

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO DE GRADO

**DISEÑO DE UN DESHIDRATADOR DE HONGOS
COMESTIBLES (BOLETUS LUTEUS) DE 900 kg DE
CAPACIDAD PARA LA FUNDACIÓN
GRUPO JUVENIL SALINAS**

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

POR

MARCELO BELTRÁN GÓMEZ

Sangolquí, 2005 – 02 - 10

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente Proyecto fue realizado en su totalidad por el Señor MARCELO BELTRÁN GÓMEZ, como requerimiento a la obtención del título de INGENIERO MECÁNICO.

Sangolquí, Febrero de 2005

ING. FERNANDO MONTENEGRO

Director

ING. CARLOS PALACIOS

Codirector

HOJA DE LEGALIZACIÓN DE FIRMAS

ELABORADO POR

MARCELO BELTRÁN GÓMEZ

DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**ING. HUGO D. RUIZ V.
MAYO. DE C. B.**

Lugar y fecha: Sangolquí, Febrero de 2005

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a las personas que más amo en el mundo, mis Padres, por todo el esfuerzo realizado y por haber creído y confiado siempre en mí a pesar de mis tropiezos y equivocaciones, y a mi Familia, por todo el apoyo y comprensión brindados en cada momento de mi vida.

Marcelo

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por su infinita bondad y por haberme permitido alcanzar esta meta tan importante en mi vida.

A los señores Ingenieros Fernando Montenegro y Carlos Palacios, por su invaluable apoyo y acertada dirección en el desarrollo de este Proyecto.

A la Fundación Grupo Juvenil Salinas, y en especial al señor Ingeniero Fabián Vargas, por la ayuda y confianza brindadas para la realización de este Proyecto.

A los señores Ingenieros Andrés Proaño y Marcelo Canchignia, por todo su apoyo y colaboración.

A todas las personas, amigos y compañeros, que han participado y contribuido en la realización de este Proyecto.

Marcelo

ÍNDICE DE CONTENIDOS

	Página
PORTADA	I
CERTIFICACIÓN	II
HOJA DE LEGALIZACIÓN DE FIRMAS	III
DEDICATORIA	IV
AGRADECIMIENTOS	V
ÍNDICE DE CONTENIDOS	VI
LISTADO DE TABLAS	XI
LISTADO DE CUADROS	XII
LISTADO DE FIGURAS	XIII
LISTADO DE ANEXOS	XV
RESUMEN	XVII
 CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN	
1.1 Definición del problema	1
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo general	2
1.2.2 Objetivos específicos	3
1.3 Alcance del proyecto	3
 CAPÍTULO II: DESHIDRATACIÓN DE ALIMENTOS	
2.1 Generalidades	5
2.2 Importancia de la deshidratación	6
2.3 Ventajas de la deshidratación	6
2.4 Teoría de la deshidratación	6
2.4.1 Movimiento migratorio del agua	7
2.4.2 Influencia del secado en la calidad de los alimentos	9
2.4.3 Técnicas de secado	10
2.4.4 Tratamientos previos y posteriores al secado de alimentos	11
- Bibliografía del Capítulo II	13

CAPÍTULO III : PRODUCTO A SECAR

3.1 Generalidades	14
3.2 Hongos comestibles	19
3.2.1 Importancia	20
3.2.2 Clasificación	21
3.2.3 Origen y desarrollo de las setas	24
3.2.4 Partes de una seta	25
3.2.5 Diferentes tipos de setas	27
3.2.6 Conservación de setas	29
3.2.7 Consumo	30
3.3 Hongos deshidratados	30
3.4 Antecedentes del producto a secar	31
3.4.1 Clasificación taxonómica	32
3.5 Proceso productivo	32
3.6 Propiedades del producto a secar	35
- Bibliografía del Capítulo III	36

CAPÍTULO IV : ESTUDIO DE ALTERNATIVAS PARA EL SECADO

4.1 Equipos para el secado de productos	37
4.1.1 Equipos para el secado de alimentos	43
4.2 Análisis y selección del sistema de secado más adecuado	51
4.3 Descripción y funcionamiento de la alternativa seleccionada	62
- Bibliografía del Capítulo IV	64

CAPÍTULO V : PARÁMETROS RELACIONADOS CON LA DESHIDRATACIÓN

5.1 Parámetros vinculados con la deshidratación	65
5.1.1 Contenido de humedad	65
5.1.1.1 Contenido de humedad inicial	67
5.1.1.2 Contenido de humedad final	67
5.1.1.3 Contenido de humedad de equilibrio	67
5.1.1.4 Contenido de humedad libre	68
5.1.1.5 Contenido de humedad retenida o ligada	69

5.1.1.6 Contenido de humedad no retenida o desligada	69
5.1.2 Actividad de agua	69
5.1.3 Curvas de equilibrio higroscópico	70
5.1.3.1 Importancia de las curvas de equilibrio higroscópico	72
5.1.3.2 Obtención de las curvas de equilibrio higroscópico	72
5.1.4 Temperatura	73
5.1.5 Velocidad del aire de secado	74
5.1.6 Períodos de secado	74
5.1.6.1 Período de velocidad constante o antecrítico	75
5.1.6.2 Período de velocidad decreciente o postcrítico	76
5.1.7 Velocidad de Secado	77
5.1.7.1 Velocidad de secado constante	77
5.1.7.2 Velocidad de secado decreciente	79
5.1.8 Tiempo de secado	80
- Bibliografía del Capítulo V	82

CAPÍTULO VI: PSICROMETRÍA APLICADA AL SECADO

6.1 Estudio psicrométrico del secado	83
6.2 Características del aire atmosférico	83
6.2.1 Presión	84
6.2.2 Densidad	90
6.2.3 Volumen específico	91
6.2.4 Peso específico	92
6.2.5 Calor específico	92
6.2.6 Humedad	93
6.2.6.1 Humedad absoluta	94
6.2.6.2 Humedad específica	94
6.2.6.3 Relación de saturación	95
6.2.6.4 Humedad relativa	96
6.2.7 Temperatura	98
6.2.7.1 Temperatura de rocío	98
6.2.7.2 Temperatura de bulbo seco	99
6.2.7.3 Temperatura de bulbo húmedo	99
6.2.8 Entalpía del aire atmosférico	100

6.3 Cartas psicrométricas	102
6.3.1 Propiedades psicrométricas a diferentes altitudes	106
6.4 Proceso de saturación adiabática	108
6.5 Mezcla adiabática de corrientes de aire	109
6.6 Procesos psicrométricos relacionados con el secado	110
6.6.1 Proceso de calentamiento sensible del aire	110
6.6.2 Proceso de humidificación del aire	112
6.7 Eficiencia del proceso de secado	114
- Bibliografía del Capítulo VI	115

CAPÍTULO VII: DISEÑO DEL SISTEMA DE DESHIDRATACIÓN

7.1 Parámetros de diseño	116
7.1.1 Ubicación y condiciones meteorológicas de la zona	116
7.1.2 Propiedades del aire ambiente	116
7.1.3 Propiedades del producto a secar	117
7.1.4 Carga de secado	117
7.1.5 Temperaturas del aire de secado	117
7.1.6 Velocidades del aire de secado	118
7.2 Diseño del deshidratador	118
7.2.1 Diseño de las bandejas y bastidores móviles	118
7.2.2 Diseño de la cámara	123
7.2.2.1 Piso	123
7.2.2.2 Paredes y puertas	123
7.2.2.3 Techo	124
7.2.2.4 Techo falso	125
7.2.2.5 Pasillos laterales	125
7.2.2.6 Lumbreras de alimentación y escape	125
7.2.2.7 Dámpers	126
7.2.3 Diseño del sistema de calefacción	127
7.2.3.1 Generalidades	127
7.2.3.2 Calor requerido en el proceso	128
7.2.3.3 Pérdidas de calor	130
7.2.3.4 Diseño del intercambiador de calor	141
7.2.4 Diseño del sistema de ventilación	168

7.2.4.1 Caídas de presión	168
7.2.4.2 Ventiladores	175
7.2.4.3 Selección del ventilador	177
7.2.5 Diseño del sistema eléctrico y de control	180
7.3 Parámetros de funcionamiento teóricos del equipo diseñado	185
- Bibliografía del Capítulo VII	186

CAPÍTULO VIII : SECUENCIA DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

8.1 Diagramas de proceso del deshidratador	188
8.2 Manual de operación del deshidratador	246
8.3 Manual de mantenimiento del deshidratador	248
- Bibliografía del Capítulo VIII	253

CAPÍTULO IX : ANÁLISIS ECONÓMICO

9.1 Costos de operación del deshidratador	254
9.2 Costos de construcción	254
9.3 Costo total del deshidratador	267

CAPÍTULO X : CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

10.1 Conclusiones	268
10.2 Recomendaciones	269

GLOSARIO DE TÉRMINOS	271
-----------------------------------	-----

BIBLIOGRAFÍA GENERAL

CARTA DE CONFORMIDAD

ANEXOS

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Definición del problema

En la actualidad, la Fundación “Grupo Juvenil Salinas”, situada en Salinas, provincia de Bolívar, realiza la deshidratación de hongos comestibles “Boletus Luteus” en dos secadoras a diesel de pequeña capacidad.

Estas secadoras presentan una serie de problemas e inconvenientes que han dado origen a la necesidad de contar con un nuevo *sistema de deshidratación de hongos comestibles*, que sea más eficiente y económico.

Entre los problemas e inconvenientes que presentan las dos secadoras, se pueden indicar los siguientes:

- Alto costo de secado, debido al alto consumo de combustible (diesel No. 2) para calentar el aire de secado, y debido al alto consumo de energía eléctrica que requiere el sistema de ventilación.
- Excesivas pérdidas de calor en la cámara de calentamiento y tolva.
- Diseño deficiente de la tolva, que da como resultado la existencia de zonas de reflujo de aire en la misma. (ver Anexo A)
- Flujo excesivo de aire, que choca en forma súbita y descontrolada contra una de las paredes del cuarto de secado.
- Distribución no uniforme de aire forzado y temperaturas en el cuarto de secado.
- Presencia de grandes fugas de aire caliente.
- Dificultad para realizar el mantenimiento completo del secador.
- Incomodidad y riesgos de trabajo, debido a que la estructuración del cuarto de secado lleva a los operadores a realizar la carga y descarga del producto debajo de la plataforma fija de secado en una posición inadecuada (en cuclillas), y además, deban estar en contacto directo con el flujo de aire caliente por varias ocasiones, llegando incluso a estar cerca de la tolva.

- Tamaño desmedido de las secadoras, lo que lleva a la ocupación de una gran cantidad de espacio físico.

Estos problemas traen consigo los siguientes resultados negativos:

- Secado irregular del producto. Debajo de la plataforma fija de secado, en las bandejas móviles, el producto que se encuentra más cerca de la tolva se seca más rápido que aquel que se encuentra más lejos de la misma, y éste a su vez se seca más rápido que aquel que se halla en la parte central.

En la plataforma fija de secado, en cambio, el producto que se encuentra más lejos de la tolva se seca más rápido que aquel que se halla más cerca de la misma, y éste a su vez se seca más rápido que aquel que se encuentra en la parte central.

- Mayor manipulación del producto. En vista de que no existe un secado homogéneo y regular, los operadores se ven obligados constantemente a rotar y reacomodar el producto para conseguir que toda la carga de secado llegue a los niveles de humedad deseados.
- Disminución de la calidad del producto deshidratado. Una mayor manipulación y maltrato provocan en el producto una mayor oxidación (oscurecimiento) y una mayor liberación de enzimas que alteran sus características originales.
- Menor transferencia de calor al aire de secado.

Estos hechos han generado la necesidad de contar entonces con un sistema de deshidratación que esté orientado a *optimizar el proceso de secado* y que permita, por lo tanto:

1. Bajar el costo de secado por unidad de producto deshidratado.
2. Reducir el consumo de energía, minimizando las pérdidas de calor y aumentando la eficiencia del proceso de secado.
3. Obtener un secado uniforme en toda la carga.
4. Mejorar la calidad del producto deshidratado al evitar su manipulación y maltrato.
5. Hacer un uso más eficiente del espacio de trabajo, al diseñar un equipo más compacto y de menor tamaño que las secadoras actuales.
6. Mantenimiento mínimo y sencillo.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

- Diseñar un deshidratador de hongos comestibles *Boletus Luteus*.

1.2.2 Objetivos específicos

- Definir los mecanismos que intervienen en un proceso de deshidratación y establecer los parámetros que gobiernan dicho proceso.
- Conocer las características, composición y propiedades físicas del producto a secar.
- Realizar un análisis de alternativas y seleccionar la más viable y adecuada para el secado de hongos comestibles.
- Realizar un estudio psicrométrico del aire y determinar la forma en que varían las condiciones del aire al someterlo a un proceso de secado.
- Determinar y calcular los parámetros que se requieren para realizar el dimensionamiento y diseño de todos los sistemas que componen el equipo de deshidratación.
- Establecer las bases necesarias sobre las que se deberá fundamentar la construcción, montaje, operación y mantenimiento del equipo.
- Realizar un estudio económico que permita establecer los costos de operación y de construcción del deshidratador.

1.3 Alcance del Proyecto

Este Proyecto llegará a diseñar un *deshidratador de hongos comestibles* eficiente, económico y que permitirá secar el producto de una manera adecuada para obtener una alta calidad.

Para alcanzar este propósito se hará uso de una tecnología confiable, aplicable y garantizada, que permita la deshidratación del producto con el más bajo consumo de energía posible, y que esté orientada a cumplir con los requerimientos de la industria alimenticia.

Consecuentemente, el Proyecto incluirá varios trabajos tales como la determinación de las propiedades físicas del producto a deshidratar, determinación de las propiedades psicrométricas del aire de secado, cálculo de los parámetros de diseño del deshidratador acordes a los requerimientos de la empresa, planos del deshidratador, tanto de conjunto como de despiece, al igual que un manual de operación y mantenimiento del equipo.

El diseño final del sistema de deshidratación estará dirigido a optimizar el proceso de secado, obedeciendo a las necesidades y requerimientos de la Fundación Grupo Juvenil Salinas, razón por la que la alternativa que se juzgue más conveniente diseñar, deberá contar con la aprobación y visto bueno de la Fundación.

CAPÍTULO II

DESHIDRATACIÓN DE ALIMENTOS

2.1 Generalidades

La *conservación de alimentos* comprende el conjunto de todas las medidas y procedimientos que se dirigen a evitar la descomposición y el daño causado por microorganismos en los alimentos. En este sentido, se distinguen desde la antigüedad dos métodos fundamentales:

1. Métodos físicos
2. Métodos químicos

Los primeros, consisten en someter al alimento a algún tratamiento físico que actúe en contra del crecimiento bacteriano. Los *métodos físicos* más conocidos son la esterilización y la pasteurización (aplicación de altas y medianas temperaturas), la refrigeración y la congelación (aplicación de bajas temperaturas), la *deshidratación* (extracción del agua) y la irradiación.

Los *métodos químicos*, en cambio, se basan en la adición de una *sustancia química* para frenar el desarrollo de microorganismos, o destruirlos en casos ideales. Ejemplos de estas sustancias químicas o también llamadas *sustancias conservadoras* son la sal común, vinagre, ácido sórbico, anhídrido sulfuroso, ácido láctico, ácido bórico, óxido de etileno, ácido fórmico, ácido acético, ácido propiónico, ácido benzoico, ácido salicílico, ácido sódico, fosfatos, fluoruros y bromatos.

La deshidratación, secado o desecación, es uno de los métodos más antiguos y más importantes de conservación de alimentos.

La *deshidratación* se define como la remoción o extracción del agua contenida dentro de un producto por *medios térmicos*. Esta remoción de agua o humedad se da por evaporación o sublimación, y permite reducir el *contenido de humedad* de un producto hasta niveles de humedad en los que se puede impedir el desarrollo y daño causado por microorganismos en los alimentos.

2.2 Importancia de la deshidratación

La presencia de agentes productores de alteración tiene lugar en los alimentos cuando existen condiciones favorables de vida: alto contenido de humedad del producto, temperatura adecuada, pH mayor a 3.5, etc.

Cuando estas condiciones son poco favorables, no existe desarrollo microbiano y se puede, por lo tanto, preservar los alimentos.

Mediante la *deshidratación* es posible alcanzar estos objetivos al crear un ambiente adverso al que requieren los microorganismos para su desarrollo.

Así, debido a la mínima *actividad de agua* y bajo contenido de humedad del producto, los microorganismos no pueden proliferar, y quedan detenidas la mayoría de las reacciones químicas y enzimáticas de alteración (reacciones deterioradoras), con lo que se consigue preservar los alimentos durante períodos mucho más largos de tiempo.

2.3 Ventajas de la deshidratación

Los modernos métodos de secado buscan además de la conservación de los alimentos otros fines, tales como:

- Facilitar el manejo de los productos.
- Reducir los costos de transporte y almacenaje, al reducir el peso y volumen de los alimentos.
- Permitir el empleo satisfactorio de los productos.
- Producir materias primas de mayor calidad.
- Facilitar y favorecer la comercialización.

- Permitir al productor tomar las ventajas de precio más alto.
- Permitir al productor vender un bien de calidad y con valor agregado.

2.4 Teoría de la deshidratación

El propósito principal de la deshidratación de alimentos es *reducir el contenido de humedad de un producto* hasta niveles en los cuales la cantidad de *agua libre* sea lo suficientemente baja como para participar en reacciones deterioradoras o ser utilizada por microorganismos.

La deshidratación es un fenómeno complejo en el que intervienen varios mecanismos de *transferencia de calor y masa* de manera simultánea.

Durante el proceso de secado de un alimento, existe una *transferencia de calor* externa hasta la superficie del alimento, la misma que puede ocurrir por convección, conducción y/o radiación; luego el calor se transfiere desde la superficie hacia el interior del producto, por conducción y/o radiación.

La *transferencia de calor* aporta la energía necesaria (principalmente calor latente de vaporización) para transformar el agua del producto en vapor.

Como consecuencia, existe una *transferencia de masa* (agua) desde el interior hacia la superficie del alimento por diferentes mecanismos, difusión de vapor, difusión del líquido, capilaridad; y finalmente una transferencia de masa externa desde la superficie hacia el medio circundante, que ocurre principalmente por convección másica y difusión.

2.4.1 Movimiento migratorio del agua

En forma simple, se puede explicar a la deshidratación como el resultado del movimiento de la humedad, desde el interior hasta la superficie húmeda del producto, donde se evapora y escapa hacia el medio circundante.

El agua contenida en un alimento puede encontrarse bajo tres formas diferentes:

1. Agua libre o absorbida

2. Agua de adsorción
3. Agua de constitución

Agua libre o absorbida: Es el agua que se encuentra depositada en las capas superficiales del alimento. No tiene ninguna vinculación con las moléculas de la sustancia absorbente, salvo que las utiliza como estructura de apoyo. El *agua libre* representa la mayor parte del agua de los alimentos frescos.

- **Agua de adsorción:** Se encuentra unida más firmemente a la materia seca. Cuando el contenido de humedad es menor, más fuerte es la unión entre la sustancia y el agua, y menor la influencia que ésta ejercerá sobre la atmósfera circundante.

- **Agua de constitución:** Es el agua que forma parte de la materia celular del producto, y no es posible removerla sin desnaturalizar el alimento.

Durante la deshidratación, el movimiento del agua dentro de un alimento es impulsado por varias fuerzas que pueden actuar simultáneamente. Estas fuerzas son las siguientes:

- **Fuerzas capilares:** Son aquellas que ocasionan el movimiento del *agua libre* de una célula a otra.

Durante el secado, las diferencias entre las presiones parciales de vapor de la atmósfera y del agua contenida en un alimento dan lugar, en primera instancia, a la evaporación del agua presente en las capas superficiales (*agua libre*), mientras que las capas internas permanecen aún húmedas.

La evaporación del agua de las capas superficiales origina una *fuerza de atracción o arrastre* sobre el agua libre de las células adyacentes. El flujo capilar originado por esta fuerza de arrastre hace que el agua libre del interior se mueva de una célula a otra buscando la superficie del alimento.

A medida que avanza el secado y el agua libre de las cavidades celulares se elimina, la humedad que permanece en el producto se encuentra en forma de vapor en

las cavidades celulares o en forma de *agua de adsorción* en los espacios intermicelares de las paredes celulares.

- **Fuerzas debidas a diferencias en la presión del vapor:** Cuando cesa la atracción capilar, la casi totalidad de las cavidades celulares sólo contienen aire y vapor de agua, generándose una presión de vapor que será tanto mayor cuanto más grande sea el contenido de vapor en dichas cavidades, alcanzando su máximo valor hacia el centro del producto y decreciendo hacia la superficie.

Esta diferencia de presión de vapor entre la parte central y la superficie del producto se denomina *gradiente de presión del vapor*, y ocasiona que la humedad del producto, en estado de vapor, migre de las zonas interiores hacia las exteriores que tienen una presión de vapor menor.

- **Fuerzas debidas a diferencias en el contenido de humedad:** La diferencia que se genera entre el contenido de humedad en el centro y la superficie del producto se denomina *gradiente de humedad*, y da origen al movimiento interno del agua, haciendo que la humedad se desplace desde las zonas interiores más húmedas hacia la superficie que se encuentran más seca.

Mientras más grande sea el gradiente de humedad, es decir, mientras más grande sea la diferencia entre el contenido de humedad en el centro y la superficie, más rápido secará el producto y viceversa.

2.4.2 Influencia del secado en la calidad de los alimentos

Durante el proceso de secado de alimentos, se producen alteraciones físico - químicas que modifican la calidad y características del producto.

Entre los cambios irreversibles que acompañan al secado se encuentran la pérdida de sustancias nutritivas, cambio de la densidad aparente, migración de sólidos solubles hacia la superficie, empardeamiento no enzimático, desnaturalización de las proteínas, pérdida de sustancias volátiles deseables, y otros.

Las características de estas alteraciones depende de los parámetros del proceso de secado (velocidad, temperatura y humedad relativa del aire) y de las propiedades del alimento que está siendo deshidratado. [4]

Así por ejemplo, el calentamiento excesivo de un alimento debido a altas temperaturas de operación disminuye considerablemente el valor biológico de las proteínas.

Por lo tanto, se deben conocer y manejar únicamente los parámetros apropiados de secado de un alimento, tal que los cambios producidos por la deshidratación sean mínimos y no se alteren las características organolépticas ni se provoque un descenso del nivel nutritivo del alimento.

2.4.3 Técnicas de secado

Un alimento puede ser deshidratado en forma natural o mediante el uso de sistemas artificiales.

□ Secado natural

El *secado natural o al aire libre* consiste en exponer los alimentos a la acción de los factores climáticos de un lugar.

Este sistema de secado ha sido ampliamente utilizado desde la antigüedad. Sin embargo, por estar sujeto a los cambios climáticos, no es posible ejercer un control sobre su desarrollo.

La principal ventaja del secado natural sobre otros métodos de secado es que no se requiere de grandes inversiones y el costo de secado es prácticamente cero.

Por otro lado, en cambio, sus principales desventajas son el largo tiempo de secado, dependencia de las condiciones ambientales (temperatura, humedad relativa, velocidad del aire, radiación solar, etc.), imposibilidad de alcanzar contenidos de humedad menores a los correspondientes a la humedad de equilibrio del lugar, mayor

exposición del producto a daños producidos por agentes biológicos, y necesidad de grandes espacios para secar el producto.¹

❑ **Secado artificial**

El *secado artificial* surge como respuesta a las deficiencias del secado natural.

Por medio de equipos e instalaciones especiales, se pueden crear en recintos cerrados (cámaras) condiciones climáticas diferentes a las atmosféricas normales, sobre las que se puede ejercer un control total.

El secado artificial permite obtener productos deshidratados de mejor calidad que los obtenidos mediante el secado natural.

Las principales ventajas del secado artificial son:

- Reducción considerable del tiempo de secado de un producto.
- Producción de materias primas de alta calidad.
- Necesidad de un área de secado más pequeña.
- Mediante el establecimiento de condiciones climáticas especiales se pueden alcanzar contenidos de humedad tan bajos como sean requeridos.

Si bien los costos directos del secado artificial son mucho más altos que los del secado natural, las ventajas de espacio, velocidad de secado, independencia de las condiciones ambientales y operación día y noche, lo justifican ampliamente.

Entre los principales procedimientos de deshidratación artificial se encuentran:

1. Secado con aire. El calor es suministrado al alimento por medio de una corriente de aire caliente (convección).
2. Secado al vacío. Presenta la ventaja de que las presiones bajas (inferiores a la atmosférica) facilitan la evaporación del agua. La transferencia de calor se efectúa por conducción o radiación (calentamiento dieléctrico o radiación a partir de una superficie caliente).
3. Crío-dsecación (liofilización). Los alimentos que no pueden calentarse ni siquiera a temperaturas moderadas, son deshidratados mediante este método. El producto que se va a secar generalmente se congela mediante exposición a aire muy frío y se

¹ El tiempo de secado de los hongos comestibles al aire libre es de 2 a 3 días.

coloca en una cámara de vacío, en donde la humedad del producto se sublima y se extrae mediante una bomba de vacío.

2.4.4 Tratamientos previos y posteriores al secado de alimentos

“Los alimentos antes de ser secados deben ser acondicionados a fin de lograr un secado uniforme y evitar el efecto de factores nocivos. Con éste propósito los alimentos son en muchos casos lavados, pelados o cortados; otras veces también deben ser tratados para evitar el pardeamiento o la proliferación de microorganismos.” [4]

Así, en muchos alimentos se realiza el escaldado o blanqueado, que consiste en someter a los alimentos a un baño de agua hirviendo o vapor por un corto tiempo (3 a 6 minutos, o en todo caso hasta que los tejidos del alimento empiezan a ablandarse) con el objeto de:

- Evitar el pardeamiento no enzimático
- Fijar y conservar el color
- Eliminar algunos microorganismos
- Acelerar el secado por rotura de las células

Para inhibir la auto oxidación puede ser necesario adicionar antioxidantes naturales como los que provienen del romero o de la salvia. Otras veces se adicionan también compuestos especiales para evitar el pardeamiento enzimático o no enzimático.

Se deben tener en cuenta las condiciones y el tiempo de almacenamiento a las que será sometido el producto después de secado, ya que se debe evitar la rehidratación y el efecto de factores nocivos, razón por la que se vuelve imprescindible el uso de empaques o recipientes especiales. Es importante además, que la temperatura de almacenamiento sea inferior a los 25 °C, aproximadamente.

BIBLIOGRAFÍA DEL CAPÍTULO II

1. Brennan, J.; Butters, J.; Cowell, N.; Lilly, A. (1980). Las operaciones de la Ingeniería de los Alimentos. Zaragoza. Acribia.
2. Cheftel, J. C. & Cheftel, H. Introducción a la bioquímica y tecnología de los alimentos. Tomo I. Zaragoza. Acribia.
3. Cheftel, J. C.; Cheftel, H.; Besancon, P. (1983). Introducción a la bioquímica y tecnología de los alimentos. Tomo II. Zaragoza. Acribia.
4. Corvalan, R.; Horn, M.; Roman, R.; Saravia, L. Ingeniería del Secado Solar. CYTED-D. Programa de Ciencia y Tecnología para el Desarrollo. V Centenario.
5. Junta del Acuerdo de Cartagena. (1989). Manual del Grupo Andino para el secado de maderas. Primera Edición. Lima. Copyright.
6. Luck, E. (1981). Conservación química de los alimentos. Zaragoza. Acribia.

7. Norman, W. (1976). Conservación de Alimentos. Segunda Edición. México. Continental.
8. Saltos, H. (1985). Traducción Autorizada del Capítulo Octavo, “Deshidratación” del libro Fundamentos de Ingeniería de Procesos en Alimentos. UTA. Ambato.

CAPÍTULO III

PRODUCTO A SECAR

3.1 Generalidades

HONGOS

Desde la antigüedad, los seres vivos han sido clasificados en dos reinos: el Reino Animal o Animalia y el Reino Vegetal o Plantae. Sin embargo, a medida que se ha ido conociendo más sobre la estructura de los seres vivos, se ha visto la necesidad de ampliar este número de reinos. Así, se vio la necesidad de crear tres reinos más para poder clasificar a los organismos: el Reino Monera, el Reino Protista y el Reino Fungi.

El Reino Fungi o Reino Hongos es un reino completamente independiente; compuesto por un grupo de seres vivos que presentan una gran variedad de formas, colores, tamaños, y que se encuentran ampliamente esparcidos en la naturaleza.

En sentido amplio, los hongos son organismos que se han adaptado a todas las formas posibles de vida, tanto acuáticas como terrestres y que por carecer de pigmentos fotosintéticos han recurrido al simbiotismo, saprofitismo, o parasitismo.

Es decir, al ser incapaces de auto elaborar los compuestos orgánicos necesarios para sobrevivir, se ven obligados a buscarlos a partir de los desechos de seres muertos, animales o vegetales, o en estado de descomposición (saprofitismo), o bien asociándose con otros seres vivos para formar verdaderas unidades o entidades vivientes con mutuo aprovechamiento y beneficio para los dos participantes (simbiotismo), o robándolos a otros organismos vivos, tanto vegetales como animales sobre los que provocan enfermedades (parasitismo).

□ **Definición**

Los hongos (del latín fungus = seta) son “organismos con núcleo, portadores de esporas, aclorófilos, que por lo general se reproducen sexual y asexualmente, y cuyas estructuras somáticas, por lo común filamentosas y ramificadas, están típicamente rodeadas por una pared celular que contiene celulosa o quitina, o ambas.” [1]

Esta definición es correcta pero no perfecta ya que no abarca todos los límites y todas las excepciones que presenta este grupo tan complejo de organismos.

Los hongos son seres unicelulares o pluricelulares, carecen de clorofila y por tanto, no pueden elaborar su propio alimento; son heterótrofos, es decir, requieren

materia orgánica preformada que utilizan como fuente de energía; son eucariotes, es decir, tienen núcleos y organelos rodeados por una membrana.

□ Estructura básica y reproducción de los hongos

El cuerpo de los hongos está típicamente formado por filamentos microscópicos muy ramificados que se extienden en todas las direcciones sobre o dentro del substrato que utilizan como alimento. Cada filamento recibe el nombre de “hifa” (del griego hyphe = tejido, tela araña).

La hifa está constituida por una pared tubular delgada, transparente, interiormente llena, o sólo revestida por un estrato de protoplasma de espesor variable. Según la especie, el protoplasma puede ser continuo o interrumpido por paredes transversales (tabiques) que dividen a las hifas en células.

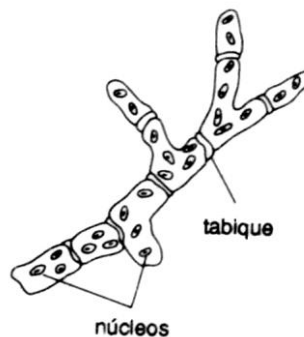


Figura 3.1: Hifas divididas en células multinucleadas

El conjunto de hifas recibe el nombre de *micelio*. En el micelio, las hifas pueden disponerse ordenada o desordenadamente, de acuerdo a la función que tengan encomendada, y encontrarse escasamente ramificadas como en el caso de los mohos, o extenderse por metros a través del suelo como en el caso de las setas.

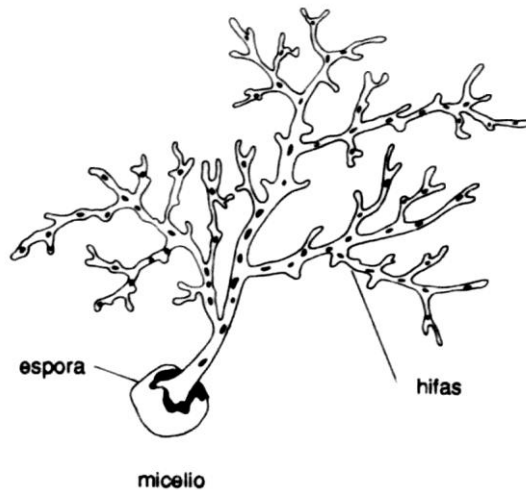


Figura 3.2: Micelio

Pero no todos los hongos forman micelio. Las levaduras que son un tipo de hongo unicelular, no forman micelio, sino que crecen según un proceso llamado *gemación*, al igual que un número muy grande de mohos.

Los hongos se reproducen sexual y asexualmente. La reproducción *asexual* (llamada también somática o vegetativa) no incluye la unión de núcleos, órganos o células sexuales. La reproducción *sexual*, en cambio, está caracterizada por la unión de dos núcleos.

- **Reproducción asexual:** En general, la reproducción asexual es más importante que la sexual, ya que el ciclo asexual por lo común se repite varias veces al año, en tanto que el estado sexual de muchos hongos se presenta una sola vez en el año.

Los modos de reproducción asexual más comunes son:

1. Fragmentación de la hifa o del micelio, y crecimiento de un nuevo individuo a partir de cada fragmento.
2. Fisión de células somáticas en células hijas.
3. Gemación de células somáticas y formación de un nuevo individuo.
4. Producción de esporas, cada una de las cuales formará un tubo germinal que iniciará un nuevo micelio.

- **Reproducción sexual:** Se requiere la unión de dos núcleos compatibles. Este proceso se realiza en tres fases distintas:

1. Plasmogamia. En esta primera fase se unen dos protoplastos (células sin pared celular) y sus núcleos quedan muy juntos dentro de una sola célula.
2. Cariogamia. Durante esta fase se produce la fusión de los dos núcleos para dar lugar a la formación de un solo núcleo.
3. Meiosis. En esta fase final se produce una división celular que da origen a dos células idénticas pero completamente independientes.

□ **Influencia del medio ambiente en los hongos**

Los hongos como cualquier ser viviente están influenciados por factores ambientales como la temperatura, humedad, oxígeno, luz, pH y otros.

- **Temperatura:** A diferencia de los seres humanos y de la mayoría de los animales, los hongos no poseen control termostático alguno para regular su temperatura; sin embargo, pueden adaptarse a los cambios de temperatura con relativa facilidad.

En general, las temperaturas más favorables para su desarrollo están en el rango de 20 a 32 grados Celsius. A 10 °C los hongos se desarrollan más lentamente, y si la temperatura baja alrededor de 0 °C, dejan de crecer. No mueren, sino que duermen hasta encontrar tiempos más favorables. Es así que la mayoría de los hongos ordinarios soportan la congelación por espacio de meses y aún de años.

Generalmente, los hongos empiezan a reducir su actividad entre los 40 y 45 grados Celsius, y mueren a temperaturas entre 60 y 65 grados Celsius.

- **Humedad:** Los hongos muestran un comportamiento muy variado con respecto a la humedad, pero pueden llegar a ser más tolerantes a la escasez de humedad que otros organismos.

Siempre que la humedad relativa del aire exceda el 70 %, muchos tipos de hongos tales como los mohos pueden empezar a desarrollarse y causar deterioro.

- **Oxígeno:** Casi todos los hongos necesitan oxígeno para vivir y desarrollarse, aunque existen excepciones. Algunas de las levaduras por ejemplo, son anaerobias; es decir, no necesitan el oxígeno del aire para vivir.

- **Luz:** La luz sólo constituye un factor secundario en el desarrollo de muchos hongos. Algunos de ellos necesitan determinada cantidad de luz para reproducirse normalmente, pero la mayoría puede vivir sin ningún problema en la oscuridad.

- **Potencial de hidrógeno (pH):** Los hongos son susceptibles al cambio de pH. Muchos crecen en un intervalo de pH de 4.5 a 8.0, y muestran un amplio intervalo de pH óptimo de 5.5 a 7.5. Sin embargo, la mayoría de especies de hongos prefiere un medio ácido para su crecimiento, con un pH óptimo de alrededor de 6.

□ **Perjuicios y beneficios causados por los hongos**

Los hongos figuran entre las causas principales de las enfermedades de las plantas y causan graves pérdidas en las semillas almacenadas, sobre todo si se encuentran almacenadas a granel.

Pueden atacar y deteriorar muchas clases de productos manufacturados como telas, tejidos, cuerdas, materiales aislantes, cuero, productos alimenticios de toda clase y mucho más. Algunos hongos incluso hacen de otros hongos su presa y pueden vivir como hongos parásitos de otros hongos.

Los hongos son causa también de una gran variedad de enfermedades de animales, e incluso del hombre.

Pero no todos los hongos son nocivos, algunos se cultivan comercialmente para la producción de medicamentos, ácidos orgánicos, enzimas y alimentos.

Los hongos aumentan la fertilidad del suelo, y son junto con las bacterias, los desintegradores más eficaces de todos los ecosistemas. Los hongos cumplen una función indispensable en la descomposición de materiales orgánicos muertos, que son necesarios para la supervivencia de casi todas las plantas verdes que dependen de los productos de la putrefacción del suelo ocasionados por ellos.

Algunos hongos sostienen estrechas relaciones benéficas con las plantas; invaden sus raíces y envían hifas hacia el suelo, incrementando así la capacidad de las plantas para absorber el agua y los minerales.

Ciertos tipos de hongos en cambio producen antibióticos que pueden ser extraídos y utilizados para combatir infecciones bacterianas. El *Penicillium Chrysogenum* es una de las varias especies de hongos que sintetizan y secretan el *antibiótico Penicilina*.

Las *levaduras* son los principales organismos fermentadores utilizados para la elaboración de bebidas alcohólicas como la cerveza y algunos vinos, al igual que para la preparación del pan; y muchos de los mejores quesos del mundo como el Roquefort y Camembert obtienen su sabor y consistencia gracias a la presencia de los *mohos*.

3.2 Hongos comestibles

“Se entiende por “hongos comestibles” los frutos pertenecientes a un grupo vegetal específico – fungi – que crecen en estado silvestre o que se cultivan y que después de su elaboración necesaria son apropiados para utilizarse como alimento.” [9]

Existen muchas especies de hongos que pueden dar origen a verdaderos *cuerpos de fructificación* que sobresalen por encima del suelo. Estos cuerpos de fructificación tienen su origen a partir de la capa micelial subterránea.

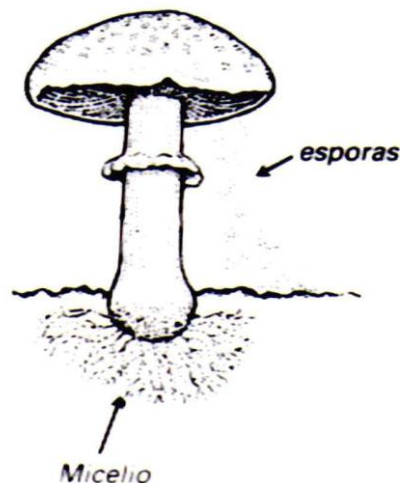


Figura 3.3: Cuerpo de fructificación

Estos cuerpos fructíferos se conocen con el nombre de *setas*. Las setas son la parte más visible del hongo, y son el fruto del mismo; es decir, el hongo es el individuo en total (en conjunto) y la seta una parte del mismo, que representaría para cada hongo algo así como el fruto para un árbol.

Las setas son la parte del hongo que se puede consumir de aquellas especies que son comestibles.

No obstante, se debe tener siempre presente que no todas las setas son comestibles ya que existen especies que son alucinógenas y otras que son muy tóxicas o venenosas y que incluso pueden causar la muerte.

3.2.1 Importancia

Desde el punto de vista alimenticio, los hongos comestibles constituyen una fuente nutritiva de gran valor para el ser humano.

Los hongos comestibles poseen carbohidratos, proteína vegetal, grasa, fibra, en cantidades que varían de acuerdo a la especie. Así, en los *Agaricus* se ha encontrado un 4.8 % en proteínas, 0.2 % en grasas, 3.5 % en carbohidratos y 0.8 % en fibra. El *Boletus Edulis* en cambio presenta 5.4 % en proteínas, 0.4 % en grasas, 5.2 % en carbohidratos y 1.2 % en fibra.

Los hongos comestibles contienen glúcidos (azúcares) tales como el glucógeno, manitol, hemicelulosa, pentosa, sorbitol, arabitol, y azúcares reductores tales como la glucosa y levulosa. Entre los elementos minerales existentes se encuentran el fósforo, calcio, potasio, cloro y sodio.

Asimismo, los hongos comestibles contienen elementos menores que actúan como biocatalizadores, los mismos que son necesarios para los seres vivos en cantidades pequeñas. Entre estos elementos se encuentran el zinc, cobre, manganeso, bromo, plata, titanio, rubidio, vanadio, litio, y el hierro que es importante para la formación de hemoglobina en nuestra sangre.

Entre las *vitaminas* se encuentran la vitamina A o antixerofáltica, la vitamina D o antirraquítica, la vitamina K o antihemorrágica, la vitamina C o ácido ascórbico que previene el escorbuto en los seres humanos; la vitamina B, especialmente la B1 o tiamina, y la riboflavina o vitamina B2 que permite la formación de diversos sistemas enzimáticos necesarios para la utilización de elementos energéticos en el organismo.

Los hongos comestibles son también utilizados con fines medicinales para combatir diferentes males que atacan al hombre.

Los hongos comestibles poseen sustancias biológicamente activas, que los hacen portadores de propiedades medicinales que han sido aprovechadas para controlar y contrarrestar diversos síntomas y enfermedades tales como el asma, hemorragias, reducción del nivel de colesterol en la sangre y control de la presión arterial.

Una de las aplicaciones más importantes en medicina es su acción antitumoral. Se ha encontrado en varias especies de hongos comestibles componentes (polisacáridos, compuestos proteicos Beta-D-glucano, heteroglucano, xyloglucano, lecitina y esteroides naturales) que estimulan la producción de nuevas células de defensa del organismo tales como las células B, células T y las células NK (Natural Killer); con lo que se consigue potencializar el sistema inmunológico y aumentar su resistencia.

3.2.2 Clasificación

A los *hongos comestibles* se los puede incluir en dos grandes grupos:

1. Ascomycetes
2. Basidiomycetes

Sin embargo, la mayoría de los hongos comestibles pertenecen al grupo de los *Basidiomycetes*.

- **Ascomycetes:** Son hongos en los que el *himenio* está formado por unas células madre llamadas *Ascas*. Las esporas de estos hongos se producen en el interior de las ascas y cuando están maduras salen al exterior, ya sea por un orificio que se abre en el asca, llamado *Opérculo*, o por desaparición de la pared del asca.

Los Ascomycetes tienen el micelio tabicado, con células uninucleadas o también plurinucleadas, y a veces puede presentarse poco desarrollado o muy denso y ramificado.

Entre los Ascomycetes hay especies muy apreciadas como comestibles, destacándose entre estas los géneros *Helvella*, *Morchella* y *Tuber*.

- **Basidiomycetes:** Son hongos que se caracterizan porque sus esporas se producen en unas células madre denominadas *Basidios*.

En los Basidiomycetes se puede observar una extensa masa hifal subterránea que produce esporádicamente cuerpos de fructificación verticales en los cuales se forman las esporas u órganos de la reproducción.

Los Basidiomycetes son hongos terrestres que crecen sobre una gran variedad de sustratos: suelo, hojarasca, corteza, madera, etc.

□ **Clasificación de los Basidiomycetes**

Según Konrad y Maublanc, los Basidiomycetes se clasifican en:

1. Protobasidiomicetes
2. Autobasidiomicetes

Los *Protobasidiomicetes* son hongos con basidio tabicado, mientras que los *Autobasidiomicetes* tienen el basidio entero y son más importantes que los primeros.

Los Autobasidiomicetes se clasifican en:

1. Heterobasidios
2. Homobasidios

Los *Heterobasidios* son hongos con basidio anormal, mientras que los *Homobasidios* tienen basidios de tipo normal y comprenden la mayor parte de las especies.

Los Homobasidios se dividen a su vez en tres series:

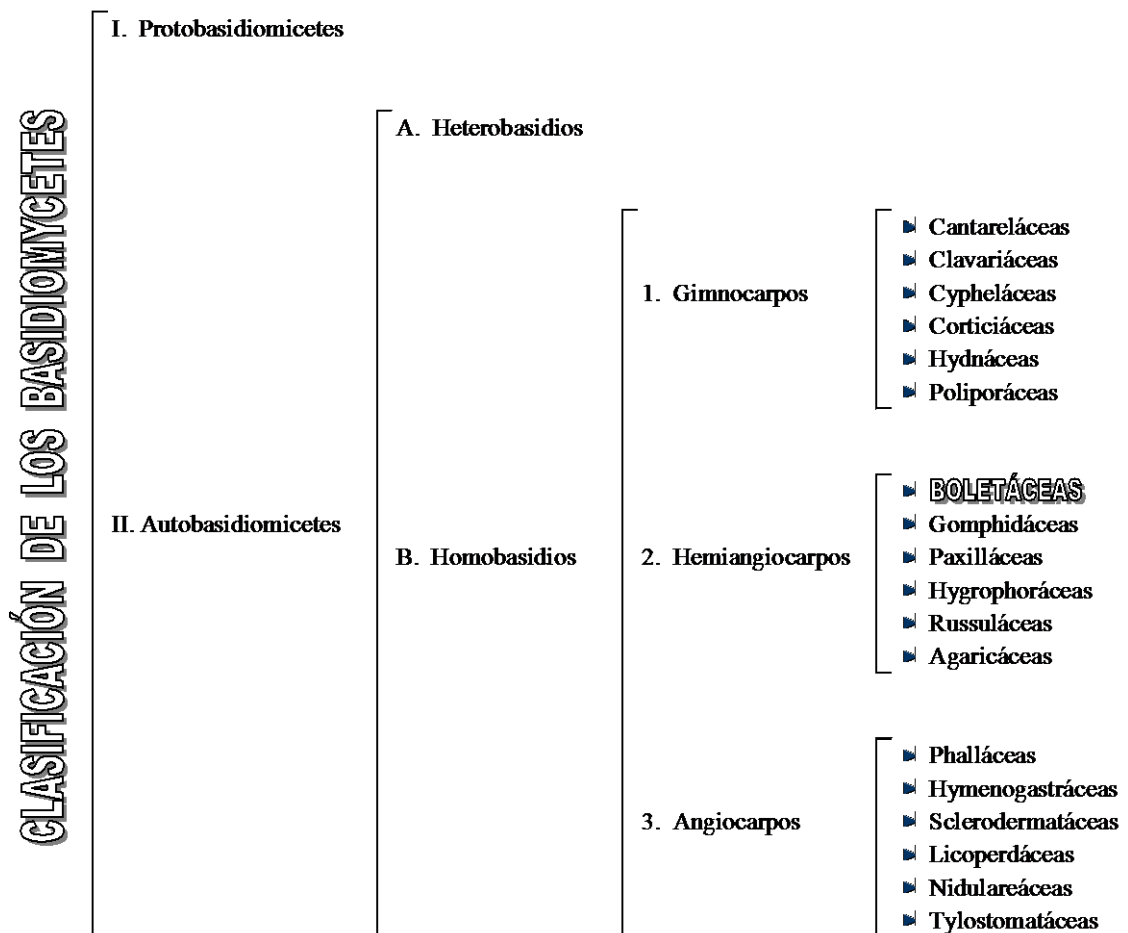
1. Gimnocarpos
2. Hemiangiocarpos
3. Angiocarpos

- **Gimnocarpos:** En estos hongos el receptáculo está constituido al principio por un tubérculo desnudo, es decir, desprovisto de velo general, sobre el cual aparece el himenio y se extiende a medida que va creciendo. A este grupo pertenecen las *familias*: Cantareláceas, Clavariáceas, Cypheláceas, Corticiáceas, Hydnáceas y Poliporáceas.

