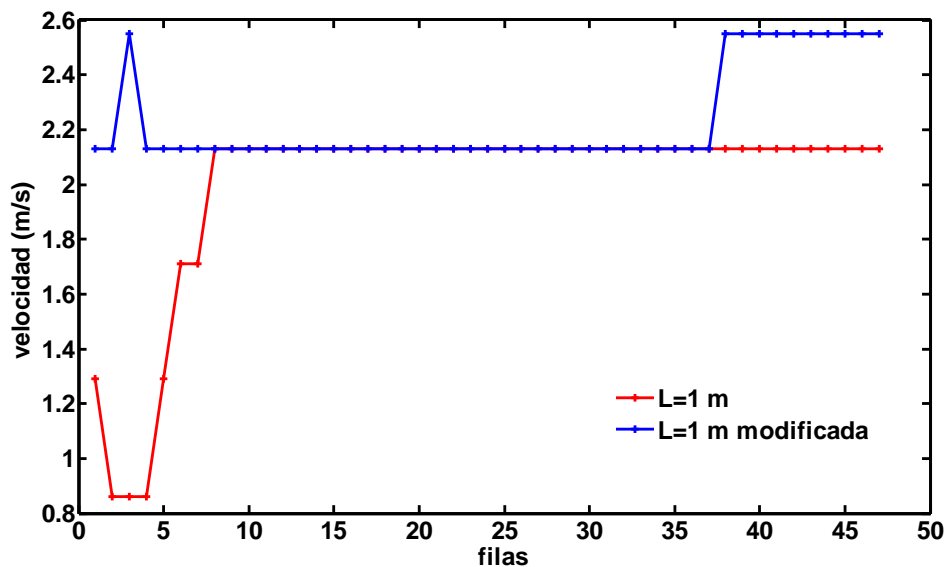


Figura 4-47. Comparación de la velocidad con y sin modificación del diseño d5 a 6 m s^{-1}

Tomando en cuenta las consideraciones el diseño tendrá las siguientes características (Fig. 4-48):

- La forma del secador es rectangular con las esquinas superiores redondeadas con un radio de 60 cm.
- Las dimensiones del secador son 5,66 m de largo, 2.64 m ancho y 3.2 m de alto.
- Los calentadores serán colocados en el interior
- El colector solar será colocado en el exterior
- La carga de madera será apilada en paquetes de dos filas y tres columnas

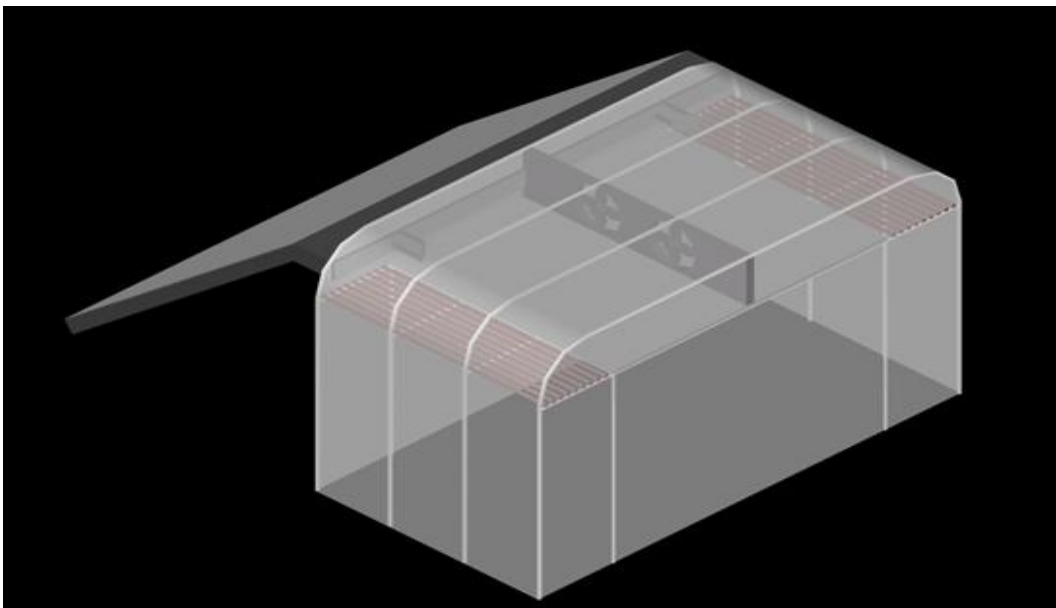


Figura 4-48. Diseño conceptual del secador híbrido para madera

4.6 Análisis y discusión de resultados

La función objetivo se utiliza como un parámetro para elegir el diseño en el cual la mayor frecuencia de los datos este dentro de rango de 2 a 3 m s^{-1} , para ello se utilizo la función de Gauss ecuación (4.2), porque aun cuando considere todos los valores de velocidad del interior del secador, se observó que en los histogramas de velocidad generados para los diseños con carga, existen tres zonas de velocidades aire que se logran identificar en el secador (Fig. 4-49).

