

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño de una Planta Deshidratadora de Banano usando
Secador Rotatorio”

PROYECTO DE GRADUACIÓN

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

José Ricardo Sper Bernal

Iván Xavier Torres Córdova

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2009

AGRADECIMIENTO

A Dios, a nuestro director de tesis el Ing. Marcelo Espinosa Luna, a las personas que colaboraron de una u otra forma para la realización de este trabajo, especialmente a nuestros padres por darnos la oportunidad de poder estudiar.

DEDICATORIA

**A NUESTROS PADRES
Y AMIGOS**

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Franco

Ing. Francisco Andrade Sánchez
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



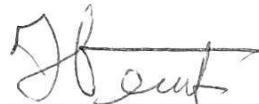
Ing. Marcelo Espinosa L.
DIRECTOR DE TESIS

Gonzalo R. Zabala O.

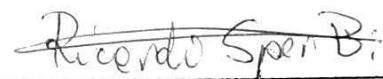
Ing. Gonzalo Zabala O.
VOCAL.

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de este
Proyecto de Graduación, nos corresponde
exclusivamente; y el patrimonio intelectual
de la misma a la ESCUELA SUPERIOR
POLITÉCNICA DEL LITORAL"



Iván Xavier Torres Córdova



José Ricardo Sper Bernal

RESUMEN

En la Producción Bananera Ecuatoriana, el porcentaje de rechazo por lo general está alrededor del 10%, debido a esta razón se puede aprovechar esta cantidad tanto para alimentos para ganado como también para producción de harina. Por ello el presente Proyecto va enfocado al diseño de una planta deshidratadora de banano para consumo humano, que incluye una descripción general de la infraestructura y procesos, como a su vez el análisis individual de la gran mayoría de los equipos a usarse, enfocándose esencialmente en los sistemas de secado, molienda y transportación. La planta se situará cercana a una finca productora de banano, el banano de rechazo de dicha finca se lo transportará en camiones hasta al área de recepción, también se receptará el banano de otras fincas. Durante el proceso, previo a remover la cáscara, se sugiere el banano en una piscina de agua caliente (90°C) e inmediatamente en otra piscina de agua fría (30°C) para producir un choque térmico, facilitando el pelado manual.

El sistema de rebanado consiste en obtener pedazos de banano de forma cúbica con la finalidad de obtener mayor eficiencia en el secado debido a la mayor área expuesta al flujo de aire caliente. Luego el banano pasa al proceso químico de anti-oxidación.

La materia húmeda es transportada al secador tipo rotatorio de flujo directo, donde se logra deshidratar obteniéndose un producto con una humedad promedio del 8%. Seguidamente pasa el producto al sistema de molienda, el cual consiste de un molino de martillo que ha sido diseñado en función de las características del producto, tamaño de partícula y flujo másico requerido.

Para el proceso de secándose ha utilizado gas licuado de petróleo por su mejor combustión, bajo nivel de contaminación del producto y del medio ambiente.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	IV
ABREVIATURAS.....	IX
SIMBOLOGÍA.....	X
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIV
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPITULO 1	
 1. GENERALIDADES.....	3
 1.1. Objetivos de la Tesis.....	3
 1.2. Importancia del secado del plátano.....	4
 1.3. Características del banano.....	5
 1.4. Términos y definiciones usados.....	14
 1.4.1 Humedad.....	14
 1.4.2 Tiempo de permanencia.....	15
 1.4.3 Capacidad del Secado.....	17

1.4.4 Velocidad del Secado	18
1.4.5 Psicrometría	19
1.4.6 Granulometría	23
CAPITULO 2	
2. PROCESO DE PRODUCCIÓN DE HARINA DE BANANO	29
2.1 Selección y preparación del banano	29
2.1.1 Lavado del banano	30
2.1.2 Pelado	30
2.1.3 Proceso para evitar el pardeamiento enzimático	32
2.1.4 Rebanado	33
2.2 Sistema de Secado	34
2.2.1. Tipos de Secadores	34
2.2.2. Secadores Rotatorios	38
2.2.3. Materiales	54
2.3 Molienda	55
2.3.1 Tipos de Molinos	56
2.3.2 Molinos de Martillo	60
2.3.3. Materiales	65
2.4. Control de humedad	66