- **Hemiangiocarpos:** En estos hongos el receptáculo está rodeado por un velo general. El himenio queda delimitado desde el principio y se encuentra ampliamente expuesto al aire antes de que el hongo alcance su total desarrollo. A este grupo pertenecen las *familias*: Boletáceas, Gomphidáceas, Paxilláceas, Hygrophoráceas, Russuláceas y Agaricáceas.

- **Angiocarpos:** En estos hongos, el himenio tapiza el interior de cavidades cerradas, rodeadas de un velo general persistente que no se abre más que en la madurez para poner en libertad a las esporas. A este grupo pertenecen las *familias*: Nidulareáceas, Phalláceas, Hymenogastráceas, Sclerodermatáceas, Licoperdáceas y Tylostomatáceas.

Cuadro 3.1: Clasificación de los Basidiomycetes



❑ **Características y clasificación de las Boletáceas**

Son hongos carnosos terrestres, con pie y sombrero confluentes y no separables. En la cara inferior del sombrero se encuentra un gran número de tubos alargados, paralelos y unidos entre sí, de sección redondeada o poligonal,

y revestidos interiormente por el himenio. Tienen esporas con membrana lisa, de color blanco, rosado, ocre o pardo, y generalmente de forma elíptica.

La familia de las Boletáceas se subdivide en los siguientes *géneros*:

1. Boletus
2. Boletinus
3. Gyrodon
4. Tylopilus
5. Gyroporus
6. Porphyrellus

De esta clasificación, se hará referencia únicamente al *género Boletus*, ya que a este género pertenece la especie de hongos que se va a deshidratar.

- **Género Boletus:** Es un género muy amplio y rico en especies. Encierra hongos carnosos, de tubos blandos dispuestos paralelamente y fácilmente separables del sombrero.

La carne de estos hongos es blanda y se descompone con gran facilidad; presentan un pie central liso, granuloso o reticulado, y que algunas veces lleva anillo. Sus esporas son de color ocre o pardo, lisas, y generalmente de forma elíptica, mientras que sus poros son de color variado.

A este género pertenecen varias *especies de hongos* tales como el Boletus Edulis, Erythropus, Calopus, Chrysenteron, Subtomentoso, Badius, Scaber, Rufus, Tessellatus, Flavus entre otros, y el **BOLETUS LUTEUS** que son los hongos de interés para el presente Proyecto.

3.2.3 Origen y desarrollo de las setas

A partir del micelio subterráneo se forma una masa esférica llamada volva, primordio o huevo, el cual al romperse por la presión interior, deja salir el sombrero y parte superior del pie de la futura seta, para finalmente, al término del desarrollo, dar lugar a una seta completa.

Se pueden identificar sin embargo 6 estados sucesivos en el desarrollo de una seta:

1. Volva en forma de huevo.

2. Volva en forma de un huevo ligeramente acinturado a medida que va transcurriendo el tiempo.
3. Volva desgarrada por el crecimiento de la seta en su interior.
4. La seta levantada sobre la tierra deja ver su casquete o sombrero con fragmentos de la volva rota. La parte inferior del sombrero está cubierta por una membrana llamada *velo*.
5. La seta sigue desarrollándose y el sombrero al abrirse va deshaciéndose del velo.
6. La seta ya desarrollada muestra el sombrero desplegado en su totalidad.

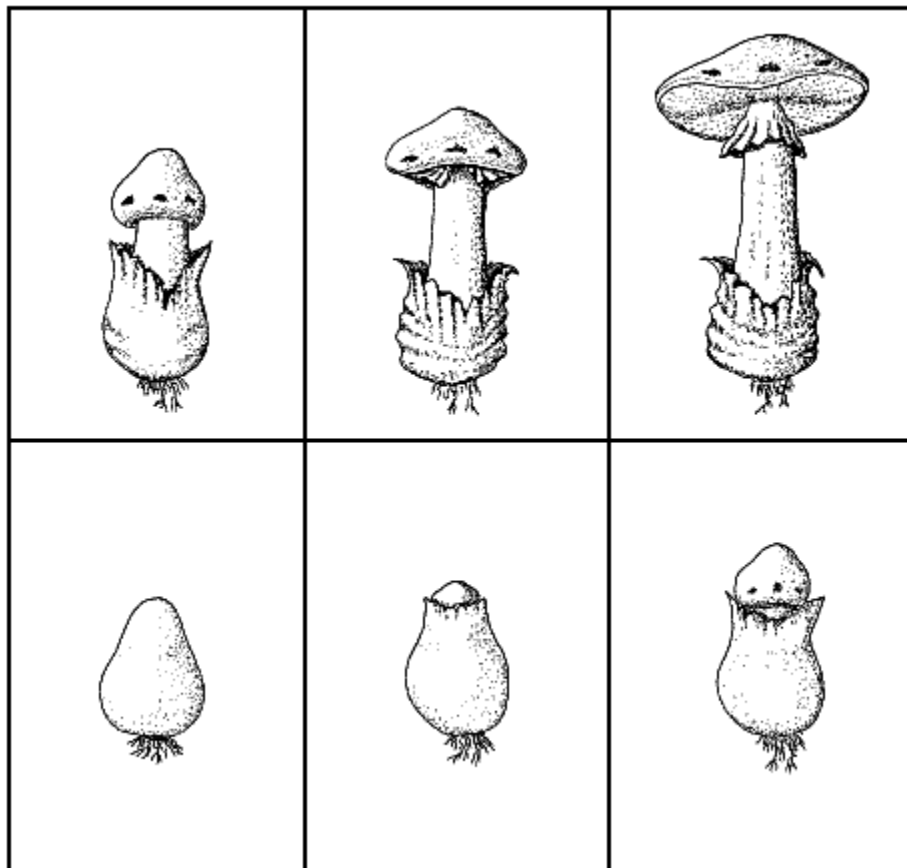


Figura 3.4: Origen y desarrollo de las setas

3.2.4 Partes de una seta

Las partes constituyentes de una seta madura son: una porción superior ensanchada a manera de cabeza llamada *sombrero o píleo*, el cual está cubierto parcialmente por unas escamas que son los residuos o fragmentos de la *volva*, y debajo de las cuales se encuentra la piel o epidermis del sombrero, llamada *cutícula*.

En la parte inferior del sombrero se encuentran el *himenóforo*, que lleva al *himenio* o parte fértil, y el *pie* o *estípite* que sirve de soporte para el sombrero. El pie puede llevar en su parte superior un resto de la membrana anular llamado *anillo*, y en su base puede o no presentarse una vaina externa llamada *volva*.

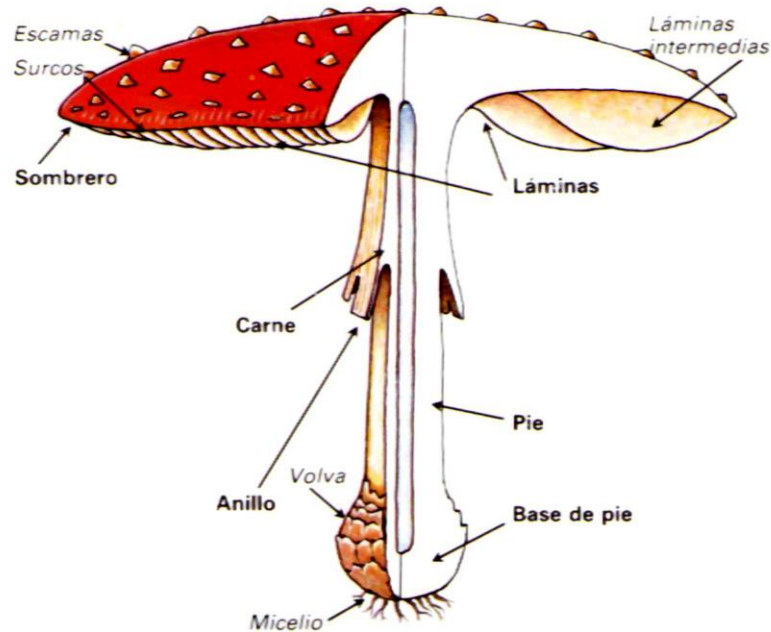


Figura 3.5: Partes de una seta

- **El sombrero:** Es la parte más ancha de la seta, se encuentra situado encima del pie y puede presentar una amplia gama de formas y colores.

Entre las formas más comunes se encuentran las siguientes: acopados, cónicos, en forma de paraguas o sombrillas, en forma esférica, acampanados, etc.

Sobre la cara inferior del sombrero se encuentran muchas laminillas radiales, cada una de las cuales está tapizada por el himenio.

- **La cutícula:** Es la membrana exterior que recubre al sombrero. Normalmente está formada por una o varias capas de células, o por una red compacta de filamentos hifales. En ambos casos, puede contener o no sustancias colorantes que son las que le dan una gran variedad de colores a algunas setas.

La cutícula puede ser lisa, rugosa, seca, viscosa; llevar restos de la volva en forma de escamas, verrugas o gránulos; estar fuertemente adherida al sombrero o ser fácilmente separable; poseer estrías, surcos o círculos concéntricos.

- **El pie:** Es la parte de la seta que sostiene al sombrero; puede ser recto, curvo o cilíndrico. En cuanto a su estructura, generalmente es fibroso o granuloso. Puede ser frágil o elástico, y estar fusionado con el sombrero, o por el contrario, quedar relativamente independizado, siendo en este caso fácilmente separable.
- **El anillo:** Es la parte residual procedente del velo interno. Este velo se sitúa debajo del sombrero y se presenta, la mayoría de las veces, como una fina película que cubre el himenio en los hongos jóvenes. La principal misión del velo es la de proteger el himenio y facilitar así la normal maduración de las esporas. Junto con la expansión del sombrero, este velo interno se rompe, quedando sobre el pie del hongo los restos del mismo a manera de anillo.
- **La volva:** Es la parte basal, generalmente subterránea, membranosa, que rodea la base del pie de algunas especies. Su origen está en el velo universal, que es una membrana blanquecina que envuelve completamente a la seta cuando se encuentra en su fase embrionaria.

Al llegar a la madurez, este velo universal se rompe y desintegra, dando lugar a pequeños fragmentos que a menudo quedan adheridos a la cutícula del sombrero; mientras que otra parte residual, denominada volva, se mantiene subterránea, protegiendo al pie a manera de un dedal.

3.2.5 Diferentes tipos de setas

Existen varios tipos de setas, sin embargo, entre los principales, ya sean *setas silvestres o cultivadas*, se pueden indicar los siguientes: setas con poros, con láminas, con agujas, setas de pie excéntrico con láminas o con poros, setas gelatinosas, ramificadas, setas en forma de embudo, de estrella, de esfera, entre otros.

- **Setas con poros o tubos:** Estas setas presentan poros en la parte inferior del sombrero. Estos poros son los orificios terminales de una multitud de tubos esponjosos en cuyo interior se producen las esporas. (ver Fig. 3.6)

- **Setas con láminas:** Estas setas presentan unas paredes o láminas muy delgadas en la cara inferior del sombrero. Estas láminas pueden encontrarse unidas al pie (adnatas), correr a lo largo del pie (decurrentes), o sin unión alguna con el pie (libres); y es aquí, en las láminas, donde se producen las esporas. (ver Fig. 3.6)
- **Setas con agujas:** Estas setas presentan un conjunto de espinas en la cara inferior del sombrero. En estas espinas se producen las esporas. (ver Fig. 3.6)
- **Setas de pie excéntrico con láminas:** Crecen sobre los árboles vivos o muertos. Sus láminas corren a lo largo de un pie corto y excéntrico. (ver Fig. 3.6)



Figura 3.6: Diferentes tipos de setas

- **Setas de pie excéntrico con poros:** Estas setas presentan un sin número de tubos finos que se abren a modo de poros en la cara inferior del sombrero. Las esporas se producen en el interior de estos tubos.

- **Setas gelatinosas:** Presentan una textura gelatinosa, sobre todo cuando están húmedas. Tienen formas muy irregulares y crecen generalmente en colonias.
- **Setas ramificadas:** Se componen de múltiples ramas que generalmente se parten con facilidad. Las esporas se producen en la superficie de la seta.

3.2.6 Conservación de setas

Existen muchos métodos de conservación, los más empleados son los siguientes:

- **En medios líquidos:** Tales como el ácido láctico, alcohol, suero fisiológico formolado, etc. En general, estos medios conservan bien la forma y tamaño de la seta, pero hacen que pierda su color.
- **Por congelación:** En estado sólido congelado el producto se mantiene en excelentes condiciones, pero tan pronto como es sacado a la temperatura ambiente, se desintegra y transforma en una masa pulposa.
- **Por deshidratación:** Es el método más utilizado. Se basa en la eliminación del agua contenida en la seta. Los métodos varían desde el *secado al sol*, *en estufa*, *en corrientes de aire caliente*, etc.
- **Por esterilización:** Si no se desea eliminar el agua como en el caso de la deshidratación, se puede conservar el producto esterilizándolo con radiación. Para este fin se utilizan los rayos gamma o rayos X. Luego, las setas se almacenan en cámaras o recipientes completamente estériles. El mayor problema de este método es su alto costo.
- **Por liofilización:** Es el método ideal, se basa en la eliminación del agua contenida en la seta a muy baja temperatura y en vacío. La seta liofilizada queda intacta, pero muy frágil, siendo necesario guardarla en recipientes adecuados. Los inconvenientes de este método son la lentitud del proceso y el alto costo del liofilizador.
- **Por inclusión en resinas sintéticas:** Es un complemento de la liofilización, pues a la seta liofilizada se la incluye en una resina sintética tal como el polylite, vestopal,

metacrilato, araldite, etc. Este método es muy delicado y laborioso, pero presenta la ventaja de que la seta liofilizada pierde su fragilidad.

3.2.7 Consumo

Los hongos comestibles pueden ser consumidos en forma natural (frescos) o elaborada, como en el caso de los hongos deshidratados, fermentados, hongos en aceites vegetales, extracto de hongos, concentrado de hongos, sémola de hongos y harina de hongos, formando parte de un sin número de recetas de cocina.

Existe una gran industria de sopas condensadas, que al igual que el consumo de hongos deshidratados, ha crecido significativamente en los últimos años.

3.3 Hongos deshidratados

Se entiende por *hongos deshidratados o desecados*, el producto obtenido por desecación o liofilización de hongos comestibles de una sola especie. [9]

En la preparación de hongos deshidratados sólo puede utilizarse hongos comestibles frescos, tratados o elaborados inmediatamente después de recogidos, antes de que empiece su deterioración.

Luego del *proceso de secado*, los hongos deben estar sanos, limpios, indemnes, exentos de impurezas orgánicas y minerales, tener el color, olor y sabor propios de su especie, y presentar un *contenido máximo de humedad* del 12 %, siendo el *porcentaje de humedad óptimo* de 8 %. [9,10]

3.4 Antecedentes del producto a secar

A mediados de los años 70 se inicia en el sector de Salinas un proceso de reforestación con especies coníferas (principalmente *Pinus Radiata* y *Pinus Pátula*) para aprovechar los terrenos que no eran aptos para la agricultura y producir madera.

Dentro de estos bosques crecen de manera silvestre hongos comestibles conocidos con el nombre de *Hongos de pino*, que además de constituir un excelente alimento para el hombre, son indispensables para la vida y desarrollo del bosque.

Los Hongos de pino desarrollan asociaciones simbióticas (de mutuo beneficio) con las raíces de los árboles, que les permiten a los pinos crecer en suelos muy pobres y resistir condiciones adversas del clima como las heladas y sequías.

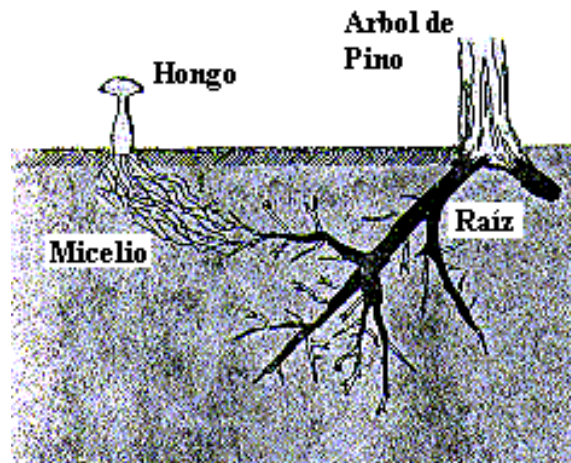


Figura 3.7: Asociación simbiótica: hongo – raíz

De esta manera, los árboles y hongos se benefician mutuamente; los árboles brindan azúcares a los hongos a través de sus raíces, y los hongos ayudan al pino a absorber los nutrientes del suelo a través del micelio.

El aprovechamiento de estos hongos trae consigo múltiples beneficios, no sólo desde el punto de vista forestal, que constituye un estímulo para la reforestación y cuidado de los bosques de pino, sino también desde el punto de vista laboral y comercial, ya que la recolección de Hongos de pino permite a los pobladores de la zona obtener ingresos por su trabajo y venta del producto, y a Salinas, lograr un desarrollo integral por medio de la comercialización de *hongos deshidratados*.

3.4.1 Clasificación taxonómica

El *Hongo de pino* presenta la siguiente clasificación taxonómica:

- ▶ **Reino:** Fungi
- ▶ **Clase:** Basidiomycetes
- ▶ **Familia:** Boletáceas

► **Género:** Boletus

► **Especie:** Luteus

Estos hongos están provistos de un sombrero carnoso y bastante grande (5 - 14 cm de diámetro) que palidece al envejecer. Su cutícula es fácilmente separable, brillante, viscosa, y generalmente de color café oscuro. Presentan poros en la parte inferior del sombrero, estos poros son de color amarillo y son los orificios terminales de una multitud de tubos finos y esponjosos del mismo color.

Su carne es de color amarillo o blanco y de consistencia blanda y sabor dulce. Presentan un pie cilíndrico, recto o curvado, de color amarillo pálido o blanquecino; y un anillo grande, membranoso y blanco.



Figura 3.8: Hongos de pino - Boletus Luteus

3.5 Proceso productivo

El proceso de producción de hongos deshidratados sigue un orden definido que cuenta con varias actividades, como se indica en el siguiente diagrama de proceso:



Figura 3.9: Diagrama de proceso de producción de hongos secos

- **Recolección:** La mayor cosecha de hongos frescos se presenta durante las épocas de lluvia, siendo desde noviembre a marzo los meses donde la tarea de recolección se intensifica, ya que durante el resto del año, el número de hongos comestibles disminuye debido a la falta de precipitaciones y baja humedad.

Los hongos frescos son arrancados del suelo por completo, y luego recogidos en cubetas o canastas para ser transportados hacia el centro de acopio (planta procesadora de hongos comestibles de la Fundación Grupo Juvenil Salinas).

Los hongos deben ser cosechados en estado joven o maduro, cuando el sombrero tiene entre 10 y 12 cm de diámetro, ya que si son de mayor tamaño, se vuelven inadecuados para el secado debido a la gran cantidad de agua que contienen.

- **Limpieza y rebanado:** La limpieza del producto se realiza en forma manual, y generalmente en el sitio de recolección cuando las condiciones climáticas lo permiten. Esta tarea consiste en retirar la hojarasca, paja, hierba y tierra que contiene el hongo fresco. Luego, con la ayuda de un cuchillo, se procede a cortar el extremo del pie y a desprender la cutícula del sombrero. (ver Anexo B)

Una vez retirada la cutícula, se procede al *rebanado* que consiste en cortar al hongo fresco en rebanadas o tiras de 6 a 10 mm de espesor, aproximadamente.

- **Recepción:** Los hongos rebanados son examinados con el objeto de asegurar la calidad del producto final, y luego pesados con el objeto de llevar un registro de la cantidad de hongos que ingresa a la planta y de las personas que entregan el producto.
- **Secado:** En la actualidad, el secado representa más del 50 % de los costos de producción, y se lo realiza en dos secadoras a diesel.

Los hongos rebanados son transportados al cuarto de secado y depositados sobre una malla plástica que descansa sobre una plataforma perforada fija, en tanto que otra parte de hongos rebanados son depositados en bandejas móviles que van ubicadas debajo de la plataforma. Luego se procede al secado, para lo cual se hace circular aire caliente a través de la masa de hongos frescos.

Los hongos son deshidratados hasta alcanzar un contenido de humedad final del 10 al 12 %, aproximadamente. Estos porcentajes de humedad son determinados al tacto y a simple vista por el personal de la planta. (ver Anexo B)

- **Acopio en bodega:** Los hongos deshidratados son retirados del cuarto de secado y trasladados a la bodega, para posteriormente ser analizados y clasificados.
- **Selección y limpieza:** Los hongos deshidratados son seleccionados y clasificados de acuerdo a su calidad, esto es, de acuerdo a su color y contenido de humedad. De esta manera, se tienen hongos de Clase A (color amarillo), de Clase B (color café oscuro) y desechos.

A continuación, se revisa que todo el producto se encuentre completamente limpio y libre de cualquier elemento extraño.

- **Almacenamiento del producto final:** Los hongos deshidratados son almacenados en fundas plásticas de diferente tamaño y presentación. Las fundas son selladas herméticamente y colocadas de acuerdo a la clase del hongo (clase A o B) en lugares secos y adecuados.

3.6 Propiedades del producto a secar

El conocimiento de las propiedades y características del producto es de especial importancia para darle un tratamiento adecuado después de la cosecha y sobre todo durante el proceso de secado.

A partir de las propiedades del producto se determinan la cantidad de energía térmica requerida durante el secado, tiempos y caudales de aire, que son necesarios para dimensionar el sistema de calefacción y ventilación, y para definir los consumos de energía y costos de operación del deshidratador.

Entre las propiedades físicas del hongo de pino se pueden indicar las siguientes:

- **Contenido de humedad inicial en base húmeda:**² 85 - 95 [%]
- **Contenido de humedad crítica en base seca:** 10 [kg agua / kg masa seca]
- **Densidad promedio del hongo fresco:** 1100 [kg / m³]

En el Anexo C se presentan análisis químicos, bromatológicos y microbiológicos realizados a muestras de hongos frescos y hongos secos de pino.

BIBLIOGRAFÍA DEL CAPÍTULO III

² El contenido de humedad varía de acuerdo con las condiciones climáticas de la zona y estado de madurez del producto.

1. Alexopoulos, C. J. (1986). Introducción a la Micología. Buenos Aires. Editorial Universitaria de Buenos Aires.
2. Becker, G. (1989). El gran libro de las Setas. Primera Edición. Madrid. Susaeta.
3. Calonge, D. F. (1989). Setas (Hongos). Guía ilustrada. Madrid. Mundi-Prensa.
4. Christensen, C. M. (1984). Los hongos y el hombre. Introducción al estudio de los hongos. México. Interamericana.
5. Clarke, R. (1992). Setas y otros hongos. Primera Edición. Barcelona. Juventud, S.A.
6. Deacon, J. W. (1990). Introducción a la Micología moderna. Primera Edición. México. Limusa.
7. Díaz, M. J. (1982). Estudio sobre los hongos. Quito. Corporación Financiera Nacional.
8. Lizan, R. L. (1987). Identificación de Hongos comestibles. Madrid. Ministerio de Agricultura.
9. Programa conjunto FAO / OMS sobre Normas Alimentarias. Comisión del CODEX Alimentarius. (1982). Normas del CODEX para frutas y hortalizas elaboradas y hongos comestibles. Tomo II. Primera Edición. Roma.
10. Proyecto Desarrollo Forestal Campesino en los Andes del Ecuador. (1998). Producción y Comercialización de Hongos Secos de Pino. Quito.
11. Reina, J. & Torres, J. (1999). Influencia de la concentración del ácido cítrico y sal en la calidad de hongos de pinar (Boletus Luteus) envasados en salmuera. Ibarra. Tesis. UTN.

CAPÍTULO IV

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS PARA EL SECADO

4.1 Equipos para el secado de productos

Existen diferentes métodos para realizar la deshidratación de un producto, y por lo tanto, diferentes tipos de secadores; cada uno diseñado para secar un producto en particular, y algunos lo suficientemente versátiles como para secar más de un tipo de producto.

Los equipos de secado pueden ser clasificados de varias maneras; sin embargo, las dos clasificaciones más empleadas se basan en:

1. El método de operación
2. El método de transmisión de calor a los sólidos húmedos

Otras formas comunes de clasificación se basan por ejemplo en el *tipo de recipiente de secado*: bandejas, tambor rotatorio, lecho fluidificado, neumático o pulverización; o de acuerdo a su *escala de producción*:

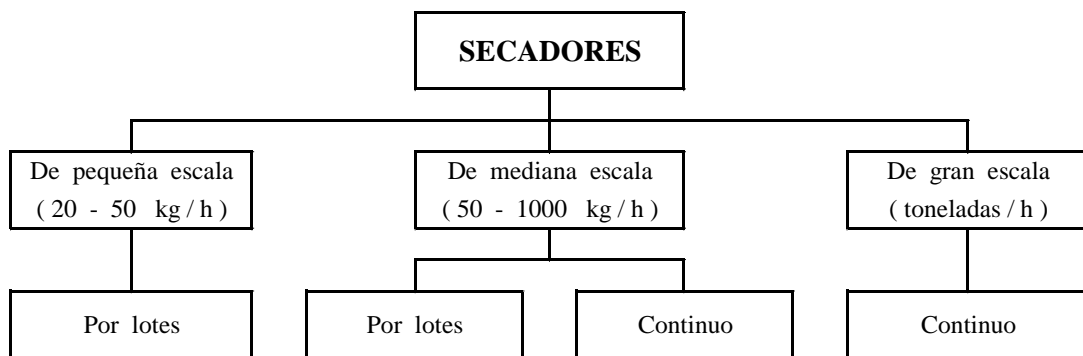


Figura 4.1: Clasificación de los secadores de acuerdo a su escala de producción

De acuerdo con el *método de operación*, los secadores pueden dividirse en dos grandes grupos:

- Secadores continuos
- Secadores discontinuos o por lotes

□ **Secadores continuos**

Son equipos que operan en forma continua, sin interrupciones, en tanto se suministre la alimentación húmeda al secador. La desecación se efectúa haciendo pasar el material de manera continua a través del equipo.

Los secadores continuos pueden funcionar en forma intermitente o por lotes, si así se desea.

□ **Secadores discontinuos o por lotes**

Son equipos que operan intermitente o cíclicamente en condiciones de estado no estacionario. El secador se carga con un producto, el mismo que permanece en el equipo hasta que se seca; luego, el secador se descarga y se vuelve a cargar con un nuevo lote.

Los secadores discontinuos se diseñan para operar con un tamaño específico de lote, en ciclos de tiempo dados. En estos secadores, las condiciones de temperatura y contenido de humedad varían continuamente en cualquier punto del equipo.

De acuerdo con el *método de transmisión de calor a los sólidos húmedos*, los secadores se dividen en tres grupos: [6]

- Secadores directos
- Secadores indirectos
- Secadores infrarrojos

En la Fig. (4.2) se indica la clasificación de los secadores basada en la *transmisión o transferencia de calor*; estipulando subclases de operación continua y por lotes para los secadores directos e indirectos.

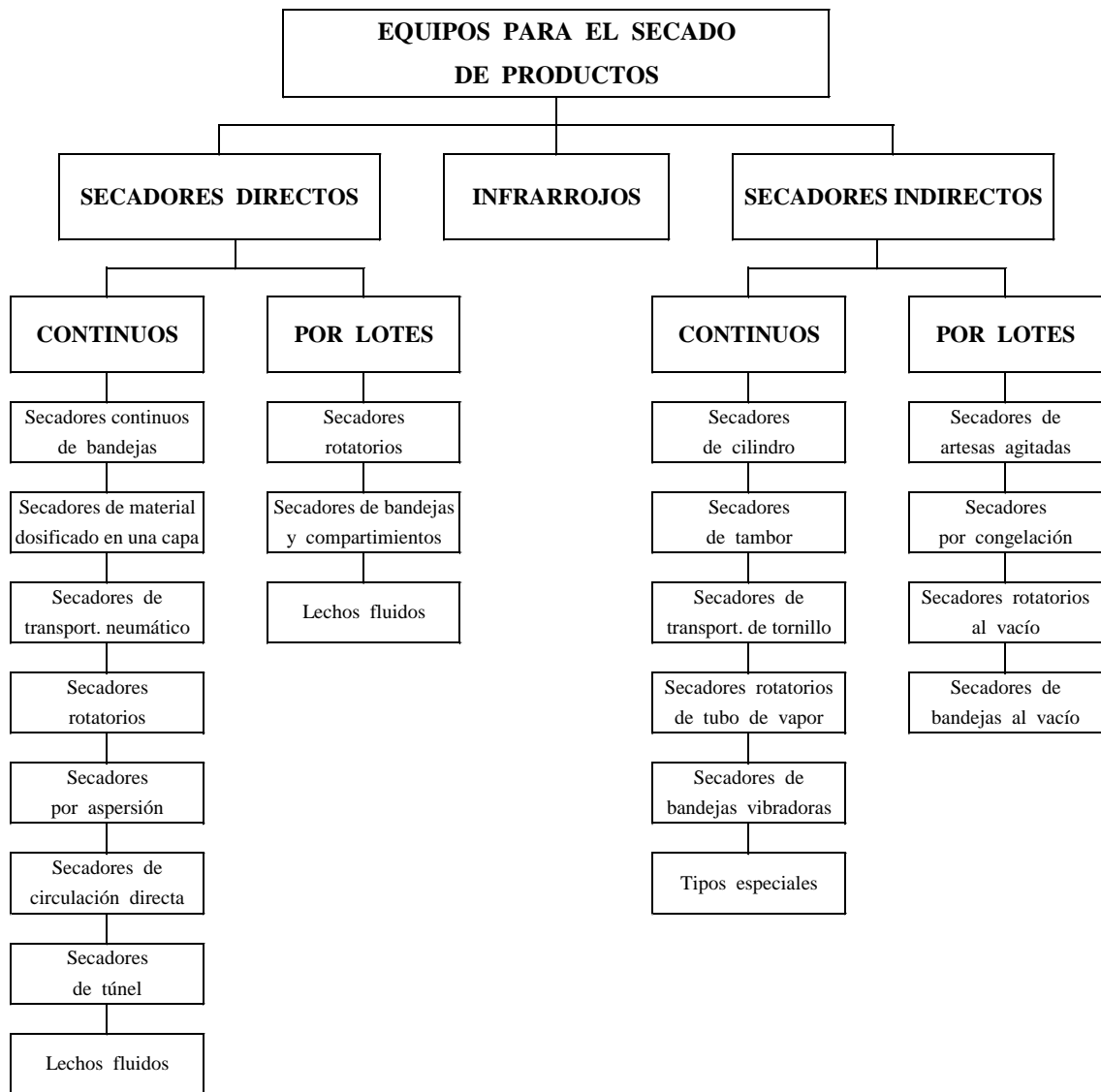


Figura 4.2: Clasificación de los secadores basada en la transmisión de calor

□ **Secadores directos**

Se denominan también *secadores por convección* y presentan las siguientes características generales de operación: [4]

1. La transferencia de calor para el secado se logra por *contacto directo* entre los sólidos húmedos y el aire caliente.
2. El líquido vaporizado es evacuado o arrastrado junto con el medio de desecación (aire caliente de secado).

En estos secadores, los sólidos pueden estar en cualquiera de las condiciones siguientes:

- **Estático:** En esta condición, cada partícula descansa una sobre la otra; es decir, *no existe movimiento relativo entre las partículas sólidas*.



Figura 4.3: Lecho de sólidos en condición estática (secador de bandejas)

- **Móvil:** Las partículas están separadas apenas lo suficiente para fluir o deslizarse unas sobre otras. Por lo común, el flujo es descendente por acción de la fuerza de gravedad; pero también se puede producir un movimiento ascendente debido a la elevación mecánica o a la agitación, generadas dentro del secador.



Figura 4.4: Lecho de sólidos móviles dentro de un secador rotatorio

- **Fluidificado:** Las partículas sólidas se sostienen por medio de fuerzas de arrastre provocadas por la fase gaseosa que pasa por los intersticios de las partículas con una velocidad crítica dada. El movimiento de las partículas en esta condición es repetidamente ascendente y descendente.

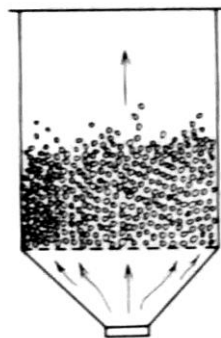


Figura 4.5: Lecho de sólidos fluidificados

- **Diluido:** En esta condición, las partículas sólidas están muy separadas entre sí que prácticamente no ejercen ninguna influencia unas en otras, y no ofrecen casi ninguna resistencia al paso del gas entre ellas.

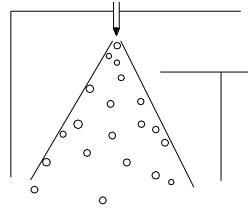


Figura 4.6: Sólidos en condición diluida dentro de un secador por aspersión

En los *secadores directos*, el aire caliente puede entrar en contacto con el producto húmedo de diferentes maneras:

- **Flujo paralelo:** En este caso, la dirección del flujo de aire es paralela a la superficie de la fase sólida. El contacto se registra primordialmente en la entrecara comprendida entre las fases sólida y gaseosa.

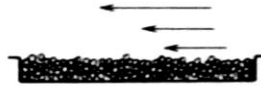


Figura 4.7: Flujo paralelo de aire sobre un lecho estático de sólidos

El *flujo paralelo* puede presentar a su vez tres variaciones:

1. *Flujo de gas en corriente paralela;* en el cual la fase gaseosa y las partículas sólidas se desplazan en la misma dirección.
2. *Flujo de gas a contracorriente;* donde el sentido del flujo de gas es exactamente opuesto al que sigue el movimiento de los sólidos.
3. *Flujo transversal de gas;* en el que la dirección de la corriente de gas se realiza en ángulos rectos en relación con el movimiento de los sólidos.

- **Flujo perpendicular:** La dirección de la corriente de aire es normal a la entrecara de las fases sólida y gaseosa.

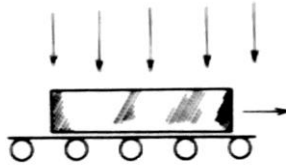


Figura 4.8: Flujo perpendicular de aire que choca contra un objeto sólido

- **Circulación directa:** El aire fluye pasando directamente por los intersticios de los sólidos, circulando de una manera más o menos libre en torno a las partículas individuales.

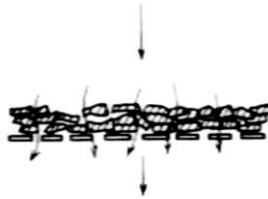


Figura 4.9: Circulación de aire en flujo directo a través de un lecho de sólidos

En los *secadores directos*, las transferencias de calor y masa se desarrollan en las superficies del sólido, y por lo tanto, se puede esperar una máxima eficiencia de proceso con una máxima exposición de la superficie del cuerpo a la fase gaseosa.

□ **Secadores indirectos**

Se denominan también *secadores por conducción o de contacto*, y difieren de los secadores directos en la forma de transferencia de calor y separación del vapor. Estos equipos presentan las siguientes características generales de operación: [4]

1. El calor de desecación se transfiere al sólido húmedo *por conducción* a través de una superficie de retención, casi siempre de índole metálica.
2. El líquido vaporizado se separa independientemente del medio de calentamiento.
3. La velocidad de secado depende del contacto que se establezca entre el material húmedo y las superficies calientes.
4. Las temperaturas de superficie pueden variar desde niveles inferiores al de congelación en el caso de los *secadores de congelación*, hasta temperaturas mayores a los 500 °C en el caso de los secadores indirectos calentados por medio de productos de combustión.
5. Los secadores indirectos son apropiados para secar sólidos a *presiones reducidas (secadores al vacío)* y en *atmósferas inertes*, para poder recuperar los disolventes y evitar la formación de mezclas explosivas o la oxidación de materiales que se descomponen con facilidad.

Los *secadores indirectos* pueden ser divididos en dos categorías:

1. Secadores indirectos atmosféricos
2. Secadores indirectos al vacío

Los *secadores indirectos atmosféricos*, son equipos que trabajan a presión atmosférica; y necesitan la circulación de una pequeña corriente de aire para *evacuar* de la cámara de secado el vapor que se genera.

Los *secadores indirectos al vacío*, en cambio, son equipos que operan a presiones inferiores a la atmosférica (presiones de vacío). No precisan de ningún flujo de aire para eliminar el vapor que se produce durante el secado, ya que trabajan con otros dispositivos tales como bombas de vacío y condensadores.

□ **Secadores infrarrojos o de calor radiante**

Son equipos que dependen de la *transmisión de energía radiante (radiación infrarroja)* para evaporar la humedad de un producto.

La *radiación infrarroja* es radiación electromagnética con longitudes de onda comprendidas en la banda de 0.76 μm a 400 μm . La energía radiante se suministra eléctricamente por medio de lámparas infrarrojas, resistencias eléctricas o refractarios incandescentes calentados por gas.

La radiación infrarroja provee un mecanismo de transferencia de calor entre dos cuerpos, y este calor puede ser utilizado para secar diferentes productos. No obstante, la aplicación principal de estos equipos es en el horneado o secado de capas de pintura y en el calentamiento de capas delgadas de materiales.

4.1.1 Equipos para el secado de alimentos

Entre los equipos de secado más ampliamente utilizados en la industria alimenticia se encuentran los siguientes:

□ **Secadores de bandejas y compartimientos por lotes**

Los secadores de bandejas o compartimientos son equipos totalmente cerrados y aislados, en los que los alimentos se colocan en grupos de bandejas al interior de una cámara de secado.

En estos secadores, la transmisión de calor puede ser *directa*, desde el aire caliente a los alimentos, o *indirecta*, utilizando bases calientes, serpentines o paredes refractarias.

- **Secadores de bandejas con calor directo:** El funcionamiento satisfactorio de estos secadores depende del mantenimiento de una temperatura constante y una velocidad de aire uniforme sobre todo el producto que se está secando.

“Los secadores de bandejas pueden ser del tipo de *carretillas de bandejas* o de *bandejas estacionarias*. En el primer caso, las bandejas se cargan sobre carretillas que se empujan hasta el interior del secador y, en el segundo, las bandejas se cargan directamente en bastidores fijos dentro del secador.” [4]

Las bandejas se fabrican de cualquier material que sea compatible con las condiciones de corrosión y temperatura prevalecientes. Deben presentar por lo menos 4 cm de separación entre el producto que contienen y la base de la que está inmediatamente encima; y cuando las características del alimento y el manejo lo permitan, las bandejas deben tener fondos perforados para proporcionar una mayor superficie de secado.

El medio de calentamiento del aire que circula por la cámara de secado es usualmente *vapor*; sin embargo, cuando no se dispone de vapor o la carga de secado es pequeña, se puede utilizar calor generado eléctricamente.

En la Fig. (4.10) se indica un secador estándar de dos carretillas con sus componentes principales:

- A. Ducto de admisión del aire
- B. Ducto de salida del aire con amortiguador
- C. Ventilador de espaciamiento ajustable
- D. Motor del ventilador
- E. Calentadores de aletas
- F. Cámara plena
- G. Boquillas ajustables de chorro de aire
- H. Carretillas y bandejas
- I. Paletas giratorias

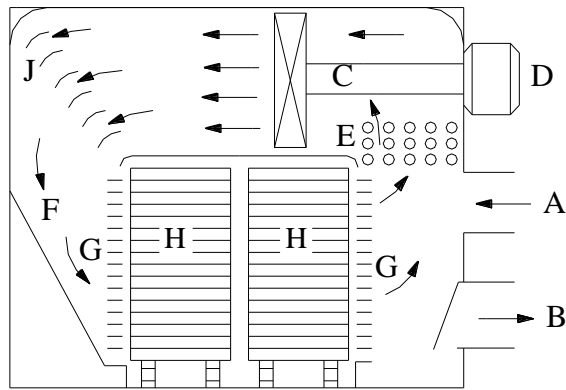


Figura 4.10: Secador de carretilla doble

- **Secadores de compartimientos de circulación directa:** Son un tipo de secador por lotes de *circulación directa*; el aire caliente pasa por un lecho permeable estacionario de producto húmedo que se coloca sobre bandejas removibles de fondo perforado. Este tipo es similar al secador de bandejas estándar, excepto que el aire caliente atraviesa el alimento húmedo en lugar de deslizarse sobre él.

Los secadores por lotes de circulación directa se restringen a productos granulares que permiten la libre circulación del aire; y en general, los tiempos de secado son mucho más cortos que en los secadores de bandejas de flujo paralelo.

- **Secadores de parrillas al vacío:** Son secadores del tipo por lotes con *calentamiento indirecto*, que constan de una cámara hermética al vacío construida casi siempre de hierro colado o placas de acero con parrillas de soporte calentadas dentro de la cámara, una fuente de vacío y por lo común un condensador. [4]

Las parrillas huecas hechas con placas de acero se sujetan en el interior de la cámara de vacío y se conectan en paralelo a los cabezales de entrada y salida. El medio de calentamiento que entra por un cabezal y pasa por las parrillas huecas hasta llegar al cabezal de salida es generalmente *vapor*; en tanto que, en los secadores pequeños se puede utilizar parrillas con calentamiento eléctrico.

El alimento que se va a secar se coloca en bandejas metálicas que descansan sobre las parrillas huecas calentadas. El calor se conduce hasta el producto a través del metal de las parrillas y bandejas.

Luego de cargar el equipo y cerrarlo herméticamente, el aire contenido en el interior del secador es evacuado mediante una bomba de vacío mecánica o un eyector de vapor. Los vapores que se obtienen de la deshidratación del producto pasan hasta un condensador, en donde se licuan y se recolectan; en tanto que, los gases no condensables se eliminan mediante la bomba de vacío.

En estos secadores, los alimentos se desecan por completo a *temperaturas menores* a las requeridas en los secadores a presión atmosférica, razón por la que son adecuados para secar alimentos termo sensibles.

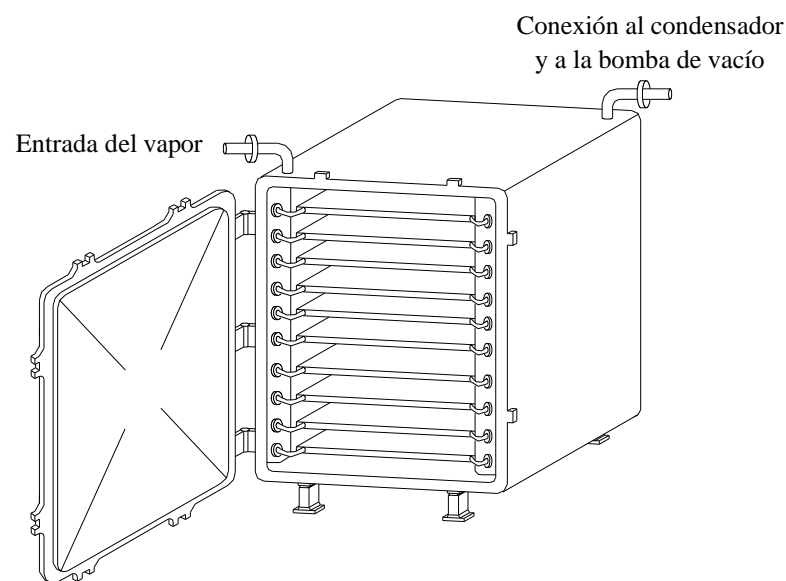


Figura 4.11: Secador de parrillas al vacío

❑ Secadores de túnel continuos

Los secadores de túnel continuos pueden ser de calor directo o indirecto, o muchas veces una combinación de los dos.

En los *secadores directos*, el alimento que se va a secar se coloca en bandejas o carretillas que se desplazan progresivamente a lo largo del túnel, en donde entran en contacto con el aire caliente. En algunos casos las carretillas se desplazan sobre carriles o monorraíles que usualmente se transportan por medios mecánicos usando propulsores de cadena conectados a la base de cada carretilla. En la Fig. (4.12) se ilustran dos configuraciones comunes de túnel.

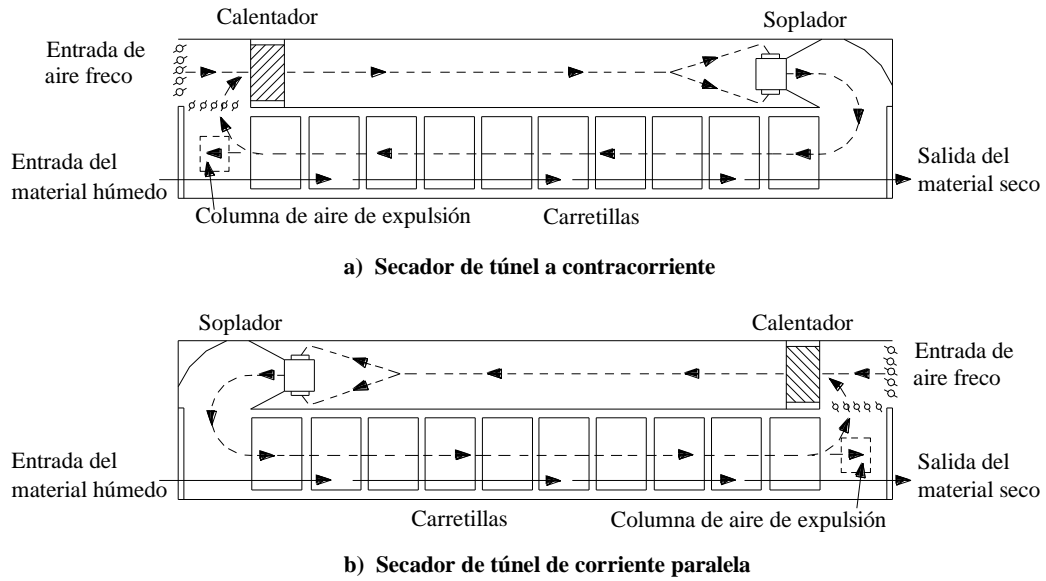


Figura 4.12: Tipos de secadores de túnel

La circulación del aire puede ser totalmente a *contracorriente* o a *corriente paralela*, o bien, una combinación de estas dos formas; o también en *flujo transversal*. Sin embargo, cuando se trata del manejo de productos granulares, que no ofrecen gran resistencia al flujo de aire, se emplean transportadores de banda perforada con *circulación directa de aire*, con el objeto de mejorar las velocidades de transferencia de calor y masa.