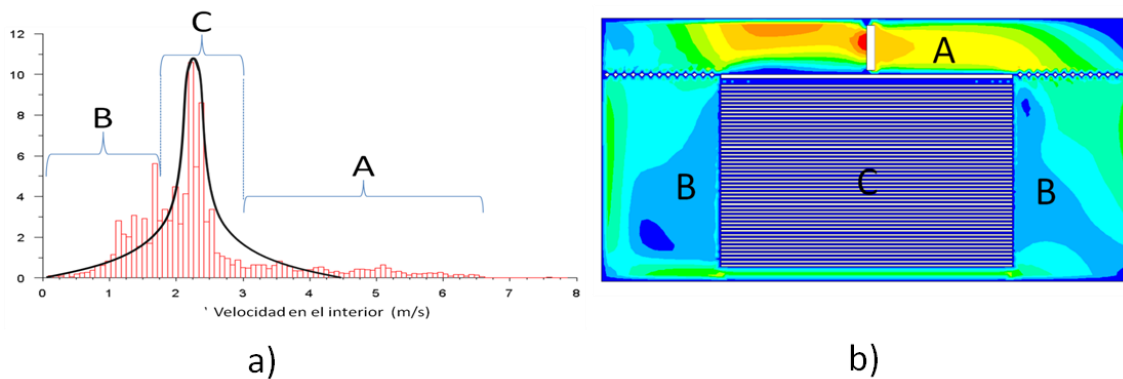


Figura 4-49. Identificación de los perfiles de velocidad

La zona “A” es de velocidad alta identificable porque es la salida y la succión del ventilador. La zona “B” es de baja velocidad provocada por la turbulencia del aire al entrar a la carga de madera. La zona “C” es la zona con velocidad media y se encuentra en la carga, considerando lo anterior. Se realizaron las modificaciones a los diseños para disminuir la frecuencia en la zona “B” y así aumentar la frecuencia de la zona “C”.

Los datos obtenidos de la simulación de los diseños sin carga, mostraron una gran dispersión, lo cual no permitió la elección de un diseño en el cual el flujo de aire fuera uniforme. Sin embargo, nos permitió observar que la colocación de los calentadores en el interior del secador presenta valores de velocidad con tendencia normal, lo cual no sucede con los diseños con colector solar.

En consideración a lo anterior se realizaron las simulaciones considerando la carga que nos ayudara obtener el diseño que cumplirá el objetivo planteado. Los datos obtenidos reafirmaron que la colocación del colector en el interior del secador no es recomendable, porque los valores de la velocidad en el interior de la carga son de frecuencias bajas y dispersos con respecto a la función objetivo, como se muestran en los histogramas de los secadores de formas triangulares.

La colocación de los calentadores en el interior de la carga generó mejores resultados al compararse con los diseños con colector solar en el interior del secador.

El diseño d5 fue el concepto de secador que mejor se ajusto a la función objetivo. Mostrando que la velocidad en el interior de la carga de madera fue de 2.01 m s^{-1} con una velocidad del aire del ventilador de 6 m s^{-1} (Fig. 4-50).