2.5. Esquema del proceso.....	68
2.6. Infraestructura de la planta.....	70
CAPITULO 3	
3. DISEÑO DEL SECADOR ROTATORIO.....	71
3.1. Cálculos preliminares de diseño.....	73
3.2. Balance de energía.....	81
3.3. Flujo másico requerido de aire.....	89
3.4. Dimensionamiento del secador.....	92
3.5. Potencia requerida del motor.....	96
3.6. Factor de seguridad del árbol de rotación.....	102
3.7. Diseño de la transmisión de potencia por cadena.....	104
3.8. Espesor de aislamiento.....	108
3.9. Expansión térmica.....	114
3.10. Especificaciones técnicas y plano del secador rotatorio.....	115
CAPITULO 4	
4. DISEÑO DE OTROS SISTEMAS DE LA PLANTA.....	116
4.1. Proceso de Pelado Manual.....	116

4.1.1. Capacidad del proceso.....	117
4.1.2. Cálculo del personal requerido.....	118
4.2. Diseño del transportador helicoidal Secador- Molino.....	121
4.2.1. Caudal real de transportación.....	127
4.2.2. Diámetro del sin fin.....	129
4.2.3. Velocidad del transportador.....	132
4.2.4. Expansión térmica.....	132
4.2.5. Potencia del motor.....	133
4.2.6. Torque crítico.....	138
4.3. Sistema Energético.....	140
4.3.1. Consumo de Combustible.....	140
4.3.2. Dimensionamiento del depósito de GLP.....	144
4.3.3. Tipo de quemador.....	152
CAPITULO 5	
5. DISEÑO DEL SISTEMA DE MOLIENDA.....	158
5.1. Dimensionamiento de los martillos.....	164
5.2. Selección del diámetro del árbol.....	166
5.3. Potencia necesaria para trituración.....	175

5.4. Potencia requerida del motor.....	176
5.5. Diseño de transmisión de potencia por banda.....	179
5.6. Especificaciones técnicas y plano del molino rotatorio.....	182
5.7. Accesorios del Sistema de Molienda.....	182
 5.7.1. Selección del separador.....	183
 5.7.2. Diseño del ciclón.....	185
CAPÍTULO 6	
6. COSTO DEL SECADOR Y MOLINO.....	192
 6.1 Presupuesto para construcción del secador.....	192
 6.2 Presupuesto para construcción del molino.....	193
CAPÍTULO 7	
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	196
 7.1. Conclusiones.....	196
 7.2. Recomendaciones.....	198
APÉNDICES	
PLANOS	
BIBLIOGRAFÍA	

ABREVIATURAS

Cal	Calorías
cm	Centímetros
CEMA	Conveyor Equipment Manufacturers Association
BD	Banano deshidratado
ec.	Ecuación
dp	diámetro de la partícula
EQA	Equipos quemadores automáticos
Fig.	Figura
g	Gramos
h	Hora
K	Grados Kelvin
kg	Kilogramos
mg	Miligramos
min	Minutos
mm	Milímetros
PB	Pulpa de banano
qq	Quintal
GLP	Gas licuado de petróleo
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
IU	Unidades Internacionales
LP	Limitador de presión
PCS	Poder calorífico superior
PF	Producto final
ppm	partes por millón
Qr	Caudal real de transportación
RPM	Revoluciones por minuto