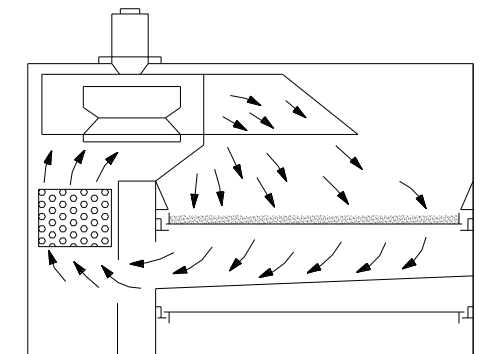


Figura 4.13: Vista en corte transversal de un secador continuo de transportador con circulación directa

□ Secadores rotatorios

Un secador rotatorio consiste en un cilindro que gira sobre cojinetes y que por lo común presenta una leve inclinación con respecto a la horizontal. La longitud del

cilindro varía de 4 a más de 10 veces su diámetro, que oscila entre menos de 0.3 m hasta más de 3 m. Los productos que se introducen por un extremo del cilindro se desplazan a lo largo de él debido a la rotación, el efecto de la carga y la pendiente del cilindro, y se descargan por el otro extremo ya secos.

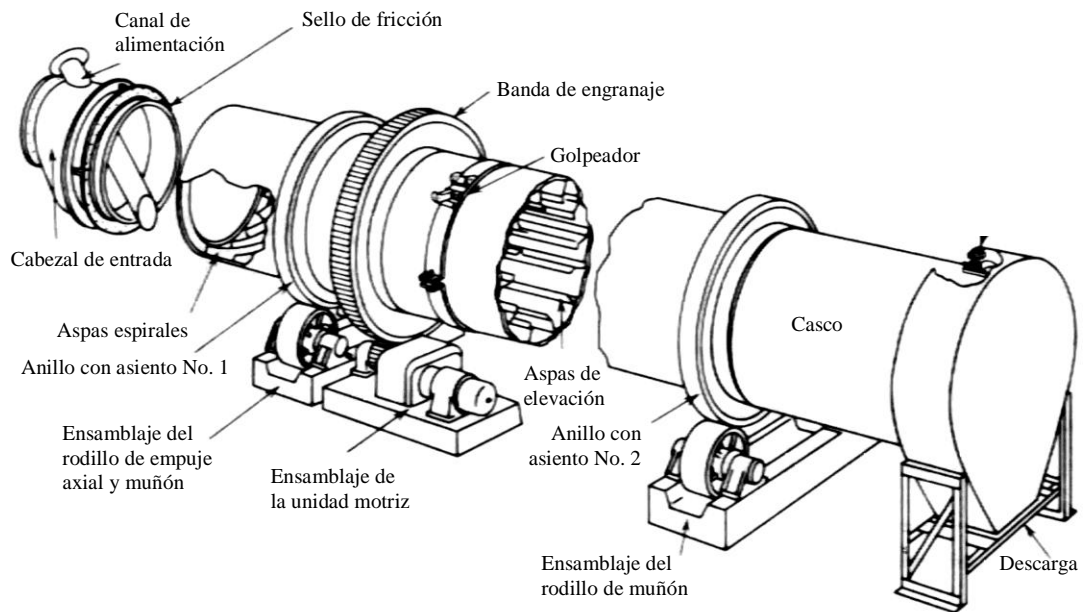


Figura 4.14: Secador rotatorio

Los secadores rotatorios se clasifican como *directos*, *indirectos – directos*, *indirectos* y *tipos especiales*, de acuerdo con el *método de transmisión de calor*, y se utilizan en procesos *continuos o por lotes*.

□ Secadores por congelación

Los secadores por congelación o *liofilizadores* permiten reducir el contenido de humedad de un alimento por medio de la *sublimación* de la humedad contenida en el mismo.

Al utilizar condiciones de alto vacío, es posible establecer condiciones específicas de temperatura y presión por medio de las cuales el estado físico de un sustrato alimenticio puede ser mantenido en un punto crítico para una deshidratación exitosa.

En su triple punto, el agua puede existir como líquido, sólido y vapor. La intersección de los límites de las tres fases se indica en la Fig. (4.15) y se denomina *punto triple*. El agua se encuentra en tal condición a 0 °C y una presión de 4.7 [mm Hg].

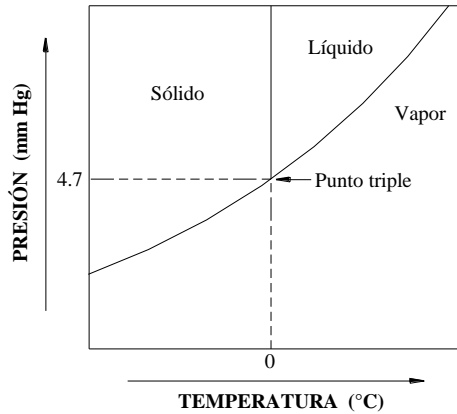


Figura 4.15: Punto triple

Si se desea tener moléculas de agua que pasen de la fase sólida a la fase vapor, sin pasar por la fase líquida, en la figura se ve que 4.7 [mm Hg] es la presión máxima para que esto ocurra y será adecuado un rango de temperaturas. La fase líquida se presentará a presiones mayores de 4.7 [mm Hg].

Generalmente en estos equipos el alimento que se va a deshidratar se *congela* y luego se coloca en bandejas metálicas que descansan sobre superficies calientes dentro de una cámara de vacío.

El congelamiento del producto puede ser llevado a cabo fuera del liofilizador, mediante técnicas convencionales de refrigeración; o dentro del liofilizador, mediante evaporación por vacío.

Las superficies calientes, tales como parrillas con calentamiento eléctrico o anaqueles huecos a través de los cuales circula un fluido caliente, proporcionan *el calor necesario para la sublimación de la humedad*; no obstante, el flujo de calor debe ser lo suficientemente pequeño como para que la temperatura del alimento a secar se mantenga a una temperatura menor que 0 °C.

La transferencia de calor al producto ocurre principalmente por conducción, a través de la parrilla caliente y el fondo de la bandeja, y por radiación desde la parrilla superior.

Luego de cargar el equipo y cerrarlo herméticamente, el aire contenido en el interior del secador es evacuado mediante una bomba de vacío mecánica o un eyector de vapor. Los vapores que se obtienen de la deshidratación del alimento pasan hasta un condensador, en donde se licuan y recolectan; en tanto que, los gases no condensables se eliminan mediante la bomba de vacío.

Los secadores por congelación son equipos muy costosos, pero en ciertos casos son el único medio disponible para obtener un producto satisfactorio. Son usados para secar una gran variedad de alimentos tales como frutas, carnes, café, verduras, etc.

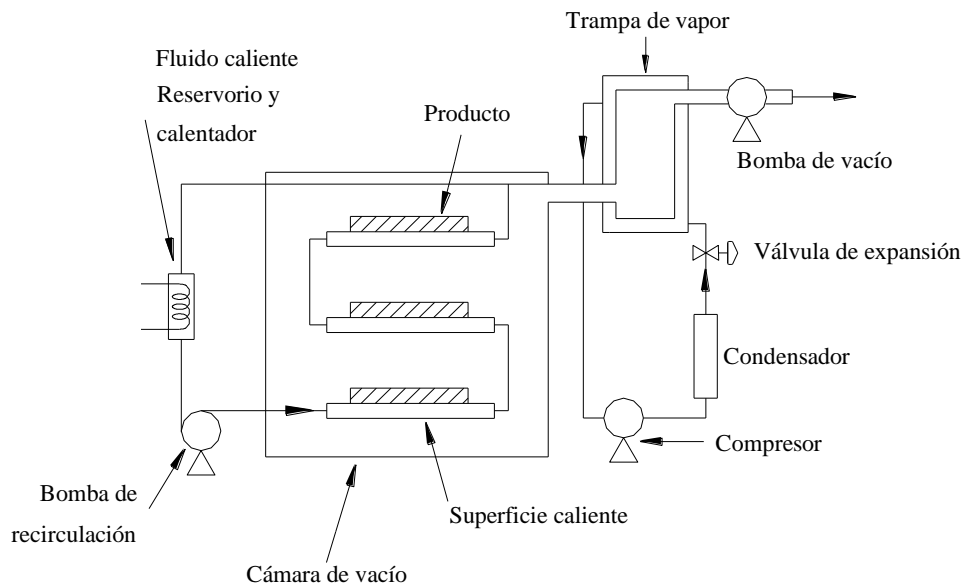


Figura 4.16: Diagrama esquemático de un secador por congelación

□ Secadores de lecho fluidificado

Los secadores de *lecho fluidificado o fluidizado* convierten un lecho de partículas sólidas en una masa suspendida y expandida, al aplicar una corriente de aire caliente que pasa a través del lecho. Esta masa en suspensión presenta muchas de las propiedades de un líquido, tiene un ángulo de reposo igual a cero, busca su propio nivel y adopta la forma del recipiente que la contiene.

En la Fig. (4.17) se indica el principio de funcionamiento de un secador de lecho fluidificado.

El aire caliente es soplado a través del lecho de material que se va a secar a una velocidad suficientemente elevada para provocar la fluidización de las partículas. Finalmente, el aire abandona el equipo, atravesando antes algún sistema de recolección de polvos, tal como un colector de ciclón.

Para obtener una fluidificación eficiente es esencial que el aire de secado se distribuya uniformemente en todo el lecho. El tamaño de las partículas sólidas que se pueden fluidificar varía considerablemente, desde menos de $1\ \mu\text{m}$ hasta $6\ \text{cm}$.

Los secadores de lecho fluidificado son extensamente utilizados para el secado de productos tales como la sal.

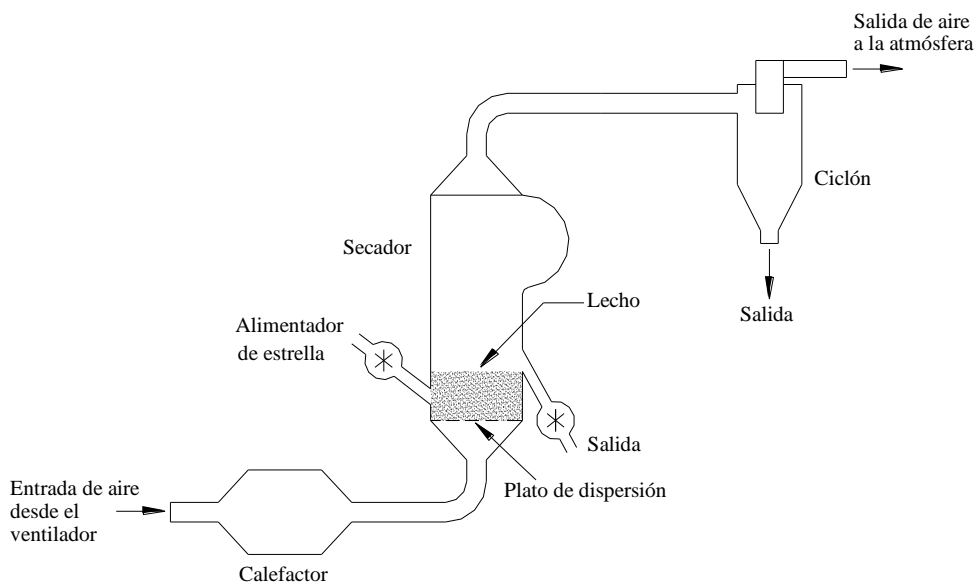


Figura 4.17: Disposición general de un secador de lecho fluidificado

4.2 Análisis y selección del sistema de secado más adecuado

Existe una gran variedad de equipos que pueden ser utilizados para secar alimentos de manera exitosa; por lo tanto, la selección del equipo más adecuado para deshidratar un producto en particular, deberá estar guiada por una serie de factores que permitan obtener un alimento deshidratado de excelente calidad y economía.

Entre los factores más importantes a ser tomados en cuenta para la selección del equipo de secado se encuentran los siguientes:

1. Naturaleza del producto a secar
 - a) Método de deshidratación
 - b) Condición en la que debe estar el alimento dentro del secador
 - c) Forma de transmisión de calor al producto húmedo
 - d) Forma de contacto aire – alimento (si el secador es de tipo directo)

2. Escala de producción
 - a) Método de operación del secador (continuo o por lotes)

3. Recursos disponibles en el lugar de operación del secador
 - a) Tipo de energía a utilizar (convencional o alternativa)

4. Tipo de control de procesos

□ **Naturaleza del producto a secar**

La naturaleza del producto es un factor determinante en el momento de decidir cual es el equipo más adecuado para deshidratar un producto en particular. De acuerdo con esto, se deben considerar las características y propiedades físicas del alimento que se va a tratar (tamaño, fragilidad, etc).

De lo anterior se desprende en primera instancia el *método de deshidratación* a emplear: deshidratación convencional o deshidratación por congelación.

La *deshidratación convencional* es adecuada para secar con facilidad alimentos tales como frutas, semillas, hortalizas, etc, a precios relativamente bajos con muy buenos resultados.

La *deshidratación por congelación* (liofilización), es el método ideal para deshidratar la mayoría de alimentos, especialmente si son sensibles al calor. Permite además alcanzar mejores resultados que los obtenidos con la deshidratación convencional (mejor textura, color, aroma y sabor).

Sin embargo, la deshidratación por congelación presenta algunos inconvenientes:

- Tiempo de secado, mayor al necesario para secar un mismo alimento de manera convencional

- Mayor complejidad del sistema
- Necesidad de un mayor número de equipos (sistema de refrigeración)
- Alto costo del liofilizador, que puede llegar a ser hasta 4 veces mayor que el de los equipos de deshidratación convencional

Con la deshidratación convencional se puede secar sin problemas el hongo comestible (debido a que se trabaja con temperaturas moderadas que no superan los 65°C) y obtener un producto de alta calidad, que si bien no es superior al alcanzado por congelación, presenta también notables características, y puede ser obtenido en un tiempo menor y a un costo más bajo.

Por consiguiente, el método de deshidratación a emplear en el secado de hongos comestibles será el *método de deshidratación convencional*.

De acuerdo con la naturaleza del producto, se puede determinar que el hongo comestible es un producto frágil, y por consiguiente, susceptible a *daños mecánicos* (rotura y estrujamiento) que afectan considerablemente la calidad final del producto. Por consiguiente, se deberá evitar el movimiento y la agitación (golpes) del alimento fresco, para de esta manera minimizar los daños que pueden producirse en el mismo.

De lo anterior se concluye que la mejor condición en la que puede estar el hongo comestible dentro del equipo de secado es en *condición estática*.

Por lo tanto, quedan excluidos todos los secadores en los que los alimentos a secar no se encuentren en ésta condición; es decir, todos los secadores en los que los alimentos pueden estar en condición móvil, fluidificada o diluida, como sucede en los secadores rotatorios o de lechos fluidificados.

En cuanto a la *forma de transmisión de calor al producto húmedo*, se tiene que el hongo comestible puede ser deshidratado en forma apropiada tanto en *secadores directos como en indirectos atmosféricos y al vacío*.

Para continuar con la selección del equipo de secado, se hace necesario realizar una comparación entre las alternativas planteadas: secadores directos, e indirectos atmosféricos y al vacío.

Entre las desventajas que presentan los secadores indirectos atmosféricos y los secadores indirectos al vacío se encuentran la *mayor complejidad del sistema para transmitir el calor al alimento húmedo*, debido a la superficie de contacto que requieren para la transferencia de energía (parrillas con calentamiento eléctrico, tubos o anaqueles huecos por donde circula un fluido caliente, etc).

Desde este punto de vista, los secadores directos presentan la ventaja de contar con un *sistema de calentamiento de aire* más simple, que ofrece mayores facilidades de construcción y mantenimiento, al igual que un menor costo de fabricación que el sistema de transmisión de calor de los secadores indirectos.

Los secadores directos necesitan un *sistema de ventilación* para mover el aire caliente de secado y retirar el vapor generado durante el proceso. Los secadores indirectos atmosféricos también requieren un sistema de ventilación para eliminar el vapor, que si bien es de menor tamaño y capacidad que el requerido por los secadores directos, no deja de ser necesario para el correcto funcionamiento del equipo.

Los secadores indirectos al vacío no precisan ningún sistema de ventilación, pero requieren, en cambio, otro tipo de equipos para operar: bomba de vacío o eyectores de vapor, condensador, dispositivos de regulación, etc.

Los secadores al vacío permiten deshidratar los alimentos a *temperaturas menores* a las requeridas en los secadores directos e indirectos atmosféricos, y permiten además, *reducir considerablemente el tiempo de secado*. Sin embargo, la mayor complejidad del sistema de secado, el mayor número de dispositivos de operación y control, la mayor dificultad de construcción y mantenimiento del equipo, y sobre todo, el alto costo del secador, lo vuelven menos atractivo.

Una vez establecidas las ventajas y desventajas de cada una de las alternativas es necesario medirlas, para determinar cual es la que más beneficios presenta. Esta medición o evaluación será realizada con la ayuda de ciertos *parámetros de selección*, tanto técnicos como económicos, reunidos en una matriz, denominada *matriz de decisión*, que permitirá definir cual es la alternativa más conveniente para el secado de hongos comestibles.

Tabla 4.1: Matriz de decisión – Secadores directos, e indirectos atmosféricos y al vacío

Parámetros de selección	Ponderación	Secadores Directos		S. Indirectos atmosféricos		S. Indirectos al vacío	
		Calificación	Puntaje	Calificación	Puntaje	Calificación	Puntaje
Calidad del producto	5.00	0.70	3.50	0.70	3.50	0.85	4.25
Complejidad del sistema	4.00	0.80	3.20	0.70	2.80	0.50	2.00
Facilidad de construcción	4.00	0.80	3.20	0.65	2.60	0.50	2.00
Facilidad de mantenimiento	5.00	0.80	4.00	0.70	3.50	0.50	2.50
Operabilidad	4.00	0.80	3.20	0.75	3.00	0.60	2.40
Tiempo de secado	4.00	0.70	2.80	0.60	2.40	1.00	4.00
Costo del equipo	5.00	0.80	4.00	0.65	3.25	0.45	2.25
Costos de operación	5.00	0.75	3.75	0.70	3.50	0.55	2.75
TOTAL	36.00		27.65		24.55		22.15

A partir de los resultados obtenidos en la matriz se puede establecer entonces que la mejor solución para el secado de hongos comestibles es un *equipo directo*.

En base a la naturaleza del producto, se puede determinar también la *forma de contacto entre el aire caliente y el alimento* (para el caso de secadores directos). Así por ejemplo para secar *pastas* tales como el almidón, se puede determinar con anterioridad que no es conveniente utilizar circulación directa, ya que las características del producto no permiten que el aire fluya de manera adecuada a través del mismo, de allí que la *circulación directa* queda restringida a productos granulares que permiten la libre circulación del aire.

Para el caso de los hongos comestibles, se tiene que pueden ser deshidratados empleando *flujo paralelo de aire o circulación directa*, ya que sólo se trabaja con lechos de pequeño espesor (de 3 a 4 cm) que sí permiten el paso de aire a través del mismo.

□ **Escala de producción**

El *método de operación del secador* (por lotes o continuo) puede ser determinado a partir de la escala de producción. De acuerdo con esto, el equipo a diseñar responde a un secador de *pequeña escala*, y por lo tanto, de *operación discontinua o por lotes*.

□ **Recursos disponibles en el lugar de operación del secador**

Durante la selección de un equipo de secado es preciso considerar los recursos con los que se puede contar en el lugar de operación de la unidad, y que pueden ser utilizados como fuentes de energía para proporcionar el calor que se requiere.

De acuerdo con esto, se debe determinar el *tipo de energía* que mejor se adapte al proceso de deshidratación de hongos comestibles, para lo cual se hace necesario diferenciar dos tipos de energía: *convencional y alternativa*.

Las *energías alternativas, renovables o nuevas*, son aquellas que se regeneran o son virtualmente inextinguibles en la escala humana del tiempo, tales como la energía solar, eólica, hidráulica, de la biomasa, geotérmica y mareomotriz.

Sin embargo, no todas las formas de energía son aplicables a una determinada realidad. Para el caso específico de Salinas, la forma de energía que presenta las mayores posibilidades de aprovechamiento es la *energía solar*.

La energía solar puede ser utilizada directamente sobre el producto (secado natural) o aprovechada en forma indirecta, mediante el uso de sistemas de captación y transformación de energía (colectores solares).

Los *secadores solares* permiten reducir el tiempo de secado en comparación con el secado natural, obtener contenidos de humedad final por debajo de la humedad de equilibrio del lugar y reducir considerablemente los costos de secado. No obstante, su principal desventaja es la dependencia de las condiciones climáticas, que los vuelven adecuados y funcionales sólo cuando las condiciones ambientales son favorables.

Desde este punto de vista, el uso de la energía solar sería satisfactorio en determinadas épocas del año, y no en aquellas como las épocas de lluvia.

Sin embargo, es en las épocas de lluvia cuando se tiene la mayor producción de hongos comestibles y la tarea de secado se intensifica. Por lo tanto, para cubrir las necesidades de secado, se vuelve imprescindible el uso de la *energía convencional*.

Las *energías convencionales o no renovables*, son aquellas que se agotan o no son susceptibles de renovación en determinado período, de acuerdo al ritmo de extracción.

Las fuentes de energía convencionales están relacionadas principalmente con los hidrocarburos; es decir, con los combustibles derivados del petróleo, tales como la gasolina, GLP, bunker, diesel No. 2, kérex (kerosene o diesel No. 1), turbo fuel, etc.

La energía eléctrica dependiendo de su origen; es decir, de cómo se la obtiene o genera, puede ser una energía convencional o alternativa; sin embargo, es generalmente considerada como una fuente de energía convencional.

Los combustibles vegetales y subproductos agrícolas pueden ser también utilizados para producir *calor* mediante combustión; sin embargo, para el caso de

Salinas, el uso de la electricidad o de los combustibles derivados del petróleo se considera más conveniente.

Por lo tanto, para el *calentamiento del aire de secado* se presentan las siguientes alternativas:

1. Calentamiento eléctrico con resistencias
2. Calentamiento mediante equipos de combustión de fuego indirecto

El calentamiento eléctrico con resistencias se refiere a la generación de calor con materiales conductores de electricidad cuando pasa una corriente a través de ellos. La energía suministrada para el calentamiento con resistencias puede ser monofásica o trifásica.

Entre las ventajas que presenta esta forma de calentamiento se encuentran las siguientes: limpieza, reducción total del riesgo de contaminación del producto, baja inversión de capital, bajo mantenimiento, control fácil y preciso, alta eficiencia. No obstante, la mayor desventaja que presenta el calentamiento eléctrico es el *alto costo de la energía*, que lo vuelve una alternativa poco económica.

Esta desventaja es la causa principal para que no se utilice el calentamiento eléctrico a gran escala, y se prefiera utilizar en su lugar el calentamiento mediante equipos de combustión.

Los *equipos de combustión de fuego indirecto* permiten calentar el aire de secado mediante el uso de superficies metálicas o refractarias tales como los intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor pueden hacer uso de una gran variedad de fluidos de trabajo (líquidos o gases) para transferir el calor necesario al aire de secado; con este fin se utilizan ampliamente el *vapor y los gases de combustión*.

Los intercambiadores que utilizan *gases de combustión* como fluido de trabajo, actúan de manera conjunta con un *quemador* para combustibles líquidos o gas. Este sistema es muy empleado en la industria; sin embargo, basándose en la experiencia de Salinas, se tiene que el sistema quemador – intercambiador de calor para gases de

combustión, presenta serios inconvenientes, especialmente relacionados con el mantenimiento.

Esto ha llevado a la decisión de optar por un *intercambiador de vapor* como medio de calentamiento, que en comparación con el sistema anterior, a dado en Salinas mejores resultados.

□ **Tipo de control de procesos**

El control del proceso de deshidratación se realizará en forma *automática*, por medio de instrumentos y sistemas de medición y control que permitan llevar a cabo un secado eficiente y seguro.

Del análisis realizado se pueden definir las características operativas que deberá presentar el secador a diseñarse:

- | | |
|--|---|
| ➤ Método de deshidratación: | Convencional |
| ➤ Condición en la que debe estar el alimento dentro del secador: | Estático |
| ➤ Forma de transmisión de calor al producto húmedo: | Directa |
| ➤ Forma de contacto aire – alimento: | Circulación directa
o flujo paralelo |
| ➤ Método de operación del secador: | Por lotes |
| ➤ Tipo de energía a utilizar: | Convencional |
| ➤ Tipo de control de procesos: | Automático |

Atendiendo estos requerimientos y basándose en las características técnicas y operativas de los diferentes tipos de secadores de alimentos se selecciona entonces un *secador de bandejas con calor directo*.

Los secadores de bandejas con calor directo reciben también el nombre de *secadores de platos o secadores de gabinete*, y presentan una gran variedad de configuraciones y diseños.

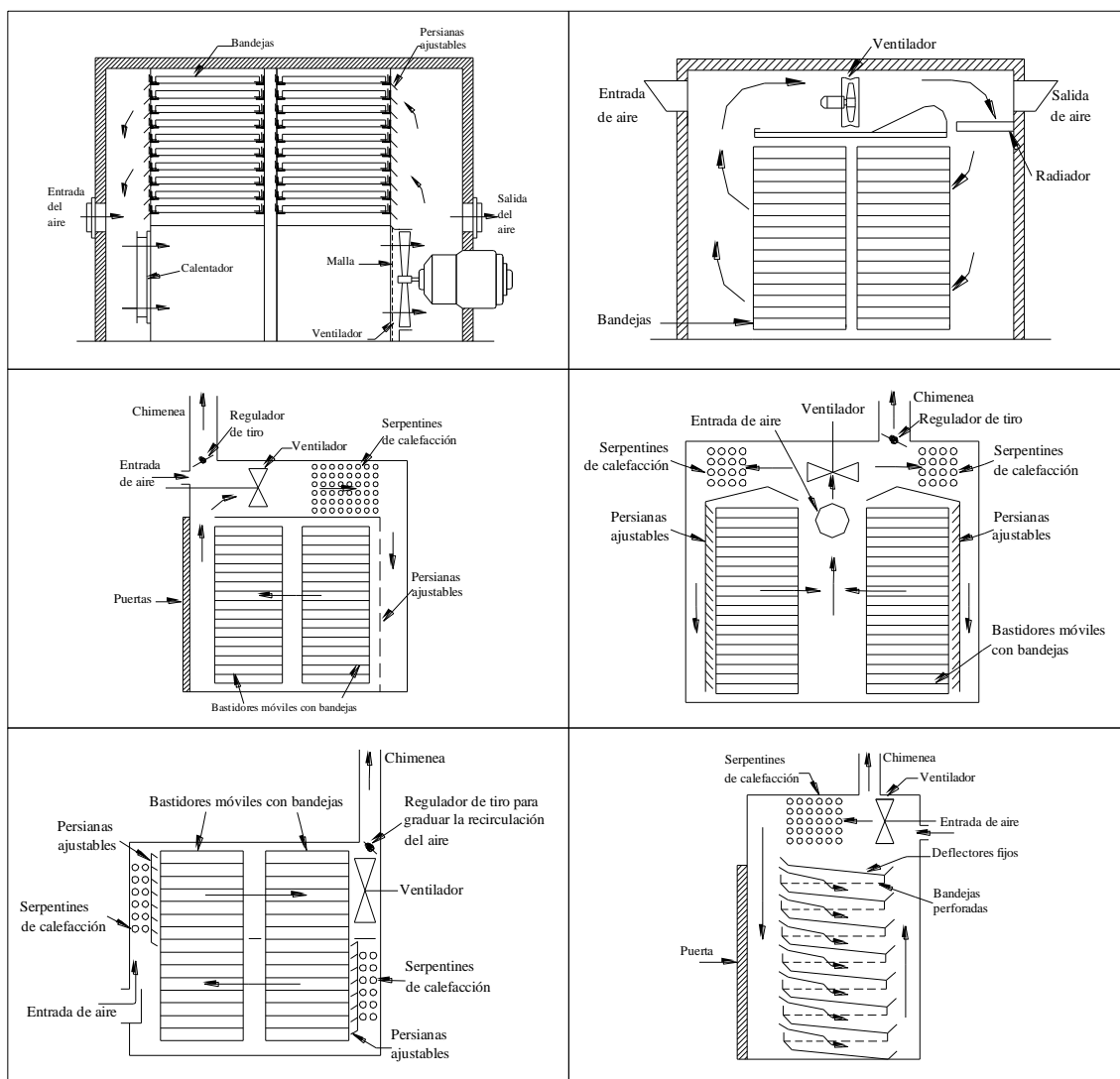


Figura 4.18: Diferentes configuraciones de secadores de bandejas

El movimiento del aire en estos secadores puede ser provocado por fuerzas naturales (circulación natural o libre) o por una fuente externa (circulación forzada).

La *circulación natural del aire* se debe a *fuerzas de flotación* provocadas por *diferencias de densidad*, lo que ocasiona que un aire más caliente (más ligero) se eleve y sea reemplazado por otra cantidad de aire más frío (más denso) y se tenga como resultado un movimiento continuo del aire. Los equipos que utilizan esta forma de circulación de aire presentan una baja eficiencia y un secado desigual en toda la cámara de deshidratación.

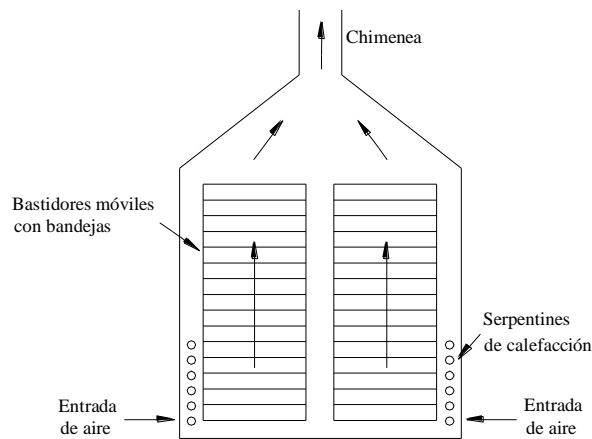


Figura 4.19: Secador de bandejas con circulación natural

La *circulación forzada*, en cambio, se debe a un *gradiente de presión* provocado por una *fuerza externa*, tal como un ventilador.

Esta forma de circulación presenta varias ventajas, entre las cuales se pueden indicar las siguientes: mediante el uso correcto de deflectores se puede direccionar y distribuir adecuadamente el aire sobre las bandejas para obtener un secado más uniforme; se puede tener un mayor control sobre el proceso de secado, ya que se puede mandar sobre la velocidad del aire, y con ello, reducir o aumentar el tiempo de secado, si así se desea.

Los secadores de bandejas pueden utilizar *flujo paralelo* o *circulación directa* como formas de contacto entre el aire de secado y el alimento.

Los *secadores de bandejas con circulación directa* se utilizan con el objeto de mejorar las velocidades de transferencia de calor y masa, y con ello reducir el tiempo de secado. No obstante, su uso es muy limitado debido a la dificultad que representa el conseguir un flujo de aire razonablemente uniforme sobre todas y cada una de las bandejas.

Los *secadores con flujo paralelo* son más sencillos y fáciles de construir, y permiten además, distribuir el aire más uniformemente sobre las bandejas para obtener un secado más homogéneo en toda la cámara de deshidratación. Adicionalmente, al emplear bandejas con fondo perforado se consigue mejorar la transferencia de calor en la base del lecho y con ello reducir el tiempo de secado.

Los secadores de bandejas pueden utilizar también *recirculación de aire*, para aprovechar el calor que tiene el aire de secado luego de que abandona la cámara de deshidratación, y aumentar así el rendimiento global del equipo.

En el Anexo W se presentan las características técnicas y operativas finales del equipo a diseñarse.

4.3 Descripción y funcionamiento de la alternativa seleccionada

Los *secadores de bandejas con calor directo* utilizan aire como medio secador. El aire es usado para conducir el calor al alimento y para acarrear el vapor húmedo liberado del alimento durante el proceso de secado.

Los secadores de bandejas con calor directo tienen como constituyentes fundamentales un sistema de ventilación, un sistema de calefacción y una cámara de secado, que es el lugar donde se aloja el alimento que será deshidratado.

El alimento fresco se carga fuera del secador, sobre bandejas móviles que van colocadas sobre bastidores que permiten transportar adecuadamente toda la carga de secado al interior de la cámara de deshidratación.

Una vez cargado el producto, se cierra la cámara de secado y se introduce aire caliente que fluye en forma paralela sobre cada una de las bandejas.

El sistema de ventilación produce el movimiento del aire dentro de la cámara y permite ingresar aire fresco del exterior que se mezcla con el aire ya utilizado que arrastra la humedad del producto. Parte de esta mezcla recircula nuevamente a través de la cámara de secado y otra parte sale del equipo a través de una lumbrera de escape.

Antes de ingresar a la cámara de secado, el aire de recirculación es nuevamente sometido a un proceso de calentamiento al pasar por el sistema de calefacción (intercambiador de vapor), con el fin de elevar su temperatura y aumentar su capacidad de absorción de la humedad.

Una vez alcanzado el contenido de humedad requerido, se abre la cámara de secado, se descarga todo el producto, y se vuelve a cargar el deshidratador con un nuevo lote.

BIBLIOGRAFÍA DEL CAPÍTULO IV

1. Desrosier, N. (1976). Conservación de Alimentos. Segunda Edición. México. Continental.
2. Junta del Acuerdo de Cartagena. (1989). Manual del Grupo Andino para el secado de maderas. Primera Edición. Lima. Copyright.
3. Nonhebel, M. A. & Moss, B. (1979). El secado de sólidos en la Industria Química. Barcelona. Reverté S.A.
4. Perry, R. (1997). Manual del Ingeniero Químico. Tomo V. Sexta Edición. México. McGraw-Hill.
5. Saltos, H. (1985). Traducción Autorizada del Capítulo Octavo, "Deshidratación" del libro Fundamentos de Ingeniería de Procesos en Alimentos. UTA. Ambato.
6. Salvat Editores. Enciclopedia Salvat de la Ciencia y de la Tecnología. Tomo 12. Barcelona.
7. Treybal, R. (1990). Operaciones de Transferencia de Masa. México. McGraw-Hill.

CAPÍTULO V

PARÁMETROS RELACIONADOS CON LA DESHIDRATACIÓN

5.1 Parámetros vinculados con la deshidratación

Existen varios parámetros que guían el proceso de deshidratación de un alimento, y de cuyos valores dependen la velocidad y el tiempo de secado, la calidad del producto, el rendimiento energético del deshidratador, los costos de operación, etc.

5.1.1 Contenido de humedad

El *contenido de humedad* es la cantidad de agua *evaporable* que contiene un producto. Se expresa generalmente en términos de porcentaje, ya sea en relación a su masa total (contenido de humedad en base húmeda) o a su masa seca (contenido de humedad en base seca).³

La *masa seca* de un producto, es la masa resultante que se obtiene al eliminar la masa de agua evaporable existente en el producto.

□ Contenido de humedad en base húmeda

³ Agua evaporable: Es el agua que no es constituyente del producto.

Indica el porcentaje que representa la masa de agua evaporable de un producto con relación a su masa total (masa seca del producto más masa de humedad o agua).

$$Y = \left(\frac{m_w}{m_T} \right) * 100 \quad (5.1)$$

$$m_T = m_s + m_w \quad (5.2)$$

donde:

- Y : Contenido de humedad en base húmeda [%]
- m_T : Masa total del producto [kg]
- m_s : Masa seca del producto [kg]
- m_w : Masa de agua evaporable del producto [kg]

□ **Contenido de humedad en base seca**

Indica el porcentaje que representa la masa de agua evaporable de un producto con relación a su masa seca.

$$X = \left(\frac{m_w}{m_s} \right) * 100 \quad (5.3)$$

donde:

- X : Contenido de humedad en base seca [%]
- m_w : Masa de agua evaporable del producto [kg]
- m_s : Masa seca del producto [kg]

Generalmente, *el contenido de humedad* de un producto viene dado en función de su masa total (base húmeda); sin embargo, para fines de cálculo resulta más conveniente referirse a su humedad en base seca, debido a que la cantidad de materia seca del producto permanece constante a lo largo de todo el proceso de secado.

Las expresiones siguientes permiten relacionar el *contenido de humedad en base húmeda* con el *contenido de humedad en base seca*.

$$Y = \left(\frac{X}{100 + X} \right) * 100 \quad (5.4)$$

$$X = \left(\frac{Y}{100 - Y} \right) * 100 \quad (5.5)$$

donde:

Y : Contenido de humedad en base húmeda [%]

X : Contenido de humedad en base seca [%]

5.1.1.1 Contenido de humedad inicial

Es la cantidad original de agua evaporable que contiene un producto, antes de ser sometido a un proceso de secado.

De acuerdo a la humedad inicial, los productos agrícolas se clasifican en:

- | | |
|--|-----------|
| 1. Productos con humedad inicial muy alta: | 80 - 90 % |
| 2. Productos con humedad inicial alta: | 60 - 79 % |
| 3. Productos con humedad inicial media: | 35 - 59 % |
| 4. Productos con humedad inicial baja: | 15 - 34 % |

El contenido de humedad inicial de un alimento está en función de la época de corte (tierno o maduro) y la acción del medio ambiente, razón por la que puede variar significativamente dentro de un mismo tipo de producto.

5.1.1.2 Contenido de humedad final

Es la cantidad de agua evaporable que contiene un producto luego de ser sometido a un proceso de deshidratación.

Los productos luego de secarlos deben tener un contenido de humedad final que garantice su conservación y almacenamiento por períodos razonables de tiempo.

5.1.1.3 Contenido de humedad de equilibrio

Cuando un producto orgánico se expone a una corriente continua de aire, el producto absorberá o entregará agua desde o hacia la atmósfera que lo rodea, si no existe una igualdad entre las presiones parciales de vapor del aire circundante y de la humedad del producto.

Cuando el producto está en contacto con el aire durante un período de tiempo suficiente, las presiones de vapor se igualan y se establece un estado de equilibrio entre el aire y el producto húmedo.

Este estado se denomina *equilibrio higroscópico*, y corresponde al equilibrio o igualdad entre las presiones parciales de vapor del aire del ambiente y del producto húmedo.

Cuando este equilibrio es alcanzado, no existe pérdida o ganancia de humedad por parte del producto o del aire; y se dice que el producto a llegado a su *contenido de humedad de equilibrio o humedad límite*.

El *contenido de humedad de equilibrio* (X_{eq}), es la cantidad de agua evaporable que contiene un producto cuando alcanza condiciones de equilibrio con el aire que lo rodea.

La humedad de equilibrio será, por lo tanto, el límite al que puede llevarse el contenido de humedad de un producto por contacto con aire de humedad y temperatura dadas. Este contenido de humedad permanecerá invariable mientras las características del aire que rodean al producto no varíen.

5.1.1.4 Contenido de humedad libre

Es la diferencia entre el contenido de humedad del producto y la humedad de equilibrio.

$$X_F = X - X_{eq} \quad (5.6)$$

donde:

- X_F : Contenido de humedad libre [kg agua / kg masa seca]
 X : Contenido de humedad en base seca [kg agua / kg masa seca]
 X_{eq} : Contenido de humedad de equilibrio [kg agua / kg masa seca]

Por consiguiente, la *humedad libre* es la cantidad de agua que puede perder un producto en contacto con aire de condiciones dadas y constantes hasta alcanzar el *equilibrio higroscópico*.

5.1.1.5 Contenido de humedad retenida o ligada

Es el contenido de humedad que presenta un producto cuando alcanza condiciones de equilibrio con *aire saturado* (humedad relativa del 100 %).

5.1.1.6 Contenido de humedad no retenida o desligada

Es la diferencia entre el contenido de humedad del producto y la humedad ligada; es decir, es la humedad que puede perder un producto en contacto con *aire saturado* hasta alcanzar el equilibrio higroscópico.

5.1.2 Actividad de agua

Se denomina *actividad de agua de un producto* al valor que presenta la humedad relativa del aire cuando alcanza condiciones de equilibrio con dicho producto. Este valor viene dado adimensionalmente y siempre es inferior a 1, para el caso de alimentos.

$$a_w = \left(\frac{\phi_{eq}}{100} \right) \quad (5.7)$$

donde:

- a_w : Actividad de agua [adimensional]
 ϕ_{eq} : Humedad relativa del aire en equilibrio higroscópico [%]

La *actividad de agua* puede definirse también como la relación entre la presión parcial del vapor de agua de un alimento (P_{va}) y la presión parcial del vapor de agua pura (P_v) a la misma temperatura.

$$a_w = \left(\frac{P_{va}}{P_v} \right) \quad (5.8)$$

donde:

- a_w : Actividad de agua [adimensional]
- P_{va} : Presión parcial del vapor de agua de un alimento [Pa]
- P_v : Presión parcial del vapor de agua pura [Pa]

La *reducción de la actividad de agua a niveles inferiores a 0.7* permite prevenir en los alimentos el daño causado por microorganismos (especialmente bacterias, levaduras y mohos) e interrumpe la mayoría de las reacciones químicas y enzimáticas de alteración (pardeamiento enzimático y no enzimático, oxidación de lípidos insaturados, que dan origen a sabores y olores desagradables, así como a colores pardos en los alimentos).

La actividad de agua está determinada por el tipo de producto, su temperatura y contenido de humedad; y permite tener una medida de la mayor o menor *disponibilidad* del agua en los alimentos. A mayor disponibilidad, mayor proliferación de microorganismos y mayor deterioro del alimento.

5.1.3 Curvas de equilibrio higroscópico

La relación que existe entre el *contenido de humedad de equilibrio* de un producto y la *actividad de agua* a sido estudiada por diversos investigadores.

Oxley (1948), observó que la relación: Contenido de humedad de equilibrio - Actividad de agua, a una temperatura constante, puede ser representada por una curva sigmoide, cuya pendiente aumenta sensiblemente cuando la humedad relativa del aire es aproximadamente del 80 %. Estas curvas se conocen con el nombre de *Curvas de equilibrio higroscópico o Isotermas de sorción*.

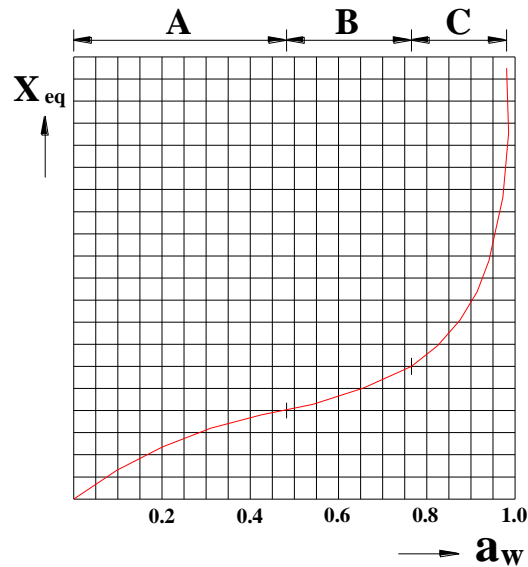


Figura 5.1: Curva de equilibrio higroscópico

Cada una de estas curvas puede dividirse en tres zonas o segmentos, en cada uno de los cuales predomina un tipo diferente de humedad.

En la zona C, la influencia de los sólidos insolubles en la actividad de agua es despreciable, siendo la a_w dependiente del soluto y del contenido de humedad de la fase de solución. [9]

En la zona B, la influencia de los sólidos insolubles sobre la a_w se vuelve significativa. La isoterma de sorción se suaviza y presenta pequeños cambios de contenido de humedad en relación a grandes cambios en la actividad de agua. En esta zona, el agua se mantiene en la matriz sólida del alimento por medio de condensación capilar y adsorción en capas múltiples.

En la zona A, predomina la energía química de unión entre las moléculas de agua y la sustancia seca. El agua ya no está más en la fase líquida. El calor de vaporización del agua del alimento es más alto que el calor de vaporización del agua pura, debido a que para remover las moléculas de agua desde la superficie sólida deben ser suministrados tanto el calor de vaporización como el calor de adsorción.

Al tomar diferentes valores de temperatura, se obtiene una serie de *curvas de equilibrio higroscópico para un mismo producto*.

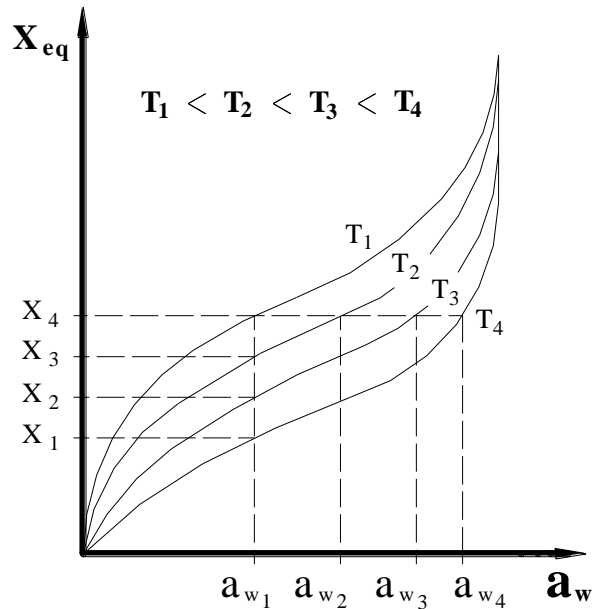


Figura 5.2: Serie de curvas de equilibrio higroscópico

En la Fig. (5.2) se puede observar que para alcanzar un determinado contenido de humedad de equilibrio, a medida que aumenta la temperatura, el equilibrio se establece para humedades relativas de aire más altas.