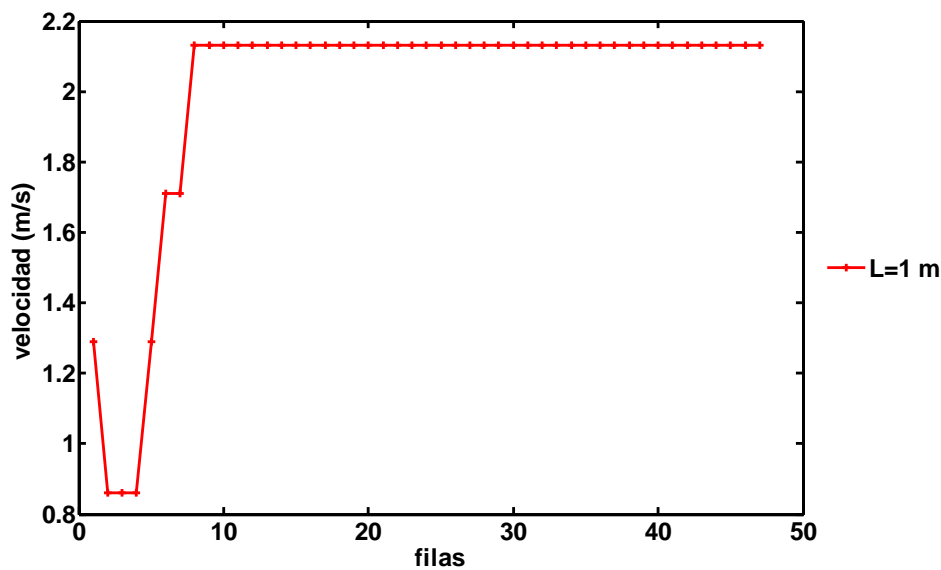


Figura 4-50. Velocidad en el interior de la carga del diseño d5 a 6 m s^{-1}

Analizando los datos obteniendo de las desviaciones estándar mostraron una tendencia lineal como se observa en la Figura 4-51. Sin embargo, se tiene que analizar la relación que existen entre la distancia y la velocidad y como afecta a la desviación estándar.

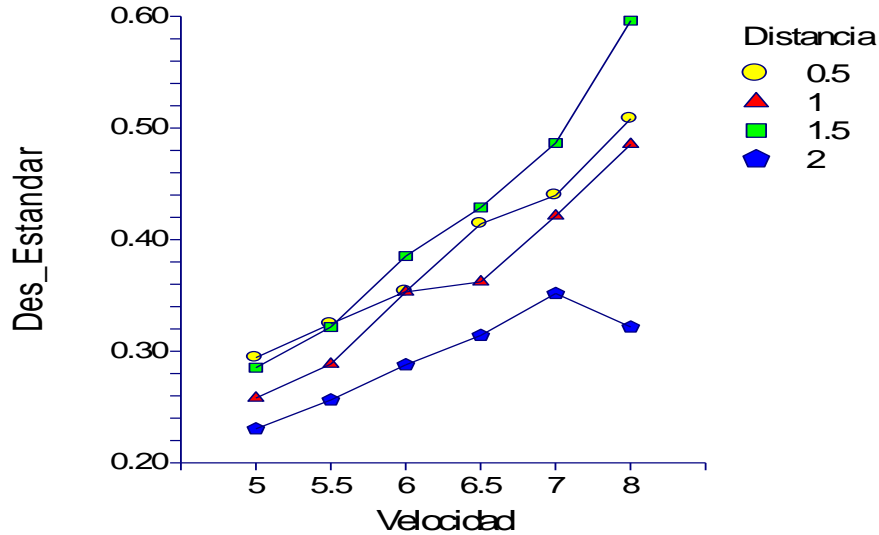


Figura 4-51. Desviaciones estándar de los valores de velocidad

Al obtener los promedios de las desviaciones con respecto a la velocidad y a la distancia muestra una tendencia lineal. Como se puede observar en la Figura 4-52a, la relación que existe entre el la desviación y la velocidad es lógica, pero no proporciona mas información. La Figura 4-52b muestra que si existen una relación significativa. Es decir, indica la distancia con la que se obtiene la menor desviación estándar.

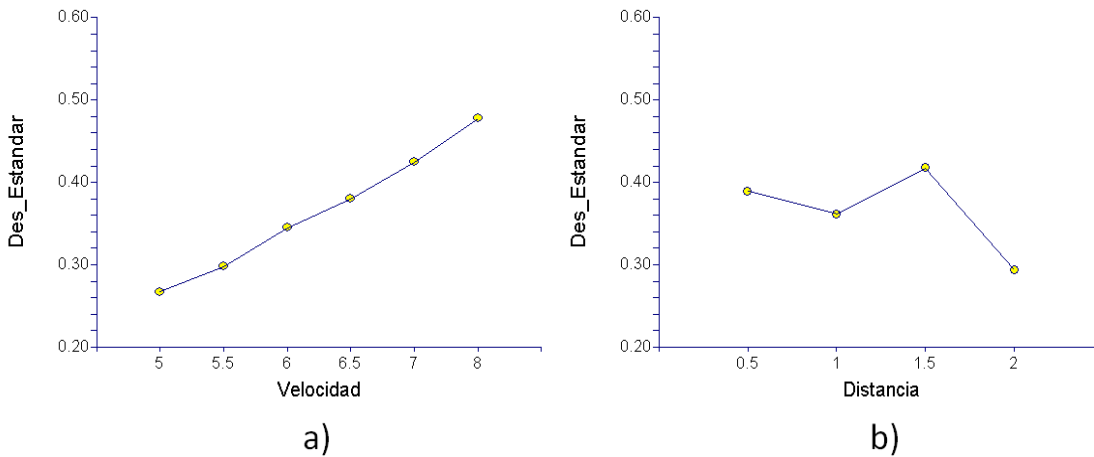


Figura 4-52. Promedios de la desviación estándar con respecto a la distancia y la velocidad