SIMBOLOGÍA

A	Autonomía
c	Calor latente del agua
	Consumo diario de combustible, kg/día
Cp	Calor específico
e	Espesor
E	Velocidad de evaporación
F	Flujo másico por unidad superficial
G	Velocidad másica del gas
H	Cantidad de humedad.
	Coeficiente de convección
k	Conductividad térmica
	Flujo másico
N	Revoluciones por minuto
n	Factor de seguridad
N _{uL}	Número de Rayleigh para pared plana vertical
Q	calor
q	Flujo de calor
R	razón geométrica L/D
r	radio
R _{uL}	Número de Nusselt para pared plana vertical
S	Flujo másico de producto seco
Sy	Resistencia de fluencia
T	Temperatura de bulbo seco
T'	Temperatura de bulbo húmedo
V	Volumen
W	Potencia
w	Velocidad angular
Z	Número de dientes de un engranaje
α	Coeficiente de expansión lineal
	densidad del producto húmedo
	Densidad volumétrica de producto seco
	Tiempo de residencia

	Esfuerzo normal
λ	Factor de forma
	Esfuerzo cortante

INDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.4.5.1 Esquema de tabla Psicométrica.....	22
Figura 1.4.6.1 Segunda Dimensión más grande de una partícula.....	24
Figura 1.4.6.2 Tipos de fuerzas para reducción de tamaño de Partículas.....	27
Figura 1.4.6.3 Ejemplos de tamices.....	28
Figura 2.1.2.1 Esquema del proceso de choque térmico.....	32
Figura 2.1.2.2 Esquema del proceso de pelado.....	32
Figura 2.1.3.1 Corte de banano en cubitos.....	34
Figura 2.2.1.1 Clasificación de secadores por su modo de operación.....	36
Figura 2.2.1.2 Clasificación de secadores según su escala de producción.....	37
Figura 2.2.2.1 Partes de la coraza de un secador Rotatorio directo (CE Raymond Barillet Snow Co).....	39
Figura 2.2.2.2 Sección transversal de un secador rotatorio, mostrando la acción de las aletas.....	39
Figura 2.2.2.3 Secador Rotatorio Directo en Flujo Paralelo.....	40
Figura 2.2.2.4 Secador Rotatorio Directo en Contraflujo.....	41
Figura 2.2.2.5 Secador Rotatorio Indirecto con tubos de vapor con transportador para reciclado parcial.....	43
Figura 2.2.2.6 Esquema de las partes principales que conforman del secador rotatorio de malla (Sección transversal).....	46
Figura 2.3.1.1 Molino de disco.....	57
Figura 2.3.1.2 Molino de rodillo.....	59
Figura 2.3.2.1 Esquema del funcionamiento del molino de martillo.....	61
Figura 2.3.2.2 Tipos de martillos.....	63
Figura 2.5.1 Esquema del proceso de obtención de harina de Banano.....	70
Figura 3.2.1 Esquema termodinámico del secador.....	82
Figura 3.3.1 Esquema termodinámico global del sistema de secado.....	91

Figura 3.5.1	Dimensiones de los elevadores y de los brazos de acero inoxidable.....	100
Figura 3.8.1	Esquema del secador con aislamiento.....	110
Figura 4.2.1	Esquema de un transportador de tornillo sinfín.....	121
Figura 4.2.2	Clasificación de helicoidales según su paso.....	122
Figura 4.2.3	Clasificación de helicoidales según su tipo.....	123
Figura 4.2.4	Designación de los materiales Código CEMA.....	125
Figura 4.2.5.1	Gráfica para obtención del factor de sobrecarga F_o	136
Figura 4.3.2.1	Distribución de la fase líquida y sólida del gas en un depósito de GLP.....	146
Figura 4.3.2.2	Accesorios del depósito de GLP.....	147
Figura 4.3.2.3	Esquema de la instalación de suministro de GLP	148
Figura 4.3.3.1	Quemador automático de GLP.....	153
Figura 4.3.3.2	Forma y dimensiones del quemador.....	154
Figura 4.3.3.3	Dimensiones en mm. del ducto quemador-secador.....	155
Figura 5.1	Esquema del proceso molienda.....	158
Figura 5.2	Distribución de martillos.....	162
Figura 5.3	Cámara del molino.....	153
Figura 5.1.1	Detalle del filo de corte adicional del martillo.....	165
Figura 5.2.1	Distribución de fuerzas del árbol de 6 martillos.....	166
Figura 5.2.2	Distribución de fuerzas del 1er árbol de 5 martillos.....	169
Figura 5.2.3	Distribución de fuerzas del 2do árbol de 5 martillos.....	171
Figura 5.2.4	Dimensión del martillo.....	173
Figura 5.2.5	Distribución de fuerzas del árbol principal de potencia.....	173
Figura 5.7.2.1	Esquema del ciclón.....	187

INDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1 Medición del banano de rechazo	14
Tabla 2 Factor de forma de algunos materiales.....	25
Tabla 3 Parámetros típicos de secadores rotatorios.....	47
Tabla 4 Características promedio de los cubos de banano.....	80
Tabla 5 Recopilación de los datos preliminares para el cálculo del secador.....	80
Tabla 6 Ecuaciones para el balance de energía en el secador.....	88
Tabla 7 Resultados del balance de energía.....	89
Tabla 8 Factor de Servicio. Corrección de potencia de Cadenas.....	106
Tabla 9 Dimensiones de cadena americana normalizada.....	107
Tabla 10 Capacidad de potencia en HP de cadenas de rodillo de 1 solo ramal para ruedas de 17 dientes.....	108
Tabla 11 Tiempo de pelado manual de 3 bananos usando choque térmico previo.....	119
Tabla 12 Características del material Código CEMA para transportadores sin fin.....	125
Tabla 13 Propiedades del material que se uso para el para el diseño del transportador.....	126
Tabla 14 Factor de capacidad CF1 del transportador sin fin.....	128
Tabla 15 Factor de capacidad CF2 del transportador sin fin.....	128
Tabla 16 Factor de capacidad CF3 del transportador sin fin.....	128
Tabla 17 Carga de la artesa.....	129
Tabla 18 Dimensiones del torillo sin fin.....	131
Tabla 19 Selección de buje para colgantes fb.....	134
Tabla 20 Factor de diámetro fd.....	135
Tabla 21 Factor de potencia del Tipo helicoide Ff.....	135
Tabla 22 Factor de potencia por aletas Fp.....	135

Tabla 23	Factor de transmisión Et.....	136
Tabla 24	Requisito de Torque.....	139
Tabla 25	Normativas europeas utilizadas en la instalación de gas.....	145
Tabla 26	Factor f para el cálculo de potencia del molino.....	178
Tabla 27	Distancias entre centros para el diseño de bandas.....	180
Tabla 28	Secciones de banda tipo V recomendadas.....	181
Tabla 29	Dimensiones de correas V.....	182
Tabla 30	Resultados cálculo de tamiz.....	183
Tabla 31	Dimensiones estándar de Ciclones.....	188
Tabla 32	Resumen de Geometría del ciclón.....	191

INDICE DE PLANOS

Plano 1	Layout de la planta de deshidratación
Plano 2	Secador rotativo de malla
Plano 3	Molino de martillo

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo trata del "Diseño de una planta de deshidratación de banano para producción de harina de consumo humano", con una capacidad de 217 kg/h de producto para satisfacer tanto al mercado local como al internacional,, ya que se registra un importante aumento de este producto en los últimos años.

La materia prima será obtenida principalmente de banano de rechazo que pueda proporcionar las distintas fincas productoras con las que se haga convenio.

Se detalla cada uno de los procesos que pasa el banano hasta convertirse en producto final; desde la extracción manual de la cáscara hasta el secado y molienda.

El diseño del secador rotativo se basa en la capacidad de cumplir las especificaciones de calidad del producto y brindar seguridad al personal en la operación del equipo, también se da a conocer el procedimiento de diseño detallado. El secador es del tipo directo para obtener una eficiencia térmica mayor, para esto se usará gas licuado de petróleo ya que este combustible no contamina el producto y es más amigable al medio ambiente.