Si se mantiene constante la humedad relativa del aire, el aumento de su temperatura permite alcanzar humedades de equilibrio más bajas en el producto. Este incremento de temperatura aumenta la capacidad de absorción del aire, permitiendo alcanzar en el producto contenidos de humedad más bajos.

5.1.3.1 Importancia de las curvas de equilibrio higroscópico

Las curvas de equilibrio higroscópico aportan información sobre los contenidos de humedad que deben alcanzarse a fin de lograr una actividad de agua adecuada para la conservación de los alimentos. [2]

Permiten conocer además cual es el contenido de humedad mínimo que puede alcanzarse en un proceso de secado cuando el producto es expuesto a una corriente de aire de determinada humedad y temperatura, con lo que es posible cuantificar la máxima

humedad que se puede extraer del producto a determinadas condiciones del aire de secado.

5.1.3.2 Obtención de las curvas de equilibrio higroscópico

Las curvas de equilibrio higroscópico se determinan experimentalmente. Son propias de cada alimento, y aún cuando el alimento sea el mismo, estas pueden ser diferentes por cuanto dependen de su estado (forma, tamaño, estado de su superficie, contenido de humedad, etc).

Las curvas de equilibrio higroscópico se obtienen colocando un alimento en un recipiente cerrado y midiendo, después del establecimiento del equilibrio a una temperatura determinada, la humedad relativa del aire y el correspondiente contenido de humedad del producto.

También se pueden obtener colocando muestras de un mismo alimento en una serie de recipientes cerrados, en los cuales se mantienen por ejemplo, mediante soluciones salinas o ácido sulfúrico de diversas concentraciones, una gama de humedades relativas constantes (a una misma temperatura) y determinando cuando se establece el equilibrio, los contenidos de humedad (cuando el peso de las muestras permanece constante).

Asimismo, si el volumen de aire en el recipiente es pequeño y hermético, se lo puede mantener sucesivamente a distintas temperaturas, registrando las humedades relativas de equilibrio correspondientes, para finalmente medir el contenido de humedad del producto.

Se obtienen así puntos de distintas curvas de equilibrio correspondientes a diferentes isothermas. Otros puntos de las isothermas pueden ser obtenidos con nuevas muestras del mismo producto con distintos contenidos de humedad. [2]

5.1.4 Temperatura

La temperatura es uno de los factores que controlan la *velocidad de evaporación* de un alimento. A mayor temperatura del aire, mayor velocidad de evaporación y mayor capacidad del aire para absorber la humedad liberada por el producto.

La temperatura que puede soportar un alimento es menor, cuanto mayor es su contenido de humedad, ya que una evaporación más rápida del agua superficial puede provocar graves lesiones en el alimento.

Por otro lado, durante un proceso de deshidratación, la vaporización de las últimas trazas de agua exige más energía, por cuanto el agua que resta en el alimento se encuentra unida más firmemente a la materia seca y se vuelve por lo tanto, más difícil de eliminar.

Consecuentemente, se utilizan bajas temperaturas de aire durante la fase inicial de secado, para luego ir incrementando la temperatura del aire a medida que avanza el proceso de deshidratación.

Las temperaturas óptimas de trabajo dependen del tipo de alimento a secar. Como norma general se tiene que las mayores economías durante el secado se consiguen cuando se trabaja con las máximas temperaturas que puede *soportar* el alimento.

5.1.5 Velocidad del aire de secado

La velocidad del aire es otro de los factores que controlan la *velocidad de evaporación* de un alimento.

La velocidad del aire desempeña un papel importante durante las primeras etapas del secado, sobre todo en aquellos productos que tienen un alto contenido de humedad. A mayor velocidad del aire, mayor velocidad de evaporación y menor tiempo de secado y viceversa, si la velocidad del aire disminuye, la velocidad de evaporación disminuye y el tiempo de secado aumenta.

No se utilizan altas velocidades de aire durante el secado, por cuanto se generan fuerzas de arrastre significativas sobre el producto y porque se compromete su calidad final al aumentar considerablemente la velocidad de evaporación.

Durante las etapas iniciales de secado es factible emplear velocidades de aire más elevadas para mejorar la transmisión de calor; sin embargo, una vez que ha concluido la desecación de la superficie, se puede reducir la velocidad del aire con el objeto de bajar los costos de secado.

5.1.6 Períodos de secado

Durante un proceso de secado, operando en condiciones constantes y circulando aire caliente sobre el producto a secar, se puede observar que el contenido de humedad de un producto varía con respecto al tiempo en la forma que lo indica la Fig. (5.3).

La Fig. (5.3) recibe el nombre de *Curva de secado*. Las Curvas de secado se obtienen trazando sobre un diagrama, en función del tiempo, el contenido de humedad del producto o bien la velocidad de secado. También se puede representar la velocidad de secado en función del contenido de humedad del producto.

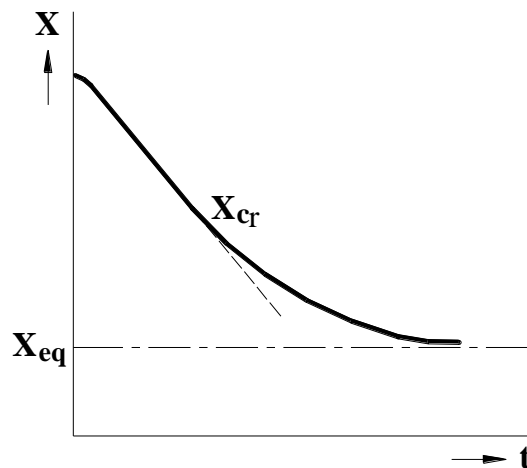


Figura 5.3: Curva de secado - Contenido de humedad vs Tiempo

En la Fig. (5.3) se puede observar que al principio la humedad del producto disminuye en forma lineal con respecto al tiempo de secado; es decir, durante este período la velocidad de secado ($-dX / dt$) permanece *constante*.

Sin embargo, el proceso de secado se efectúa a esta velocidad constante hasta que la humedad del producto alcanza un *valor crítico* (X_{cr}), a partir del cual *la velocidad de*

secado disminuye y llega a anularse cuando la humedad del sólido alcanza condiciones de equilibrio con el aire en las condiciones constantes de operación, es decir, cuando la humedad libre es igual a cero. [6]

De este análisis se definen dos períodos de secado:

1. Período de velocidad constante o antecrítico
2. Período de velocidad decreciente o postcrítico

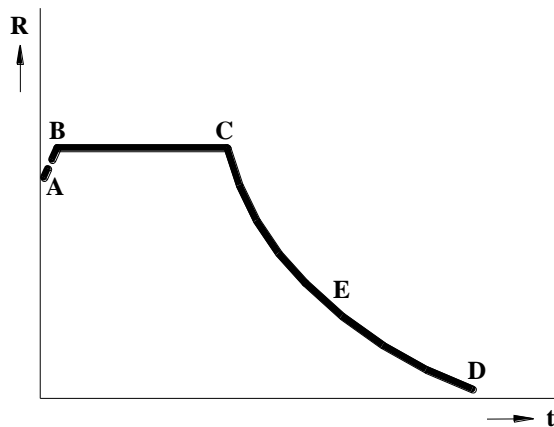
5.1.6.1 Período de velocidad constante o antecrítico

Durante un proceso de secado, el *período de velocidad constante* se extiende desde la humedad inicial del producto (X_i) hasta su humedad crítica (X_{cr}).

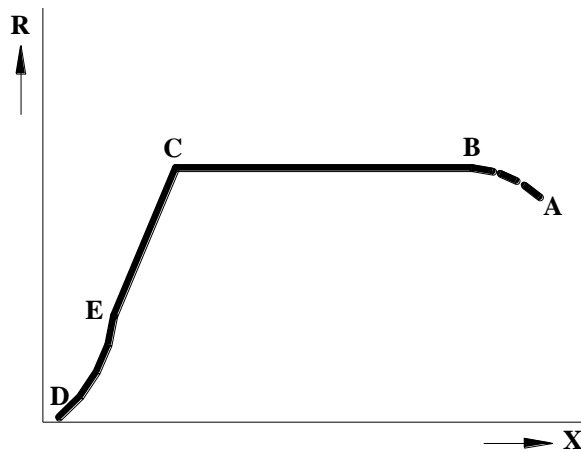
En esta etapa se produce la *vaporización del agua libre* en las capas superficiales del producto, la misma que genera *fuerzas capilares* que originan el movimiento o migración del agua libre de las capas más internas del producto hacia la superficie.

La velocidad de secado está determinada por la velocidad con que el calor se transfiere a la superficie del producto. *La temperatura de la superficie del producto es usualmente la temperatura de bulbo húmedo del aire de secado.*

La Fig. (5.4) muestra un *período de velocidad constante* de secado (tramo B-C). El tramo A-B, es un período de estabilización durante el cual las condiciones de la superficie del producto se ponen en equilibrio con el aire de secado. En general, es una parte despreciable del ciclo total, aunque en algunos casos puede ser relevante.



1. Velocidad de secado vs. Tiempo



2. Velocidad de secado vs. Contenido de humedad

Figura 5.4: Curvas de secado

5.1.6.2 Período de velocidad decreciente o postcrítico

El *período de velocidad decreciente* se desarrolla desde la humedad crítica (X_{cr}) hasta la humedad final del producto (X_f) cuyo valor límite es la humedad de equilibrio.

A partir del contenido de humedad crítico, la temperatura de la superficie empieza a elevarse progresivamente a medida que el secado transcurre, acercándose a la temperatura de bulbo seco del aire a medida que el producto se aproxima a la sequedad.

Con frecuencia el *período de velocidad decreciente* (tramo C-D en la Fig. 5.4) está compuesto por dos partes, conocidas por primero y segundo períodos de velocidad

decreciente, tramos C-E y E-D respectivamente (Fig. 5.4). En el punto E, el plano de evaporación se mueve dentro del producto, y la velocidad de secado decae aún más.

En los períodos de velocidad decreciente, la velocidad de secado está regulada principalmente por la velocidad del movimiento de la humedad dentro del producto, mientras que el efecto de los factores externos, en particular el de la velocidad del aire, resultan disminuidos especialmente en la última parte.

5.1.7 Velocidad de secado

Se define a la *velocidad de secado* como la pérdida de humedad en un producto por unidad de tiempo, y más exactamente por el cociente diferencial $(-dX / dt)$ operando en condiciones constantes de secado, es decir, con aire cuyas condiciones de temperatura, presión, humedad y velocidad permanecen constantes con el tiempo.

5.1.7.1 Velocidad de secado constante

La velocidad de secado constante puede ser deducida a partir de consideraciones de transferencia de calor o masa. Considerando que el mecanismo de transferencia de calor dominante durante el proceso de secado es únicamente la *convección*, la velocidad de secado constante puede ser calculada a partir de la Ec. (5.9).

$$R_c = \frac{U \cdot A}{h_{fg}} \cdot (T_{bs} - T_s) \quad (5.9)$$

donde:

- R_c : Velocidad de secado constante [kg_{agua} / s]
- U : Coeficiente global de transferencia de calor [W / (m² · °C)]
- A : Área de evaporación [m²]
- h_{fg} : Calor latente de vaporización [J / kg]
- T_{bs} : Temperatura de bulbo seco - aire de secado [°C]
- T_s : Temperatura de la superficie del producto [°C]

El *coeficiente global de transferencia de calor* depende del mecanismo de paso del calor hacia el producto fresco. Considerando que la transmisión de calor se efectúa únicamente por *convección* del aire a la superficie húmeda, se tiene:

$$U = h \quad (5.10)$$

donde:

- U : Coeficiente global de transferencia de calor [W / (m² · °C)]
h : Coeficiente de transferencia de calor por convección [W / (m² · °C)]

Puesto que *el flujo de aire es paralelo a la superficie*, el coeficiente de transferencia de calor por convección viene dado por:

$$h = 0.0204 \cdot G^{0.8} \quad (5.11)$$

donde:

- h : Coeficiente de transferencia de calor por convección [W / (m² · °C)]
G : Flujo másico de aire [kg / (m² · h)]

El *flujo másico de aire* se determina mediante la siguiente ecuación:

$$G = V_A \cdot \rho_A \quad (5.12)$$

donde:

- G : Flujo másico de aire [kg / (m² · s)]
V_A : Velocidad del aire de secado [m / s]
ρ_A : Densidad del aire de secado [kg / m³]

Assumiendo que el calor llega exclusivamente por *convección* a la superficie húmeda del producto, se tiene:

$$T_s = T_{bh} \quad (5.13)$$

donde:

- T_s : Temperatura de la superficie del producto [°C]

T_{bh} : Temperatura de bulbo húmedo del aire de secado [°C]

□ **Efecto de diferentes variables sobre la velocidad de secado constante**

• **Velocidad del aire:** Si la radiación y conducción a través del producto son despreciables, R_c es proporcional a $G^{0.8}$ para flujo paralelo, pero si la radiación y conducción son significativas, el efecto de la velocidad del aire suele ser poco importante.

• **Temperatura del aire:** Al aumentar la temperatura del aire aumenta la magnitud $(T_{bs} - T_s)$ y por tanto aumenta R_c . En ausencia de los efectos de radiación y despreciando la variación del calor latente de vaporización para intervalos moderados de temperatura, R_c es proporcional a $(T_{bs} - T_s)$ de acuerdo con la Ec. (5.9).

• **Humedad del aire:** Al aumentar la humedad del aire de secado disminuye la velocidad de secado (R_c).

• **Espesor del producto:** Al aumentar el espesor del producto, disminuye el área de contacto por unidad de volumen, y por consiguiente, disminuye R_c .

5.1.7.2 Velocidad de secado decreciente

Si no se conoce la forma en que varía la velocidad de secado decreciente, se puede obtener una expresión aproximada suponiendo que la variación es lineal, desde la humedad crítica hasta la humedad final del producto.

$$R_d'' = m \cdot X \quad (5.14)$$

donde:

R_d'' : Velocidad de secado en el período postcrítico [kg_{agua} / (m² · min)]

m : Pendiente de la recta [kg_{masa seca} / (m² · min)]

X : Contenido de humedad en base seca [kg_{agua} / kg_{masa seca}]

5.1.8 Tiempo de secado

El *tiempo total de secado* de un producto puede ser determinado a partir de la Ec.(5.15), tomando como límites de integración a la humedad inicial y final del producto.

$$t_T = \int_{X_f}^{X_i} \frac{dX}{R} \quad (5.15)$$

donde:

- t_T : Tiempo total de secado [s]
 R : Velocidad de secado [kg agua / (s * kg masa seca)]

Sin embargo, para calcular esta integral es necesario conocer $R = f (X)$, razón por la que muchas veces es más conveniente calcular el tiempo de secado de los períodos de velocidad constante y velocidad decreciente por separado y luego encontrar el tiempo total con ayuda de la Ec. (5.16).

$$t_T = t_c + t_d \quad (5.16)$$

donde:

- t_T : Tiempo total de secado [s]
 t_c : Tiempo de secado correspondiente al período de veloci. constante [s]
 t_d : Tiempo de secado correspondiente al período de velo. decreciente [s]

□ Tiempo de secado correspondiente al período de velocidad constante

El tiempo de secado correspondiente a este período se denomina muchas veces *tiempo crítico* (t_c), y es el tiempo necesario para que la humedad del producto descienda desde su valor inicial (X_i) hasta su valor crítico (X_{cr}).

Puesto que en este período la velocidad de secado es constante, se tiene que la solución de la Ec. (5.15), tomando como límites de integración a la humedad inicial (X_i) y a la humedad crítica (X_c) es la siguiente:

$$t_c = \frac{X_i - X_c}{R_c} \quad (5.17)$$

donde:

- t_c : Tiempo de secado correspondiente al período de veloci. constante [s]
- X_i : Humedad inicial del producto [kg agua / kg masa seca]
- X_{cr} : Humedad crítica del producto [kg agua / kg masa seca]
- R_c : Velocidad de secado constante [kg agua / s* kg masa seca]

□ **Tiempo de secado correspondiente al período de velocidad decreciente**

Suponiendo que la velocidad de secado en este período varía linealmente desde la humedad crítica hasta la humedad de equilibrio se puede obtener una expresión aproximada para el cálculo del tiempo:

$$t_d = \frac{X_c - X_{eq}}{R_c} \cdot \ln \frac{X_c - X_{eq}}{X_f - X_{eq}} \quad (5.18)$$

donde:

- t_d : Tiempo de secado correspondiente al período de velo. decreciente [s]
- X_c : Humedad crítica del producto [kg agua / kg masa seca]
- X_{eq} : Humedad de equilibrio [kg agua / kg masa seca]
- X_f : Humedad final del producto [kg agua / kg masa seca]
- R_c : Velocidad de secado constante [kg agua / s* kg masa seca]

BIBLIOGRAFÍA DEL CAPÍTULO V

1. Brennan, J.; Butters, J.; Cowell, N.; Lilly, A. (1980). Las operaciones de la Ingeniería de los Alimentos. Zaragoza. Acribia.
2. Corvalan, R.; Horn, M.; Roman, R.; Saravia, L. Ingeniería del Secado Solar. CYTED-D. Programa de Ciencia y Tecnología para el Desarrollo. V Centenario.
3. De Dios, C. A. (1996). Secado de granos y secadoras. Oficina Regional de la FAO para América Latina y el Caribe. Santiago. Serie Tecnología Postcosecha.
4. Junta del Acuerdo de Cartagena. (1989). Manual del Grupo Andino para el secado de maderas. Primera Edición. Lima. Copyright.
5. Nonhebel, M. A. & Moss, B. (1979). El secado de sólidos en la Industria Química. Barcelona. Reverté S.A.
6. Ocon, G. J. & Tojo, B. G. (1980). Problemas de Ingeniería Química. Tomo II. Primera Edición.
7. Perry, R. (1997). Manual del Ingeniero Químico. Tomo V. Sexta Edición. México. McGraw-Hill.
8. Portilla, A. (1991). Apuntes Seminario Diseño de Secadores. EPN. FIM. Quito.
9. Saltos, H. (1985). Traducción Autorizada del Capítulo Octavo, "Deshidratación" del libro Fundamentos de Ingeniería de Procesos en Alimentos. UTA. Ambato.
10. Treybal, R. (1990). Operaciones de Transferencia de Masa. México. McGraw-Hill.

CAPÍTULO VI

PSICROMETRÍA APLICADA AL SECADO

6.1 Estudio psicrométrico del secado

Durante un proceso de deshidratación, el producto a secar cede al aire circundante el agua que se desea eliminar en forma de vapor. La capacidad de absorción de humedad por parte del aire depende fundamentalmente de su contenido de vapor de agua antes de iniciarse el proceso de secado y del máximo valor que éste puede admitir.

Para la comprensión de la transferencia de masa entre el producto y el aire que es utilizado como medio desecante, se vuelve necesario el estudio de las propiedades del sistema aire-agua y de los fenómenos termodinámicos que afectan el proceso de secado.

La *psicrometría* estudia las propiedades de las mezclas de aire y vapor de agua, y la relación que existe entre las mismas.

El estudio psicrométrico del aire permite determinar la manera en que varían las condiciones del aire (humedad, temperatura, presión, volumen específico, entalpía) al someterlo a diferentes procesos tales como: calentamiento, enfriamiento, humidificación o deshumidificación.

6.2 Características del aire atmosférico

El *aire atmosférico* es una mezcla de gases formada principalmente por nitrógeno, oxígeno y pequeñas cantidades de otros gases entre los cuales se encuentra el vapor de agua.

El aire es incoloro, inodoro e insípido. Un litro de aire puro a 0 °C y una atmósfera de presión pesa 1.293 gramos; y es debido a su peso que el aire ejerce cierta presión sobre los cuerpos que contiene.

La composición del aire atmosférico es la siguiente:

Tabla 6.1: Composición del aire atmosférico

Componente	Símbolo / Fórmula	Volumen [%]
------------	-------------------	---------------

Nitrógeno	N ₂	78.084
Oxígeno	O ₂	20.948
Argón	Ar	0.9343
Dióxido de carbono	CO ₂	0.0314
Neón	Ne	0.001818
Helio	He	0.000524
Kriptón	Kr	0.000114
Xenón	Xe	0.0000087
Hidrógeno	H ₂	0.00005
Metano	CH ₄	0.0002
Óxido nitroso	N ₂ O	0.00005
Vapor de Agua	H ₂ O	Variable
Ozono	O ₃	0 - 0.000005
Dióxido de azufre	SO ₂	0 - 0.0001
Dióxido de nitrógeno	NO ₂	0 - 0.000002
Amoníaco	NH ₃	0 - Trazas
Monóxido de carbono	CO	0 - Trazas
Yodo	I ₂	0 - 0.000001

El *aire atmosférico* es una mezcla de gases; sin embargo, para fines de cálculo es necesario distinguir dos condiciones de aire:

1. **Aire seco** = mezcla de gases (sin vapor de agua)
2. **Aire húmedo** = mezcla de gases + vapor de agua

6.2.1 Presión

La presión es la fuerza que ejerce un fluido por unidad de área.

$$P = \frac{F}{A} \quad (6.1)$$

donde:

- P : Presión [Pa]
- F : Fuerza [N]
- A : Área [m²]

La presión real de un fluido se denomina *presión absoluta*, y se mide con respecto al vacío absoluto. Sin embargo, la mayor parte de los dispositivos que miden presión se calibran para determinar esta dimensión en relación con alguna presión de referencia. Normalmente la presión de referencia es la de la atmósfera, y la presión resultante que se mide se conoce con el nombre de *presión manométrica*. Estas presiones se relacionan entre sí por medio de la siguiente expresión:

$$P_{abs} = P_{gage} + P_{atm} \quad (6.2)$$

donde:

- P_{abs} : Presión absoluta [Pa]
- P_{gage} : Presión manométrica [Pa]
- P_{atm} : Presión atmosférica [Pa]

Las presiones por debajo de la atmosférica reciben el nombre de *presiones de vacío* o simplemente *vacío*.

$$P_{vac} = P_{atm} - P_{abs} \quad (6.3)$$

donde:

- P_{vac} : Presión de vacío [Pa]
- P_{atm} : Presión atmosférica [Pa]
- P_{abs} : Presión absoluta [Pa]

La presión de un fluido aumenta con la profundidad como resultado del peso propio del fluido. Este aumento se debe a que el fluido a niveles más bajos soporta más peso que el fluido a niveles más altos.

□ Presión atmosférica

El aire tiene peso y por lo tanto ejerce una presión sobre la superficie terrestre. La *presión atmosférica* es el peso del aire por unidad de área.

Si se pesara una columna de aire de un centímetro cuadrado de sección que se extiende desde la superficie de la tierra hasta el límite exterior de la atmósfera, se encontraría que pesa aproximadamente 1.033 kg. Puesto que la columna de aire tiene un centímetro cuadrado de sección puede decirse que ejerce una presión de 1.033 [kgf/cm²] sobre la superficie de la tierra.

Esta presión es equivalente a la presión producida por una columna de mercurio de 760 mm (29.92 pulg) de altura o por una columna de agua de 10.33 m de altura.

La presión atmosférica se mide con un dispositivo llamado *barómetro*, por lo que con frecuencia a la *presión atmosférica* se le conoce también como *presión barométrica*.

A nivel del mar, la *presión atmosférica estándar* es de: 101325 [Pa] en el Sistema Internacional, o de: 14.696 [psi] en el Sistema Inglés.

La presión atmosférica disminuye con la altura como consecuencia de la reducción del espesor de la capa de aire; esta variación de la presión con respecto a la altura se presenta en la Tabla 6.2.

La Ec. (6.4) permite determinar la presión atmosférica de un lugar en función de la altura:

$$P_{atm} = 101325 \left(\frac{288 - 0.0065z}{288} \right)^{5.256} \quad (6.4)$$

donde:

- P_{atm} : Presión atmosférica (a la altura z) [Pa]
 z : Altura sobre el nivel del mar [m]

Tabla 6.2: Variación de la presión atmosférica con la altura

Altitud [m]	Presión atmosférica [kPa]
0	101.33
200	98.9
400	96.6
600	94.3
800	92.1
1000	89.9
1200	87.5
1500	84.3
1800	81.2
2100	78.1
2400	75.2
2700	72.4
3000	70.1
4000	61.7
4600	57.2
5000	54.05
10000	26.50
15000	12.11
20000	5.53
25000	2.55
30000	1.20

□ Presión parcial

Puesto que el aire es una mezcla de gases, cada uno de ellos contribuye al peso de éste y a su vez cada uno ejerce una presión parcial.

Según la Ley de Gibbs-Dalton, “en una mezcla de gases o vapores, cada gas o vapor ejerce la misma presión en el mismo espacio total, como si la ejerciera por sí sólo, a la misma temperatura de la mezcla.” [5]

De esta Ley se desprende que la presión total de una mezcla de gases es igual a la suma de las presiones parciales ejercidas independientemente por cada gas.

Por lo tanto, la presión atmosférica puede considerarse como la suma de las presiones parciales del aire seco y del vapor de agua, es decir:

$$P_{atm} = P_a + P_v \quad (6.5)$$

donde:

- P_{atm} : Presión atmosférica [Pa]
- P_a : Presión parcial del aire seco [Pa]
- P_v : Presión parcial del vapor de agua [Pa]

La *presión parcial del vapor de agua*, es la presión que ejercen las moléculas de vapor de agua presentes en el aire húmedo. Por lo tanto, al aumentar la cantidad de vapor de agua contenida en el aire, se aumentará también la presión ejercida por el vapor de agua.

A temperaturas ordinarias, esta presión es tan pequeña que en todas las aplicaciones prácticas puede considerarse al vapor de agua como un gas perfecto.

La presión parcial del vapor de agua puede ser determinada a partir de diferentes fórmulas experimentales.

Para temperaturas expresadas en [°C] y presiones expresadas en [cm Hg]:

$$P_v = P_d - \frac{(P_{atm} - P_d)(T_{bs} - T_{bh})}{1546 - 1.44T_{bh}} \quad (6.6)$$

donde:

- P_v : Presión parcial del vapor de agua [cm Hg]
- P_d : Presión de saturación del vapor de agua, evaluada a T_{bh} [cm Hg]
- P_{atm} : Presión atmosférica [cm Hg]
- T_{bs} : Temperatura de bulbo seco [°C]
- T_{bh} : Temperatura de bulbo húmedo [°C]

Para temperaturas expresadas en [°F] y presiones expresadas en [cm Hg]:

$$P_v = P_d - \frac{(P_{atm} - P_d)(T_{bs} - T_{bh})}{2830 - 1.44T_{bh}} \quad (6.7)$$

donde:

- P_v : Presión parcial del vapor de agua [cm Hg]
- P_d : Presión de saturación del vapor de agua, evaluada a T_{bh} [cm Hg]
- P_{atm} : Presión atmosférica [cm Hg]
- T_{bs} : Temperatura de bulbo seco [°F]
- T_{bh} : Temperatura de bulbo húmedo [°F]

El agua contenida en un producto ejerce una presión sobre las paredes del mismo, y por otro lado, el vapor de agua contenido en el aire ejerce una presión de vapor determinada sobre el mismo producto, de allí se desprende que:

1. Si la presión de vapor del aire es menor que la presión de vapor del producto, el contenido de agua del producto tiende a salir y pasar al aire que lo rodea, y por tanto, éste se secará.
2. Si la presión de vapor del aire es mayor que la presión de vapor del producto, el vapor contenido en el aire tiende a entrar al producto, y por tanto, éste se humedece.
3. Si la presión de vapor del aire es igual a la presión de vapor del producto, se alcanza un estado de equilibrio y por tanto no existe pérdida o ganancia de humedad por parte de ninguno de los dos.

□ Presión de saturación

El agua, como todos los líquidos, tiende a saturar con su vapor todo el espacio que lo rodea. Cuando se alcanza el *nivel de saturación*, la concentración de moléculas de vapor de agua en el aire ejerce una presión parcial conocida como *presión de saturación del vapor*.

En este estado de saturación, la presión de vapor depende únicamente de la *temperatura*. A una temperatura determinada, la mayor presión de vapor que puede alcanzarse es la de *saturación*. Los valores de la presión de saturación del vapor para diferentes temperaturas se encuentran tabulados en las *tablas de vapor de agua*.

6.2.2 Densidad

La densidad se define como la cantidad de masa por unidad de volumen de una sustancia.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (6.8)$$

donde:

- ρ : Densidad [kg / m³]
- m : Masa [kg]
- V : Volumen [m³]

A partir de la Ecuación de los gases ideales se puede deducir una expresión para el cálculo de la densidad de un gas.

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (6.9)$$

$$\frac{m}{V} = \frac{P}{R \cdot T} \quad (6.9a)$$

donde:

- P : Presión [kPa]
- V : Volumen [m³]
- m : Masa [kg]
- R : Constante del gas ideal $\left[\frac{kPa \cdot m^3}{kg \cdot K} \right]$
- T : Temperatura [K]

Por lo tanto, la densidad del aire atmosférico, a cualquier temperatura y presión, puede ser calculada a partir de la siguiente expresión:

$$\rho_A = \frac{P_{am}}{R_A \cdot T_A} \quad (6.10)$$

donde:

- ρ_A : Densidad del aire atmosférico (o aire húmedo) [kg / m³]

P_{atm} : Presión atmosférica [kPa]

R_A : Cte. de los gases ideales para el aire atmosférico = $0.2870 \left[\frac{kPa \cdot m^3}{kg \cdot K} \right]$

T_A : Temperatura del aire atmosférico [K]

6.2.3 Volumen específico

El volumen específico se define como el volumen por unidad de masa, es decir:

$$v = \frac{V}{m} \quad (6.11)$$

donde:

v : Volumen específico [m^3 / kg]

V : Volumen [m^3]

m : Masa [kg]

De la definición anterior se deduce que el volumen específico es el recíproco de la densidad, es decir:

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (6.12)$$

donde:

v : Volumen específico [m^3 / kg]

ρ : Densidad [kg / m^3]

El volumen específico de las mezclas aire – vapor, puede ser determinado a partir de la *ecuación general de los gases ideales*. El volumen específico será entonces el volumen de la mezcla por masa de aire seco.

$$v = \frac{R_a \cdot T_{bs}}{10000 \cdot (P_{atm} - P_v)} \quad (6.13)$$

donde:

v : Volumen específico [m^3 / kg aire seco]

- R_a : Constante de los gases ideales para el aire seco [kg·m / kg·K]
 $R_a = 29.3$ [kg·m / kg·K]
 P_{atm} : Presión atmosférica [kg / cm²]
 P_v : Presión parcial del vapor de agua [kg / cm²]
 T_{bs} : Temperatura de bulbo seco de la mezcla aire-vapor [K]

6.2.4 Peso específico

El peso específico es la cantidad de peso por unidad de volumen de una sustancia.

$$\gamma = \frac{w}{V} \quad (6.14)$$

donde:

- γ : Peso específico [N / m³]
 w : Peso [N]
 V : Volumen [m³]

El peso específico y la densidad se relacionan mediante la siguiente expresión:

$$\gamma = \rho * g \quad (6.15)$$

donde:

- γ : Peso específico [N / m³]
 ρ : Densidad [kg / m³]
 g : Aceleración de la gravedad [m / s²]

6.2.5 Calor específico

El calor específico (C), se define como la cantidad de energía requerida para elevar la temperatura de una masa unitaria de una sustancia en un grado.

Existen dos tipos de calores específicos:

1. Calor específico a volumen constante

2. Calor específico a presión constante

El calor específico a volumen constante (C_v), se define como la cantidad de energía requerida para aumentar la temperatura de una masa unitaria de una sustancia en un grado, cuando el volumen se mantiene constante.

De manera similar, el calor específico a presión constante (C_p), se define como la cantidad de energía requerida para aumentar la temperatura de una masa unitaria de una sustancia en un grado, cuando la presión se mantiene constante.

El calor específico a volumen constante se relaciona con los cambios en la energía interna, y es una medida de la variación de la energía interna de una sustancia con la temperatura.

$$C_v = \frac{du}{dT} \quad (6.16)$$

El calor específico a presión constante se relaciona con los cambios en la entalpía, y es una medida de la variación de la entalpía de una sustancia con la temperatura.

$$C_p = \frac{dh}{dT} \quad (6.17)$$

El *calor específico* no es constante puesto que depende de la temperatura; sin embargo, para fines prácticos se pueden usar los siguientes valores de calor específico para el caso del aire:

- Calor específico a volumen constante: $C_v = 0.718 \text{ [kJ / (kg \cdot ^\circ\text{C})]}$
- Calor específico a presión constante: $C_p = 1.005 \text{ [kJ / (kg \cdot ^\circ\text{C})]}$

6.2.6 Humedad

El contenido de vapor de agua presente en el aire atmosférico puede variar entre límites muy amplios, y suele expresarse de diferentes maneras: humedad absoluta, humedad específica o humedad relativa.

6.2.6.1 Humedad absoluta

La *humedad absoluta o densidad del vapor de agua* (d_v), se define como la masa de vapor de agua por unidad de volumen de aire húmedo; y se denomina *humedad absoluta saturada* (d_d) cuando la mezcla aire-vapor se encuentra saturada.

La humedad absoluta puede calcularse a partir de la presión parcial del vapor de agua, suponiendo que el aire y el vapor son gases ideales.

$$d_v = \frac{2887 * P_v}{T} \quad (6.18)$$

donde:

- d_v : Humedad absoluta [g vapor de agua / m³ aire húmedo]
- P_v : Presión parcial del vapor de agua [cm Hg]
- T : Temperatura del aire húmedo [K]

De igual forma, la humedad absoluta saturada puede calcularse a partir de la presión de saturación del vapor de agua.

$$d_d = \frac{2887 * P_d}{T} \quad (6.19)$$

donde:

- d_d : Humedad absoluta saturada [g vapor de agua / m³ aire húmedo]
- P_d : Presión de saturación del vapor de agua pura [cm Hg]
- T : Temperatura del aire húmedo [K]

6.2.6.2 Humedad específica

La *humedad específica o relación de humedad* (W), se define como la masa de vapor de agua por unidad de masa de aire seco; y se denomina *humedad específica de saturación* (W_d) cuando la mezcla aire-vapor se encuentra saturada.

$$W = \frac{m_v}{m_a} \quad (6.20)$$

donde:

- W : Humedad específica [kg vapor de agua / kg aire seco]
 m_v : Masa de vapor de agua [kg]
 m_a : Masa de aire seco [kg]

La *humedad específica* puede ser calculada también a partir de la Ec. (6.21).

$$W = 0.622 \left(\frac{P_v}{P_{atm} - P_v} \right) \quad (6.21)$$

donde:

- W : Humedad específica [kg vapor de agua / kg aire seco]
 P_v : Presión parcial del vapor de agua [Pa]
 P_{atm} : Presión atmosférica [Pa]

Generalmente, la humedad específica viene expresada en granos de agua por libra de aire seco, siendo:

$$7000 \text{ granos} = 1 \text{ lbm}$$

6.2.6.3 Relación de saturación

La *relación de saturación* (μ), se define como la relación entre la masa de vapor de agua mezclada con una masa unitaria de aire seco en un momento dado, y la masa de vapor que satura esa masa unitaria de aire a la temperatura de la mezcla.

$$\mu = \frac{W}{W_d} \quad (6.22)$$

donde:

- μ : Relación de saturación [adimensional]
 W : Humedad específica [kg vapor de agua / kg aire seco]
 W_d : Humedad específica de saturación [kg vapor de agua / kg aire seco]

6.2.6.4 Humedad relativa

La *humedad relativa* (ϕ), se define como la relación entre la presión parcial del vapor de agua en la mezcla (P_v) y la presión de saturación del vapor de agua pura (P_d) a la misma temperatura.

$$\phi = \left(\frac{P_v}{P_d} \right) * 100 \quad (6.23)$$

donde:

- ϕ : Humedad relativa [%]
- P_v : Presión parcial del vapor de agua [Pa]
- P_d : Presión de saturación del vapor de agua [Pa]

En otras palabras, la *humedad relativa del aire* es la relación entre la cantidad de vapor de agua presente en un volumen determinado de aire y la mayor cantidad posible de vapor de agua que puede existir en ese volumen de aire a la misma temperatura.

$$\phi = \left(\frac{m_v}{m_d} \right) * 100 \quad (6.24)$$

donde:

- ϕ : Humedad relativa [%]
- m_v : Masa de vapor de agua [kg]
- m_d : Masa de vapor de agua para saturar el aire húmedo [kg]

La humedad relativa del aire está relacionada con la temperatura. Al aumentar la temperatura, aumenta la capacidad de absorción del aire. Esto se debe a que un aire a mayor temperatura necesita mayor cantidad de agua para saturarse que un aire a menor temperatura y por lo tanto podrá absorber mayor cantidad de agua.

“La máxima cantidad de vapor que puede existir en el aire depende de la temperatura y es independiente del peso o presión del aire que puede existir simultáneamente en el espacio.” [5]

La humedad relativa del aire puede ser determinada por medio de *higrómetros*, *psicrómetros*, *tablas psicrométricas* y *cartas psicrométricas*.

Los *higrómetros* son aparatos que miden la humedad relativa a través de la dilatación o contracción que algunos elementos (como el cabello) experimentan al entrar en contacto con la humedad del ambiente.

Los *psicrómetros* son instrumentos que permiten determinar la humedad relativa del aire dentro de una cámara de secado. Están formados por un armazón que sostiene dos termómetros iguales, en uno de los cuales el bulbo permanece siempre seco e indica la temperatura real del aire; mientras que el otro, mantiene su bulbo cubierto por una tela que siempre se conserva húmeda por medio de una tira o cordel que la mantiene unida a un pequeño recipiente con agua.

El higrómetro presenta la ventaja de entregar una lectura directa de la humedad relativa, mientras que la lectura del psicrómetro requiere del empleo de tablas especiales.

□ **Variación de la Humedad relativa**

La humedad relativa puede ser incrementada de las siguientes maneras: [5]

1. Reduciendo la temperatura, sin variar la humedad absoluta.
2. Aumentando la humedad absoluta, sin variar la temperatura.

La humedad relativa puede ser disminuida de las siguientes formas:

1. Aumentando la temperatura, sin variar la humedad absoluta.
2. Disminuyendo la humedad absoluta, sin variar la temperatura.

□ **Relación entre la humedad relativa del aire y la relación de saturación**

La humedad relativa (ϕ) y la relación de saturación (μ), se relacionan mediante la siguiente expresión:

$$\phi = \frac{\mu}{1 - (1 - \mu) \left(\frac{P_d}{P_{atm}} \right)} \quad (6.25)$$

donde:

- ϕ : Humedad relativa [adimensional]
- μ : Relación de Saturación [adimensional]
- P_d : Presión de saturación del vapor de agua [Pa]
- P_{atm} : Presión atmosférica [Pa]

Sin embargo, para fines prácticos se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$\phi = \mu = \frac{W}{W_d} \quad (6.26)$$

donde:

- ϕ : Humedad relativa [adimensional]
- μ : Relación de saturación [adimensional]
- W : Humedad específica [kg vapor de agua / kg aire seco]
- W_d : Humedad específica de saturación [kg vapor de agua / kg aire seco]

6.2.7 Temperatura

La temperatura es uno de los parámetros que determinan la velocidad de secado de un producto. En el aire, la temperatura es un índice de su capacidad desecante y de la cantidad de calor que transporta; mientras más elevada sea la temperatura del aire que rodea al producto, más intensa será la evaporación de la humedad del mismo.

6.2.7.1 Temperatura de rocío

La *temperatura de rocío* (T_r), es la temperatura a la cual el aire se satura cuando se enfría, suponiendo que no existe aumento o disminución de humedad.

Consecuentemente, la temperatura de rocío del aire (T_r) será siempre la temperatura de saturación correspondiente a la presión parcial ejercida por el vapor de agua. Si el aire se enfría a una temperatura menor que la de rocío, se iniciará la condensación.

La temperatura de rocío sólo puede ser reducida sustrayendo humedad del aire, es decir, sustrayendo vapor de agua; y puede ser incrementada añadiendo vapor de agua en el aire. Esta temperatura no se puede cambiar si no se aumenta o disminuye la humedad del aire, aunque se aumente o disminuya el calor.

La temperatura de rocío puede ser determinada psicrométricamente a partir de las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo, o ser también determinada con las tablas de vapor de agua cuando se conoce la presión parcial ejercida por el vapor de agua.

6.2.7.2 Temperatura de bulbo seco

La *temperatura de bulbo seco* (T_{bs}), es la temperatura del aire registrada por un termómetro ordinario (común), y es la medida del calor sensible del aire expresado en grados Fahrenheit o Celsius.

6.2.7.3 Temperatura de bulbo húmedo

Cuando al bulbo de un termómetro se le cubre con una gasa o franela húmeda y se le coloca en una corriente de aire, el agua contenida en la gasa empieza a evaporarse y a bajar de temperatura.

La *temperatura de bulbo húmedo* (T_{bh}), es la temperatura de equilibrio que se alcanza cuando el agua contenida en la gasa se a evaporado por completo.

El calor necesario para producir esta evaporación, se obtiene del calor sensible cedido por las mismas moléculas de agua al bajar su temperatura. Este calor sensible entregado por las moléculas de agua, se transforma en calor latente de vaporización que produce el cambio de fase de líquido a vapor.

Durante este proceso de transformación de calor sensible a calor latente de vaporización, el calor total del sistema se mantiene constante, es decir, no existe pérdida o ganancia de calor; y por tanto, la temperatura de bulbo húmedo es un índice del calor total contenido en el aire, expresado en grados Fahrenheit o Celsius.

En condiciones de saturación se tiene que, tanto la temperatura de rocío como la temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo son iguales, es decir:

$$T_r = T_{bs} = T_{bh}$$

La *temperatura de bulbo húmedo* del aire depende sólo del calor total sensible y latente y es independiente de sus proporciones relativas; es decir, la temperatura de bulbo húmedo es constante debido a que el calor total del sistema también lo es. [5]

6.2.8 Entalpía del aire atmosférico

El aire atmosférico es una mezcla de aire seco y vapor de agua, por ello la entalpía del aire se expresa en términos de las entalpías del aire seco y del vapor de agua.

En la mayoría de las aplicaciones, la cantidad de aire seco en la mezcla aire – vapor permanece constante, en tanto que la cantidad de vapor de agua varía. En consecuencia, la entalpía del aire húmedo o aire atmosférico se expresa por unidad de masa de aire seco y no por unidad de masa de aire húmedo. [2]

La *entalpía total del aire atmosférico* es la suma de las entalpías del aire seco y del vapor de agua:

$$H_A = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v \quad (6.27)$$

Al dividir la Ec. (6.27) para (m_a) se determina la entalpía del aire húmedo por unidad de masa de aire seco:

$$\frac{H_A}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} \cdot h_v \quad (6.28)$$

$$h_A = h_a + W \cdot h_v \quad (6.28a)$$

donde:

h_A : Entalpía específica del aire atmosférico [kJ / kg aire seco]

h_a : Entalpía específica del aire seco [kJ / kg]

h_v : Entalpía específica del vapor de agua [kJ / kg]

W : Humedad específica [kg vapor de agua / kg aire seco]

□ Entalpía específica del aire seco

El aire seco puede ser considerado como un gas ideal, con un valor de C_p constante igual a 1.005 [kJ / (kg · °C)]. Tomando como temperatura de referencia 0°C, la entalpía del aire seco puede determinarse a partir de la Ec. (6.28).

$$h_a = C_p * T \quad (6.28)$$

donde:

h_a : Entalpía específica del aire seco [kJ / kg]

C_p : Calor específico a presión constante (del aire seco) [kJ / (kg · °C)]

T : Temperatura de la mezcla aire-vapor [°C]

□ Entalpía específica del vapor de agua

El vapor de agua puede tratarse como un gas ideal, y por lo tanto, la entalpía del vapor de agua es una función exclusiva de la temperatura, es decir, $h_v = f (T)$.

Consecuentemente, *la entalpía del vapor de agua puede considerarse igual a la entalpía del vapor saturado a la misma temperatura.*

La *entalpía del vapor saturado* (h_g) se evalúa a la temperatura de la mezcla aire-vapor, y puede ser determinada en las *tablas de vapor de agua*.

La entalpía del vapor de agua puede determinarse aproximadamente a partir de la siguiente expresión (para un intervalo de temperatura de -10 a 50 °C):

$$h_v = 2501.3 + 1.82 T \quad (6.29)$$

donde:

h_v : Entalpía específica del vapor de agua [kJ / kg]

T : Temperatura de la mezcla aire-vapor [°C]

6.3 Cartas psicrométricas

Las *cartas psicrométricas* muestran gráficamente todos los valores característicos de las mezclas de aire y vapor de agua. En las cartas psicrométricas se representan las relaciones entre las temperaturas de bulbo húmedo, bulbo seco y de rocío, la humedad relativa del aire, la humedad específica, el volumen específico y la entalpía del aire húmedo.

Existen diferentes cartas psicrométricas, las mismas que se construyen para una presión atmosférica y banda de temperaturas determinadas. La Fig. (6.1) muestra una carta psicrométrica para temperaturas normales y una atmósfera de presión.