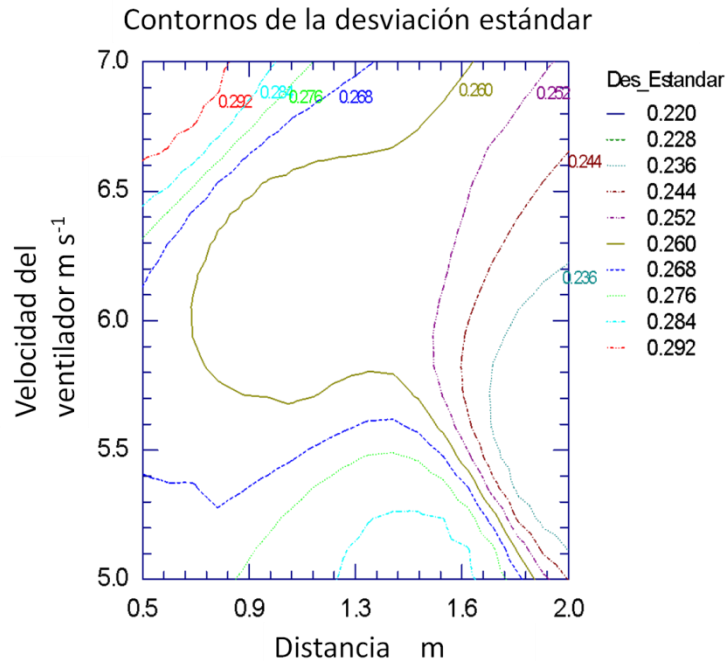


Figura 4-53. Contornos de desviación estándar para diferentes distancias

Sin embargo la desviación estándar depende de la media o el valor promedio (Fig. 4-54) de la velocidad que se desea tener en el interior de la carga. Teniendo como intervalo de 2 a 3 $m s^{-1}$, tenemos que la velocidad del ventilador tendrá un rango de 5.2 a 8 $m s^{-1}$ para las distancias de 1 a 2 m, si se fija la media en 2.5 $m s^{-1}$, las velocidades del ventilador serian para la distancia de un 1 m, la velocidad de salida del ventilador es de 7.3 $m s^{-1}$, para la distancia de un 1.5 m la velocidad de salida del ventilador es de 6.5 $m s^{-1}$ y para la distancia de un 2 m la velocidad de salida del ventilador es de 7 $m s^{-1}$. Se observa que la diferencia es poca y se tomaría la distancia de 1.5 m para el diseño, porque con una media de 2 $m s^{-1}$ la velocidad del ventilador es menor que con una distancia de 2 m, por lo tanto se necesita un motor con menos potencia, además las dimensiones del secador son menores.