Para el molino de martillos se usa materiales acorde al proceso ya que están en contacto directo con el banano seco. Se diseña el molino de manera que soporte un porcentaje mayor de capacidad de la que sale del secado; para así tomar holgura y poder aumentar la capacidad de producción cuando exista una demanda no estimada de la planta, sin necesidad de construir un molino nuevo.

CAPÍTULO 1

1. GENERALIDADES

1.1. Objetivos del proyecto

El objetivo general de la presente tesis es el realizar el diseño de una planta deshidratadora de banano para la producción de harina la cual use un secador rotatorio. El diseño de la planta considera la descripción de su infraestructura y procesos a utilizarse, también el diseño individual de la gran mayoría de los equipos que lo conforman.

Entre los objetivos específicos requeridos para la planta se tiene:

- Obtener una capacidad de producción de harina de banano de 217 Kg/h acorde a la realidad de nuestro país.

- Utilizar el gas licuado de petróleo como combustible, debido a su menor impacto ambiental y no daña el producto.
- Diseñar los equipos para aumentar la eficiencia del secado.
- Determinar los costos de fabricación del secador y del molino.

1.2. Importancia del Secado del Banano

Deshidratar es uno de los procedimientos más antiguos para hacer conservables los alimentos. La deshidratación aprovecha el hecho de que el crecimiento de microorganismos por lo general se frena cuando el contenido de agua está por debajo de cierto nivel. En este proceso es importante extraer el agua de la fruta con el mayor cuidado posible. Las condiciones más importantes para una buena deshidratación son: temperaturas moderadas y buena ventilación.

En la industria del secado de granos o frutas, es bien conocido que no pueden conservarse almacenados si no están secos. El problema es determinar cuándo un grano se considera "seco". Como término general, para los cereales, una humedad del 10% se considera el límite para estimarlo como "seco" y para el caso de la harina de banano una humedad del 12 al 8% es aceptable. Pero este valor es relativo, pues depende de diversos factores.

En un clima frío un grano deberá conservarse a una humedad mayor con respecto a un clima cálido.

Dentro del secado existen varios parámetros entre los más importantes se destacan:

- Humedad.
- Tiempo de residencia
- Velocidad del secado
- Capacidad del secado

Para el caso de la producción de harina de banano, la acción de deshidratar no solo se realiza por conservación del producto, sino que también porque es un paso fundamental en su elaboración.

1.3 Características del banano

El banano es una fruta originaria del sur del Asia. A partir de 1940, comenzó a cultivarse a gran escala en nuestro país y con el tiempo su exportación se convirtió en la principal fuente generadora de divisas para el estado ecuatoriano.

Se lo puede cultivar a partir de semillas pero se prefieren los rizomas que nacen de las viejas raíces. La recolección de banano se hace cuando están verdes y se transporta a los mercados de consumo internacional en buques o camiones frigoríficos a 14 °C. Cuando se venden en los supermercados ya están maduros.

El banano contiene un 75% de agua y un 22% de carbohidratos, principalmente como azúcar, y el resto son minerales, vitaminas A y C, grasas, y proteínas. Es un producto de alto valor nutritivo especialmente para niños, mujeres embarazadas y ancianos.

Una de las enfermedades del banano es la Sigatoka que se combate mediante la utilización de fungicidas para destruir los hongos y nematos que atacan a la planta, lo que ha ocasionado en algunos lugares la contaminación del ecosistema, tal como ocurrió hace años con el Síndrome de Taura.

Banano ecuatoriano

Ecuador posee condiciones climáticas adecuadas para el cultivo de esta fruta: abundante luz solar, terrenos bien irrigados, clima caliente y húmedo.

En el mundo existen cerca de 1440 variedades de banano, pero en el Ecuador se cultivan para la exportación las variedades Cavendish, Orito y Rojo. En el país existen unas 140.000 hectáreas cultivadas. Al banano se lo empaca en fundas de polietileno y cajas de cartón; para el año 2000 se exportaron alrededor de 4 millones de toneladas métricas por un valor alrededor de mil doscientos millones de dólares. Ecuador exporta también puré de banano, banano deshidratado, flakes y harina de banano.