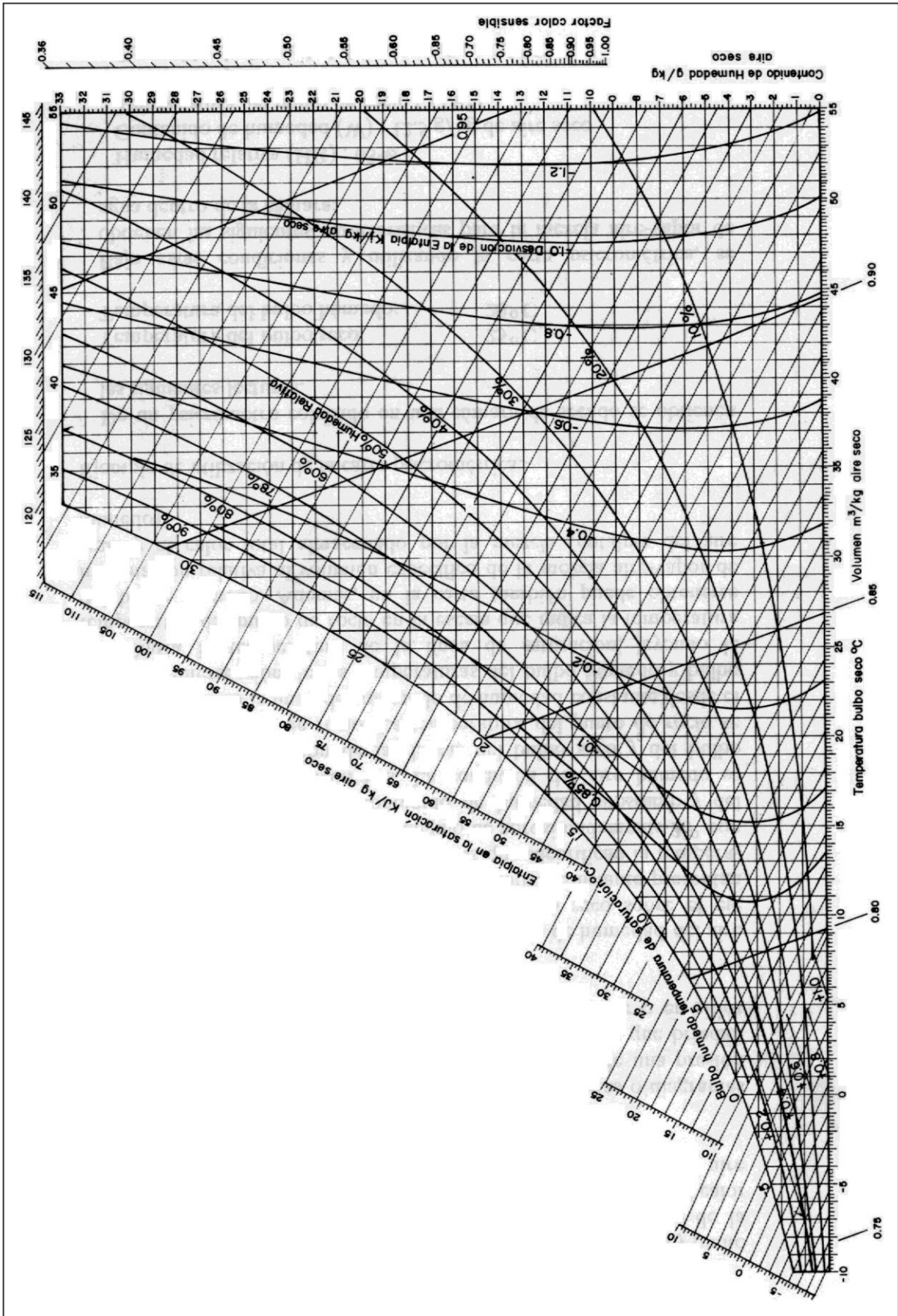


Figura 6.1: Carta psicrométrica

Las coordenadas que se juzgan más convenientes en la carta psicrométrica son la presión del vapor de agua como ordenada y la temperatura de la mezcla aire-vapor de agua como abscisa. [10]

La *línea de saturación* puede trazarse en la carta utilizando los datos de las *tablas del vapor de agua*. La región a la derecha de la línea de saturación representa la zona del *vapor de agua recalentado*.

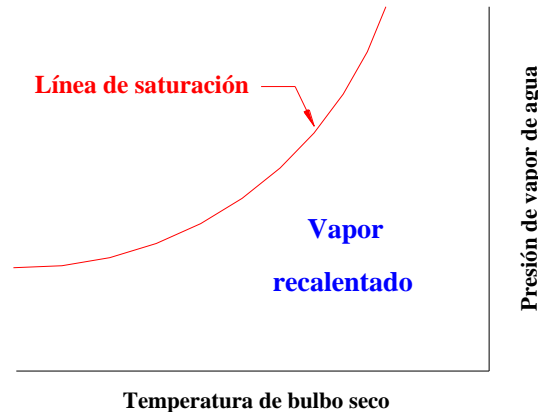


Figura 6.2: Línea de saturación

Las líneas de humedad relativa constante se trazan en la carta psicrométrica dividiendo los segmentos verticales comprendidos entre la línea de saturación y el eje de las abscisas.

Otro paso en la construcción de la carta psicrométrica consiste en graduar el eje de las ordenadas en unidades de humedad específica (relación de humedad), lo cual es posible debido a que los valores de la humedad específica y la presión atmosférica tienen una relación fija.

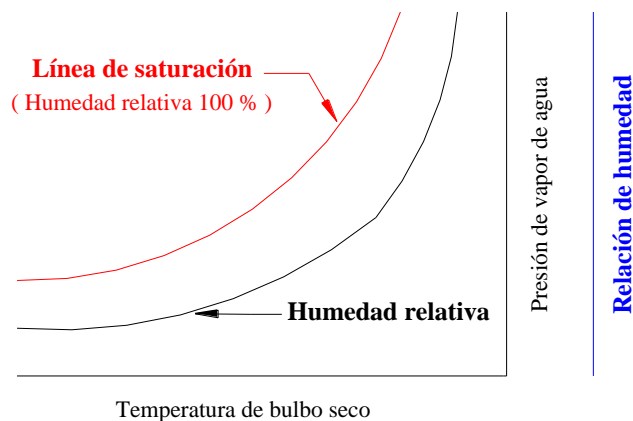


Figura 6.3: Línea de humedad relativa y relación de humedad

En la Fig. (6.4) se indica una línea de temperatura de bulbo húmedo constante y una línea de temperatura de rocío constante (línea horizontal), al igual que una línea de temperatura de bulbo seco constante (línea vertical). Los valores de las temperaturas de bulbo húmedo y de rocío se encuentran tabulados junto a la línea de saturación.

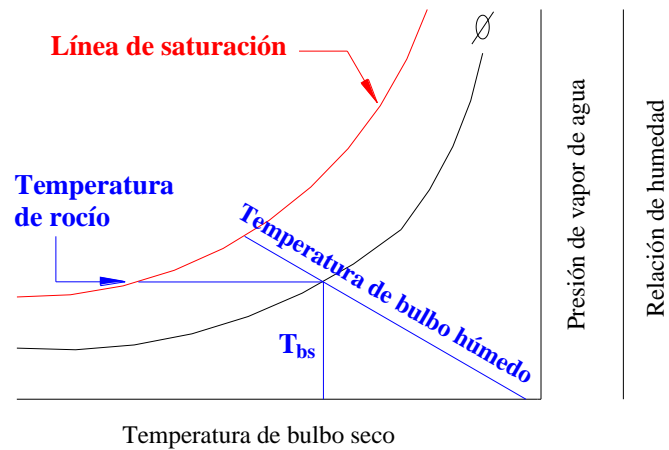


Figura 6.4: Línea de temperatura de bulbo húmedo constante y de rocío

Las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante no coinciden exactamente con las de entalpía constante, razón por la que varias cartas psicrométricas representan líneas diferentes de temperatura de bulbo húmedo constante y de entalpía constante. Sin embargo, la mayoría de cartas trazan únicamente líneas de temperatura de bulbo húmedo constante, pero representan también líneas de *desviación de entalpía* constante como una corrección que debe aplicarse al valor de la entalpía; de esta manera, la entalpía es determinada prolongando la línea de bulbo húmedo constante hacia la izquierda de la línea de saturación, hasta alcanzar la escala de entalpía.

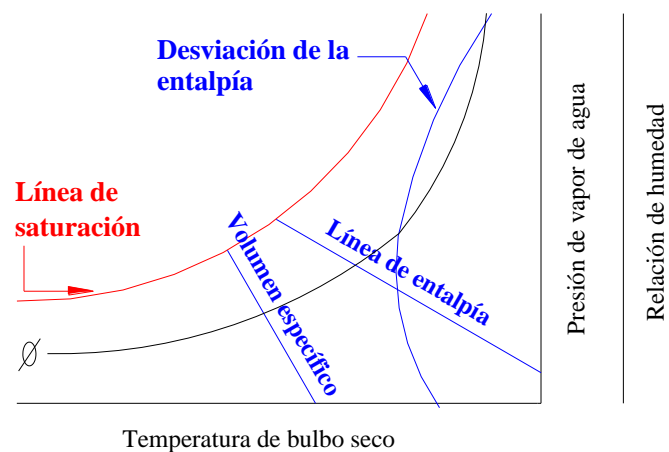


Figura 6.5: Línea de entalpía constante, desviación de la entalpía y volumen específico constante

6.3.1 Propiedades psicrométricas a diferentes altitudes

La mayoría de las cartas psicrométricas se han elaborado para la presión atmosférica a nivel del mar; sin embargo, se han desarrollado también cartas psicrométricas especiales para ciertos lugares que se encuentran a diferente altura.

No obstante, cuando se requieren hacer cálculos psicrométricos de un lugar situado sobre el nivel del mar y no se cuenta con una carta especial, se puede hacer uso de la *carta psicrométrica estándar a nivel del mar* (Anexo E) con las respectivas correcciones de humedad específica, entalpía y volumen específico.

□ Corrección de la humedad específica

Para realizar la corrección de la humedad específica, se debe usar la *tabla de correcciones* que se muestra en la parte superior izquierda de la carta psicrométrica estándar (Anexo E).

En las abscisas se entra con la altitud en pies o bien con la diferencia de presiones ΔP en [pulg Hg] entre la presión barométrica del lugar y la del nivel del mar, y en las ordenadas con la temperatura de bulbo húmedo.

La lectura correspondiente es la corrección $\Delta W'$. Este valor leído en la tabla debe reducirse en un 1 % por cada 24 °F de diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la de bulbo húmedo. [5]

Es decir, la corrección final de la humedad específica (ΔW) vendrá dada por la siguiente expresión:

$$\Delta W = \Delta W' \left(1 - 0.01 \cdot \frac{T_{bs} - T_{bh}}{24} \right) \quad (6.30)$$

donde:

- ΔW : Corrección final de la humedad específica [granos v. agua / lbm aire seco]
- $\Delta W'$: Valor tabulado en la tabla de correcciones correspondiente a la humedad específica [granos v. agua / lbm aire seco]
- T_{bs} : Temperatura de bulbo seco [°F]

T_{bh} : Temperatura de bulbo húmedo [°F]

Finalmente, la humedad específica de un lugar determinado (ya corregida) es igual a la suma de la humedad específica obtenida en la carta psicrométrica estándar a nivel del mar más la corrección final de la humedad específica; es decir:

$$W' = W + \Delta W \quad (6.31)$$

donde:

W' : Humedad específica del lugar [granos v. agua / lbm aire seco]

W : Humedad específica (a nivel del mar) [granos v. agua / lbm aire seco]

ΔW : Corrección final de la humedad específica [granos v. agua / lbm aire seco]

□ Corrección de la entalpía

Para obtener la corrección de la entalpía (Δh), se debe usar la tabla de correcciones de la misma forma que se lo hace para encontrar la corrección de la humedad específica $\Delta W'$. Es decir, se debe entrar a la tabla con la altitud o con la diferencia de presiones ΔP , y con la temperatura de bulbo húmedo, cuya intersección proporciona Δh .

Sin embargo, debido a que la entalpía no es constante ya que aumenta ligeramente cuando se aproxima a la saturación, las cartas psicrométricas presentan varias curvas llamadas “*Curvas de desviación de la entalpía*” para condiciones no saturadas.

Esta desviación de la entalpía es una corrección que es empleada cuando se requieren cálculos muy precisos, mientras que en problemas prácticos suele omitirse debido a que los resultados obtenidos no varían significativamente.

Por tanto, el valor de la entalpía de una mezcla aire-vapor sobre el nivel del mar, es igual a la suma de la entalpía obtenida en la carta psicrométrica estándar a nivel del mar más la corrección de la entalpía y más la desviación de la entalpía; es decir:

$$h_A = h_{(a.nivel.del.mar)} + \Delta h + h' \quad (6.32)$$

donde:

- h_A : Entalpía específica del aire atmosférico [Btu / lbm _{aire seco}]
- Δh : Corrección de la entalpía [Btu / lbm _{aire seco}]
- h' : Desviación de la entalpía [Btu / lbm _{aire seco}]

□ Corrección del volumen específico

El volumen específico de la mezcla aire-vapor puede determinarse a partir de la siguiente expresión:

$$v = \frac{0.754(T_{bs} + 460)}{P_{atm}} \left(1 + \frac{W'}{4.360} \right) \quad (6.33)$$

donde:

- v : Volumen específico del aire atmosférico [pie³ / lbm _{aire seco}]
- T_{bs} : Temperatura de bulbo seco [°F]
- P_{atm} : Presión atmosférica [pulg Hg]
- W' : Humedad específica del lugar [granos _{v. agua} / lbm _{aire seco}]

6.4 Proceso de saturación adiabática

El proceso de saturación adiabática es un proceso a temperatura de bulbo húmedo constante. La Fig. (6.6) muestra un proceso de saturación adiabática entre los estados 1 y 2, siguiendo una trayectoria de proceso a temperatura de bulbo húmedo constante.

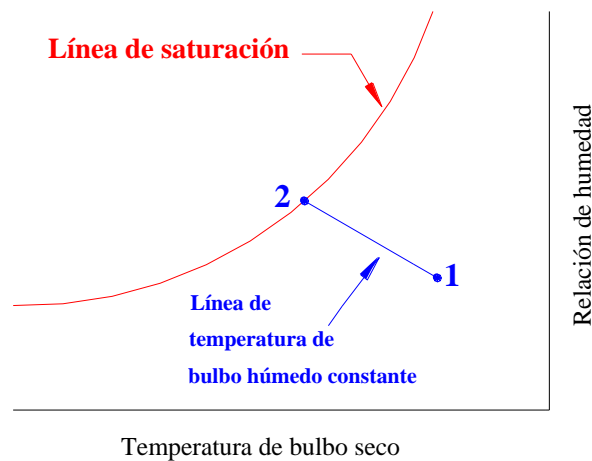


Figura 6.6: Proceso de saturación adiabática

El proceso de saturación adiabática es, aproximadamente, un proceso a entalpía constante.

6.5 Mezcla adiabática de corrientes de aire

En muchas aplicaciones de ingeniería es necesaria la mezcla de dos corrientes de aire. Esto se consigue combinando simplemente las dos corrientes de aire como se muestra en la Fig. (6.7).

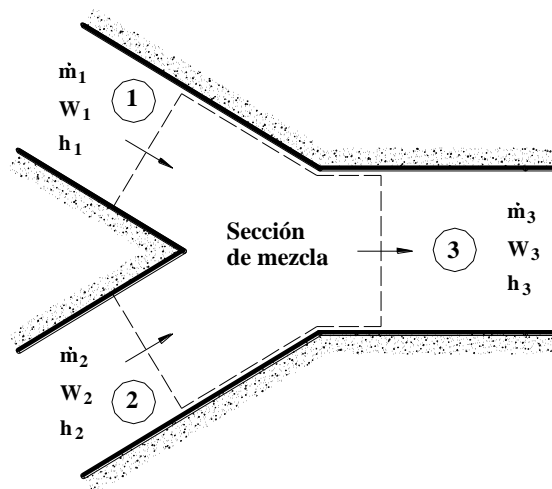


Figura 6.7: Proceso de saturación adiabática

La transferencia de calor con los alrededores suele ser pequeña y, por lo tanto, puede suponerse que el proceso de mezcla es adiabático.

Las ecuaciones de la conservación de la masa y de la conservación de la energía para la mezcla adiabática de dos corrientes de aire se reducen a:

1. Masa de aire seco:

$$\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3} \quad (6.34)$$

2. Masa de vapor de agua:

$$W_1 \dot{m}_{a1} + W_2 \dot{m}_{a2} = W_3 \dot{m}_{a3} \quad (6.35)$$

3. Energía:

$$\dot{m}_{a1} h_1 + \dot{m}_{a2} h_2 = \dot{m}_{a3} h_3 \quad (6.36)$$

donde:

\dot{m}_a : Razón de flujo de masa de aire seco [kg / s]

W : Humedad específica [kg vapor de agua / kg aire seco]

h : Entalpía específica del aire [kJ / kg aire seco]

6.6 Procesos psicrométricos relacionados con el secado

Durante una operación de secado se presentan dos procesos psicrométricos fundamentales en el sistema aire-agua, los mismos que pueden ser representados y analizados sobre una carta psicrométrica. Estos procesos son los siguientes:

1. Calentamiento sensible del aire
2. Humidificación del aire

Sin embargo, cuando en el secador se tiene recirculación de aire, se tiene adicionalmente una mezcla de corrientes de aire.

6.6.1 Proceso de calentamiento sensible del aire

Al disminuir la humedad relativa del aire por un aumento de temperatura se obtiene como resultado un aire más ávido de humedad.

Por lo tanto, para aumentar la capacidad de absorción de humedad en el aire se requiere aumentar su temperatura, lo cual se consigue a través de un *calentamiento* del mismo.

Cuando se entrega energía térmica, el aire aumenta de temperatura, pero no existe un incremento o disminución de la humedad en el aire, y por tanto, la humedad específica (W) permanece constante al igual que la temperatura de rocío y el contenido de calor latente del aire.

El calor total del aire aumentará en una cantidad igual al incremento de calor sensible. Por consiguiente, el proceso de calentamiento del aire seguirá una trayectoria horizontal sobre la carta psicrométrica.

En la Fig. (6.8) se muestra un proceso de calentamiento (línea 1-2), en el cual el aire aumenta de temperatura, de T_{bs1} a T_{bs2} , y disminuye su humedad relativa, de ϕ_1 a ϕ_2 .

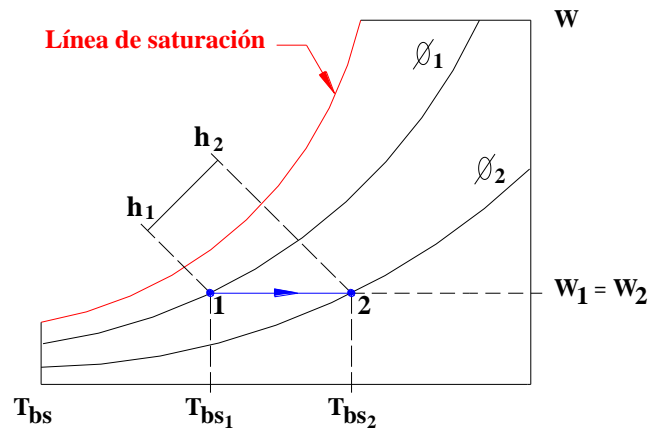


Figura 6.8: Proceso de calentamiento del aire húmedo

Las ecuaciones de la conservación de la masa para un proceso de calentamiento sensible sin humidificación o deshumidificación se reducen a:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad ; \quad W_1 = W_2$$

El calor total transferido durante el proceso de calentamiento se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$q_s = \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1) \quad (6.37)$$

donde:

q_s : Calor sensible transferido al aire [kW]

\dot{m}_a : Razón de flujo de masa de aire seco [kg / s]

h_2 : Entalpía específica del aire al final del proceso de calentamiento
[kJ / kg aire seco]

h_1 : Entalpía específica del aire al inicio del proceso de calentamiento
[kJ / kg aire seco]

6.6.2 Proceso de humidificación del aire

Un proceso de deshidratación desde el punto de vista del sistema aire-agua se reduce a un *proceso de humidificación del aire*. La humidificación es un proceso mediante el cual se incrementa la humedad específica del aire.

Cuando se introduce aire en una cámara de secado, éste posee inicialmente un determinado contenido de humedad específica; sin embargo, cuando el aire pasa por un lecho de sólidos húmedos y arrastra consigo una cantidad de vapor de agua, su humedad específica se verá incrementada.

La humedad extraída del producto en forma de vapor absorbe calor del aire, motivo por el cual baja la temperatura del aire. Por lo tanto, durante la deshidratación se tiene como resultado un proceso de humidificación del aire con enfriamiento.

Esta adición de humedad en el aire se realiza sin un aumento o disminución de energía y por tanto, el calor total del sistema permanece constante⁴. Consecuentemente, el proceso de humidificación corresponde a un *proceso de humidificación adiabática*, es decir, un proceso a temperatura de bulbo húmedo constante.

Durante este proceso, el calor sensible perdido por el aire se transforma en calor latente que permite la evaporación del contenido de humedad del producto.

En condiciones ideales, el aire que abandona la cámara de secado se encuentra completamente saturado (proceso 2-4) por cuanto la cantidad de humedad evaporada corresponde a la cantidad de calor sensible perdido por el aire; sin embargo, en condiciones reales, el aire que abandona la cámara, no se encuentra saturado por cuanto la masa de agua evaporada es menor debido a la existencia de pérdidas de calor sensible (proceso 2-3). [9]

⁴ Idealmente se desprecian las pérdidas de calor.

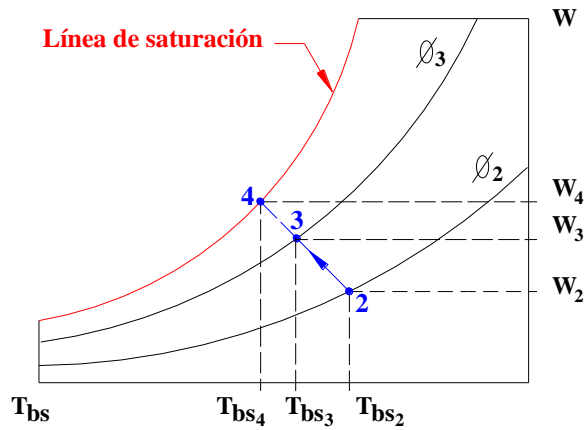


Figura 6.9: Proceso de humidificación adiabática

Las ecuaciones de la conservación de la masa para el proceso de humidificación del aire en condiciones reales son las siguientes:

1. Masa de aire seco:

$$\dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3} = \dot{m}_a \quad (6.38)$$

2. Masa de vapor de agua:

$$\dot{m}_{v2} + \dot{m}_w = \dot{m}_{v3} \quad (6.39)$$

$$\dot{m}_{a2} \cdot W_2 + \dot{m}_w = \dot{m}_{a3} \cdot W_3 \quad (6.39a)$$

donde:

\dot{m}_a : Razón de flujo de masa de aire seco [kg / s]

W : Humedad específica [kg vapor de agua / kg aire seco]

\dot{m}_w : Razón de flujo de masa de agua o humedad [kg / s]

La Fig. (6.10) presenta en forma conjunta los dos procesos psicrométricos relacionados con el secado:

- ▶ Proceso 1 – 2 : Calentamiento sensible del aire húmedo
- ▶ Proceso 2 – 3 : Humidificación del aire húmedo (en condiciones reales)
- ▶ Proceso 2 – 4 : Humidificación del aire húmedo (en condiciones ideales)

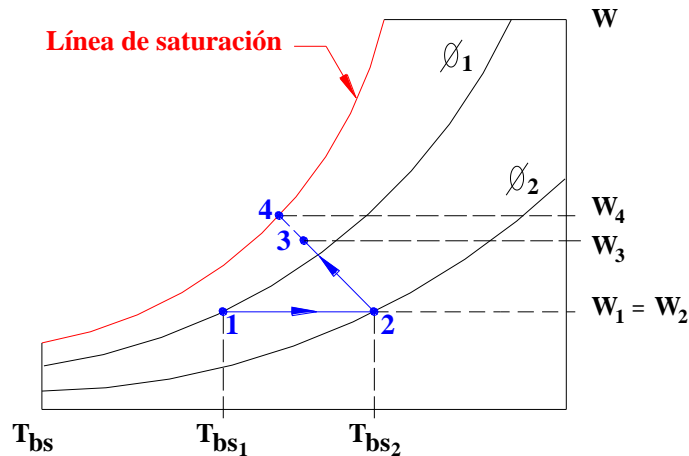


Figura 6.10: Proceso de calentamiento y humidificación del aire húmedo

6.7 Eficiencia del proceso de secado

La *eficiencia de un proceso de secado* se define como la relación entre la cantidad real de humedad removida por el aire de secado (proceso 2-3 en la Fig. 6.10), y la máxima cantidad de humedad que llegaría a remover el aire al alcanzar la saturación (proceso 2-4 en la Fig. 6.10), es decir:

$$\eta = \left(\frac{W_3 - W_2}{W_4 - W_2} \right) * 100 \quad (6.40)$$

donde:

- η : Eficiencia del proceso de secado [%]
- W_3 : Humedad específica al final del proceso de humidificación (en condiciones reales) [kg vapor de agua / kg aire seco]
- W_2 : Humedad específica al inicio del proceso de humidificación [kg vapor de agua / kg aire seco]
- W_4 : Humedad específica al final del proceso de humidificación

(en condiciones ideales) [kg vapor de agua / kg aire seco]

BIBLIOGRAFÍA DEL CAPÍTULO VI

9. Carrier. (1996). Manual de Aire Acondicionado. Barcelona. Boixareu.
10. Cengel, Y. & Boles, M. (1996). Termodinámica. Tomo II. Segunda Edición. México. McGraw-Hill.
11. Corvalan, R.; Horn, M.; Roman, R.; Saravia, L. Ingeniería del Secado Solar. CYTED-D. Programa de Ciencia y Tecnología para el Desarrollo. V Centenario.
12. Dossat, R. (1993). Principios de Refrigeración. México. CECOSA.
13. Hernández, G. E. (1995). Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración. México. Limusa, S.A.
14. Junta del Acuerdo de Cartagena. (1989). Manual del Grupo Andino para el secado de maderas. Primera Edición. Lima. Copyright.
15. Marques, P. J. (1991). Principios de secado de granos. Psicometría higroscopía. Oficina Regional de la FAO para América Latina y el Caribe. Santiago. Serie Tecnología Postcosecha.
16. Petrucci, R. (1977). Química General. Fondo Educativo Interamericano.
17. Portilla, A. (1991). Apuntes Seminario Diseño de Secadores. EPN. FIM. Quito.
18. Stoecker, W. Refrigeración y Acondicionamiento de Aire. Madrid. McGraw-Hill.

CAPÍTULO VII

DISEÑO DEL SISTEMA DE DESHIDRATACIÓN

7.1 Parámetros de diseño

7.1.1 Ubicación y condiciones meteorológicas de la zona

Salinas es una parroquia civil que pertenece al Cantón Guaranda - Provincia de Bolívar. Su ubicación y condiciones meteorológicas promedio son las siguientes:

➤ Ubicación:	Latitud: 1° 24' 13" S Longitud: 79° 1' 6" W Altitud: 3600 msnm
➤ Presión atmosférica:	64.906 [kPa]
➤ Temperatura ambiente:	10 [°C]
➤ Humedad relativa: ⁵	82 [%]

7.1.2 Propiedades del aire ambiente

A partir del conocimiento de la altura, humedad relativa y temperatura promedios, se pueden determinar todas las propiedades del aire ambiente (ver Anexo F). Para la zona de *Salinas* estas propiedades son las siguientes:

➤ Densidad del aire:	0.80 [kg / m ³]
-----------------------------	------------------------------

⁵ La humedad relativa de 82 % corresponde al promedio de los meses de mayor producción de hongos comestibles, y no al promedio anual.

➤ Temperatura ambiente:	10 [°C]
➤ Humedad relativa:	82 [%]
➤ Temperatura de bulbo húmedo:	8.12 [°C]
➤ Temperatura de rocío:	7.03 [°C]
➤ Humedad específica:	9.75 [g vapor de agua / kg aire seco]
➤ Entalpía específica:	52.31 [kJ / kg aire seco]
➤ Volumen específico:	1.27 [m ³ / kg aire seco]

7.1.3 Propiedades del producto a secar

Las características o propiedades del producto que se requieren para realizar los cálculos de diseño del deshidratador son:

➤ Producto:	Hongos de pino
➤ Contenido de humedad inicial en base seca:	19 [kg agua / kg masa seca]
➤ Contenido de humedad crítica en base seca:	10 [kg agua / kg masa seca]
➤ Contenido de humedad final en base seca:	0.087 [kg agua / kg masa seca]

7.1.4 Carga de secado

La *carga de secado* (C_s), es la cantidad de producto fresco que se va a secar o procesar. Para el presente Proyecto se tiene:

➤ Carga de secado:	900 [kg hongos frescos]
➤ Masa de agua existente en la carga de secado:	855 [kg]
➤ Masa seca de la carga de secado:	45 [kg]
➤ Masa de agua a evaporar o eliminar:	851.1 [kg]

7.1.5 Temperaturas del aire de secado

La temperatura que puede soportar un producto aumenta al disminuir su contenido de humedad. Consecuentemente, se puede aplicar a un producto una mayor temperatura en el segundo período de secado (período postcrítico).

En el primer período de secado (período antecrítico) se empleará, por lo tanto, una temperatura moderada; para luego en el siguiente período, emplear una temperatura mayor. [24]

Pruebas de secado de hongos comestibles han sido realizadas usando aire a diversas temperaturas (50, 60, 65, 70 y 75 °C), dando por resultado que las *temperaturas más adecuadas de trabajo* son 60 y 65 °C (secado más eficaz con las mejores características organolépticas del producto).

A 50 y 70 °C se produce un *endurecimiento superficial* que ocasiona daños en las características organolépticas del producto e impide un total y eficaz secado.

De las *temperaturas* más adecuadas de trabajo, se debe seleccionar la *más crítica* desde el punto de vista energético; es decir, aquella que implique los mayores requerimientos de potencia por parte del sistema de calefacción.

Las temperaturas del aire para el proceso de secado serán, por lo tanto, las siguientes:

- **Temperatura del aire - Período antecrítico:** 35 [°C]
- **Temperatura del aire - Período postcrítico:** 65 [°C]

7.1.6 Velocidades del aire de secado

Al igual que la temperatura, la velocidad del aire que fluye *sobre las bandejas* no será la misma para cada período de secado.

Durante el período antecrítico, la velocidad del aire de secado presentará su máximo valor, igual a 2 m/s según lo recomendado; luego, en el período postcrítico deberá reducirse y presentar un valor menor. De acuerdo con esto, las velocidades de trabajo para cada período de secado serán las siguientes:

- **Velocidad del aire - Período antecrítico:** 2 [m / s]
- **Velocidad del aire - Período postcrítico:** 1 [m / s]

7.2 Diseño del deshidratador

El proceso de diseño del deshidratador involucra un procedimiento de ensayo y error, al igual que un procedimiento iterativo, en gran parte de sus componentes.

7.2.1 Diseño de las bandejas y bastidores móviles

Para realizar el diseño de las *bandejas*, se deberá determinar en primera instancia las dimensiones y la carga que deberá soportar cada una de las mismas; para lo cual se partirá de la carga de secado, del espesor de la capa de producto, y de la cantidad de producto por unidad de área.

Se ha creído conveniente distribuir la carga total de secado en 4 bastidores móviles, los cuales llevarán un determinado número de bandejas. Las dimensiones y número de bandejas deberán ser tales que permitan albergar toda la carga de secado.

Las variables para el cálculo de las bandejas son las siguientes:

- **Carga de secado:** 900 [kg]
- **Carga admisible de secado por unidad de área:** 13.6 [kg / m²]
- **Espesor de la capa de producto:** 0.03 [m]
- **Número de bastidores:** 4

Mediante un procedimiento de *ensayo y error*, se pueden establecer entonces las dimensiones y el número de bandejas *necesarias* para alojar toda la carga de secado.

Tabla 7.1: Dimensiones y número de bandejas

Número de bastidores	Número de bandejas por bastidor	Número total de bandejas	Dimensiones internas de las bandejas [m]
4	20	80	1.00 x 0.83 x 0.03

Con este número de bandejas se puede albergar una cantidad de 903 kg de hongos frescos, que es un valor ligeramente superior a la carga total de secado.

Las bandejas serán diseñadas con un fondo perforado para proporcionar una mayor superficie de secado y mejorar la transferencia de calor en el lado inferior de las mismas.

Las bandejas, por lo tanto, estarán formadas por un marco y una malla que servirá de soporte para el producto.

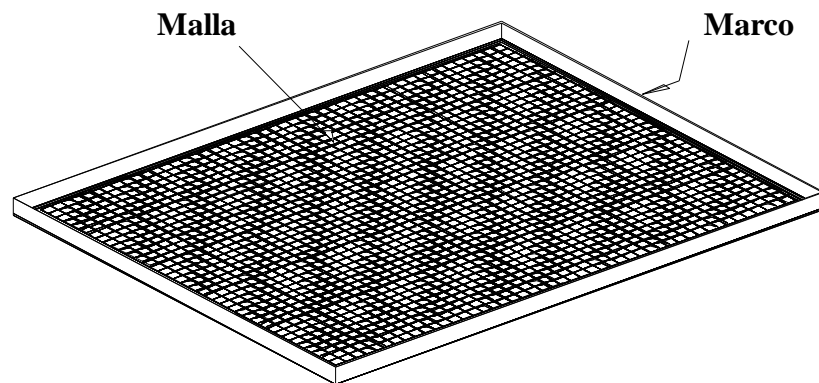


Figura 7.1: Bandeja con fondo perforado

Las bandejas deberán ser construidas con un material inerte, es decir, con un material que no reaccione con el hongo comestible, de manera que se garantice la *ausencia total de cualquier tipo de contaminación* en el producto. Por consiguiente, el material a utilizar será *acero inoxidable* (ver Anexo G).

La malla a emplearse en la construcción de las bandejas será la siguiente:

Tabla 7.2: Especificaciones técnicas de la malla

Malla	Material	Diámetro de hilo [mm]	Distancia entre hilos (abertura) [mm]	Ancho de malla [m]	Peso de la malla [kgf /m ²]
-------	----------	-------------------------	---	--------------------	---

Número 3	Acero inoxidable	1.25	7.22	1.00	2.4
----------	---------------------	------	------	------	-----

Para la construcción del marco de la bandeja se elaborará un perfil a partir de *planchas de acero inoxidable AISI 304*. No se utilizan los perfiles de acero inoxidable ya elaborados, puesto que debido a sus altos costos resulta económicamente más conveniente fabricar el perfil a partir de las planchas de acero.

Las planchas de acero inoxidable de las que se puede disponer en el mercado para la elaboración de los perfiles se presentan en el Anexo H.

El perfil que se diseñará para el marco de las bandejas es un *perfil en L o ángulo*; y se tomará para el análisis estructural del marco el caso *más crítico* al que puede estar sometida la bandeja cuando esté completamente cargada con el producto.

Mediante el programa SAP 2000 se puede simular todas las situaciones a las que puede estar sometida la bandeja, y efectuar un análisis y diseño del perfil.

En el Anexo I se presenta un modelo realizado en SAP, que permite el análisis y simulación del *caso más crítico de servicio*, que corresponde al hecho en que el operador levante la bandeja por los extremos del lado más largo.

Las *cargas* que actúan sobre la bandeja se determinan en el Anexo F, y en el Anexo I se presenta su disposición.

Definidas las cargas, se debe probar una serie de secciones angulares de diferente tamaño y espesor, y definir el perfil *más económico* que resista las solicitaciones de carga.

De acuerdo con esto, se elaborará el perfil que se presenta en el Anexo I, a partir de *planchas de acero inoxidable AISI 304 de 2 mm de espesor*.

□ **Diseño de los bastidores móviles**

Los bastidores a diseñar serán construidos con acero inoxidable y deberán alojar un número de 20 bandejas, con una separación de 5 cm entre el producto que contienen y la base de la bandeja que está inmediatamente encima.

Los bastidores deberán soportar el peso de las 20 bandejas cargadas con producto (esto es, una carga de 319 kgf), al igual que las fuerzas requeridas para moverlos, y el peso propio de los elementos que forman su estructura.

Los bastidores estarán formados por tubos y ángulos. Para la construcción de las guías⁶ se elaborará un perfil en L a partir de *planchas de acero inoxidable AISI 304*.

Las *cargas* que actúan sobre los bastidores y que se ingresan en el modelo realizado en SAP son de 3 tipos:

- | | |
|----------------------------------|--|
| 1. Carga muerta: | Peso de las bandejas cargadas con producto |
| 2. Carga viva: | Fuerza requerida para mover los bastidores |
| 3. Cargas de peso propio: | Peso de los elementos que forman el bastidor |

Las cargas muerta y viva se determinan en el Anexo F, y en el Anexo J se presenta su disposición.

Para el diseño se realiza una serie de combinaciones en las que la *carga viva* se aplica en diferentes direcciones y puntos del bastidor, hasta determinar la condición *más crítica* a la que puede estar sometido el bastidor cuando esté completamente cargado con el producto.

Definido esto, se debe probar una serie de secciones angulares y tubos de diferente tamaño y espesor, y definir las secciones *más económicas* que resistan las solicitaciones de carga.

Del análisis realizado, se precisa para las *guías* el perfil que se presenta en el Anexo J, las mismas que deberán ser construidas a partir de *planchas de acero inoxidable AISI 304 de 1 mm de espesor*.

⁶ Las guías son los elementos donde se asentarán las bandejas.

Para los *tubos horizontales*, se seleccionan *tubos cuadrados de 3/4 pulg de lado y 1 mm de pared*; en tanto que, para las columnas se seleccionan *tubos cuadrados de 1 pulg de lado y 1.2 mm de pared*.

Los bastidores proyectados *no están diseñados para soportar el peso de una persona* que pudiera subirse en las guías o tubos horizontales del bastidor cuando está descargado.

Cada bastidor llevará *6 garruchas giratorias con espigo cuadrado de 1 pulg*, que deberán acoplarse en cada una de las columnas.

Para la selección de las garruchas se debe definir entre otros aspectos la *capacidad de carga* y el *ambiente de trabajo* (condiciones de humedad y temperatura). Las ruedas de las garruchas serán, por lo tanto, de rin polipropileno y banda de poliolefín. [12]

Para establecer la *capacidad de carga* de cada garrucha, se determina del modelo realizado en SAP las reacciones sobre cada uno de los apoyos, y se aplica un factor de seguridad del 30 % para compensar la carga adicional que debería soportar cada garrucha si una de ellas llegara a fallar (cuando sólo trabajen 5 garruchas). Por lo tanto, la *capacidad de carga de cada garrucha será de 110 kg*.

Este criterio se aplica también al análisis estructural del bastidor, donde se verifica que la estructura resista aún sin uno de sus apoyos (ver Anexo J).

7.2.2 Diseño de la cámara

7.2.2.1 Piso

Para un drenaje correcto, el piso de la cámara debe tener un desnivel apropiado y dirigido hacia un desagüe; y su superficie debe ser lisa y uniforme.

El desagüe debe estar suficientemente aislado para evitar que se convierta en un punto de fuga de calor, y no estar conectado directamente a cloacas o alcantarillas sino conectado a un lugar de desagüe abierto.

7.2.2.2 Paredes y puertas

Las paredes y puertas de la cámara se deben construir con materiales que resistan la *corrosión* y brinden un adecuado *aislamiento térmico*. Los mejores resultados lo ofrecen los *paneles prefabricados* de metal y aislamiento térmico de alta eficacia.

Para la construcción de las paredes *se emplearán paneles prefabricados* en lámina de acero galvanizado prepintado de 0.6 mm de espesor, inyectados con poliuretano expandido de alta densidad, y ajuste modular por medio de tornillos galvanizados y sello hermético machihembrado.

Para el acceso a la cámara se contará con una puerta abatible de dos hojas, de tipo isotérmica, aislada con poliuretano y caras en lámina de acero galvanizado prepintado, con herrajes en bronce cromado tipo trabajo pesado y jaladeras.

La *cámara debe aislarse completamente*, no sólo para conservar el calor, sino también para que las paredes se mantengan a temperaturas mayores del punto de formación de rocío del aire, a fin de *prevenir la condensación* de humedad sobre las paredes [27]. Para esto, se debe definir entonces un *espesor* mínimo de aislamiento térmico.

Existen diversos métodos para determinar el espesor del aislamiento, algunos de ellos económicos, tales como el método del costo total mínimo y el método del costo incremental, que permiten establecer el *espesor económico óptimo de aislamiento*. Estos métodos implican los cálculos de energía perdida (pérdidas de calor) y los costos de aislamiento para cada espesor del aislante.

Sin embargo, cuando la condensación es inadmisibles en un equipo, la determinación del espesor del aislamiento se basa en la *prevención de la condensación superficial*, antes que en consideraciones de tipo económico.

En el Anexo L se presenta la gráfica *Pérdida de calor vs Espesor de aislamiento*, para 1 m² de pared, en la que se puede establecer la variación del flujo de calor en función del espesor de aislamiento.

Del análisis realizado, se selecciona de catálogo (Anexo K) un espesor de aislamiento de 8 cm; con lo que en teoría, no debería existir condensación en ninguna parte del equipo.

7.2.2.3 Techo

El techo de la cámara se construirá con el mismo tipo de paneles que se utilizan en la construcción de las paredes (Anexo K).

De igual manera, las temperaturas en las superficies del techo deberán mantenerse por encima del punto de formación del rocío con el objeto de evitar la condensación en el equipo.

En consecuencia, se utilizará al igual que en las paredes de la cámara, un espesor de aislamiento de 8 cm.

7.2.2.4 Techo falso

El techo falso se utiliza para separar el espacio destinado a los ventiladores de aquél donde se aloja el producto (cámara de secado).

Toda la estructura del techo falso deberá construirse con materiales que resistan la *corrosión*. Para esto se utilizarán *planchas de aluminio de 0.5 mm de espesor*, que revestirán una estructura construida con *tubos cuadrados de aluminio de 1 pulg de lado y 1.3 mm de pared*.

7.2.2.5 Pasillos laterales

Su función principal es la de permitir la circulación del aire. El ancho de los pasillos laterales depende de la *altura* de la *cámara de secado* (a mayor altura, mayor espacio libre requerido) y de la *velocidad de circulación del aire* a través de las mismas.

El ancho de los pasillos determina la circulación correcta del aire [16]. Haciendo referencia al tamaño de los pasillos en secadores de madera, se ha establecido para el deshidratador un ancho de pasillo de 82.5 cm.

7.2.2.6 Lumbreras de alimentación y escape

□ Lumbreira de alimentación

Para provocar el flujo de aire exterior a través de la *lumbreira de alimentación o entrada*, el ventilador debe generar en ésta una presión menor que la atmosférica; es decir, una presión de vacío.

La velocidad del flujo de aire a través de la lumbreira debe ser lo más baja posible para minimizar el ingreso de contaminantes indeseados. No obstante, se debe considerar que a menor velocidad de flujo se requiere un mayor tamaño de ducto para un mismo caudal.

La lumbreira estará ubicada en la parte superior de una de las paredes laterales de la cámara; será armada con el mismo tipo de paneles que se utilizan en la construcción de las paredes, y tendrá una sección transversal de: **2.3 x 0.45 m**

A la entrada de la lumbreira se colocará un *liencillo* para disminuir la aspiración de polvos y basura. “La pérdida de presión a través de estos dispositivos debe ser incluida cuando se totaliza la presión estática contra la cual debe trabajar el ventilador.” [5]

□ Lumbreira de escape

La lumbreira de escape se construirá con el mismo tipo de paneles que se utilizan en la construcción de las paredes y techo de la cámara.

Estará ubicada en la parte superior de una de las paredes laterales de la cámara, y se comunicará con el *exterior* para permitir la salida del aire húmedo hacia el ambiente. La lumbreira tendrá una sección transversal de: **2.3 x 0.45 m**

7.2.2.7 Dámpers

Los dámpers se utilizan para realizar varias funciones, entre ellas:

1. Permitir el ingreso y salida del aire
2. Permitir la mezcla de aire exterior y aire de retorno
3. Controlar la humedad relativa interior

Los dámpers se construirán con *planchas de aluminio de 2.00 mm de espesor*, que se instalarán en el interior de las lumbreras de alimentación y escape.

Las láminas de aluminio que permiten el ingreso y salida del aire, serán accionadas por un mecanismo de banda y poleas, que reciben el impulso de un motoreductor de 6.5 watts de potencia.

7.2.3 Diseño del sistema de calefacción

7.2.3.1 Generalidades

El sistema de calefacción permite obtener el calor que se requiere en el equipo para cumplir las siguientes funciones:

1. Facilitar y acelerar el secado del producto
2. Calentar el aire fresco y de recirculación hasta las temperaturas de trabajo
3. Compensar las pérdidas de calor para mantener la temperatura deseada en el equipo

El método más común de obtener el calor requerido es mediante el uso de *intercambiadores de calor*.

Los intercambiadores de calor son equipos que transfieren energía térmica desde un fluido a alta temperatura hacia un fluido a baja temperatura con ambos fluidos moviéndose a través del equipo. [17]

Los intercambiadores permiten efectuar diversas funciones específicas, entre las cuales se encuentra el *calentamiento de fluidos de proceso*.

Normalmente se clasifican de acuerdo con el *arreglo del flujo* y el *tipo de construcción* [14]. De acuerdo con el tipo de construcción se tiene las siguientes configuraciones básicas:

1. Banco (o haz) de tubos
2. Intercambiadores de calor de *tubos concéntricos (o doble tubo)*

3. Intercambiadores de calor de *tubos y coraza*
4. Intercambiadores de calor *compactos*

De acuerdo con el arreglo del flujo se tiene:

1. Flujo paralelo
2. Flujo a contracorriente (flujo encontrado o contraflujo)
3. Flujo cruzado

En el arreglo de *flujo paralelo*, los fluidos caliente y frío se mueven en la misma dirección y sentido. En el arreglo de *flujo a contracorriente*, los fluidos caliente y frío fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto. En el arreglo de *flujo cruzado* en cambio, los fluidos se mueven perpendiculares entre sí.

El *vapor* es el más común de los medios de calentamiento, debido sobre todo a su naturaleza no tóxica, estabilidad, bajo costo y gran capacidad calorífica. No obstante, el vapor introduce algunas dificultades ya que es un fluido altamente corrosivo.

A través de la condensación del vapor se pueden alcanzar grandes transferencias de calor. De hecho, los coeficientes y transferencias de calor por condensación son generalmente mucho mayores que los característicos de la transferencia de calor por convección sin cambio de fase.

Para calentamiento se usa *vapor a baja presión*, cuyo valor no debe exceder los 20 psia.

Para la generación del vapor se emplean usualmente *calderas*. En las calderas el calor se transfiere desde los productos de combustión hasta el agua, con lo que se produce vapor.