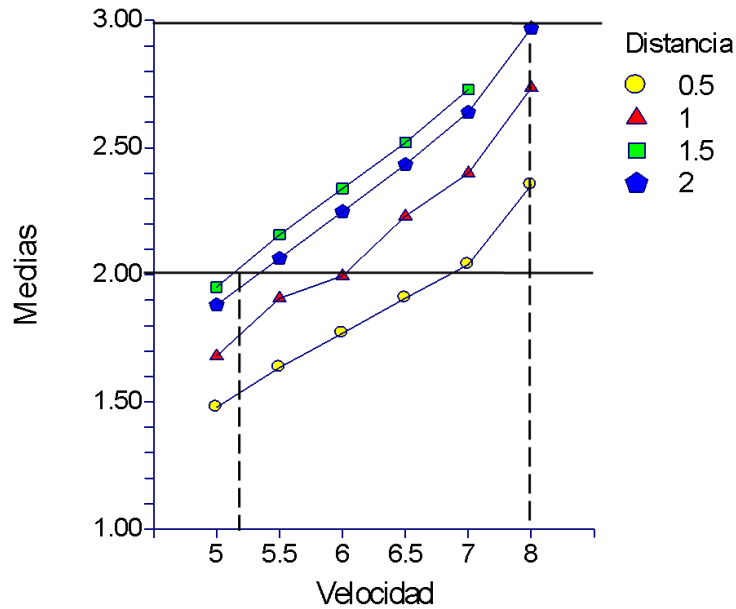


Figura 4-54. Medias de los valores de velocidad en el interior de la carga

Los datos analizados son valores promedios, al graficar las velocidades en el interior del secador Figuras 4-43 y 4-44, se muestra que la tendencia es la misma para todas las distancias y velocidades de salida del ventilador, se observa que el flujo con distancia de 1 m de separación tiene mayor uniformidad que la distancia de 2 m. Sin embargo, la distancia de 1 m tiene mayor desviación estándar que la distancia de 2 m. Esto se debe a que en las primeras 7 filas de la parte superior hay una caída de 1.5 m s^{-1} con respecto a las demás.

Considerando lo anterior, se optó por realizar la modificación al diseño d5 para uniformizar el flujo en las primeras 7 filas.

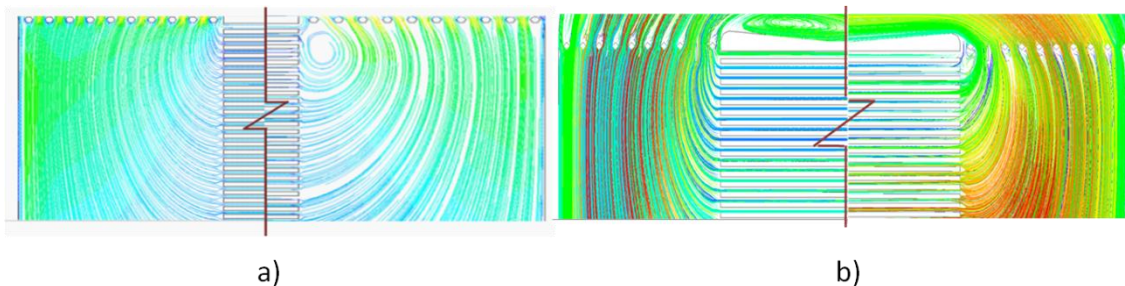


Figura 4-55. Diseño d5, a) diseño original b) diseño con deflector

Reduciendo la caída de velocidad del aire en el interior de la carga, como se muestra en la Figura 4-55 b. Teniendo una reducción en las desviación estándar de 0.34 a 0.18 y una velocidad media de 2.21 m s^{-1} , con una velocidad de salida de 6 m s^{-1} del ventilador.

Arnaud (1991), estudió las relaciones geométricas de un secador (Fig. 4-56) como son la distancia de la carga a la pared del secador (L), la distancia de la carga al techo (H), el espesor de la madera (ep) y el espesor del separador (e). La colocación del ventilador en la parte superior central, y consideró velocidad constante a la salida del ventilador.

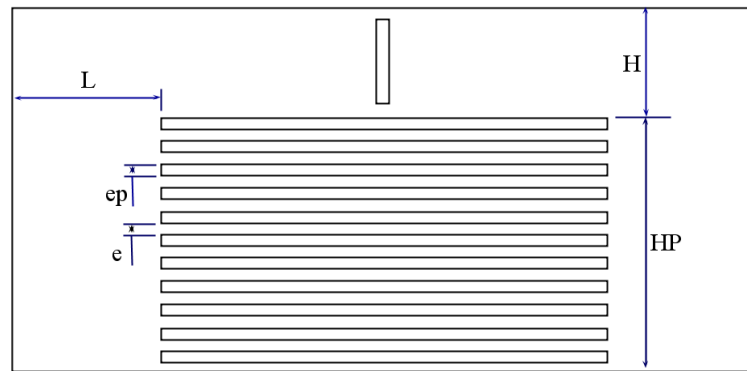


Figura 4-56. Relaciones geométricas en el secador, Arnaud (1991)

Las relaciones geométricas $\frac{L}{H} = 1.5$, $HP=3H$ y $e = \frac{ep}{1.8}$; $e = 0.55ep$ dio como resultado la mejor distribución de flujo de aire en el interior de la carga (Fig. 4-57) y consideró las relaciones geométricas $\frac{L}{H} = 0.5$, $HP=4H$ y $e = ep$ como no adecuadas.