El cultivo del banano exige características especiales de suelo y climatológicas, entre las cuales están:

- Temperatura promedio de 25° C,
- Precipitaciones regulares entre 100 y 180 mm de agua por mes.
- La luminosidad es importante para garantizar la actividad fotosintética de la planta.
- Vientos que no sobrepasen los 30 km por hora.
- Suelos planos, profundos, bien drenados y fértiles del tipo aluvión, con un PH de 6 a 6.5.

Ecuador es un país privilegiado en cuanto a estas condiciones se refiere. Las temperaturas medias son inferiores al Caribe y existe una

temporada relativamente seca, por lo que la incidencia de plagas es menor. El número de fumigaciones necesarias para mantener una calidad de la fruta para la exportación es sustancialmente menor (15 a 20 veces por año) comparado con otras regiones de cultivo bananero como en Centro América y el Caribe que requieren hasta 50 fumigaciones al año.

El Ecuador, al estar sobre la línea equinoccial tiene una luminosidad óptima. Además no sufre de fenómenos físicos como huracanes, ciclones tropicales o ventiscas.

Todas estas condiciones hacen que el banano ecuatoriano sea reconocido por su calidad y sabor, y sea preferido por los mercados más exigentes de Europa, Asia y Norteamérica. Es por esto que el Ecuador es el primer exportador de banano del mundo.

A continuación se detalla las características del banano más producido en el Ecuador, el Cavendish.

Banano Tipo Cavendish

Variedad: Banano Cavendish

Clase: "A" Premium

Tamaño de los dedos: 20 cm mínimo

Calibre: Min. 39 mm, Max. 46 mm

Número de dedos por mano: Min. 5 hasta 12 dedos

Edad de la fruta: Min: 10 semanas Max. 12 semanas

Cajas: 22XU, peso 41 lbs. - 43 lbs.

Descripción: El banano Cavendish es el de mayor consumo a nivel mundial. Es originario de Vietnam y China, y tiene entre 15 y 25 cm de longitud. La piel es verde cuando se vende en los mercados, y luego se vuelve amarilla cuando madura. En el proceso de maduración se producen los azúcares y los aromas características del banano.

Uso: Se consume principalmente crudo, en ensaladas de fruta, compotas, así como en la producción de diferentes alimentos derivados. Es una variedad de las muchas que se utilizan como postre.

Almacenaje: Una vez comprado, es recomendable no guardarlo en el frigorífico porque pierde su sabor. Una vez que se lo pela, se lo debe comerse enseguida, ya que se estropea muy rápidamente.

Información nutricional:

1 banano regular (peso de la pulpa): 126 g

Calorías: 110

Harina de banano

La harina de banano con cáscara se hace para alimentación animal a partir del banano verde y tiene normalmente un contenido mayor de fibra que la harina sin cáscara (de banano verde). Este tipo de harina es una gran opción para sustituir parcialmente el maíz en los balanceados para pollos.

La harina sin cáscara, conocida comúnmente en el mercado internacional como ‘banana powder’, se fabrica para alimentación humana y es mucho más cara que la otra, debido a que se omite uno de los procesos más costosos que es el pelado. No es común encontrar harina de banano verde sin cáscara para alimentación animal.

Desde el punto de vista económico las diferencias principales de una planta productora de harina para consumo humano y otra para consumo animal serían:

- Para consumo animal, No existe proceso de pelado para la planta productora de harina para consumo animal, por ello se requiere menos personal de planta y por efecto el costo es menor.
- Para consumo humano, se requiere medidas sanitarias más severas para producción de harina de banano de consumo humano.

Desde el punto de diseño, construir una planta para harina de banano de consumo humano es más cara debido a:

- Construcción de equipos en acero inoxidable con grado alimenticio.
- Construcción e implantación de un Sistema de Pelado efectivo.