7.2.3.2 Calor requerido en el proceso

Durante un proceso de secado se cumplen varias fases, siendo de especial interés desde el *punto de vista térmico* las siguientes:

1. Calentamiento
2. Secado (período antecrítico)

3. Calentamiento intermedio
4. Secado (período postcrítico)

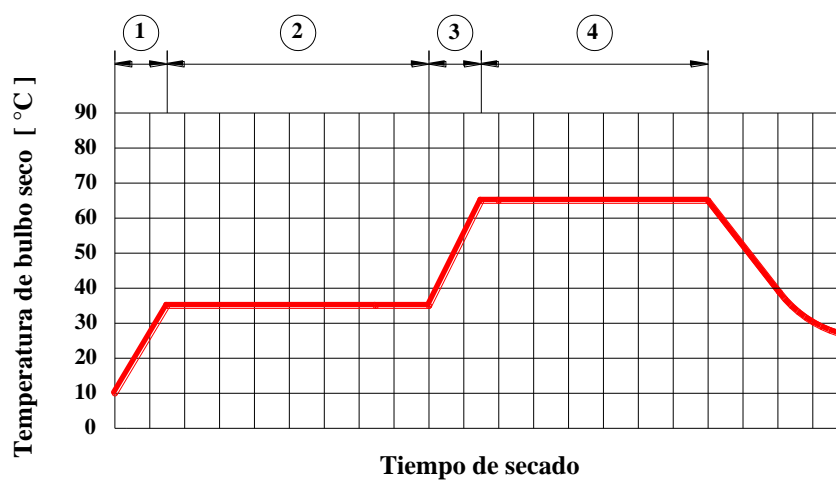


Figura 7.2: Fases de secado (ciclo esquemático)

La *fase de calentamiento* consiste en la elevación de la temperatura dentro de la cámara hasta alcanzar el primer valor deseado para la iniciación del secado.

Durante esta fase se desprecia el secado del producto (pérdida de humedad), y se considera exclusivamente el calentamiento del aire, las instalaciones (bandejas, bastidores, paredes y techo de la cámara, techo falso, accesorios, etc.) y el producto en sí.⁷

El *tiempo de calentamiento* deberá ser determinado a partir de un estudio de la deshidratación del hongo comestible.

⁷ Durante la fase de calentamiento, el aire del interior de la cámara será completamente recirculado, manteniéndose las lumbreras cerradas e impidiendo el ingreso de aire fresco del exterior.

Durante la *fase de secado* se produce la remoción del agua contenida en el producto. En esta fase, el *aire de secado* aporta la energía necesaria (calor) para transformar el agua del producto en vapor.

La *fase de secado* se divide en dos períodos principales:

1. *Período de secado antecrítico*, en el cual se deben evitar las altas temperaturas
2. *Período de secado postcrítico*, en el cual se puede elevar la temperatura y aplicar sobre el producto un aire cada vez más seco hasta llegar al contenido de humedad final deseado

Durante la fase de secado se empleará *aire recirculado* para incrementar el rendimiento del equipo.

La proporción óptima de *recirculación de aire* para obtener una eficiencia máxima en el período de secado antecrítico se encuentra en el rango del 80 al 90 %. Durante el período de secado postcrítico en cambio, es deseable tener una mayor proporción de aire recirculado. [22]

Durante un proceso de secado se requiere por lo tanto una cantidad de calor diferente para cada fase.

La *fase de secado* deberá presentar el mayor requerimiento de potencia (razón de flujo de calor) a lo largo del proceso; debiéndose establecer entonces cuál de los períodos de secado (antecrítico o postcrítico) es el que más energía térmica requiere.

7.2.3.3 Pérdidas de calor

El *calor* es energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas. Por lo tanto, siempre que exista un gradiente de temperatura en un cuerpo o entre cuerpos, se tendrá un flujo o transferencia de calor.

La transferencia de calor desde el interior del deshidratador hacia el exterior viene dada por *convección forzada* entre el aire de secado y la superficie interior de la cámara, por *conducción* a través de las paredes y techo de la cámara, y por *convección natural*

entre la superficie exterior de la cámara y el aire ambiente. Este flujo de calor se puede modelar como una *pared plana*.

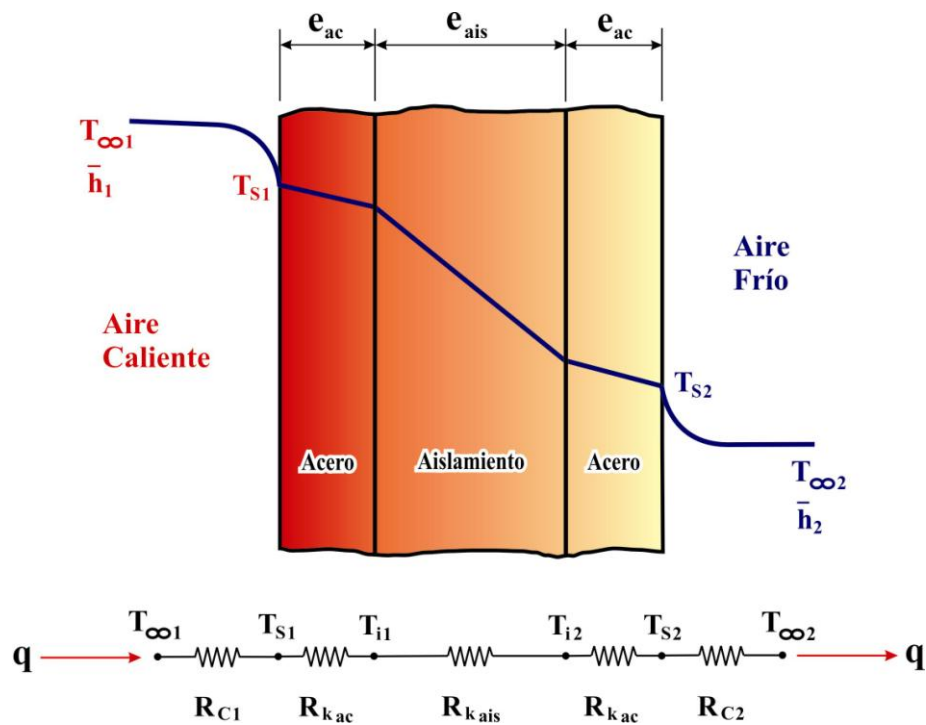


Figura 7.3: Circuito térmico equivalente para una pared compuesta en serie

La *transferencia unidimensional de calor* a través de las paredes y techo de la cámara se expresa como:

$$q = \frac{\Delta T_{\text{sobreel.total}}}{\Sigma R_i} \quad (7.1)$$

donde:

q : Transferencia de calor [W]

$\Delta T_{\text{sobre el total}}$: Diferencia total de temperatura [°C]

ΣR_i : Sumatoria de las resistencias térmicas individuales [°C / W]

La *resistencia térmica total* al flujo de calor está dada por la suma de las resistencias térmicas por conducción y convección. Reescribiendo la Ec.(7.1), se tiene para la Fig. (7.3) la siguiente expresión:

$$q = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{c,1} + R_{k,ac} + R_{k,ais} + R_{k,ac} + R_{c,2}} \quad (7.2)$$

donde:

q : Transferencia de calor [W]

$T_{\infty,1}$: Temperatura del aire de secado (aire caliente) [°C]

$T_{\infty,2}$: Temperatura del aire ambiente (aire frío) [°C]

$R_{c,1}$: Resistencia térmica por convección forzada [°C / W]

$R_{k,ac}$: Resistencia térmica por conducción - capa de acero [°C / W]

$R_{k,ais}$: Resistencia térmica por conducción - capa de aislamiento [°C / W]

$R_{c,2}$: Resistencia térmica por convección natural [°C / W]

De manera alternativa, la *transferencia de calor* se vincula con el gradiente de temperatura y la resistencia térmica asociados con cada elemento. Considerando que, *el flujo neto de energía que entra a la pared es igual al flujo neto de energía que sale de la pared*, se tiene (Fig. 7.3):

$$q = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{R_{c,1}} = \frac{T_{s,1} - T_{i,1}}{R_{k,ac}} = \frac{T_{i,1} - T_{i,2}}{R_{k,ais}} = \frac{T_{i,2} - T_{s,2}}{R_{k,ac}} = \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{R_{c,2}} \quad (7.3)$$

donde:

q : Transferencia de calor [W]

T : Temperatura [°C]

R_c : Resistencia térmica por convección [°C / W]

R_k : Resistencia térmica por conducción [°C / W]

La pared compuesta de la cámara incluye 3 resistencias térmicas en serie debido a las 3 capas de materiales que la conforman (acero – aislamiento – acero). La *resistencia térmica por conducción* asociada con cada capa de material viene dada por:

$$R_k = \frac{e}{k \cdot A} \quad (7.4)$$

donde:

- R_k : Resistencia térmica por conducción [°C / W]
- e : Espesor de la capa de material [m]
- k : Conductividad térmica del material [W / (m · °C)]
- A : Área de la pared [m²]

La resistencia térmica asociada con la transferencia de calor por convección se expresa como:

$$R_c = \frac{1}{\bar{h} \cdot A} \quad (7.5)$$

donde:

- R_c : Resistencia térmica por convección [°C / W]
- \bar{h} : Coeficiente promedio de transferencia de calor por convección [W / (m² · °C)]
- A : Área de la pared [m²]

Para determinar la *resistencia térmica por convección*, se debe definir el coeficiente de transferencia de calor por convección o coeficiente de película.

El *coeficiente de película* (\bar{h}) depende de las condiciones de la *capa límite*, en las que influyen la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y una variedad de propiedades termodinámicas del fluido y de transporte (densidad, viscosidad, conductividad térmica, calor específico). [14,17]

□ Coeficiente interno de película – Convección forzada

Un primer paso en la determinación del coeficiente de película es definir si el flujo es *laminar o turbulento*.

Es posible predecir la naturaleza de un flujo si se conoce su densidad, velocidad promedio de flujo, viscosidad dinámica y una dimensión característica de acuerdo a la geometría del flujo. Estas cuatro variables se combinan en un número sin dimensiones, al que se conoce como *número de Reynolds*.

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot L_c}{\mu} \quad (7.6)$$

donde:

- Re : Número de Reynolds [adimensional]
- ρ : Densidad del fluido [kg / m³]
- V : Velocidad media del fluido [m / s]
- L_c : Longitud característica [m]
- μ : Viscosidad dinámica del fluido [N · s / m²]

La viscosidad dinámica y la densidad se relacionan mediante la siguiente expresión:

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (7.7)$$

donde:

- v : Viscosidad cinemática [m² / s]
- μ : Viscosidad dinámica [N · s / m²]
- ρ : Densidad [kg / m³]

Reemplazando la Ec. (7.7) en la Ec. (7.6) se tiene una nueva expresión para el número de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{V \cdot L_c}{v} \quad (7.8)$$

donde:

- Re : Número de Reynolds [adimensional]
- V : Velocidad media del fluido [m / s]
- L_c : Longitud característica [m]
- ν : Viscosidad cinemática [m² / s]

La magnitud del número de Reynolds determina el tipo de flujo (laminar o turbulento). El valor del número de Reynolds en que comienza la transición de flujo laminar a turbulento se conoce como *número de Reynolds crítico*.

Para *placa plana en flujo paralelo*, el número de Reynolds crítico, que marca la transición entre los flujos laminar y turbulento es: [14,17]

$$\mathbf{Re_{cr} = 5 \times 10^5}$$

La *longitud característica* para placa plana en flujo paralelo, es la distancia x (en dirección del flujo) del lado principal de la placa.

Para *flujo laminar* sobre una placa plana, el *número de Nusselt promedio* está dado por:

$$\bar{Nu} = 0.664 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (7.9)$$

donde:

- \bar{Nu} : Número de Nusselt promedio [adimensional]
- Re : Número de Reynolds [adimensional]
- Pr : Número de Prandtl [adimensional]

El *número de Nusselt promedio* para *flujo turbulento* sobre una placa plana viene dado por la siguiente correlación: [17]

$$\bar{Nu} = (0.036 \cdot Re^{4/5} - 836) \cdot Pr^{1/3} \quad (7.10)$$

donde:

- \overline{Nu} : Número de Nusselt promedio [adimensional]
 Re : Número de Reynolds [adimensional]
 Pr : Número de Prandtl [adimensional]

Las propiedades del fluido que intervienen en las ecuaciones del número de Reynolds y el número de Nusselt, se evalúan a la *temperatura de película* (T_f), definida como:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (7.11)$$

donde:

- T_f : Temperatura de película [°C]
 T_s : Temperatura de la superficie de la placa [°C]
 T_∞ : Temperatura del fluido (aire) [°C]

Del conocimiento del número de Nusselt se puede encontrar el coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h} \cdot L_c}{k} \quad (7.12)$$

$$\overline{h} = \frac{\overline{Nu} \cdot k}{L_c} \quad (7.12a)$$

donde:

- \overline{Nu} : Número de Nusselt promedio [adimensional]
 \overline{h} : Coeficiente promedio de transferencia de calor por convección
 [W / (m² · °C)]
 L_c : Longitud característica [m]
 k : Conductividad térmica del fluido [W / (m · °C)]

□ **Coefficiente externo de película – Convección natural o libre**

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección natural, se debe tener en cuenta la *configuración* del sistema: *placa vertical* (paredes de la cámara) o *placa horizontal* (techo de la cámara).

En el análisis de convección natural, tanto en *placas verticales como horizontales*, se hace uso de un número sin dimensiones, al que se conoce como *número de Grashof*.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2} \quad (7.13)$$

donde:

- Gr : Número de Grashof [adimensional]
- g : Aceleración de la gravedad [m / s²]
- β : Coeficiente volumétrico de expansión térmica [K⁻¹]
- T_s : Temperatura de la superficie de la placa [K]
- T_∞ : Temperatura del fluido (aire ambiente) [K]
- L_c : Longitud característica [m]
- ν : Viscosidad cinemática [m² / s]

El *coeficiente de expansión térmica* (β) que presenta el número de Grashof, está dado por: [17]

$$\beta = \frac{1}{T_\infty} \quad (7.14)$$

donde:

- β : Coeficiente volumétrico de expansión térmica [K⁻¹]
- T_∞ : Temperatura del fluido (aire ambiente – temperatura absoluta) [K]

El producto del número de Grashof y el número de Prandtl define otra cantidad sin dimensiones, a la cual se denomina *número de Rayleigh*.

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (7.15)$$

donde:

- Ra : Número de Rayleigh [adimensional]
Gr : Número de Grashof [adimensional]
Pr : Número de Prandtl [adimensional]

Las propiedades del fluido que intervienen en el número de Grashof y el número de Prandtl, se evalúan a la *temperatura de película*, Ec. (7.11).

El número de Nusselt y la longitud característica se definen a partir de la *configuración* del sistema:

- a. Placa plana vertical (o pared vertical)
- b. Placa plana horizontal

La *longitud característica* para *placa plana vertical* es la altura (a) de la placa o pared, es decir:

$$L_c = a$$

Para *placa plana vertical* entonces, las correlaciones para el cálculo del número de Nusselt se basan en la altura de la placa como longitud característica, y se definen generalmente para rangos determinados del número de Rayleigh. Entre las correlaciones más utilizadas se encuentran las siguientes: [17]

$$\bar{Nu} = 0.68 + \frac{0.670 \cdot Ra^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} ; \quad [Ra < 10^9] \quad (7.16)$$

$$\bar{Nu} = \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right]^2 ; \quad [Ra > 10^9] \quad (7.17)$$

donde:

- \bar{Nu} : Número de Nusselt promedio [adimensional]
 Ra : Número de Rayleigh [adimensional]
 Pr : Número de Prandtl [adimensional]

Para *placa plana horizontal*, la *longitud característica* se define a partir de la siguiente expresión:

$$L_c = \frac{A_p}{P} \quad (7.18)$$

donde:

- L_c : Longitud característica [m]
 A_p : Área de la superficie de la placa plana [m²]
 P : Perímetro de la placa plana [m]

“El valor del número de Nusselt para transferencia de calor de superficies horizontales depende de que la placa esté caliente o fría en relación con el fluido ambiente.” [17]

Dentro del problema de convección natural en *placas horizontales* se tiene, por lo tanto, cuatro casos diferentes:

1. Placa horizontal caliente con cara hacia arriba
2. Placa horizontal caliente con cara hacia abajo
3. Placa horizontal fría con cara hacia arriba
4. Placa horizontal fría con cara hacia abajo

El caso de una *placa horizontal caliente con cara hacia arriba*, considera la transferencia de calor entre la superficie superior de una placa caliente (techo de la cámara) y el fluido frío que la rodea (aire ambiente).

Para la superficie superior de una placa horizontal caliente, se recomiendan las siguientes correlaciones para el cálculo del número de Nusselt: [14]

$$\bar{Nu} = 0.54 \cdot Ra^{1/4} \quad ; \quad [10^4 < Ra < 10^7] \quad (7.19)$$

$$\bar{Nu} = 0.15 \cdot Ra^{1/3} \quad ; \quad [10^7 < Ra < 10^{11}] \quad (7.20)$$

donde:

- \bar{Nu} : Número de Nusselt promedio [adimensional]
 Ra : Número de Rayleigh [adimensional]

Del conocimiento del número de Nusselt, se puede determinar el *coeficiente de transferencia de calor por convección* tanto en placas verticales como horizontales.

$$\bar{h} = \frac{\bar{Nu} \cdot k}{L_c} \quad (7.21)$$

donde:

- \bar{h} : Coeficiente promedio de transferencia de calor por convección
 [W / (m² · °C)]
 \bar{Nu} : Número de Nusselt promedio [adimensional]
 k : Conductividad térmica del fluido [W / (m · °C)]
 L_c : Longitud característica [m]

□ Pérdidas de calor por el piso

Para determinar las pérdidas de calor por el piso se utiliza la siguiente ecuación:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (7.22)$$

donde:

- q : Transferencia de calor [Btu / h]
 U : Coeficiente global de transferencia de calor [Btu / (h · pie² · °F)]
 A : Área de la superficie del piso [pie²]
 ΔT : Diferencia de temperatura [°F]

El valor recomendado de U para *pisos* es: [25]

$$U = 0.10 \left[\frac{Btu}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F} \right]$$

Para calcular ΔT , se toma la temperatura del aire exterior (aire ambiente) como la temperatura del piso.

La *pérdida total de calor en el equipo* es igual a la suma de las pérdidas de calor que se registran en el piso, paredes y techo de la cámara.

7.2.3.4 Diseño del intercambiador de calor

El problema de diseño comprende dos aspectos fundamentales:

1. La selección del tipo de intercambiador de calor
2. La determinación del tamaño, dado por el área superficial de transferencia de calor

Los intercambiadores de calor de flujo cruzado se usan cuando los coeficientes de película de los fluidos que pasan sobre ellos son bajos. Esto se aplica particularmente a gases y aire. [18]

En consecuencia, *cuando uno de los fluidos de proceso es un gas o aire, lo más indicado es el uso de intercambiadores de calor de flujo cruzado*. Por lo tanto, el sistema de calentamiento del equipo estará conformado por este tipo de intercambiadores.

El intercambiador de calor consistirá, en esencia, en un *banco de tubos* en flujo cruzado, a través del cual fluirá aire de secado, y por el interior de los tubos vapor como medio de calentamiento.

Básicamente, existen dos tipos de intercambiadores de calor de flujo cruzado: uno formado por tubos lisos y otro formado por tubos con aletas.

Las *aletas o superficies extendidas* se usan con el objeto de incrementar la razón de transferencia de calor de una superficie. En efecto, las aletas ligadas a una superficie aumentan el área total disponible para la transferencia de calor.

Los tubos con aletas se utilizan con mayor frecuencia, en vista de los bajos coeficientes de película que presenta el aire. Sin embargo, debido a su alto costo, se ha determinado más conveniente el uso de tubos lisos.

□ **Diseño térmico y caída de presión**

Las variables que afectan la acción de un intercambiador de calor son: las razones de flujo de masa, calores específicos, temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío, área de superficie disponible para la transferencia de calor, conductividad térmica del material del tubo, grado de depósitos o incrustaciones en los tubos, y los coeficientes de película en las superficies interior y exterior de los tubos.

Para diseñar el intercambiador de calor es necesario relacionar la transferencia total de calor con variables tales como la temperatura de entrada y salida de los fluidos caliente y frío, el coeficiente global de transferencia de calor y el área superficial de transferencia de calor. Estos factores se encuentran combinados en la siguiente expresión general:

$$q = U \cdot A \cdot F \cdot \text{MLDT} \quad (7.23)$$

donde:⁸

- q : Transferencia de calor [W]
- U : Coeficiente global de transferencia de calor [W / (m² · °C)]
- A : Área requerida para la transferencia de calor [m²]
- F : Factor de corrección [adimensional]
- MLDT: Media logarítmica de la diferencia de temperaturas [°C]

Debido a que el área disponible para la transferencia de calor no es constante, sino que crece cuando se avanza radialmente del interior del tubo al exterior del mismo, el cálculo del coeficiente global dependerá de si se basa en el área exterior o interior del tubo. Consecuentemente, la cantidad total de calor transferido vendrá dada por las siguientes expresiones:

$$q = U_o \cdot A_o \cdot F \cdot \text{MLDT} \quad (7.24)$$

$$q = U_i \cdot A_i \cdot F \cdot MLDT \quad (7.24a)$$

donde:

- q : Transferencia de calor [W]
- U_o : Coeficiente global de transferencia de calor basado en el área exterior [W / (m² · °C)]
- A_o : Área exterior requerida para la transferencia de calor [m²]
- U_i : Coeficiente global de transferencia de calor basado en el área interior [W / (m² · °C)]
- A_i : Área interior requerida para la transferencia de calor [m²]
- F : Factor de corrección [adimensional]
- MLDT: Media logarítmica de la diferencia de temperaturas [°C]

El factor de corrección (F) se emplea en el *análisis de intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado*, y se aplica al valor de la MLDT que se calcularía bajo la suposición de *condiciones de flujo a contracorriente* para obtener la *diferencia verdadera de temperaturas*.

Para el caso en que *uno de los fluidos experimenta cambio de fase*, el factor de corrección es igual a 1, independientemente de la configuración del intercambiador.

La MLDT para un *arreglo de flujo a contracorriente* se determina mediante la siguiente ecuación:

$$MLDT = \frac{(T_{v,i} - T_{A,o}) - (T_{v,o} - T_{A,i})}{\ln\left(\frac{T_{v,i} - T_{A,o}}{T_{v,o} - T_{A,i}}\right)} \quad (7.25)$$

donde:

- MLDT: Media logarítmica de la diferencia de temperaturas [°C]
- T_{v,i} : Temperatura de entrada del vapor [°C]
- T_{v,o} : Temperatura de salida del vapor [°C]
- T_{A,i} : Temperatura de entrada del aire de secado [°C]
- T_{A,o} : Temperatura de salida del aire de secado [°C]

⁸ El área requerida para la transferencia de calor (A), se conoce también como área de diseño.

Debido a la transferencia de calor, el vapor experimenta un cambio de fase (condensación) a temperatura constante.

A una presión dada, el cambio de vapor a líquido ocurre sólo a una temperatura, la temperatura de saturación (T_{sat}).

La mayoría de las calderas entrega *vapor saturado*. Sin embargo, cuando se usa *vapor sobrecalentado* como medio de calentamiento, es costumbre despreciar el rango de temperatura de sobrecalentamiento, y considerar todo el calor cedido a la temperatura de saturación correspondiente a la presión de operación [18]. Por lo tanto, se tiene que:

$$T_{v,i} = T_{v,o} = T_{\text{sat}}$$

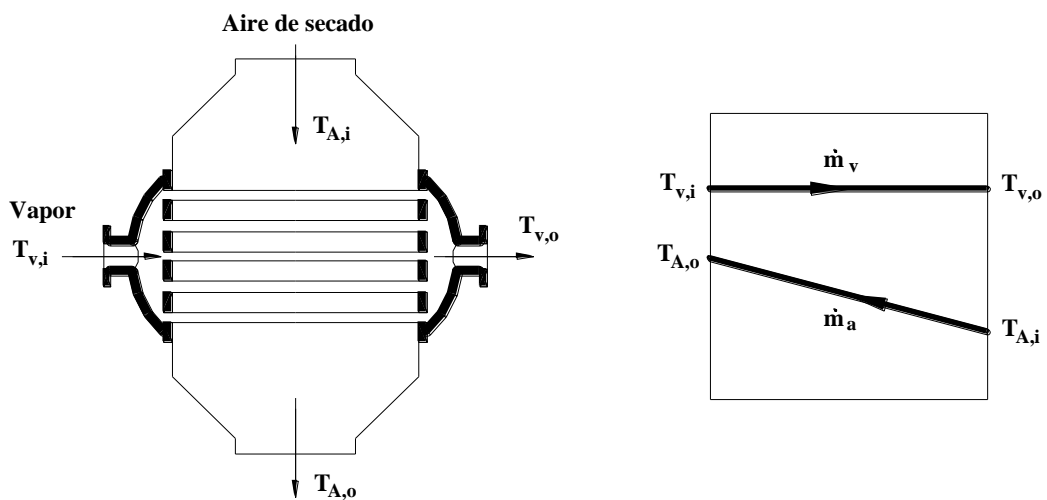


Figura 7.4: Distribución de temperaturas para un arreglo de flujo a contracorriente

Otra parte esencial en el análisis del intercambiador es la determinación del *coeficiente global de transferencia de calor*. Este coeficiente se define en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos.

Para *superficies limpias y sin aletas*, el coeficiente global de transferencia de calor U_o viene dado por la siguiente expresión:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k} \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \quad (7.26)$$

donde:

- U_o : Coeficiente global de transferencia de calor basado en el área exterior
 [W / (m² · °C)]
 h_o : Coeficiente externo de transferencia de calor por convección
 [W / (m² · °C)]
 r_o : Radio externo del tubo [m]
 k : Conductividad térmica del material del tubo [W / (m · °C)]
 r_i : Radio interno del tubo [m]
 h_i : Coeficiente interno de transferencia de calor por convección
 [W / (m² · °C)]

Durante la operación normal de un intercambiador de calor, las superficies interna y externa de los tubos están sujetas a la formación o acumulación de escamas y basura, debido a la presencia de impurezas en el fluido, reacciones químicas entre el fluido y el material del tubo, formación de moho, etc; lo que trae como resultado una *mayor resistencia a la transferencia de calor entre los fluidos*.

Este efecto se puede tratar mediante la introducción de una resistencia térmica adicional, denominada factor de impureza, obstrucción, o de basura (R_f).

El *factor de impureza* puede definirse, por lo tanto, como una medida del exceso de superficie que se requiere para una correcta operación del intercambiador por un periodo de tiempo razonable.

La Ec.(27) permite definir el coeficiente global de transferencia de calor U_o a partir de los coeficientes de película de los fluidos caliente y frío y de los factores de impureza:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{fo} + \frac{r_o}{k} \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R_{fi} \left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \quad (7.27)$$

donde:

- U_o : Coeficiente global de transferencia de calor basado en el área exterior
[$W / (m^2 \cdot ^\circ C)$]
- h_o : Coeficiente externo de transferencia de calor por convección
[$W / (m^2 \cdot ^\circ C)$]
- R_{fo} : Factor de impureza externo [$m^2 \cdot ^\circ C / W$]
- r_o : Radio externo del tubo [m]
- k : Conductividad térmica del material del tubo [$W / (m \cdot ^\circ C)$]
- r_i : Radio interno del tubo [m]
- R_{fi} : Factor de impureza interno [$m^2 \cdot ^\circ C / W$]
- h_i : Coeficiente interno de transferencia de calor por convección
[$W / (m^2 \cdot ^\circ C)$]

El *factor de impureza* aumenta a partir de cero en una superficie limpia, conforme se acumulan depósitos sobre la superficie. Su valor depende de la temperatura de operación, velocidad del fluido y tiempo de servicio del intercambiador de calor; sin embargo, para fines de cálculo, se pueden utilizar los siguientes valores de R_f :

- Factor de impureza para aire: $R_{fo} = 0.0004$ [$m^2 \cdot ^\circ C / W$]
- Factor de impureza para vapor: $R_{fi} = 0.0001$ [$m^2 \cdot ^\circ C / W$]

“Estos valores de R_f pretenden proteger al intercambiador de entregar menos calor que el requerido por el proceso por un período de un año a año y medio.” [18]

Los *coeficientes de película* pueden ser calculados mediante el uso de las diferentes ecuaciones que se presentan en el análisis de transferencia de calor con cambio de fase, y flujo externo a través de un banco de tubos.

La *condensación* se clasifica como una forma de *transferencia de calor por convección*; y se produce cuando un vapor saturado entra en contacto con una superficie cuya temperatura está por debajo de la temperatura de saturación del vapor. La energía latente del vapor se libera, el calor se transfiere a la superficie, y se forma la condensación.

La condensación se produce a muy diferentes velocidades de transferencia de calor por cualquiera de los dos siguientes mecanismos:

1. Condensación en forma de gotas
2. Condensación en forma de película

En la *condensación en forma de gotas*, el vapor se condensa en pequeñas gotas de líquido de diferentes tamaños, en tanto que, en la *condensación en forma de película*, el vapor se condensa en una película continua que cubre completamente la superficie.

Debido a la *resistencia que presenta la película de condensado* al paso de calor a través de ella, los coeficientes convectivos de transferencia de calor asociados con la condensación en forma de gotas son de cuatro a ocho veces mayores que los coeficientes asociados con la condensación en forma de película. [18]⁹

Sin embargo, aunque es deseable alcanzar la condensación en forma de gotas, resulta difícil mantener esta condición. Debido a esta falta de control, no es costumbre considerar en los cálculos la ventaja de los altos coeficientes que se obtienen mediante este mecanismo; y por lo tanto, los cálculos de diseño se basan únicamente en la suposición de condensación en forma de película. [17, 18]

Puesto que es difícil desarrollar ecuaciones de gobierno para los procesos de condensación, es costumbre adoptar un valor conservador convencional para el coeficiente de película, en lugar de obtenerlo por cálculo. Por lo tanto, para el *calentamiento con vapor de agua* se usará un valor de: [18]

$$h = 1500 \left[\frac{Btu}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F} \right]$$

Para determinar el coeficiente externo de transferencia de calor por convección (h_o) se debe definir la *configuración* del banco de tubos.

Los tubos en el banco pueden estar arreglados en línea o escalonados. En el *arreglo escalonado*, la trayectoria del flujo principal es más tortuosa, y una gran parte

del área superficial de los tubos corriente abajo permanece en esta trayectoria, lo que favorece la transferencia de calor. En el *arreglo en línea*, en cambio, una gran parte de la superficie del tubo no se expone al flujo principal, y por lo tanto, la transferencia de calor se ve afectada.

Los mayores coeficientes de transferencia de calor se originan por un aumento en la turbulencia. Bajo condiciones comparables de flujo y tamaño de tubos, un arreglo escalonado proporciona coeficientes cercanos al 25 % mayores que un arreglo en línea [18]; no obstante, la caída de presión a través de un banco de tubos también es mayor en un arreglo escalonado.

Por lo tanto, haciendo énfasis en la transferencia de calor, *se selecciona un arreglo escalonado*.

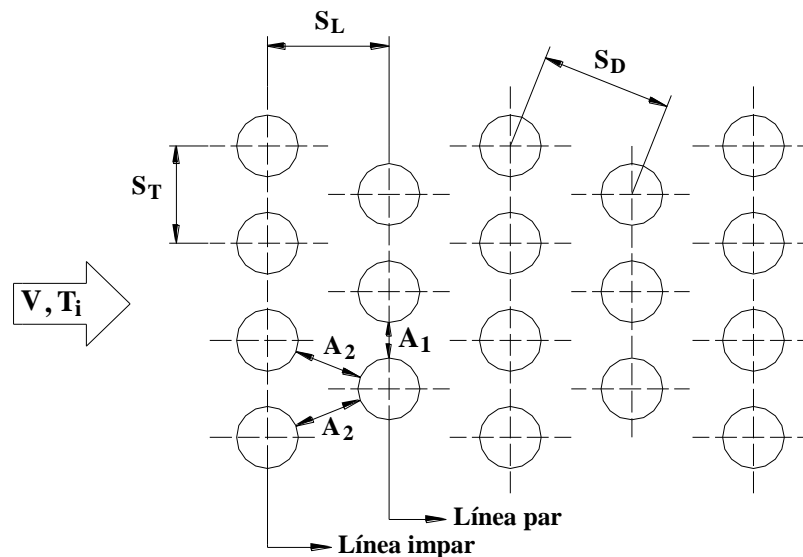


Figura 7.5: Configuración de un banco de tubos – Arreglo escalonado

“El coeficiente de transferencia de calor asociado con un tubo está determinado por su posición en el banco. El coeficiente para un tubo en la primera línea es aproximadamente igual al de un solo tubo en flujo cruzado, mientras que los coeficientes de transferencia de calor más grandes están asociados con tubos en las líneas internas.” [14]

⁹ De acuerdo con otras referencias, los coeficientes de transferencia de calor asociados con la condensación en forma de gotas pueden ser de 5 a 10 veces mayores, o de 6 a 18 veces mayores que los coeficientes asociados con la condensación en forma de película.

Para determinar el coeficiente *promedio* de transferencia de calor de un haz de tubos compuesto por 20 o más líneas ($N_L \geq 20$) se hace uso de la siguiente correlación:

$$\bar{Nu} = C \cdot (Re_{m\acute{a}x})^m \cdot Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad ; \quad \left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0.7 < Pr < 500 \\ 1000 < Re_{m\acute{a}x} < 2 \times 10^6 \end{array} \right] \quad (7.28)$$

donde:

- \bar{Nu} : Número de Nusselt [adimensional]
- $Re_{m\acute{a}x}$: Número de Reynolds, máximo [adimensional]
- Pr : Número de Prandtl [adimensional]
- Pr_s : Número de Prandtl (evaluado a T_s) [adimensional]
- C : Constante obtenida de la Tabla M.1 del Anexo M
- m : Constante obtenida de la Tabla M.1 del Anexo M
- N_L : Número de líneas de tubos en la dirección del flujo

Todas las propiedades (excepto Pr_s) se evalúan a la media aritmética de las temperaturas de entrada y salida del fluido, y las constantes C y m se obtienen de la Tabla M.1 del Anexo M.

Si el intercambiador esta compuesto por menos de 20 líneas de tubos, se aplica un *factor de corrección* tal que:

$$\bar{Nu}|_{(N_L < 20)} = C_2 \cdot \bar{Nu}|_{(N_L \geq 20)} \quad (7.29)$$

$$\bar{Nu}|_{(N_L < 20)} = C_2 \cdot C \cdot (Re_{m\acute{a}x})^m \cdot Pr^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (7.29a)$$

donde C_2 se obtiene de la Tabla M.2 del Anexo M.

El número de Reynolds ($Re_{m\acute{a}x}$) se basa en la *velocidad más alta* que experimenta el fluido cuando fluye a través del banco de tubos. [14, 17]

$$\text{Re}_{\text{máx}} = \frac{V_{\text{máx}} \cdot D_o}{\nu} \quad (7.30)$$

donde:¹⁰

- $\text{Re}_{\text{máx}}$: Número de Reynolds, máximo [adimensional]
- $V_{\text{máx}}$: Velocidad máxima del fluido dentro del haz de tubos [m / s]
- D_o : Diámetro externo de los tubos [m]
- ν : Viscosidad cinemática [m² / s]

Para un *arreglo escalonado*, la velocidad máxima ($V_{\text{máx}}$) ocurrirá en el plano diagonal A_2 de la Fig. (7.5) si los tubos están espaciados de modo que:

$$S_D < \frac{S_T + D_o}{2}$$

En cuyo caso, la velocidad máxima está dada por la siguiente expresión:

$$V_{\text{máx}} = \frac{S_T}{2(S_D - D_o)} \cdot V_{A,4} \quad (7.31)$$

donde:

- $V_{\text{máx}}$: Velocidad máxima del fluido dentro del haz de tubos [m / s]
- S_T : Separación transversal [mm]
- S_D : Separación diagonal [mm]
- D_o : Diámetro externo de los tubos [mm]
- $V_{A,4}$: Velocidad del aire de secado (a la entrada del intercambiador) [m / s]

Caso contrario, la *velocidad máxima* ocurrirá en el plano transversal A_1 de la Fig.(7.5), y se determina mediante la Ec. (7.32):

$$V_{\text{máx}} = \left(\frac{S_T}{S_T - D_o} \right) \cdot V_{A,4} \quad (7.32)$$

¹⁰ Para el flujo a través de un banco de tubos, la longitud característica es el diámetro externo de los tubos.

donde:

- $V_{\text{máx}}$: Velocidad máxima del fluido dentro del haz de tubos [m / s]
- S_T : Separación transversal [mm]
- D_o : Diámetro externo de los tubos [mm]
- $V_{A,4}$: Velocidad del aire de secado (a la entrada del intercambiador) [m / s]

Es costumbre despreciar la diferencia de temperatura a través del metal del tubo, y considerar que todo el tubo se encuentra a la temperatura de la superficie externa de la pared (T_s). En este caso, la temperatura del tubo estará entre la temperatura de saturación del vapor y la del aire de secado, pero más cerca a la del vapor.

La temperatura de la superficie de los tubos puede ser evaluada a partir de la siguiente expresión: [14]

$$\frac{T_s - T_{A,o}}{T_s - T_{A,i}} = \exp\left(-\frac{\pi \cdot D_o \cdot N_t \cdot h_o}{\rho \cdot V_{A,4} \cdot N_T \cdot S_T \cdot C_p}\right) \quad (7.33)$$

donde:¹¹

- T_s : Temperatura superficial de los tubos [°C]
- $T_{A,o}$: Temperatura de salida del aire de secado [°C]
- $T_{A,i}$: Temperatura de entrada del aire de secado [°C]
- D_o : Diámetro externo de los tubos [m]
- N_t : Número total de tubos en el intercambiador de calor
- h_o : Coeficiente externo de transferencia de calor por convección
[W / (m² · °C)]
- ρ : Densidad del aire de secado [kg / m³]
- $V_{A,4}$: Velocidad del aire de secado (a la entrada del intercambiador) [m / s]
- N_T : Número de tubos en el plano transversal
- S_T : Separación transversal [m]
- C_p : Calor específico a presión constante del aire de secado [J / (kg · °C)]

¹¹ Las propiedades se evalúan a la media aritmética de las temperaturas de entrada y salida del aire de secado.

De la Ec. (7.24) se puede determinar el área requerida para la transferencia de calor (área de diseño), y consecuentemente, el número de tubos que debe tener el intercambiador.

$$A_o = \frac{q}{U_o \cdot F \cdot MLDT} \quad (7.24a)$$

$$A_o = (\pi \cdot D_o \cdot L_e) \cdot N_t \quad (7.34)$$

donde:¹²

- A_o : Área exterior requerida para la transferencia de calor [m²]
- D_o : Diámetro externo de los tubos [m]
- L_e : Longitud efectiva [m]
- N_t : Número total de tubos en el intercambiador de calor

El intercambiador de calor debe satisfacer los requerimientos del proceso, tanto con respecto a la transferencia de calor como a la caída de presión. Caso contrario, se deben realizar cambios o modificaciones hasta alcanzar las condiciones de proceso.

La *caída de presión permitida para el vapor* a través del intercambiador es de 2 [psi].

Para sistemas de *vapor*, la caída de presión total (incluyendo las pérdidas de entrada y de salida a través del intercambiador) puede ser determinada en forma aproximada mediante la siguiente relación: [18]

$$\Delta P_v = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{f \cdot G_t^2 \cdot L_t \cdot n}{5.22 * 10^{10} \cdot D_i \cdot s} \right) \quad (7.35)$$

donde:

- ΔP_v : Caída de presión del vapor [psi]
- f : Factor de fricción [pie² / pulg²]
- G_t : Velocidad de masa [lbm / (h .pie²)]
- L_t : Longitud de los tubos [pie]

¹² La longitud efectiva (L_e), es la *distancia entre las caras interiores de los espejos*, donde se produce la transferencia efectiva de calor.

- n : Número de pasos en los tubos
- D_i : Diámetro interno de los tubos [pie]
- s : Gravedad específica, del vapor [adimensional]

La *caída de presión* asociada con el flujo de aire de secado a través del intercambiador de calor deberá ser lo más pequeña posible, y se analiza en el Anexo F.

□ **Diseño mecánico**

- **Tubos:** Para la mayoría de las aplicaciones de calentamiento con vapor se utilizan *tubos para intercambiadores de calor* de $\frac{5}{8}$ " de diámetro exterior¹³. Los tubos se fabrican normalmente en cobre, acero, acero inoxidable y aluminio.

Para el intercambiador de calor se utilizarán *tubos de cobre*. El cobre se usa ampliamente en su forma casi pura debido a su alta conductividad térmica y a su buena resistencia a la corrosión.

El espesor de los tubos requerido por presión puede ser determinado a partir de la siguiente expresión:

$$t = \frac{P_D \cdot D_o}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} \quad (7.36)$$

donde:¹⁴

- t : Espesor de pared del tubo requerido por presión [pulg]
- P_D : Presión de diseño manométrica [psi]
- D_o : Diámetro externo de los tubos [pulg]
- S : Esfuerzo máximo permitido a tensión [psi]
- E : Eficiencia de la junta soldada [adimensional]
- Y : Coeficiente de cálculo según el tipo de material [adimensional]

¹³ El diámetro exterior de los tubos para intercambiadores de calor es el diámetro exterior real en pulgadas.

¹⁴ Los tubos no requieren un espesor adicional por corrosión.

El espesor de pared del tubo de cobre se especifica mediante letras: Tipo K, L y M. El Tipo K tiene un mayor grosor de pared, el Tipo L tiene pared de espesor intermedio, y el Tipo M tiene la pared más delgada.

Para el intercambiador de calor se seleccionan, por lo tanto, *tubos de cobre de 1/2 pulg Tipo L*.

- **Espejos de tubos:** Al igual que los tubos y colectores del intercambiador, los espejos deberán ser construidos con materiales resistentes a la corrosión.

Los espejos se fabrican en aluminio, acero inoxidable, y aleaciones de cobre, tales como el latón. En estos casos no se requiere tolerancias por efectos de corrosión.

El diseño de espejos se fundamenta en lo estipulado en TEMA RCB-7, debiéndose probar el diseño en flexión y en corte (si se aplica), escogiéndose el mayor.¹⁵

Las fórmulas presentadas en RCB-7 se aplican a espejos circulares; sin embargo, el espejo de tubos del intercambiador a construir tiene forma rectangular. Por esta razón, la variable G de las fórmulas será reemplazada por un diámetro equivalente D_e , para calcular así un espesor de placa aproximado.

El *espesor del espejo de tubos por flexión* viene dado por la siguiente ecuación¹⁶:

$$T = \frac{F \cdot G}{3} \cdot \sqrt{\frac{P}{\eta \cdot S}} \quad (7.37)$$

Se debe proceder al diseño a corte si no se cumple la siguiente condición:

$$\frac{P}{S} < 1.6 \left(1 - \frac{d_o}{pitch} \right)^2 \quad (7.38)$$

El *espesor del espejo de tubos por corte* viene dado por la siguiente ecuación:

¹⁵ TEMA: Tubular Exchanger Manufacturers Association.

¹⁶ La nomenclatura y significado de las variables que intervienen en las fórmulas para el cálculo de los espejos, se presenta en el Anexo M.

$$T = \frac{0.31 \cdot D_L}{\left(1 - \frac{d_o}{pitch}\right)} \cdot \left(\frac{P}{S}\right) \quad (7.39)$$

Los orificios para los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno del otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre tubos adyacentes, debilita estructuralmente el espejo. [18]

El *diámetro de los orificios* del espejo es apenas mayor que el diámetro exterior de los tubos. Los diámetros y tolerancias de los orificios para tubos se presentan en la Tabla RCB-7.41 del Anexo M.

Además de alojar a los tubos del intercambiador, los *espejos* servirán como bridas a las que se sujetan con pernos los colectores. Los orificios para los pernos serán 1/16 de pulgada mayores que el diámetro de los mismos.

Los espejos de tubos se construirán, por lo tanto, a partir de *planchas de acero inoxidable AISI 304 de 8 mm de espesor*.

- **Conexión de tubos a espejos:** El método más común de fijación de los tubos a los espejos es el de *mandrilado por expansión*. Este método consiste en agrandar el diámetro de los extremos de los tubos, de manera que la tensión residual impuesta al espejo proporciona una unión mecánica hermética que no se pierde. En el caso de que estas uniones llegaran aflojarse, es posible reparar la unión mandrilando de nuevo el tubo al espejo. [11]

Para mayores presiones de operación, se pueden mecanizar los agujeros del espejo con una o más ranuras circunferenciales. En este caso, se inserta un mandril rotatorio (rolador) y se rola hasta exceder el límite elástico del metal del tubo y transformarlo a una condición semiplástica, de manera que fluya hasta las ranuras y forme así un sello perfecto. En intercambiadores construidos con latón o cobre, los tubos pueden soldarse a los espejos.

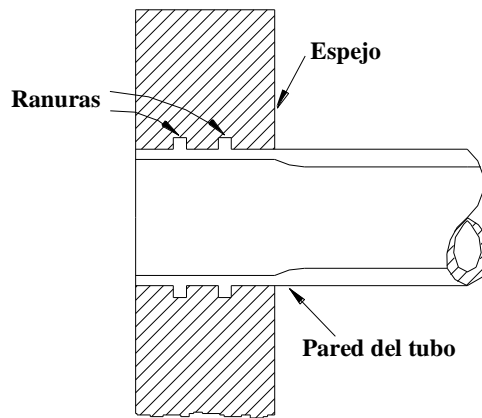


Figura 7.6: Tubo rolado

- **Colectores:** Cada uno de los colectores del intercambiador tiene la forma de un tanque rectangular, y serán analizados como un *recipiente sometido a presión hidrostática*.

Los tanques de paredes planas se utilizan únicamente para presiones bajas, debido a su forma mecánicamente débil. El espesor de placa requerido puede ser determinado a partir de la siguiente ecuación:

$$t = 2.45 \cdot L \cdot \sqrt{\frac{\alpha \cdot H \cdot 0.036 \cdot s}{S}} \quad (7.40)$$

donde:¹⁷

- t : Espesor de placa requerido [pulg]
- L : Longitud del tanque [pulg]
- α : Factor que depende de la relación entre la longitud y altura del tanque, H / L (Fig. (M.2) del Anexo M)
- H : Altura del tanque [pulg]
- s : Gravedad específica [adimensional]
- S : Esfuerzo máximo permitido a tensión [psi]

Esta ecuación está basada en la deflexión máxima permitida $\Delta = L / 500$, en donde L es el lado más largo de la placa. [19]

¹⁷ No se considera un espesor adicional por corrosión.
H y L son dimensiones internas del tanque.