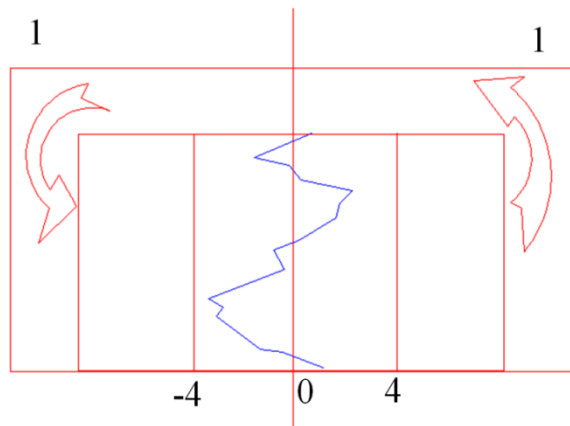


Figura 4-57. Perfil de velocidad del aire en el interior del diseño propuesto por Arnaud (1991)

En el presente trabajo las relaciones geométricas que dieron mejor resultado son 1 m de separación entre la carga y la pared del secador y de 0.60 m de distancia entre el separador y el techo del secador, tenemos una relación $\frac{L}{H} = 1,666$ similar a la propuesta por Arnaud (1991). La diferencia está en las relaciones obtenidas en esta investigación son $HP=4.16H$ y $\frac{e}{ep} = 1$ que contrastan con las relaciones obtenidas por Arnaud (1991), la diferencia puede explicarse en las variaciones del diseño que él no contempla. Los calentadores y la forma del secador ayudan a uniformizar la velocidad en el interior de la carga (Fig. 4-58).

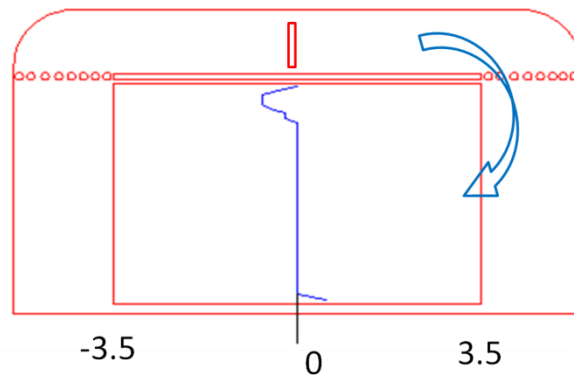


Figura 4-58. Perfil de velocidad del aire en el interior del secador d5



Conclusiones

1. La distribución de la velocidad es afectada por la forma del secador

Las relaciones geométricas obtenidas del diseño generado ($L=1.66H$, $HP=4.16H$ y $e = ep$) proporcionaron la mejor uniformidad en la velocidad del aire en el interior de la carga de madera, dichas relaciones geométricas se diferencian con las obtenidas por Arnaud (1991). Esto se debe a que aun cuando sean diseños similares, el redondear las esquinas, separar la carga 10 cm del suelo y la colocación de carga, mejoran el perfil de velocidades en el interior del secador y uniformizan la velocidad de aire en el interior de la carga, como puede observarse en la Figura 4-47.

2. La posición de los dispositivos (calentadores, colector y ventilador) que se colocaron en el interior del secador mejoraron la distribución del flujo de aire.

Al incorporar los calentadores en el interior del secador, se mejoró la distribución de velocidad del aire como se observa en los histogramas de los diseños d1 y d2, en donde se observa una tendencia Guassina. Sin embargo, al colocar los calentadores en forma vertical (Fig. 4-10), se afecta en forma negativa a la distribución de velocidad, porque se originan vórtices de mayor magnitud (diseño d3), que al colocarlos en forma horizontal. Con la incorporación del colector al interior del secador no fue posible obtener una distribución de tipo Gaussiana, reflejándose en la velocidad del aire en cual mostro discrepancia en sus valores (diseños d10-d13). La colocación del ventilador en la parte superior permitió que el aire se desarrollara mejorando la distribución de la velocidad del aire.

La colocación del deflector en los calentadores mejoró la distribución de la velocidad del aire (Fig. 4-55). Por lo tanto, la uniformidad de la velocidad del aire se logra cuando la distribución de frecuencia tiende a la función objetivo de tipo Gaussiana.



3. Las distribuciones de velocidad del aire en el interior del secador, obtenidas por la simulación con y sin carga, no son afectadas por el nivel de velocidad de ventilador que se considere. está no influye en la uniformidad de la velocidad en el interior, pero si tiene una relación directa sobre la media de la velocidad deseada en el interior de la carga.

Analizando las conclusiones obtenidas se tienen los elementos necesarios para afirmar que la hipótesis se cumple directamente para los parámetros de geometría y colocación de los dispositivos del secador, e indirectamente para el parámetro de la velocidad de salida del ventilador.

La aportación principal de este trabajo, es la obtención de un diseño de secador para madera aserrada, en el cual se garantiza la uniformidad del aire en el interior de la carga de madera y así obtener un secado homogéneo en todos los puntos de la carga, disminuyendo los tiempos de secado, principalmente en la fase de igualación del contenido de humedad.



Referencias bibliográficas

- Álvarez Noves, H. y Fernández, J.L. (1990). *Solar Drying of sawn lumber in Spain*. Forest Industries Dept. National Agricultural Research Institute, Madrid. pp. 173-174.
- Álvarez, G., Medina J. C., Lira L. (2005). Aplicación de las soluciones reales y complejas de las ecuaciones de Luikov de transferencia de masa y energía. *Información tecnológica*, 12(6), 61-68.
- Anaya, H.E. (1988). *Utilización de la energía solar en un presecador de maderas duras*. Escuela de Ingenieros en Tecnología de la madera, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Morelia, Mich., México. s/p.
- Arnaud G., Fohr J-P., Garnier J-P., Ricolleau C., (1991) Study of the air flow in a wood drier. *Drying Technology*, 9(1), 183-200.
- Bekhta P., Igor Ozarkiv, Saman Alavi, Salim Hiziroglu (2006). A theoretical expression for drying time of thin lumber. *Bioresource Technology*, 97, 1572–1577.
- Bilgen E, Bakeka BJD. (2007). Solar collector systems to provide hot air in rural applications. *Renew Energy*, doi:10.1016/j.renene.2007.09.018
- Bois, P.J. (1977). *Construction and Operating a Small Solar-Heated Lumber Dryer*. Forest Product Utilization, Technical Report No 7; USDA, Forest Service, Madison. pp. 12.
- Broche, W., Ananías, R. A. , Salinas, C. , Ruiz, P. (2002). Drying Modelling Of Chilean Coigue, Parte 2: Resultados Experimentales. *Maderas: Ciencia Y Tecnología*. 4(1), 69-76.
- Chen, P.Y. (1981). Experimental Solar-dehumidifier kiln for drying lumber. *Forest Products Journal*, 32(9), 35-41.
- Chen, P.Y. y Helton, C.E. (1989). Design and evaluation of a low-cost solar kiln, *Forest Products Journal*, 39 (1), 19-22.
- Chiang S. L. (2003). “*Diseño conceptual de productos mecatrónicos*” Departamento de Ingeniería Mecánica y Metalúrgica, Universidad Católica de Chile.
- Chow W. K., Li J., (2007) Numerical simulations on thermal plumes with $k - \epsilon$ types of turbulence models. *Building and Environment*, 42, 2819–2828.
- D. Veli, M. Planini, S. Tomas (2004). Influence of airflow velocity on kinetics of convection apple drying. *Journal of Food Engineering*. 64(1), 97–102.



- Doe, P.E., Oliver, A.R., & Booker, J.D. (1994). “A Non-Linear Strain and Moisture Content Model of Variable Hardwood Drying Schedules”. In: Proc. 4th IUFRO International Wood Drying Conference, Aug 9-13, 1994; Rotorua, New Zealand: Forest Research Institute.
- Echenique M., R. y Robles Fernández, F. 1993. Ciencia y Tecnología de la Madera. Universidad Veracruzana, Xalapa, Ver. México. 126 pag.
- Fuentes M. S., (2003) Construcción y validación de un secador solar para madera aserrada. *Revista Chapingo Serie de Ciencias Forestales y del Ambiente*, 9(2), 171-176.
- Haik Y., (2003) “Engineering design process”, Editorial Thomson Brooks/Cole.
- Haque M. N. (2003). “The Development and Validation of a Mathematical Model for Solar Kilns for Drying Hardwood Timber” 8th International IUFRO Wood Drying Conference.
- Haque M. Nawshadul (2006). “Performance of an Industrial Solar Kiln for Drying Timber”. Department of Chemical Engineering University of Sydney, NSW 2006, Australia.
- Hong Gang Hu, Chao Zhang (2007). A modified $k - \epsilon$ turbulence model for the simulation of two-phase flow and heat transfer in condensers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 50, 1641–1648.
- Hua L., (2001). Modelling of airflow in Woods kilns. *Forest products journal*. 51(6), 74-81.
- Junta del acuerdo de Cartagena (Ed.). (1989). Manual del grupo andino para el secado de maderas. Colombia.
- Karim A., Hawlader M.N.A., (2004). Development of solar air collectors for drying applications. *Energy conversion and management*, 45, 329-344.
- Karim A., Hawlader M.N.A., (2006). Performance evaluation of a v-groove solar air collector for drying applications. *Applied Thermal Engineering*, 26, 121–130.
- Luikov A. V. (1975). Systems of differential equations of heat and mass transfer in capillary-porous bodies. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18, 1-14.
- Luikov A. V. (1980). Heat and Mass Transfers. Mir Publishers.
- Maldonado, E.D. y Peck, E.C.(1962). Drying by Solar Radiation in Puerto Rico. *Forest Products Journal*, 12 (10), 487-488.