Los colectores del intercambiador serán construidos a partir de *planchas de acero inoxidable AISI 304 de 2 mm de espesor*.

- **Toberas de flujo:** El diseño más común consiste en disponer de dos conexiones, una para el suministro de vapor y otra para el retorno de condensado.

La *tobera de retorno de condensado* deberá ser dimensionada para una proporción razonable de vapor saturado. El diámetro se determina asumiendo que el retorno es de vapor saturado con una velocidad de flujo de 25.4 m/s (5000 fpm). [11]

El diámetro de la *tobera de admisión de vapor* es mayor que el de la de retorno de condensado debido a que el volumen de vapor es muy superior al de condensado.

Cada tobera llevará una rosca cónica en el extremo. Las dimensiones de las roscas para tubos de agua y vapor se han normalizado a los tamaños de tubos y se presentan en el Anexo H.

De acuerdo con esto, se selecciona para la *tobera de retorno de condensado* un tubo de acero inoxidable de 2 ½ pulg, Cédula 40 S; y para la *tobera de admisión de vapor* un tubo de acero inoxidable de 3 pulg, Cédula 40 S.

- **Juntas:** Para atornillar los cabezales a los espejos se utilizarán empaquetaduras o juntas con el fin de obtener un sello hermético.

Existen diversos tipos de juntas, que se pueden dividir en dos clases generales:

1. Juntas confinadas
2. Juntas no confinadas, o sin confinar

En las *juntas confinadas* los empaques están situados en una ranura estampada en la placa. Este tipo de juntas permite que las superficies metálicas de las partes acopladas estén en contacto, haciendo que la unión se comporte como una unión sin empaquetadura.

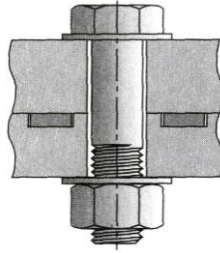


Figura 7.7: Junta confinada

Las *juntas no confinadas* tienen un empaque relativamente blando que separa de manera total las superficies de unión.

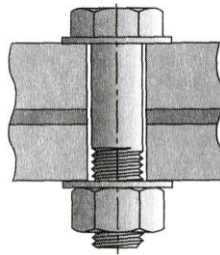


Figura 7.8: Junta no confinada

La unión en este caso contiene varias piezas que pueden ser de diferentes materiales, y por lo tanto, de diferente rigidez. Estas piezas de rigidez distinta actúan como resortes en serie, que se combinan de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{k_{total}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} \dots + \frac{1}{k_n} \quad (7.41)$$

donde:¹⁸

- k_{total} : Constante de rigidez total o resultante [lbf / pulg]
- k_i : Constantes individuales de rigidez [lbf / pulg]

Los materiales para empaques más utilizados en intercambiadores de calor son:

Tabla 7.3: Materiales para empaquetaduras

Material del empaque	Temperatura máxima [°C]
----------------------	---------------------------

¹⁸ La constante de rigidez o constante de resorte de un elemento (k), es la relación entre la fuerza aplicada al elemento y la deformación producida por dicha fuerza.

Caucho nitrilo – butadieno	110
Caucho etileno – propileno	150
Vitón	185

Para aplicaciones de alta temperatura (de entre 177 y 315 °C), se utilizan empaquetaduras de fibras comprimidas.

- **Pernos:** Los pernos deberán ser dimensionados para acoplar en forma eficiente y segura los cabezales a los espejos.

Los pernos se seleccionan con base en su resistencia de prueba. La *resistencia de prueba o resistencia límite* (S_p), es el esfuerzo al cual el perno empieza a tomar una deformación permanente, y es cercana a, pero inferior que, el límite de fluencia del material. [23, 26]

Como práctica común se *precarga* la unión apretando los pernos con un par de torsión suficiente para crear cargas a tensión cercanas a su resistencia de prueba.

Al apretar la tuerca se introduce una fuerza de sujeción o precarga que tensiona el perno. Esta *fuerza de precarga* (F_i) aparece en la conexión después de que la tuerca ha sido apretada, sin importar que se ejerza o no una carga externa de tensión (P) sobre la unión.

Puesto que los elementos se sujetan a presión, la *fuerza de precarga* que produce tensión en el perno, ocasionará compresión en las piezas unidas.

Cuando se aplica la carga externa P a la unión, la carga aplicada queda dividida en dos componentes, una P_m absorbida por el material sujetado y otra P_b por el perno.

$$P = P_m + P_b \quad (7.42)$$

donde:

P : Carga externa aplicada a la unión [lbf]

P_m : Porción de la carga que siente el material precargado [lbf]

P_b : Porción de la carga que siente el perno precargado [lbf]

La parte de la carga externa (P) tomada por el perno, se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$P_b = C \cdot P \quad (7.43)$$

donde:

P_b : Porción de la carga que siente el perno precargado [lbf]

C : Constante de rigidez de la unión [adimensional]

P : Carga externa aplicada a la unión [lbf]

La parte de la carga externa (P) tomada por los elementos sujetos será igual a:

$$P_m = (1 - C) \cdot P \quad (7.44)$$

donde:

P_m : Porción de la carga que siente el material precargado [lbf]

C : Constante de rigidez de la unión [adimensional]

P : Carga externa aplicada a la unión [lbf]

La *constante de rigidez de la unión* (C) que aparece en las ecuaciones 7.43 y 7.44 se define como:

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad (7.45)$$

donde:

C : Constante de rigidez de la unión [adimensional]

k_b : Constante de rigidez del perno [lbf / pulg]

k_m : Constante de rigidez del material [lbf / pulg]

La *constante de rigidez del material* puede ser definida en forma aproximada como función del diámetro del perno, de la longitud de la unión y del módulo de elasticidad del material unido, a través de la siguiente ecuación exponencial: [23]

$$k_m = d \cdot E \cdot A \cdot e^{b(d/l)} \quad (7.46)$$

donde:¹⁹

- k_m : Constante de rigidez del material [lbf / pulg]
- d : Diámetro mayor nominal del perno [pulg]
- E : Módulo de elasticidad del material unido [psi]
- l : Longitud de la unión [pulg]

El coeficiente A y el exponente b de la Ec. (7.46) variarán según el material de la unión, y se indican en la Tabla M.3 del Anexo M.

No obstante, la Ec. (7.46) no puede aplicarse sola si en la unión se va a usar una *junta sin confinar* (tal como es el caso), ya que la *junta* contribuye a la constante de rigidez de la unión.

La *constante de rigidez de la junta* (k_g) se puede calcular por separado y combinar con las constantes de rigidez de las partes acopladas mediante la Ec. (7.41), a fin de determinar una constante de rigidez efectiva (k_m) para todo el conjunto.

La constante de rigidez de la junta puede ser determinada a partir de la siguiente ecuación:

$$k_g = \frac{A_g \cdot E_g}{t} \quad (7.47)$$

donde:

- k_g : Constante de rigidez de la junta [lbf / pulg]
- A_g : Área de la junta sujeta alrededor de un perno [pulg²]
- E_g : Módulo de elasticidad del material de la junta [psi]
- t : Espesor de la junta [pulg]

Un perno tiene rosca sólo en parte de su longitud y, por lo tanto, tendrá dos secciones transversales distintas. Consecuentemente, la *constante de rigidez del perno* será equivalente a la de dos resortes en serie.

Para un perno de diámetro d y de longitud de rosca axialmente cargada l_t dentro de su zona sujeta de longitud l , según se muestra en la Fig. (7.9) la constante de rigidez es:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t \cdot E_b} + \frac{l_s}{A_b \cdot E_b} \quad (7.48)$$

donde:

- k_b : Constante de rigidez del perno [lbf / pulg]
- A_t : Área de esfuerzo a tensión del perno [pulg²]
- A_b : Área transversal total del perno [pulg²]
- l_t : Longitud de la rosca que está en la zona de sujeción [pulg]
- l_s : Longitud del vástago del perno [pulg]
- E_b : Módulo de elasticidad del material del perno [psi]

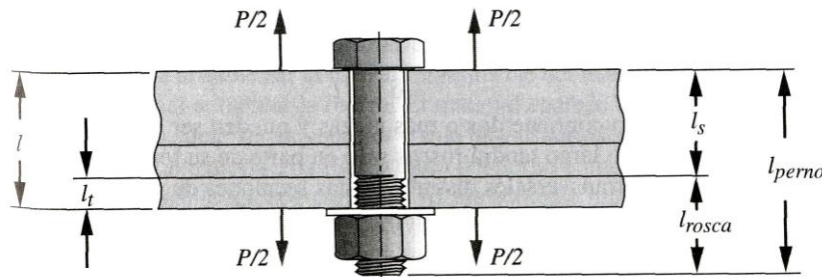


Figura 7.9: Conjunto atornillado a tensión

La carga total o resultante en los elementos unidos será, por lo tanto: [23]

$$F_m = F_i - P_m \quad (7.49)$$

donde:

- F_m : Fuerza resultante sobre el material [lbf]
- F_i : Fuerza de precarga [lbf]
- P_m : Porción de la carga que siente el material precargado [lbf]

De manera similar, la carga total o resultante en el perno será igual a:

¹⁹ La ecuación está limitada a uniones fabricadas totalmente con un mismo material.

$$F_b = F_i + P_b \quad (7.50)$$

donde:

- F_b : Fuerza resultante sobre el perno [lbf]
- F_i : Fuerza de precarga [lbf]
- P_b : Porción de la carga que siente el perno precargado [lbf]

El *esfuerzo máximo a tensión en el perno* vendrá dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} \quad (7.51)$$

donde:

- σ_b : Esfuerzo máximo a tensión en el perno [psi]
- F_b : Fuerza resultante sobre el perno [lbf]
- A_t : Área de esfuerzo a tensión del perno [pulg²]

El valor crítico de σ_b es la resistencia de prueba (S_p). Por lo tanto, para asegurar que el esfuerzo en el perno sea menor que la resistencia de prueba, se vuelve imprescindible contar con un factor de seguridad.

El *factor de seguridad a la fluencia* está dado por:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_b} \quad (7.52)$$

donde:

- n_y : Factor de seguridad a la fluencia [adimensional]
- S_y : Resistencia a la fluencia [psi]
- σ_b : Esfuerzo máximo a tensión en el perno [psi]

Otro factor que debe ser analizado para obtener una junta segura, es requerir que la carga externa sea menor que la necesaria para separar la unión. Si ocurre la separación, entonces el perno sufrirá el total de la carga aplicada (P).

La carga requerida para separar la unión y el factor de seguridad a la separación de la unión se determinan a partir de las siguientes ecuaciones:

$$P_0 = \frac{F_i}{(1 - C)} \quad (7.53)$$

$$n_{sep} = \frac{P_0}{P} \quad (7.54)$$

donde:

- P_0 : Carga requerida para separar la unión [lbf]
- F_i : Fuerza de precarga [lbf]
- C : Constante de rigidez de la unión [adimensional]
- n_{sep} : Factor de seguridad contra la separación de la unión [adimensional]
- P : Carga externa aplicada a la unión [lbf]

Generalmente se recomienda utilizar los siguientes valores para precarga:

- **Conexiones reutilizables:** $F_i = 0.75 \cdot F_p$
- **Conexiones permanentes:** $F_i = 0.90 \cdot F_p$

En las expresiones anteriores (F_p) representa la carga límite. La *carga límite* es la fuerza máxima que un perno puede resistir sin experimentar una deformación permanente; y es igual al producto de la resistencia de prueba y el área de esfuerzo a tensión del perno, es decir:

$$F_p = S_p \cdot A_t \quad (7.55)$$

donde:

- F_p : Carga límite [lbf]
- S_p : Resistencia de prueba [psi]
- A_t : Área de esfuerzo a tensión del perno [pulg²]

El *momento de torsión* requerido para desarrollar la precarga deseada se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$T = K \cdot F_i \cdot d \quad (7.56)$$

donde:

- T : Momento de torsión [lbf · pulg]
- K : Coeficiente de torsión [adimensional]
- F_i : Fuerza de precarga [lbf]
- d : Diámetro mayor nominal del perno [pulg]

En la Tabla 7.4 se muestran valores del coeficiente de torsión (K) para diferentes condiciones de perno. [26]

Tabla 7.4: Coeficientes de torsión

Condición del perno	K [adimensional]
Sin revestimiento, acabado negro	0.30
Con revestimiento de zinc (galvanizado)	0.20
Con lubricación	0.18
Con revestimiento de cadmio	0.16
Con Anti – Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman – Grip	0.09

La longitud del perno ideal será aquella en que sólo sobresalgan uno o dos hilos desde la tuerca, después de su apriete.

Para una buena distribución de las fuerzas, el espaciado de los pernos no deberá exceder 6 diámetros de perno (d) entre los dos contiguos. Asimismo, los pernos no deberán estar más cerca de un borde que alrededor de 1.5 a 2 diámetros de perno.

Atendiendo estos requerimientos, se seleccionan para la unión cabezal – espejo, pernos de acero de 1/4 – 20 UNC – 2A grado 2, de 1.25 pulg de longitud, acabado galvanizado, precargados al 30 % de la carga límite; y tuercas hexagonales de 1/4 – 20 UNC – 2B, de acero y acabado galvanizado.

Los pernos llevarán *arandelas planas* bajo la cabeza, y *arandelas de presión* en el lado de las tuercas para evitar que estas se aflojen.

Se deberá aplicar a las tuercas un momento de torsión de 26.5 [lbf · pulg] para generar la precarga establecida, del 30 % de la carga límite.

□ Instrumentos y accesorios

El intercambiador de calor estará conectado mediante las toberas de flujo a las líneas de suministro de vapor y retorno de condensado. Por lo tanto, antes y después del intercambiador se deberán instalar varios elementos que permitan el funcionamiento adecuado y garanticen el mayor desempeño del mismo.

En la práctica, el vapor contiene pequeñas gotas de agua; sin embargo, es importante que el vapor utilizado para calefacción sea lo más seco posible. Para esto se utilizan los *separadores de vapor*.

Los separadores de vapor permiten eliminar las gotas de agua que se encuentran presentes en el flujo de vapor. Se debe instalar un separador inmediatamente a la salida de la caldera y antes de cualquier dispositivo de control.

En la línea de suministro de vapor se deben colocar *filtros* para recoger partículas y sedimentos arrastrados en el sistema (depósitos de óxidos, carbonatos, etc).

La presencia de aire en la línea de suministro de vapor impide o reduce la capacidad de transferencia térmica del sistema, debido al alto valor de aislamiento del aire. Adicionalmente, el aire forma bolsas que interfieren e impiden la libre circulación del flujo de vapor.

Consecuentemente, se requiere la instalación de *purgadores de aire* para expulsar el aire del sistema. El venteo debe realizarse de modo continuo o con una máxima frecuencia para evitar la acumulación de aire en el sistema.

Tan pronto como el vapor deja la caldera y es transportado por las tuberías, pierde parte de su energía calorífica; y por lo tanto, una parte del vapor se condensa. Este condensado en las líneas de suministro impide una correcta operación del sistema.

La presencia de condensado disminuye la capacidad térmica del sistema, ya que el agua tiene una cantidad muy inferior de energía disponible respecto al vapor. Adicionalmente, la acumulación de agua en la línea de alimentación obstruye el flujo de vapor por el sistema.

Por lo tanto, se deben instalar *purgadores de vapor* para eliminar el condensado de la línea de suministro de vapor.

Los *purgadores o trampas para vapor* permiten eliminar el condensado formado sin que se escape el vapor. Por medios mecánicos, el purgador detecta cuando el vapor está presente reconociendo la densidad o temperatura del fluido en el purgador. Cuando las condiciones indican que no existe presencia de vapor, el purgador se abre y deja que el condensado pueda fluir por gravedad hacia la línea de retorno. Al detectar la presencia de vapor, el purgador se vuelve a cerrar.

A continuación de una trampa de vapor debe instalarse una mirilla para determinar visualmente el paso de líquido condensado, una válvula de retención (check) que impida el paso de condensado en sentido inverso al flujo de vapor que inundaría las tuberías cuando se produce una parada, y una válvula de cierre.

Puesto que la caldera puede estar diseñada para operar a una presión de vapor superior a la requerida por el sistema de calefacción, se vuelve imprescindible el uso de una *válvula reductora de presión*, de manera que se garantice en el sistema una presión de operación de 20 [psia].

Esta válvula *reduce la presión* y permite la expansión del vapor. A medida que se expande el vapor, su calor de vaporización aumenta, con lo que se obtiene un mayor rendimiento del sistema.

La válvula reductora de presión deberá instalarse en un punto adecuado de la tubería de alimentación, próximo al intercambiador de calor. El diámetro de la tubería directamente aguas abajo de la válvula reductora será mayor al de la tubería de suministro aguas arriba debido a la expansión del vapor.

Luego de la válvula reductora de presión se puede colocar un manómetro para medir la presión del vapor que ingresa al intercambiador de calor.

La eficiencia del intercambiador depende finalmente de la eficiencia en el drenaje del condensado. Se puede presentar el caso de que el condensado no puede salir del intercambiador y empieza acumularse, bloqueando toda la superficie disponible para la transferencia de calor, con lo que se reduce el rendimiento del equipo.

Para evitar que el condensado se acumule dentro del intercambiador y obtener un flujo de condensado uniforme y no cíclico es necesario emplear una trampa de vapor.

Para los intercambiadores se utilizan preferentemente trampas de tipo mecánico, siendo las más empleadas las trampas de flotador con eliminador termostático de aire y las trampas de balde invertido. Estas trampas permiten descargar el condensado tan pronto como se forma, que es lo que se necesita en un intercambiador de calor.

Aparte de la trampa de vapor que se instala en el lado del colector de condensado para el correcto drenaje de condensado, se recomienda colocar inmediatamente antes del intercambiador otro purgador para el vapor de alimentación.

Es indispensable instalar un filtro antes de cualquier trampa, medidor, válvula reductora o de regulación, para evitar averías y un mayor desgaste ocasionados por la suciedad.

Deben instalarse en las líneas de suministro de vapor y retorno de condensado válvulas de aislamiento (válvulas de bola), lo más próximas a las toberas de flujo, de

manera que el intercambiador pueda ser aislado del sistema de vapor en caso de que requiera ser separado por motivos de mantenimiento o reparación.

7.2.4 Diseño del sistema de ventilación

Para diseñar el sistema de ventilación se requiere del conocimiento de las presiones en el sistema y de las cantidades de flujo de aire, de manera que se pueda adaptar en forma apropiada uno o varios ventiladores que permitan asegurar la entrega de una cantidad adecuada de aire en las diferentes partes del sistema.

7.2.4.1 Caídas de presión

El cálculo o determinación de las caídas de presión permite definir los requerimientos de potencia de ventilación en un sistema.

A medida que un fluido fluye por un ducto, tubo o algún otro dispositivo, ocurren *pérdidas de energía* debido a la fricción interna en el fluido, restricciones producidas por dispositivos mecánicos, cambios de velocidad o cambios de dirección del fluido entre otros. [21]

Tales *pérdidas de energía* traen como resultado una disminución de la presión (*caída de presión*) entre dos puntos del sistema.

La magnitud de estas pérdidas de energía está en función de las propiedades del fluido, la velocidad de flujo, el tamaño del ducto, la rugosidad de la pared del ducto y su longitud.

Las *pérdidas por fricción*, tanto en flujos laminares como turbulentos, pueden determinarse a partir de la *ecuación de Darcy*: [21]

$$h_L = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (7.57)$$

donde:²⁰

- h_L : Pérdida de energía debido a la fricción [m]
- f : Factor de fricción [adimensional]
- L : Longitud de la corriente de flujo [m]
- V : Velocidad media del fluido [m / s]
- D_h : Diámetro hidráulico [m]
- g : Aceleración de la gravedad [m / s²]

De esta ecuación puede deducirse que *las pérdidas por fricción son proporcionales al cuadrado de la velocidad de flujo*. Por lo tanto, a mayor velocidad se tiene una mayor caída de presión y se requiere un ventilador mayor con un motor más potente.

La *caída de presión originada por esta pérdida de energía* se determina mediante la siguiente relación:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot h_L \quad (7.58)$$

donde:

- ΔP : Caída de presión [Pa]
- ρ : Densidad del fluido [kg / m³]
- g : Aceleración de la gravedad [m / s²]
- h_L : Pérdida de energía debido a la fricción [m]

Para flujo dentro de ductos, se hace uso de un *diámetro efectivo* como longitud característica. A este diámetro se le denomina *diámetro hidráulico* y se define como:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c}{PM} \quad (7.59)$$

donde:

- D_h : Diámetro hidráulico [m]
- A_c : Área de la sección transversal [m²]
- PM : Perímetro mojado [m]

²⁰ La pérdida de energía se define en términos de energía por unidad de peso de fluido, y sus unidades SI son [N·m / N] o [m].

De la Ec. (7.59) se tiene que para un tubo circular el diámetro hidráulico es el diámetro interno del tubo.

El área de la sección transversal se calcula a partir de la geometría de la sección. “El *perímetro mojado* se define como la suma de la longitud de los límites de la sección que realmente están en contacto con (es decir, mojados por) el fluido.” [21]

Para un ducto rectangular de lados a y b , el perímetro mojado será igual a:²¹

$$PM = 2a + 2b$$

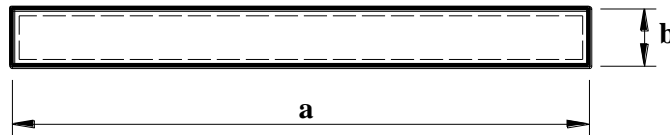


Figura 7.10: Ducto rectangular

El número de Reynolds para *flujo interno en secciones transversales no circulares* queda definido como:

$$Re = \frac{V \cdot D_h}{\nu} \quad (7.60)$$

donde:

- Re : Número de Reynolds [adimensional]
- V : Velocidad media del fluido [m / s]
- D_h : Diámetro hidráulico [m]
- ν : Viscosidad cinemática del fluido [m^2 / s]

Para *flujo completamente desarrollado*, el número de Reynolds crítico que corresponde al *inicio de la turbulencia* es [14]:²²

$$Re_{cr} = 2300$$

²¹ La línea punteada de la Fig. (7.10) muestra los límites que conforman el perímetro mojado.

Para determinar el factor de fricción (f) se debe definir la naturaleza del flujo (laminar o turbulento). Este factor puede ser evaluado en forma gráfica mediante el uso del *diagrama de Moody* o a partir de las diferentes ecuaciones que existen.

Para *flujo laminar completamente desarrollado* ($Re < 2300$), el factor de fricción está dado por: [17]

$$f = \frac{C}{Re} \quad (7.61)$$

donde:²³

- f : Factor de fricción [adimensional]
- C : Constante que depende de la forma de la sección transversal del ducto
- Re : Número de Reynolds [adimensional]

Las pérdidas de energía en un flujo laminar son independientes de la condición de la superficie del ducto.

Para *flujo turbulento completamente desarrollado*, el análisis es mucho más complicado y se debe depender de resultados experimentales para determinar el valor de f . Además de la dependencia del número de Reynolds, el *factor de fricción* depende de la rugosidad relativa del ducto.

La *rugosidad relativa* es un número sin dimensiones y se define como la relación entre el diámetro hidráulico y la rugosidad promedio de la pared del ducto; es decir:

$$r = \frac{D_h}{\epsilon} \quad (7.62)$$

donde:

- r : Rugosidad relativa del ducto [adimensional]
- D_h : Diámetro hidráulico [m]

²² Número de Reynolds crítico para flujo interno en secciones transversales circulares y no circulares.

²³ En la Tabla N.1 del Anexo N se presentan valores de C para diferentes secciones transversales.

ϵ : Rugosidad promedio de la superficie del ducto [m]

En la Fig. (7.11) se ilustra la rugosidad de la pared de un ducto como la altura de los picos de las irregularidades superficiales. En la Tabla N.2 del Anexo N se presentan valores promedio de rugosidad para diversos materiales.

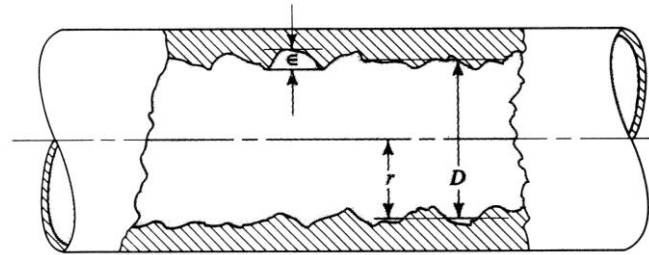


Figura 7.11: Rugosidad de la pared en un ducto

Para *flujo turbulento completamente desarrollado* ($Re > 2300$), el factor de fricción puede determinarse a partir de la siguiente ecuación: [21]

$$f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{1}{3.7 \cdot \left(\frac{D_h}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{(Re)^{0.9}} \right] \right\}^2} \quad (7.63)$$

donde:

- f : Factor de fricción [adimensional]
- D_h : Diámetro hidráulico [m]
- ϵ : Rugosidad promedio de la superficie del ducto [m]
- Re : Número de Reynolds [adimensional]

Las *pérdidas de energía* debido a restricciones producidas por accesorios o dispositivos mecánicos, cambios en el tamaño de la trayectoria, cambios en la dirección de flujo, etc, se conocen como *pérdidas dinámicas*.

Las *pérdidas dinámicas* pueden determinarse utilizando la siguiente expresión:

$$H_L = C \cdot \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (7.64)$$

donde:²⁴

- H_L : Pérdida dinámica [m]
- C : Coeficiente de pérdida dinámica [adimensional]
- V : Velocidad media del fluido [m / s]
- g : Aceleración de la gravedad [m / s²]

De esta ecuación puede deducirse que *las pérdidas dinámicas son proporcionales al cuadrado de la velocidad de flujo.*

La *caída de presión* ocasionada por las *pérdidas dinámicas* es igual a:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot H_L \quad (7.65)$$

donde:

- ΔP : Caída de presión [Pa]
- ρ : Densidad del fluido [kg / m³]
- g : Aceleración de la gravedad [m / s²]
- H_L : Pérdida dinámica [m]

La *caída de presión* asociada con el flujo a través del *intercambiador de calor* puede determinarse a partir de la siguiente expresión:

$$\Delta P = N_L \cdot f \cdot \left(\frac{\rho \cdot V_{m\acute{a}x}^2}{2} \right) \quad (7.66)$$

donde:²⁵

- ΔP : Caída de presión [Pa]
- N_L : Número de líneas de tubos en la dirección del flujo
- f : Factor de fricción [adimensional]
- ρ : Densidad del aire de secado [kg / m³]
- $V_{m\acute{a}x}$: Velocidad máxima del fluido dentro del haz de tubos [m / s]

²⁴ En la Tabla N.3 del Anexo N se presentan Coeficientes de pérdida dinámica.

Para un *arreglo escalonado*, el factor de fricción (f) puede determinarse mediante la siguiente ecuación: [17]

$$f = 4 \cdot \left(0.25 + \frac{0.1175}{\left(\frac{S_T - D_o}{D_o} \right)^{1.08}} \right) \cdot (\text{Re}_{\text{máx}})^{-0.16} \quad (7.67)$$

$$[2000 < \text{Re}_{\text{máx}} < 40000]$$

donde:

- f : Factor de fricción [adimensional]
- S_T : Separación transversal [mm]
- D_o : Diámetro externo de los tubos [mm]
- Re_{máx} : Número de Reynolds, máximo [adimensional]

La *caída de presión total* en el sistema y que debe ser superada por el ventilador, es igual a la suma de las caídas de presión que se registran en las diferentes partes del equipo.

7.2.4.2 Ventiladores

“El flujo de aire entre dos puntos se produce debido a una diferencia de presión entre los mismos, la misma que crea una fuerza que obliga a moverse al aire de la zona de alta presión a la de menor presión.”

Los *ventiladores* son elementos mecánicos que permiten crear una *diferencia de presión* para producir o generar una corriente o flujo de gas a través de un sistema.

Los ventiladores se clasifican en dos grandes grupos:

1. Ventiladores centrífugos
2. Ventiladores axiales

²⁵ La densidad se evalúa a la media aritmética de las temperaturas de entrada y salida del aire de secado.

Los *ventiladores centrífugos* son aquellos en que la corriente de aire fluye en dirección radial respecto al eje del rodete. A su vez, los ventiladores centrífugos se clasifican por la forma de los álabes o aletas, pudiendo ser éstas curvadas hacia delante, curvadas hacia atrás y radiales (rectas). [5]

Los *ventiladores axiales* en cambio, son aquellos en que la corriente de aire fluye en forma paralela al eje del rodete. A su vez, los ventiladores axiales se clasifican en ventiladores de hélice, tubo axial (o tipo ducto) y con aletas directrices.

Los *ventiladores centrífugos* son indicados para aplicaciones donde se requieren pequeños caudales y altas presiones estáticas (de 31.5 a 98.5 pulg H₂O). Los *ventiladores axiales* en cambio, son ideales para manejar grandes volúmenes de aire a presiones estáticas bajas (0.50 pulg H₂O o menos). [5, 10]

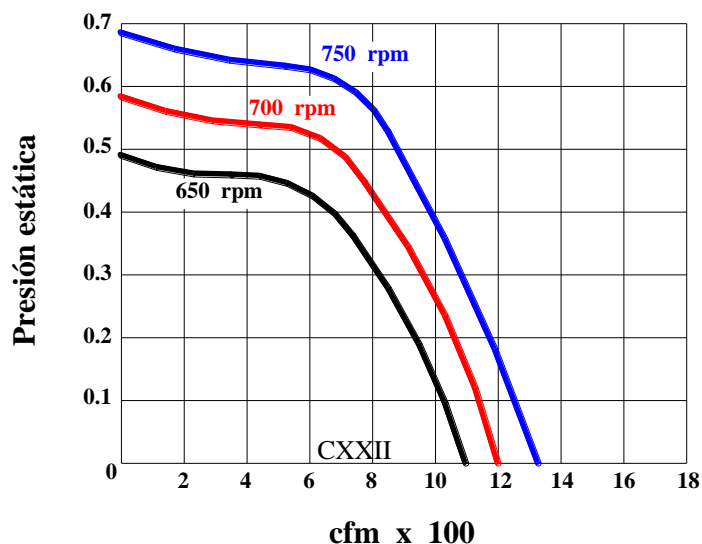
La transmisión de un ventilador axial o centrífugo puede ser directa o por correa. Los ventiladores de *transmisión directa o acople directo* son aquellos en que el eje del motor se encuentra conectado directamente a la rueda o aspa del ventilador.

Por su parte, los ventiladores de *transmisión por correa o acople por correa o banda*, son aquellos en que la rueda del ventilador se encuentra conectada mediante un sistema de bandas y poleas al eje del motor.

La velocidad a la cual un ventilador puede impulsar el aire depende de la presión que este tenga que superar.

Para un ventilador, cada volumen (cfm) corresponde a una resistencia específica (presión estática - SP) en el flujo del aire. La serie de puntos de cfm y SP a un número de rpm constante genera una curva única.

Al
se obtiene una
curvas del
como se
Fig. (7.12).



variar las rpm
familia de
ventilador, tal
indica en la

Figura 7.12: Curvas de un ventilador a diferentes rpm

Los ventiladores cuentan con varias curvas denominadas *curvas características del ventilador*, que muestran los valores de presión, potencia consumida y rendimiento en función del caudal de aire.

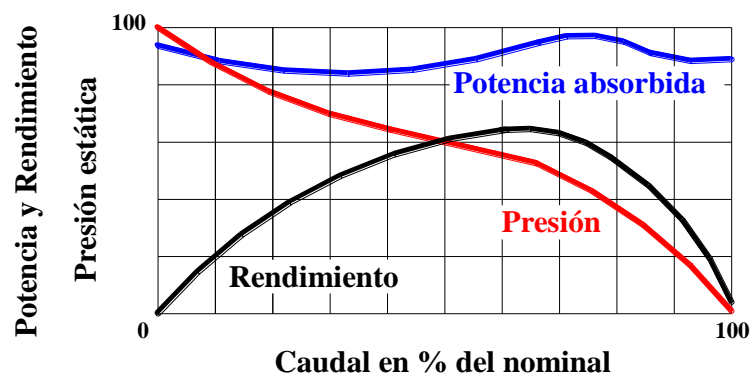


Figura 7.13: Curvas características de un ventilador axial

Las leyes que rigen el funcionamiento del ventilador y que se utilizan para predecir el comportamiento del mismo bajo condiciones variables de funcionamiento se conocen como *leyes del ventilador*, y se indican en la Tabla N.4.

La aplicación de estas leyes está limitada a los casos en que los ventiladores son geoméricamente semejantes (aquellos en que todas las dimensiones son proporcionales al diámetro del rodete) y en el supuesto de que no exista variación del rendimiento. [5]

Dentro de un sistema, los ventiladores pueden estar montados en *serie o en paralelo* para satisfacer las condiciones de funcionamiento. Los ventiladores en paralelo proporcionan mayor capacidad con una presión estática común.

7.2.4.3 Selección del ventilador

Los factores principales que intervienen en la selección de un ventilador son el caudal de aire, la presión estática, la densidad del aire, el nivel de ruido, el espacio disponible y la naturaleza de la carga.

- **Presión estática:** El aire que fluye por un sistema encuentra una resistencia debido a dos factores:

1. Pérdidas por fricción
2. Pérdidas dinámicas

Para que el flujo de aire pueda vencer esta resistencia se requiere de una *diferencia de presión* igual a la resistencia presentada por las pérdidas de fricción y dinámicas.

Esta diferencia de presión se conoce como *presión estática* y se puede definir como la presión necesaria para vencer o superar la resistencia al flujo de aire debido a las pérdidas de energía (caídas de presión).

Consecuentemente, para producir un flujo, la energía transmitida por el ventilador al aire deber ser exactamente igual a la energía perdida por el aire en su paso por el sistema.

- **Densidad del aire:** Los ventiladores alteran su capacidad de trabajo y características de acuerdo con la densidad del aire. Puesto que la densidad está en función de la temperatura del aire y la presión atmosférica, el procedimiento de selección de un ventilador debe incluir una *corrección* cuando éste no trabaja en condiciones atmosféricas normales (20 °C y 760 mmHg).

- **Nivel de ruido:** Durante un proceso de selección se debe considerar el *ruido* generado por un ventilador. Para expresar el nivel de ruido se utiliza el término *sone*. El *sone* es aproximadamente igual al ruido generado por un refrigerador a una distancia de 5 pie. El *sone* sigue una escala lineal; así por ejemplo, el nivel de ruido de 10 *sone* es dos veces más fuerte que el de 5 *sone*. [10]

El ventilador seleccionado deberá presentar un valor de *sone* dentro del rango especificado para la aplicación deseada. Para locales industriales, el nivel de ruido generado deberá estar en el orden de 15 a 50 *sone*.

□ Selección del ventilador

De acuerdo con las características de funcionamiento de los ventiladores y requerimientos del sistema, *se seleccionan ventiladores axiales de acople por banda*, y teniendo como antecedente que a mayor número de ventiladores se obtiene un flujo de aire más uniforme, se opta por un número de *tres ventiladores*.

Los ventiladores irán ubicados en la parte superior del equipo, sobre el techo falso, y serán instalados en paralelo.

Los ventiladores seleccionados deberán desarrollar la misma presión estática y caudal, y satisfacer los *requerimientos máximos* del sistema, esto es:

Tabla 7.5: Requerimientos máximos de ventilación

Períodos de secado	Caudal de aire		Presión estática	
	[m ³ / s]	[cfm]	[Pa]	[pulg H ₂ O]
Período antecrítico	6.9	14620.2	96.867	0.4
Período postcrítico	7.875	16686.2	46.845	0.2

De acuerdo con la forma general de las curvas características de un ventilador axial, se hace uso de los valores correspondientes al *período de secado antecrítico* como parámetros de selección de los ventiladores, y se procede a verificar que los ventiladores seleccionados satisfagan también los requerimientos de ventilación en el período postcrítico.

Los parámetros de selección de los ventiladores serán por lo tanto los siguiente:

Caudal:	$Q = 4875$ [cfm]
Presión estática:	$SP = 0.4$ [pulg H ₂ O]
Altitud:	$z = 11811$ [pie]
Temperatura del aire:	$T_{bs} = 75$ [°F]

Se selecciona entonces para el *deshidratador* el siguiente tipo de ventiladores:

Marca :	Loren Cook
Tipo :	Axial
Modelo :	AWB
Referencia :	24A 7B
Transmisión :	Por banda
Caudal :	4875 cfm @ 0.4 pulg H₂O @ 1446 rpm
Motor eléctrico :	Antiexplosivo 1 Hp 220 Vac / 3 Ph / 60 Hz

24 A 7 B

- Acople por correa
- 1 Hp (Caballaje del motor)
- Modelo AW
- Tamaño de la rueda (24 pulg)



Figura 7.14: Ventilador axial - Modelo AWB

7.2.5 Diseño del sistema eléctrico y de control

La buena operación de un proceso depende del control de las variables del mismo. Las variables a controlar al interior de un deshidratador durante un proceso de secado son las siguientes:

1. Temperatura
2. Humedad relativa
3. Velocidad del aire

Del control de estas variables depende la calidad final del producto deshidratado, y sobre todo los costos de secado.

Para ejercer un control adecuado del secado de un producto, se deben considerar todos los parámetros y mecanismos que gobiernan el fenómeno de la deshidratación. Se debe tener presente que a lo largo de un proceso de deshidratación se tienen dos períodos de secado definidos:

1. Período de velocidad constante o período de secado antecrítico
2. Período de velocidad decreciente o período de secado postcrítico

Durante el período de velocidad constante se trabajará con una temperatura y velocidad del aire moderadas, para luego, en el período de velocidad decreciente aumentar la temperatura y reducir la velocidad del aire que fluye a través del producto.

Por lo tanto, los valores de las variables de control no serán los mismos para cada período de secado, debiendo ejercer el sistema de control una regulación diferente en cada fase sobre los elementos que modifican las variables de proceso.

Tabla 7.6: Valores de las variables de control (a la entrada de la cámara)

Período de secado	Temperatura [°C]	Humedad relativa [%]	Velocidad del aire [m/s]
--------------------------	----------------------------	--------------------------------	------------------------------------

Período antecrítico	35	40	2
Período postcrítico	65	7	1

Existen dos formas de controlar la temperatura del aire que ingresa a la cámara de secado. Una de ellas es regulando la temperatura del vapor de alimentación para modificar la transferencia de calor desde el intercambiador hacia el aire de secado y con ello aumentar o disminuir su temperatura.

La temperatura del vapor puede ser regulada controlando la *presión* mediante el uso de una válvula.

La segunda alternativa para el control de temperatura del aire y la más conveniente consiste en regular el paso de flujo de vapor hacia el intercambiador de calor. Al aumentar el flujo de masa de vapor aumenta la transferencia de calor hacia el aire de secado y con ello se incrementa su temperatura, y viceversa.

El control del paso de vapor se lo realiza mediante el cierre y apertura de una válvula de control. Los movimientos de la válvula serán ejecutados por un actuador eléctrico que va acoplado a la válvula.

Existen diferentes métodos para regular el caudal de aire producido por los ventiladores y con ello variar la velocidad del fluido. Uno de ellos, y el más idóneo, es el control del caudal mediante la regulación de las revoluciones de giro del motor eléctrico que impulsa al ventilador.

De las leyes de ventilación se tiene que el caudal es directamente proporcional a las revoluciones del ventilador.

Los ventiladores pueden contar con motores de una velocidad (1725 rpm), dos velocidades (1140 / 1725 rpm) y con motores de velocidad variable.

Cada ventilador con motor de velocidad variable cuenta con su propio control de velocidad. El uso de un motor de velocidad variable es el medio más eficaz para controlar la capacidad de un ventilador, pero también es el más caro.

Por lo tanto, para el control del caudal se utilizarán motores de una velocidad, que serán gobernados por un *variador de velocidad*, tal como se indica en el Anexo T.

El control de la humedad relativa del aire en la entrada de la cámara de secado se lo realizará variando las propiedades psicrométricas del aire de recirculación a partir del ingreso de aire fresco de reposición al interior del equipo.

Las cantidades de aire fresco y aire de recirculación que deben entrar y salir del equipo respectivamente, serán reguladas mediante el cierre y apertura de los dámpers; los mismos que serán accionados por dos motoreductores.

El sistema deberá contar con todas las protecciones y seguridades eléctricas necesarias para resguardar y evitar el daño de todos los instrumentos y equipos, ocasionados por corrientes o voltajes excesivos.

Los elementos que se requieren para realizar el control del proceso de secado son:

Variable de control / Posición	Sensores / Instrumentos de entrada	Tipo / Modelo
Temperatura a la entrada de las bandejas	Termocupla	RTD PT 100
Humedad relativa a la entrada de las bandejas	Transmisor de humedad	H-37303-00 Cole Parmer 572
Velocidad del aire sobre las bandejas en un punto medio	Transmisor de velocidad	AVT 55 Transcat 503
Humedad relativa a la salida de las bandejas	Transmisor de humedad	H-37303-00 Cole Parmer 572
Tiempo	Clock del PLC	
Requerimiento de control	Actuadores	Tipo / Modelo
Caudal de aire - Ventiladores	Variador electrónico de velocidad	ATV-28HU72M2
Ingreso y salida de aire fresco y de recirculación - Dámpers	Motoreductores	Motox-SC6
Paso de flujo de vapor hacia el intercambiador	Electroválvula ON / OFF	MCR1001
Interface de operador	Alarmas y luces piloto	
Controladores	Especificaciones	Modelo
Controlador lógico programable - PLC	PLC TWIDO COMPACTO	TWDLCAA24DRF
	1 Módulo para entrada de 4 - 20 mA	TWDAMI2HT
	1 Modulo de entrada tipo termocupla	TWDALM3LT
	1 Reloj en tiempo real	TWDXCPRTC

La lógica de control del proceso de secado es la siguiente:

1. El Operador da la orden de inicio del proceso a través de un pulsador START.
2. El PLC da la orden al actuador eléctrico para que abra la válvula de control y permita el paso de vapor hacia el intercambiador de calor.
3. Tres minutos después, el PLC arranca los ventiladores, manteniendo el flujo de aire sobre las bandejas en 2 m/s, recibiendo información del anemómetro y actuando sobre el variador de velocidad. Si el anemómetro mide una velocidad menor a 2 m/s durante este primer período de secado, el variador aumenta las rpm de los ventiladores.
4. El PLC mantiene la temperatura del aire en 35 °C a la entrada de la cámara de secado, tomando como señal de entrada el PT 100 y actuando sobre la válvula de control del paso de vapor.
5. Una vez que la temperatura del aire alcance los 35 °C, se inicia el control de la humedad relativa para mantenerla en un valor del 40 %. El PLC realiza esta función abriendo o cerrando los dámpers, de acuerdo a la lectura enviada por el transmisor de humedad (T.H.1) que se encuentra ubicado en la corriente de aire a la entrada de la cámara de secado.
6. Tomando la señal del transmisor de humedad (T.H.2) que se encuentra a la salida de la cámara, se pasará a la segunda fase de secado (período postcrítico) cuando la humedad relativa del aire a la salida de las bandejas disminuya desde el 70 % hasta un valor preestablecido del 55 %.
7. La temperatura del aire se deberá elevar a 65 °C, manteniéndose este valor mediante el control de la válvula de vapor, a partir de la señal enviada por el PT 100.
8. La nueva condición requerida para la velocidad del aire que deberá registrar el anemómetro es de 1 m/s, que se controlará variando las rpm del ventilador mediante el variador de frecuencia.
9. Una vez que la corriente de aire a la entrada de las bandejas alcance los 65 °C, se inicia el control de la humedad relativa para mantenerla en un valor del 7 %, tomando para esto la lectura del T.H.1 y abriendo o cerrando los dámpers.
10. Si la diferencia entre la lectura del T.H.2 y T.H.1 es menor al 10%, el PLC accionará una alarma, indicando al operador que el producto está listo para la verificación y el apagado manual. La duración total del proceso de secado es de 20 a 25 horas. Si no se realiza esta verificación en un tiempo preestablecido, el deshidratador se apagará automáticamente.

7.3 Parámetros de funcionamiento teóricos del equipo diseñado

Los parámetros de funcionamiento teóricos del deshidratador de hongos comestibles se determinan en el Anexo F, y se presentan en forma conjunta en la siguiente tabla:

Tabla 7.7: Parámetros de funcionamiento teóricos del equipo diseñado

Parámetro	Valor
Tiempo de secado – Período antecrítico	8.6 [h]
Tiempo de secado – Período postcrítico	16.7 [h]
Tiempo total de secado	25.3 [h]
Consumo de energía térmica – Período antecrítico	406.8 [kWh]
Consumo de energía térmica – Período postcrítico	646.6 [kWh]
Consumo aproximado de energía térmica	1060.0 [kWh]
Consumo de combustible diesel No. 2 (caldera)	37.0 [gal]
Consumo de energía eléctrica (ventiladores)	26.25 [kWh]

BIBLIOGRAFÍA DEL CAPÍTULO VII

19. AGA. Catálogo de electrodos y soldadura. Quito.
20. ALUMINA. Catálogo de productos extruidos. Quito.
21. Böhler. Manual de Aceros. Guía práctica para la adecuada selección y procesamiento de aceros especiales. Quito.
22. Browning. Power Transmission Equipment. Maysville.
23. Carrier. (1996). Manual de Aire Acondicionado. Barcelona. Boixareu.
24. Casillas, A. Máquinas. Cálculos de taller. México. Hispanoamericana.
25. Castillo Hermanos. Catálogo de productos. Pernos. Quito.
26. Cengel, Y. & Boles, M. (1996). Termodinámica. Tomo II. Segunda Edición. México. McGraw-Hill.
27. Gere, J. & Timoshenko, S. (1986). Mecánica de Materiales. Segunda Edición. México. Iberoamérica.
28. Greenheck. (1999). Fundamentos de Ventilación.
29. Grimm, N. & Rosaler, R. (1996). Manual de diseño de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado. Volumen I. Madrid. McGraw-Hill.
30. IMSA. Catálogo de ruedas y rodachinas.
31. Incropera, F. & De Witt, D. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor. Cuarta Edición. México. Prentice Hall.
32. Ivan Bohman C.A. Catálogo de Aceros. Quito.

33. Junta del Acuerdo de Cartagena. (1989). Manual del Grupo Andino para el secado de maderas. Primera Edición. Lima. Copyright.
34. Karlekar, B. & Desmond, R. (1996). Transferencia de Calor. Segunda Edición. México. McGraw-Hill.
35. Kern, D. (1997). Procesos de Transferencia de Calor. México. Continental.
36. Megyesy, E. (1997). Manual de recipientes a presión. Diseño y cálculo. México. Limusa.
37. METCOL. Catálogo de paneles prefabricados. Bogotá.
38. Mott, R. (1996). Mecánica de fluidos aplicada. Cuarta Edición. México. Prentice Hall.
39. Nonhebel, M. A. & Moss, B. (1979). El secado de sólidos en la Industria Química. Barcelona. Reverté S.A.
40. Norton, R. (1999). Diseño de máquinas. Primera Edición. México. Prentice Hall.
41. Paschoaleti, C. & Tobinaga, S. Secagem de Cogumelos. UNICAMP. Campinas-Sao Pablo.
42. Pita, E. (1998). Acondicionamiento de Aire. Principios y Sistemas. Segunda Edición. México. CECSA.
43. Shigley, J. & Mischke, C. (1998). Diseño en Ingeniería Mecánica. Quinta Edición. México. McGraw-Hill.
44. Spirax Sarco.(1994). Curso de vapor. FIME. Sangolquí.
45. Treybal, R. (1990). Operaciones de Transferencia de Masa. México. McGraw-Hill.
46. TEMA. (1990). Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association. Séptima Edición. New York.

CAPÍTULO VIII

SECUENCIA DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

8.1 Diagramas de proceso del deshidratador ²⁶

²⁶ Tiempo expresado en minutos.

8.2 Manual de operación del deshidratador

1. Verificar el estado de todos los elementos que conforman el deshidratador.

Revisar el estado de los ventiladores. Examinar poleas y bandas; controlar la tensión de las bandas y la alineación de las poleas. Chequear el estado y lubricación de los rodamientos. Revisar que las aspas del ventilador puedan girar libremente y en el sentido correcto (cuando los ventiladores estén en funcionamiento).

Revisar la estructura que soporta a los ventiladores. Examinar todas las soldaduras y chequear que no existan partes desoldadas. Verificar el estado de las placas base, aisladores de vibración y pernos de anclaje. Chequear y ajustar las tuercas si es necesario.

Examinar el techo falso y las uniones con los soportes y las paredes de la cámara. Sustituir los remaches que se encuentren flojos o en mal estado.

Revisar la estructura que soporta al intercambiador de calor. Chequear el estado de las uniones soldadas.

Revisar el intercambiador de calor. Verificar visualmente el estado de los tubos de cobre; de encontrarse algún problema en uno de los tubos, no se deberá operar el intercambiador, y se deberán tomar las medidas correctivas del caso. Examinar el estado de los empaques y el ensamble del espejo de tubos con los colectores. De encontrarse pernos flojos o sueltos, ajustarlos inmediatamente. Revisar el estado de todas las soldaduras. Controlar fugas de vapor y detectar su origen (revisar conexión de tubos a espejos, estado de los tubos, juntas, uniones de tuberías y soldaduras).

Chequear el estado de los dámpers. Verificar que las láminas metálicas puedan girar libremente al interior de las lumbreras. Examinar uniones y ajustar pernos si es necesario. Sustituir remaches flojos o en mal estado. Revisar poleas y bandas; controlar la tensión de las bandas y la alineación de las poleas.

Verificar el sistema eléctrico y de control. Revisar que no existan cables sueltos o pelados, que pudieran hacer contacto y ocasionar un corto circuito.

Retirar cualquier objeto extraño que pudiera encontrarse en el equipo.

En caso de existir algún daño o falla en cualquiera de los elementos del deshidratador, tomar todas las medidas correctivas necesarias para eliminarlos. Hasta no superar todos los problemas, el deshidratador no deberá entrar en funcionamiento.

2. Mantener abiertas las válvulas de aislamiento (mientras no se requiera retirar o separar el intercambiador del sistema).

3. Verificar que no existan fugas y averías en el sistema de vapor. Examinar tuberías y accesorios.

4. Seleccionar el producto a secar.

Contenidos de humedad inicial muy variables dificultan el secado y lo prolongan innecesariamente. Se debe seleccionar la carga de secado para que sea lo más homogénea posible.

5. Verificar el estado de las bandejas.

Revisar que la malla no se encuentre desoldada del marco en ningún punto. De existir este problema, o problemas en las soldaduras en las uniones del marco, no utilizar la bandeja y tomar las medidas correspondientes.

6. Cargar el producto correctamente en las bandejas.

Es esencial tener una profundidad uniforme de producto sobre las bandejas, para no obstruir el paso de aire y obtener un secado homogéneo. Después de cargar la bandeja, el lecho se debe nivelar para asegurar una profundidad uniforme.

7. Verificar el estado de los bastidores.

Examinar el estado de las soldaduras, tanto en las uniones entre tubos como en las uniones entre tubos y guías; revisar el estado de las garruchas. De existir problemas en las soldaduras o desperfectos en las garruchas, no utilizar el bastidor y tomar las medidas del caso.

8. Cargar las bandejas en los bastidores.

9. Ingresar los bastidores al interior de la cámara de secado.

10. Cerrar las puertas del deshidratador.
11. Abrir todas las válvulas del sistema de vapor, tanto para el paso de vapor hacia el intercambiador como para el retorno de condensado a la caldera.
12. Encender el equipo desde el tablero de control.
13. Verificar periódicamente el normal desarrollo del proceso de secado.
De detectarse algún problema, apagar inmediatamente el equipo. El deshidratador no deberá volver a entrar en operación hasta que no hayan sido solucionados todos los problemas.
14. Comprobar el grado de deshidratación del producto a partir de la alerta emitida por el sistema de control del equipo.
15. Apagar el deshidratador una vez alcanzado el contenido de humedad final requerido.
De no hacerlo el operario, el equipo se apagará automáticamente luego de un período determinado de tiempo.
16. Retirar la carga de secado del interior de la cámara.
17. Verificar visualmente todos los elementos del deshidratador.
Examinar al final del proceso la presencia de condensado derramado, tanto en los alrededores del intercambiador como en las tuberías de suministro de vapor y retorno de condensado. La presencia de condensado significaría la existencia de fugas de vapor y/o condensado.
18. Repetir los pasos indicados antes de iniciar la deshidratación de un nuevo lote de hongos de pino.

8.3 Manual de mantenimiento del deshidratador

□ Mantenimiento de las bandejas

1. Evitar los golpes y el maltrato de las bandejas.
2. Realizar la limpieza de las bandejas con cepillos de cerdas plásticas o con vapor. No utilizar para la limpieza cepillos de cerdas de acero.
3. Soldar las uniones del marco, y la malla al marco de las bandejas, en los puntos que se considere necesario (si se requiere hacerlo).
4. Evitar cargar las bandejas con objetos diferentes a los hongos de pino, por cuanto las bandejas han sido diseñadas para soportar un peso determinado, que de ser relativamente mayor, causaría la deformación del marco.

□ **Mantenimiento de los bastidores**

1. Evitar el maltrato. Utilizar los bastidores únicamente para transportar las bandejas.
2. Para realizar las tareas de limpieza, evitar pararse en las guías, ya que éstas no están diseñadas para soporte grandes cargas.
3. Soldar las uniones entre tubos, y las uniones entre guías y tubos, en los puntos que se considere necesario (si se requiere hacerlo).
4. Lubricar las garruchas cada 6 meses. Utilizar aceites apropiados que resistan la humedad y temperaturas superiores a los 65 °C.
5. Desmontar las garruchas en mal estado y sustituirlas por unas nuevas (de la misma capacidad de carga) antes de cargar el bastidor.

□ **Mantenimiento de la cámara**

1. Evitar los golpes en las paredes de la cámara.
2. Prevenir el deterioro del aislamiento térmico y la oxidación de las láminas metálicas, de llegar a suscitarse. Sellar los puntos por los que puede ingresar la humedad al interior del panel prefabricado.
3. Limpiar los deflectores, paredes y techo de la cámara con prendas suaves o con cepillos de cerdas plásticas o vapor. Usar detergentes que tengan buenas propiedades de enjuague, de manera que eliminen fácilmente los residuos de suciedad.
4. Lavar el piso de la cámara con detergente y enjuagar con agua. No raspar el piso innecesariamente para realizar las tareas de limpieza.
5. Mantener siempre limpia y despejada la trampa del desagüe.
6. Secar toda la cámara después de lavarla. Para el secado se pueden utilizar diferentes tipos de materiales absorbentes.
7. Lavar el liencillo de la lumbreira de alimentación mensualmente.

8. Lubricar las bisagras de las puertas periódicamente.
9. Reemplazar los elementos que impidan el selle hermético de las puertas.

□ **Mantenimiento del intercambiador de calor**

1. Realizar la limpieza de todos los elementos que conforman el intercambiador. Tener cuidado durante la limpieza de que las superficies metálicas (especialmente los tubos) no sean rayadas y dañadas. Esta operación puede realizarse mediante pulverización de agua a alta presión.
2. Limpiar los tubos de cobre interna y externamente para eliminar las incrustaciones o depósitos de lodos o basura de las superficies. La limpieza se realiza pasando por los tubos aceite de absorción, agua o compuestos limpiadores comerciales calientes, o pasando por los tubos una varilla o baqueta. *El intercambiador de calor deberá ser limpiado en su totalidad cada año y medio.* Este período de tiempo se desprende de la metodología de diseño empleado, que involucra factores de obstrucción para proteger al intercambiador de entregar menos calor que el requerido por el proceso durante dicho período.
3. Mandrilar nuevamente los tubos a los espejos en el caso de que la unión llegara a aflojarse y se produzcan fugas de vapor o condensado.
4. Reemplazar todos los empaques cada año y medio para evitar fugas.
5. Aplicar a los pernos únicamente el torque recomendado. No se deberán volver a usar las tuercas desmontadas.
6. Realizar un reajuste periódico de los pernos para controlar fugas a través de las empaquetaduras.
7. Reemplazar los elementos internos de las válvulas de aislamiento que se encuentren en mal estado. No se requiere desmontar todo el cuerpo de la válvula para realizar esta operación.
8. Evitar aislar las roscas de las toberas de flujo y de las tuberías de suministro de vapor y retorno de condensado.
9. Soldar las uniones en los puntos que se considere necesario (si se requiere hacerlo).

□ **Mantenimiento de la estructura que soporta al intercambiador de calor**

1. Soldar las uniones en los puntos que se considere necesario (si se requiere hacerlo).
2. Ajustar periódicamente los tirafondos.

□ **Mantenimiento del techo falso**

1. Evitar colgarse o subirse al techo falso.
2. Reemplazar los remaches que se encuentren flojos o en mal estado.
3. Soldar las uniones en el marco, en los puntos que se considere necesario (si se requiere hacerlo).

□ **Mantenimiento de los dámpers**

1. Ajustar periódicamente todos los pernos del sistema de dámpers.
2. Reemplazar los remaches que se encuentren flojos o en mal estado.
3. Realizar un ajustar periódico de las poleas a los ejes. Alinear las poleas en caso de ser necesario.
4. Controlar la tensión de las bandas. Reemplazarlas si se encuentran deterioradas y en mal estado.
5. Las chumaceras seleccionadas son selladas y lubricadas, y por lo tanto, no requieren lubricación y mantenimiento adicional.
6. Realizar el mantenimiento de los motoreductores de acuerdo a las recomendaciones hechas por el fabricante.

□ **Mantenimiento del sistema eléctrico**

1. Ajustar periódicamente los tornillos en el tablero de control y en las borneras, para evitar tener cables sueltos.
2. Limpiar el polvo que se acumule en el tablero de control y demás conexiones eléctricas.
3. Reemplazar cables pelados, o cubrirlos con materiales aislantes adhesivos si no representan peligro.
4. Reemplazar todos los elementos que presenten señales de deterioro y mal funcionamiento.

□ **Mantenimiento de la estructura que soporta a los ventiladores**

1. Soldar las uniones en los puntos que se considere necesario (si se requiere hacerlo).
2. Reemplazar los aisladores de vibración una vez al año.
3. Ajustar periódicamente las tuercas a los pernos de anclaje.
4. Controlar la oxidación de la estructura. Aplicar soluciones protectoras para mantener el galvanizado de la estructura y prevenir la oxidación del metal.

□ **Mantenimiento de los ventiladores**

El mantenimiento de los ventiladores se lo realizará de acuerdo a las sugerencias y recomendaciones efectuadas por el fabricante. En el Anexo U se presenta el manual de instalación, operación y mantenimiento de los ventiladores seleccionados.

BIBLIOGRAFÍA DEL CAPÍTULO VIII

47. Grimm, N. & Rosaler, R. (1996). Manual de diseño de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado. Volumen I. Madrid. McGraw-Hill.
48. Loren Cook. (2004). Catálogo electrónico de ventiladores. Springfield.
49. Spirax Sarco.(1994). Curso de vapor. FIME. Sangolquí.

CAPÍTULO IX

ANÁLISIS ECONÓMICO

9.1 Costos de operación del deshidratador

Los costos de operación del deshidratador estarán definidos básicamente por el *consumo de combustible de la caldera*, y por el *consumo de energía eléctrica de los ventiladores*.

El *consumo de combustible* durante una parada de secado, trabajando con una caldera a diesel No.2, que tiene un rendimiento promedio del 70 %, es de 37 galones. Considerando un valor de 1.03 USD el galón de diesel No.2, se tiene que el costo de operación por concepto de *consumo de combustible* es de: **38.11 USD**

El *consumo total de energía eléctrica de los tres ventiladores* durante una parada de secado es de 26.25 kWh. Considerando un valor promedio de 0.07 USD el kWh, se tiene que el costo de operación por concepto de *consumo de energía eléctrica* es de: **1.84 USD.**

Por lo tanto, el *costo de operación del deshidratador* es de aproximadamente: ²⁷

➤ **TOTAL :** **40.00 USD**

9.2 Costos de construcción

□ **Costos de construcción – Cámara:**

²⁷ Este valor no incluye el costo de mano de obra del operador.

En el costo de construcción de la cámara se ha considerado los rubros referentes a materiales (para paredes, techo, puertas) y mano de obra.

En la construcción de las *paredes y techo* de la cámara, *se emplearán paneles prefabricados* en lámina de acero galvanizado prepintado, de 0.6 mm de espesor, con aislamiento térmico de poliuretano expandido de alta densidad inyectado en 8 cm. El área total de paredes y techo (sin considerar puertas) es de:

➤ **Área:** 48.4 [m²]

Para el acceso a la cámara, se contará con una puerta abatible de dos hojas, cada una de 87.0 x 177.3 cm; de tipo isotérmica, aislada con poliuretano y caras en lámina de acero galvanizado prepintado, con herrajes en bronce cromado tipo trabajo pesado y jaladeras.

El costo de la cámara, considerando materiales y mano de obra, es de:

➤ **SUBTOTAL :** 2875.60 USD

❑ **Costos de construcción – Bandejas:**

Tabla 9.1: Costo de materiales - Bandejas²⁸

Ítem	Descripción	Material	Cant.	Unidad	Valor unitario USD	Subtotal USD
1	Plancha de 2 mm de espesor	AISI 304	219	kg	4.52	989.88
2	Malla - número 3	Acero inoxidable	67	m	22.00	1474.00
SUBTOTAL USD :						2463.88

²⁸ Todos los valores que se indican a continuación incluyen el 12 % del I.V.A.

Tabla 9.2: Costo de maquinaria y mano de obra - Bandejas

Descripción	Costo de operación USD / unidad	Unidad - Operación	Cantidad	Subtotal USD
Corte (con guillotina)	0.80	Por corte	411	328.80
Corte	8.00	Por hora	5	40.00
Doblado	0.50	Por doblez	320	160.00
Soldadura – TIG (perfiles / marco)	20.00	Por metro	14	280.00
Soldadura – TIG (malla)	0.30	Por punto	7200	2160.00
Limado	5.00	Por hora	20	100.00
SUBTOTAL USD :				3068.80

Por lo tanto, el costo de las 80 bandejas, considerando materiales y mano de obra es:

➤ **SUBTOTAL : 5532.68 USD**

□ **Costos de construcción – Bastidores:**

Tabla 9.3: Costo de materiales - Bastidores

Ítem	Descripción	Material	Cant.	Unidad	Valor unitario USD	Subtotal USD
1	Tubo cuadrado de 1 pulg de lado y 1.2 mm esp. pared	Acero inoxidable	39.30	m	8.00	314.40

2	Tubo cuadrado de 3/4 pulg de lado y 1.0 mm esp. pared	Acero inoxidable	24.30	m	6.30	153.09
3	Plancha de 1 mm de espesor	AISI 304	31.00	kg	4.52	140.12

Continuación Tabla 9.3:

Ítem	Descripción	Material	Cant.	Unidad	Valor unitario USD	Subtotal USD
4	Garruchas giratorias; 110 kg de capacidad	N / A	24	u	11.51	276.24
5	Tapas	Duralón	24	u	0.76	18.24
SUBTOTAL USD :						902.09

Tabla 9.4: Costo de maquinaria y mano de obra - Bastidores

Descripción	Costo de operación USD / unidad	Unidad – Operación	Cantidad	Subtotal USD
Corte (con guillotina)	0.40	Por corte	164	65.60
Corte (con cortadora de perfiles)	0.60	Por corte	48	28.80
Doblado	0.50	Por dobléz	160	80.00
Soldadura - TIG	20.00	Por metro	11	220.00
Limado	5.00	Por hora	4	20.00
Montaje	10.00	Por hora	0.9	9.00
SUBTOTAL USD :				423.40

Por lo tanto, el costo de los 4 bastidores, considerando materiales y mano de obra, es: **SUBTOTAL : 1325.49 USD**

□ **Costos de construcción – Intercambiador de calor:**

Tabla 9.5: Costo de materiales – Intercambiador de calor

Ítem	Descripción	Material	Cant.	Unidad	Valor unitario USD	Subtotal USD
1	Tubo de ½ pulg, Tipo L	Cobre	507.00	m	2.30	1166.10
2	Plancha de 8 mm de espesor	AISI 304	44.00	kg	4.52	198.88
3	Plancha de 6 mm de espesor	AISI 304	12.50	kg	4.52	56.50
4	Barra cuadrada de 7/8 pulg	AISI 304	1.00	kg	5.10	5.10
5	Empaque de 4mm de espesor	Caucho etileno- propileno	0.20	m ²	589.74	117.95
6	Plancha de 2 mm de espesor	AISI 304	11.80	kg	4.52	53.34
7	Barra redonda de ½ pulg	AISI 304	10.50	kg	5.10	53.55
8	Tubo de 3 pulg, cédula 40 S	Acero inoxidable	0.08	m	110.00	8.80
9	Tubo de 2 ½ pulg, cédula 40 S	Acero inoxidable	0.05	m	96.00	4.80
10	Pernos: ¼ - 20 UNC -2A L = 1 ¼ pulg	Acero, acabado galvanizado	102	u	0.40	40.80
11	Tuercas: ¼ - 20 UNC -2B	Acero, acabado galvanizado	114	u	0.26	29.64

12	Arandelas planas $\varnothing_{\text{int}} = \frac{1}{4}$ pulg	Acero, acabado galvanizado	102	u	0.32	32.64
13	Arandelas de presión ; $\varnothing_{\text{int}} = \frac{1}{4}$ pulg	Acero, acabado galvanizado	114	u	0.32	36.48
SUBTOTAL USD :						1804.58

Tabla 9.6: Costo de maquinaria y mano de obra – Intercambiador de calor

Descripción	Costo de operación USD / unidad	Unidad - Operación	Cantidad	Subtotal USD
Corte	8.00	Por hora	9.00	72.00
Corte (con plasma)	9.00	Por metro	15.00	135.00
Soldadura - TIG	20.00	Por metro	13.60	272.00
Limado	5.00	Por hora	8.30	41.50
Roscado	20.00	Por hora	2.70	54.00
Fileteado	10.00	Por hora	0.85	8.50
Rayado	20.00	Por hora	43.40	868.00
Taladrado	16.00	Por hora	39.20	627.20
Mecanizado	18.00	Por hora	0.75	13.50
Ranuras	20.00	Por hora	25.00	500.00
Torneado	15.00	Por hora	2.75	41.25
Marcado (empaque)	17.00	Por hora	5.00	85.00
Perforado	10.00	Por hora	2.80	28.00
Mandrilado	25.00	Por hora	16.70	417.50
Montaje	10.00	Por hora	5.40	54.00
SUBTOTAL USD :				3217.45

Por lo tanto, el costo del *intercambiador de calor*, considerando materiales y mano de obra, es de:

➤ **SUBTOTAL : 5022.03 USD**

□ **Costos de construcción – Soporte del intercambiador de calor:**

Tabla 9.7: Costo de materiales – Soporte del intercambiador de calor

Ítem	Descripción	Material	Cant.	Unidad	Valor unitario USD	Subtotal USD
1	Tubo cuadrado de 2.0 pulg de lado y 2.0 mm esp. pared	Aluminio	12.20	m	4.16	50.75
2	Tubo cuadrado de 1.0 pulg de lado y 1.3 mm esp. pared	Aluminio	21.20	m	1.91	40.49
3	Pletina de 4 mm de espesor	Aluminio	0.80	kg	4.85	3.88
4	Ángulo: L ½ x ½ x ⅛ pulg	Aluminio	0.10	m	1.25	0.13
5	Tirafondos: ¼ x 2 pulg	Hierro galvanizado	24	u	0.20	4.80
6	Tacos, número 10	Polímero	24	u	0.05	1.20
SUBTOTAL USD :						101.25

Tabla 9.8: Costo de maquinaria y mano de obra –Soporte del intercambiador

Descripción	Costo de operación USD / unidad	Unidad - Operación	Cantidad	Subtotal USD
Corte (con cortadora de perfiles)	0.60	Por corte	35.00	21.00

Corte	8.00	Por hora	1.60	12.80
Soldadura – TIG	16.00	Por metro	6.80	108.80
Limado	5.00	Por hora	3.60	18.00
Rayado	20.00	Por hora	0.75	15.00
Taladrado	14.00	Por hora	0.60	8.40
SUBTOTAL USD :				184.00

Por lo tanto, el costo del *soporte del intercambiador de calor*, considerando materiales y mano de obra, es de:

➤ **SUBTOTAL : 285.25 USD**

□ **Costos de construcción – Techo falso:**

Tabla 9.9: Costo de materiales – Techo falso

Ítem	Descripción	Material	Cant.	Unidad	Valor unitario USD	Subtotal USD
1	Tubo cuadrado de 1.0 pulg de lado y 1.3 mm esp. pared	Aluminio	19.25	m	1.91	36.77
2	Plancha de 0.5 mm de espesor	Aluminio	16.00	kg	4.02	64.32
3	Ángulo: L 1x1x1/16 pulg	Aluminio	2.00	m	1.22	2.44
4	Remaches: 5/32 x 5/16 pulg	Aluminio	72.00	u	0.03	2.16
5	Remaches: 1/8 x 5/16 pulg	Aluminio	176.00	u	0.02	3.52
SUBTOTAL USD :						109.21

Tabla 9.10: Costo de maquinaria y mano de obra – Techo falso

Descripción	Costo de operación USD / unidad	Unidad - Operación	Cantidad	Subtotal USD
Corte (con cortadora de perfiles)	0.60	Por corte	8.00	4.80
Corte	8.00	Por hora	0.33	2.64
Doblado	0.50	Por dobléz	16.00	8.00
Soldadura – TIG	16.00	Por metro	0.40	6.40

Continuación Tabla 9.10:

Descripción	Costo de operación USD / unidad	Unidad - Operación	Cantidad	Subtotal USD
Limado	5.00	Por hora	0.50	2.50
Rayado	20.00	Por hora	1.80	36.00
Taladrado	14.00	Por hora	6.75	94.50
Remachado	0.10	Por remache	248.00	24.80
SUBTOTAL USD :				179.64

Por lo tanto, el costo del *techo falso*, considerando materiales y mano de obra, es de:

➤ **SUBTOTAL : 288.85 USD**

❑ **Costos de construcción – Soporte de los ventiladores:**

Tabla 9.11: Costo de materiales y equipos – Ventiladores y estructura soporte

Ítem	Descripción	Material	Cant.	Unidad	Valor unitario USD	Subtotal USD
1	Tubo cuadrado de 2.0 pulg de lado y 1.5 mm esp. pared	ASTM A-36	37.05	m	2.68	99.29
2	Plancha de ¼ pulg de espesor	ASTM A-36	1.50	kg	0.94	1.41

3	Plancha de ½ pulg de espesor	Neopreno	0.03	m ²	1474.35	44.23
4	Pernos de anclaje: ¼ - 28 UNF -2A L = 15 pulg	Acero, acabado galvanizado	16	u	3.75	60.00
5	Tuercas: ¼ - 28 UNF -2B	Acero, acabado galvanizado	16	u	0.26	4.16

Continuación Tabla 9.11:

Ítem	Descripción	Material	Cant.	Unidad	Valor unitario USD	Subtotal USD
6	Arandelas de presión ; $\varnothing_{\text{int}} = \frac{1}{4}$ pulg	Acero, acabado galvanizado	16	u	0.32	5.12
7	Plancha de 0.70 mm de espesor	Acero al carbono	0.12	kg	0.85	0.10
8	Ventilador: Axial, transmisión por banda, referencia 24A 7B, motor eléctrico: 1 Hp, antiexplosivo.	N / A	3	u	1353	4059
SUBTOTAL USD :						4273.31

Tabla 9.12: Costo de maquinaria y mano de obra – Soporte de los ventiladores

Descripción	Costo de operación USD / unidad	Unidad - Operación	Cantidad	Subtotal USD
Corte (con cortadora de perfiles)	0.60	Por corte	99.00	59.40
Corte	8.00	Por hora	1.50	12.00
Soldadura	5.00	Por metro	9.20	46.00

Limado	5.00	Por hora	3.25	16.25
Rayado	20.00	Por hora	0.75	15.00
Taladrado	15.00	Por hora	0.75	11.25
Galvanizado	0.50	Por kilogramo	86.03	43.02
Marcado (neopreno)	17.00	Por hora	0.40	6.80
Perforado	10.00	Por hora	0.33	3.30
SUBTOTAL USD :				213.02

Por lo tanto, el costo de los ventiladores y de la estructura soporte, es de:

➤ **SUBTOTAL : 4486.33 USD**

□ **Costos de construcción – Dámpers:**

Tabla 9.13: Costo de materiales y equipos - Dámpers

Ítem	Descripción	Material	Cant.	Unidad	Valor unitario USD	Subtotal USD
1	Plancha de 2.00 mm de espesor	Aluminio	16.30	kg	4.02	65.53
2	Perfil T	Aluminio	9.20	m	1.72	15.82
3	Barra redonda de 5/8 pulg	AISI 304	1.00	kg	5.10	5.10
4	Pernos: M3 x 0.50 L = 25 mm	Acero, acabado galvanizado	8	u	0.21	1.68
5	Tuercas: M3 x 0.50	Acero, acabado galvanizado	8	u	0.15	1.20
6	Chumacera de pared de dos orificios	N / A	4	u	12.00	48.00
7	Polea: Un canal ; $\varnothing_{int} = 5/8$ pulg	Hierro fundido	2	u	4.50	9.00

8	Polea: Un canal ; $\varnothing_{\text{int}} = \frac{1}{4}$ pulg	Hierro fundido	2	u	1.80	3.60
9	Banda en V: 3L	N / A	2	u	4.10	8.20
10	Motoreductor: P = 6.5 W	N / A	2	u	64.40	128.80

Continuación Tabla 9.13:

Ítem	Descripción	Material	Cant.	Unidad	Valor unitario USD	Subtotal USD
11	Plancha de 3.00 mm de espesor	Acero al carbono	1.00	kg	0.85	0.85
12	Remaches: $\frac{1}{8} \times \frac{3}{8}$ pulg	Aluminio	16	u	0.03	0.48
13	Pernos: $\frac{3}{8}$ - 16 UNC -2A L = 4 pulg	Acero, acabado galvanizado	8	u	1.80	14.40
14	Tuercas: $\frac{3}{8}$ - 16 UNC -2B	Acero, acabado galvanizado	8	u	0.39	3.12
15	Arandelas planas $\varnothing_{\text{int}} = \frac{3}{8}$ pulg	Acero, acabado galvanizado	8	u	0.48	3.84
16	Pernos: $\frac{1}{4}$ - 20 UNC -2A L = 4 pulg	Acero, acabado galvanizado	8	u	1.20	9.60
17	Tuercas: $\frac{1}{4}$ - 20 UNC -2B	Acero, acabado galvanizado	8	u	0.26	2.08
18	Arandelas planas $\varnothing_{\text{int}} = \frac{1}{4}$ pulg	Acero, acabado galvanizado	8	u	0.32	2.56
SUBTOTAL USD :						323.86

Tabla 9.14: Costo de maquinaria y mano de obra - Dámpers

Descripción	Costo de operación USD / unidad	Unidad - Operación	Cantidad	Subtotal USD
Corte (con guillotina)	0.40	Por corte	4.00	1.60
Corte	8.00	Por hora	1.60	12.80
Limado	5.00	Por hora	1.70	8.50

Continuación Tabla 9.14:

Descripción	Costo de operación USD / unidad	Unidad - Operación	Cantidad	Subtotal USD
Rayado	20.00	Por hora	1.70	34.00
Taladrado	15.00	Por hora	1.50	22.50
Remachado	0.10	Por remache	16.00	1.60
Chaflanado	15.00	Por hora	0.33	4.95
Fresado	17.00	Por hora	0.53	9.01
Doblado	0.50	Por doblez	2.00	1.00
Montaje	10.00	Por hora	0.57	5.70
SUBTOTAL USD :				101.66

Por lo tanto, el costo de los 2 dámpers considerando materiales y mano de obra es:

➤ **SUBTOTAL : 425.52 USD**

❑ **Costos – Sistema eléctrico y de control:**

El costo del *sistema eléctrico y de control*, considerando materiales y mano de obra, está presupuestado en un valor de:

➤ **SUBTOTAL : 4800.00 USD**

❑ **Costos de construcción – Piso:**

En el costo de construcción del piso se ha considerado los rubros referentes a mano de obra y materiales necesarios para la construcción del desagüe, fijación de pernos de anclaje, inclinación (desnivel) y acabado del mismo; lo cual se a establecido en un valor de:

➤ **SUBTOTAL : 170 USD**

❑ **Costos de construcción – Montaje del deshidratador:**

Tabla 9.15: Costo - Montaje del deshidratador

Descripción	Costo de operación USD / unidad	Unidad - Operación	Cantidad	Subtotal USD
Montaje	10.00	Por hora	3.90	39.00
SUBTOTAL USD :				39.00

9.3 Costo total del deshidratador

Tabla 9.16: Costo total del deshidratador de hongos comestibles

Ítem	Descripción	Subtotal USD
1	Costo de la cámara	2875.60
2	Costo de las 80 bandejas	5532.68
3	Costo de los 4 bastidores	1325.49
4	Costo del intercambiador de calor	5022.03
5	Costo del soporte del intercambiador de calor	285.25
6	Costo del techo falso	288.85
7	Costo de los ventiladores y de la estructura soporte	4486.33
8	Costo de los 2 dámpers	425.52

9	Costo del sistema eléctrico y de control	4800.00
10	Costo del piso	170.00
11	Costo de montaje del deshidratador	39.00
TOTAL USD :		25250.75

El valor calculado (25250.75 USD) es un valor referencial, que tiene únicamente por objeto indicar el costo que representan todos los materiales y equipos que componen el deshidratador, y el costo que representa mandar a construir cada uno de los elementos que conforman el mismo, razón por la que el costo real del deshidratador de hongos comestibles será superior al costo calculado en aproximadamente 5 a 10 %.

CAPÍTULO X

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

10.1 Conclusiones

- El costo de secado por tonelada métrica de hongos frescos en el equipo diseñado es menor que el costo que se obtiene con las secadoras de la Fundación. Así, en el equipo diseñado el costo de secado de una tonelada métrica de hongos frescos es de 44.44 USD, mientras que el costo en las secadoras de la Fundación es de 75.84 USD por tonelada métrica.
- A partir de los cálculos realizados se comprueba que el calentamiento con equipos de combustión de fuego indirecto representa una alternativa más económica para el secado de alimentos que el calentamiento eléctrico con resistencias. Así, el costo de operación del deshidratador por concepto de consumo de combustible es de 38.11 USD, mientras que el costo de operación por concepto de consumo de energía eléctrica sería de 74.20 USD.
- El control y sobre todo la diferenciación de los valores de las variables de proceso (temperatura, humedad relativa y velocidad del aire) en cada período de secado, permite aumentar el rendimiento y la eficiencia del equipo, y con ello reducir los costos de secado.
- El tiempo total de secado de un producto puede variar en el rango de minutos y horas, dependiendo de su contenido de humedad inicial.
- La recirculación del aire en un deshidratador permite aumentar su rendimiento y lograr costos de secado inferiores a los que se obtendrían en un equipo similar pero sin recirculación de aire.

- El deshidratador debe contar con un buen aislamiento térmico, no sólo para conservar el calor, sino también para mantener las paredes internas de la cámara a una temperatura mayor a la del punto de formación del rocío, a fin de prevenir la condensación de la humedad sobre las paredes.
- Se debe trabajar con los valores adecuados de temperatura, humedad y velocidad del aire, a fin de evitar daños irreversibles en el producto.
- Se debe procurar un flujo de aire lo más uniforme posible sobre el producto, a fin de alcanzar un secado homogéneo en toda la carga.
- El tiempo de secado de un producto en un equipo sin recirculación es menor que en un equipo con recirculación de aire. No obstante, la energía térmica requerida durante el proceso de secado es mayor en un equipo sin recirculación que en uno con recirculación.
- Siempre que las características del producto a secar lo permitan, se debe emplear bandejas de fondo perforado para aumentar el área de transferencia de calor y con ello reducir el tiempo de secado del producto.

10.2 Recomendaciones

- Realizar un estudio completo de la deshidratación del hongo de pino in situ, a fin de establecer los parámetros de secado más adecuados para la deshidratación del hongo de pino en Salinas.
- Considerar la alternativa de aplicar al hongo comestible algún tratamiento antes de secarlo, a fin de mejorar las características finales del producto.
- Se deben emplear para la construcción del equipo, bandejas y bastidores, únicamente materiales que garanticen la ausencia total de cualquier tipo de contaminación en el producto, y resistan las condiciones de temperatura y humedad que imperan durante el proceso de secado.

- Antes de iniciar el secado, verificar siempre el estado de todos los elementos que componen el sistema de deshidratación.
- Colocar el producto sobre las bandejas sin producir daño, y mantener siempre una profundidad uniforme de carga sobre éstas.
- Utilizar de entre todas las correlaciones de diseño de transferencia de calor, analíticas y experimentales, aquellas que permitan obtener los resultados más confiables y precisos.

GLOSARIO DE TÉRMINOS

- ❑ **Aire saturado:** Equivale al 100 % de humedad relativa, e indica que ese aire ya no puede contener más humedad en forma de vapor de agua.
- ❑ **Celulosa:** Polisacárido que forma la pared de las células vegetales.
- ❑ **Clorofila:** Pigmento de color verde que se halla en las hojas y el tallo de numerosos vegetales.
- ❑ **Difusión:** Es el fenómeno provocado por la combinación de los gradientes de presión de vapor en las cavidades celulares y los gradientes de contenido de humedad de las paredes celulares.
- ❑ **Enzimas:** Proteínas que son responsables de la descomposición. Las enzimas degradan las paredes celulares e inician la descomposición de los productos alimenticios.
- ❑ **Esporas:** Órganos encargados de perpetuar y extender la especie, desempeñan el papel de las semillas en las plantas superiores.
- ❑ **Éster:** Cualquiera de los compuestos químicos que resultan de sustituir átomos de hidrógeno de un ácido inorgánico u orgánico por radicales alcohólicos.
- ❑ **Fotosíntesis:** Combinación química producida en los vegetales por acción de la luz y especialmente por la formación de hidratos de carbono. Los vegetales son los únicos seres vivos que tienen una función fotosintética, es decir, que pueden

aprovechar directamente la energía solar para la producción de materia viva. La fotosíntesis es un fenómeno complejo en el que intervienen sustancias pigmentadas (clorofila) y enzimas muy diversas.

- **Gemación:** Formación de un pequeño abultamiento denominado yema a partir de una célula madre. El núcleo de la célula progenitora se divide al formarse la yema y uno de los núcleos hijos migra hacia la yema, la cual aumenta de tamaño y luego se desprende de la célula progenitora para formar un nuevo individuo.
- **Hemoglobina:** Pigmento que da color a la sangre, contenido en los hematíes de todos los vertebrados y disuelto en el plasma sanguíneo de algunos invertebrados. Se oxida fácilmente en contacto con el aire atmosférico o con el disuelto en agua, y se reduce luego a fin de proporcionar a las células el oxígeno que necesitan para su respiración.
- **Hifas:** Filamentos microscópicos muy ramificados que forman el cuerpo de los hongos.
- **Intersticios:** Hendidura o espacio pequeño que media entre dos cuerpos o entre dos partes del mismo cuerpo.
- **Lecho:** Porción de cosas que se ponen extendidas horizontalmente sobre otras.
- **Lípidos:** Compuesto orgánico formado por los ésteres de ácido grasos. Tienen peso molecular elevado y son solubles en los disolventes orgánicos (alcohol, éter, etc.). Forman una parte muy importante de los organismos vivos, especialmente de los animales, ya que son constituyentes de la membrana celular y un excelente reservorio de energía.
- **Materiales higroscópicos:** Son aquellos que tienen la propiedad de absorber o ceder agua desde o hacia la atmósfera que los rodea cuando cambia la temperatura y humedad relativa. Si la temperatura y la humedad relativa del ambiente permanecen constantes, el producto perderá o absorberá humedad hasta que se establezca un equilibrio higroscópico.

- **Micelio:** Talo de los hongos, formado comúnmente de filamentos muy ramificados y que constituye el aparato de nutrición de estos seres.
- **Presión de operación:** La presión que se requiere en el proceso del que forma parte el recipiente, a la cual trabaja normalmente éste.
- **Presión de diseño:** Es la presión que se emplea para diseñar el recipiente. Se recomienda diseñar un recipiente y sus componentes para una presión mayor que la de operación. Este requisito se satisface utilizando una presión de diseño de 30 lb/pulg² o 10 % más que la presión de trabajo, la que sea mayor.
- **Programa de secado:** Un programa u horario de secado consiste en una secuencia de condiciones climáticas (temperatura y humedad relativa del aire) aplicables durante etapas de secado previamente establecidas.
- **Protoplasma:** Conjunto de la materia viva celular.
- **Punto crítico:** Es el contenido de humedad a partir del cual empieza el segundo período de secado denominado período de velocidad decreciente o período postcrítico.
- **Quitina:** Hidrato de carbono nitrogenado, de color blanco, insoluble en el agua y en los líquidos orgánicos. Se encuentra en las membranas celulares de muchos hongos.
- **Simbiosis:** Palabra que significa, en un sentido estricto, la asociación íntima de organismos diferentes para favorecer mutuamente su desarrollo.
- **Sorción:** Propiedad de un producto de absorber humedad para establecer un equilibrio con la humedad relativa y la temperatura del aire que lo rodea.

BIBLIOGRAFÍA GENERAL

- AGA. Catálogo de electrodos y soldadura. Quito.
- Alexopoulos, C. J. (1986). Introducción a la Micología. Buenos Aires. Editorial Universitaria de Buenos Aires.
- ALUMINA. Catálogo de productos extruidos. Quito.
- Becker, G. (1989). El gran libro de las Setas. Primera Edición. Madrid. Susaeta.
- Böhler. Manual de Aceros. Guía práctica para la adecuada selección y procesamiento de aceros especiales. Quito.
- Brennan, J.; Butters, J.; Cowell, N.; Lilly, A. (1980). Las operaciones de la Ingeniería de los Alimentos. Zaragoza. Acribia.
- Browning. Power Transmission Equipment. Maysville.
- Calonge, D. F. (1989). Setas (Hongos). Guía ilustrada. Madrid. Mundi-Prensa.
- Carrier. (1996). Manual de Aire Acondicionado. Barcelona. Boixareu.
- Casillas, A. Máquinas. Cálculos de taller. México. Hispanoamericana.
- Castillo Hermanos. Catálogo de productos. Pernos. Quito.

- Cengel, Y. & Boles, M. (1996). Termodinámica. Tomo II. Segunda Edición. México. McGraw-Hill.
- Chapela, I. (1996). Hongos micorrícicos comestibles en Salinas – Ecuador. Informe final consolidado de Consultoría. ATI.
- Cheftel, J. C. & Cheftel, H. Introducción a la bioquímica y tecnología de los alimentos. Tomo I. Zaragoza. Acribia.
- Cheftel, J. C.; Cheftel, H.; Besancon, P. (1983). Introducción a la bioquímica y tecnología de los alimentos. Tomo II. Zaragoza. Acribia.
- Christensen, C. M. (1984). Los hongos y el hombre. Introducción al estudio de los hongos. México. Interamericana.
- Clarke, R. (1992). Setas y otros hongos. Primera Edición. Barcelona. Juventud, S.A.
- Corvalan, R.; Horn, M.; Roman, R.; Saravia, L. Ingeniería del Secado Solar. CYTED-D. Programa de Ciencia y Tecnología para el Desarrollo. V Centenario.
- Deacon, J. W. (1990). Introducción a la Micología moderna. Primera Edición. México. Limusa.
- De Dios, C. A. (1996). Secado de granos y secadoras. Oficina Regional de la FAO para América Latina y el Caribe. Santiago. Serie Tecnología Postcosecha.
- Desrosier, N. (1976). Conservación de Alimentos. Segunda Edición. México. Continental.
- Díaz, M. J. (1982). Estudio sobre los hongos. Quito. Corporación Financiera Nacional.
- Dossat, R. (1993). Principios de Refrigeración. México. CECSA.

- Gere, J. & Timoshenko, S. (1986). Mecánica de Materiales. Segunda Edición. México. Iberoamérica.
- Greenheck. (1999). Fundamentos de Ventilación.
- Grimm, N. & Rosaler, R. (1996). Manual de diseño de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado. Volumen I. Madrid. McGraw-Hill.
- Hernández, G. E. (1995). Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración. México. Limusa, S.A.
- IMSA. Catálogo de ruedas y rodachinas.
- Incropera, F. & De Witt, D. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor. Cuarta Edición. México. Prentice Hall.
- Ivan Bohman C.A. Catálogo de Aceros. Quito.
- Junta del Acuerdo de Cartagena. (1989). Manual del Grupo Andino para el secado de maderas. Primera Edición. Lima. Copyright.
- Karlekar, B. & Desmond, R. (1996). Transferencia de Calor. Segunda Edición. México. McGraw-Hill.
- Kern, D. (1997). Procesos de Transferencia de Calor. México. Continental.
- Lizan, R. L. (1987). Identificación de Hongos comestibles. Madrid. Ministerio de Agricultura.
- Loren Cook. (2004). Catálogo electrónico de ventiladores. Springfield.
- Luck, E. (1981). Conservación química de los alimentos. Zaragoza. Acribia.
- Marques, P. J. (1991). Principios de secado de granos. Psicometría higroscopía. Oficina Regional de la FAO para América Latina y el Caribe. Santiago. Serie Tecnología Postcosecha.

- Megyesy, E. (1997). Manual de recipientes a presión. Diseño y cálculo. México. Limusa.
- METCOL. Catálogo de paneles prefabricados. Bogotá.
- Mott, R. (1996). Mecánica de fluidos aplicada. Cuarta Edición. México. Prentice Hall.
- Nonhebel, M. A. & Moss, B. (1979). El secado de sólidos en la Industria Química. Barcelona. Reverté S.A.
- Norman, W. (1976). Conservación de Alimentos. Segunda Edición. México. Continental.
- Norton, R. (1999). Diseño de máquinas. Primera Edición. México. Prentice Hall.
- Ocon, G. J. & Tojo, B. G. (1980). Problemas de Ingeniería Química. Tomo II. Primera Edición.
- Paschoaleti, C. & Tobinaga, S. Secagem de Cogumelos. UNICAMP. Campinas-Sao Pablo.
- Perry, R. (1997). Manual del Ingeniero Químico. Tomo V. Sexta Edición. México. McGraw-Hill.
- Petrucci, R. (1977). Química General. Fondo Educativo Interamericano.
- Pita, E. (1998). Acondicionamiento de Aire. Principios y Sistemas. Segunda Edición. México. CECSA.
- Portilla, A. (1991). Apuntes Seminario Diseño de Secadores. EPN. FIM. Quito.

- Programa conjunto FAO / OMS sobre Normas Alimentarias. Comisión del CODEX Alimentarius. (1982). Normas del CODEX para frutas y hortalizas elaboradas y hongos comestibles. Tomo II. Primera Edición. Roma.
- Proyecto Desarrollo Forestal Campesino en los Andes del Ecuador. (1998). Producción y Comercialización de Hongos Secos de Pino. Quito.
- Reina, J. & Torres, J. (1999). Influencia de la concentración del ácido cítrico y sal en la calidad de hongos de pinar (Boletus Luteus) envasados en salmuera. Ibarra. Tesis. UTN.
- Saltos, H. (1985). Traducción Autorizada del Capítulo Octavo, “Deshidratación” del libro Fundamentos de Ingeniería de Procesos en Alimentos. UTA. Ambato.
- Salvat Editores. Enciclopedia Salvat de la Ciencia y de la Tecnología. Tomo 12. Barcelona.
- Shigley, J. & Mischke, C. (1998). Diseño en Ingeniería Mecánica. Quinta Edición. México. McGraw-Hill.
- Spirax Sarco.(1994). Curso de vapor. FIME. Sangolquí.
- Stoecker, W. Refrigeración y Acondicionamiento de Aire. Madrid. McGraw-Hill.
- TEMA. (1990). Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association. Séptima Edición. New York.
- Treybal, R. (1990). Operaciones de Transferencia de Masa.