- Martínez, E. y Cueto, P. (1997). *Diseño y ensayo de un secador solar para madera*". Maderas y bosques, pp. 13-28.
- Nijdam JJ, Keey, (2000). The influence of kiln geometry on flow maldistribution across timber stacks in kilns. *Drying Technology*, 17(7), 1511-1522.
- Oliveira, L.C., (1982). Solar and air lumber drying during winter in Virginia. *Forest Products Journal*, 32(1), 37-44.
- Peck, E.C. (1962). Drying red oak by solar heat. *Forest Products Journal*, 12(3), 103- 107.
- Plumptre, R.A. (1979). Simple solar heated timber dryers: design, performance and commercial viability. *Commonwealth Forestry Review*, 58(4), 243-251.
- Plumptre, R.A., & Jayanetti, D.L. (1996). "*Solar Heated Timber Drying Kilns: A manual on their design and operation*". Bucks: TRADA Technology Ltd.
- Reuss M., (1997). Modelling and experimental investigation of a pilot plant for solar Wood drying. *Solar Energy*, 9(4-69), 259-270.
- Rohdin P., Moshfegh B., (2007). Numerical predictions of indoor climate in large industrial premises. A comparison between different $k - \epsilon$ models supported by field measurements. *Building and Environment*, 42, 3872–3882.
- Sarmiento S. A. R., (2003). *Calculo de un sistema de calentamiento del agua del albergue de Temascalpa, Veracruz*, XXVII Semana nacional de energía solar, pp. 245-248. Chihuahua, Chihuahua, Mexico.
- Simpson W. T., Tschernitz J. L. (1984). Solar dry kiln for tropical latitudes. *Forest Products Journal*, 34(5), 25-34.
- Smit G. J. F., (2007). Modelling of airflow through a stack in a timber-drying kiln. *Applied Mathematical Modelling*. 31(1), 270–282.
- Solano, R. (1979). *Construcción de una secadora solar para maderas*. Ponencia del Primer Simposio: Energía Solar, Fundamentos y Aplicaciones. Editorial Tecnológica de San José Costa Rica. P. 313
- Solar Dryers Australia Pty Ltd (2007), secador híbrido. Obtenida el 07 de agosto de 2007, <http://www.rosegum.com.au/10m.htm>
- Solís E. R. (2003). "*Diseño y operación de una estufa solar para secar madera*" FIUADY Ingeniería (2003), pp. 35-48.



- Sözen, A. (2007). Determination of efficiency of flat-plate solar collectors using neural network approach. *Expert Systems with Applications*. doi:10.1016/j.eswa.2007.08.080
- Troxel, H.E. y Mueller, L. A. (1968). Solar Lumber Drying in the Central Rocky Mountain Region. *Forest Products Journal*, 18 (1), 19-24.
- Tschernitz, J.L. y Simpson, W.T. (1979). Solar dry kiln for tropical latitudes. *Forest Products Journal*, 34 (5), 25-34.
- Varol Y, Oztop HF. (2007). A comparative numerical study on natural convection in inclined wavy and flat-plate solar collectors. *Building and Environment*, doi:10.1016/j.buildenv.2007.09.002
- Viorel B. (2007). Optimal control of flow in solar collectors for maximum exergy extraction. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 4311–4322.
- Wengert E. M. (1980). *How to reduce energy consumption in kiln-drying lumber* (Research note FPL-02228), USDA Forest Service.
- Wood-Mizer, (2005). Solar Dry. Obtenida el 13 de Noviembre de 2005, <http://www.woodmizer.com/espanol/sawmills/kilns/solar.html>
- Yang, K.C., (1980). Solar Kiln Performance at a High Latitude, 48° N. *Forest Products Journal*, 30(3), 37-40.