Características del banano de rechazo

Todas las características de los distintos tipos de banano que anteriormente se mencionaron, son las que cumplen con los estándares Internacionales de Seguridad Alimentaria.

Durante la producción, las fincas rechazan el banano que no cumple con los estándares de calidad, regalándolo o vendiéndolo a bajo precio.

Es importante señalar que este banano si bien no cumple el estándar de calidad para exportarlo, si puede ser apto para el consumo local, como también puede ser utilizado como materia prima para distintos procesos como el caso de la producción de harina de banano.

Las características del banano de rechazo son las siguientes:

- No cumple con las medidas estándar de diámetro y longitud.
- No están enteros.
- Presenta visualmente una etapa de maduración prematura.
- Presenta pequeñas rayaduras por manipuleo.
- Tiene mal formación o curvaturas anormales, esto aumenta la posibilidad que se rompa dentro de las cajas cuando es transportado.

- Proviene de una planta en la cual sus hojas han sido afectadas severamente por la Sigatoka.

En general esas son las características del banano que se utilizará como materia prima para nuestra planta, pero esto no quiere decir que todo banano rechazado esté apto para entrar al proceso de producción de harina. Estos parámetros de selección se muestra en la sección 2.1

Se realizaron mediciones de volumen de banano rechazado semanalmente en una hacienda de 60 hectáreas que cumple con los estándares internacionales para exportación.

En la tabla 1 se muestra el peso del banano que se rechazaba por cada cierta cantidad de racimos que se recolectaba. Se dice que 1 garruchada (término popular en los trabajadores y productores de banano) equivale alrededor de 20 racimos de banano, los cuales son transportadas en el funicular.

Semanalmente se recolecta alrededor de 120 garruchadas de banano, entonces usando la tabla 1 se obtiene que se rechazan 3750 kg de banano semanalmente en promedio.

Cabe recalcar que el peso total de las 120 garruchadas se calcula por regla de tres simple.

Tabla 1. Medición del peso del banano

	Banano de rechazo (kg)	
	Medición 1	Medición 2
3 garruchadas	92.27	95
120 garruchadas	3691	3800

1.4 Términos y Definiciones usados

1.4.1. Humedad

Humedad en base húmeda (ec. 1.1.), es la cantidad de agua que tiene el grano en total, o sea, sobre su peso de materia seca más agua. Es el dato que dan los humedímetros comunes usados en el comercio.

$$H_{bh} \quad (\text{ec. 1.1.})$$

Donde:

H_{bh} : *Humedad en base húmeda*

m_s : *masa de materia seca*

m_t : *masa total*

Humedad en base seca (ec.1.2.), que es la cantidad de agua que tiene el grano en relación solamente a la cantidad de materia seca. Esta humedad será siempre mayor que la anterior.

(ec. 1.2.)

Donde:

H_{bs} : *Humedad en base seca*

1.4.2. Tiempo de Permanencia

Tiempo de Permanencia o de Residencia (ec.1.3.), es la duración total en la que se aplica calor al sólido durante el secado, es un factor de mucha influencia en la eficacia del proceso y la calidad de la mercadería.

El tiempo de residencia depende a su vez de los siguientes factores: tipo de grano a secar, la temperatura del aire de secado, y por supuesto de la humedad inicial y humedad final a la que se pretende llegar, como también el tipo de secador utilizado y sus características de diseño.

En secadoras argentinas, secando del 17 al 13.5%, el tiempo de residencia del maíz es de una hora. A su vez en la industria ecuatoriana, el tiempo de residencia del banano, para llevarlo del 80% al 8% en un Secador Rotatorio, es en promedio cuarenta y cinco minutos.

La relación más simple del cálculo de la Residencia es:

(ec. 1.3.)

Donde

W: Masa del producto dentro del seca

C: Capacidad o flujo másico del producto en ese instante ($\frac{T_c}{P}$)

Algunos autores han desarrollado diversas correlaciones (descritas en detalle en la sección 2.2.2) para el tiempo de residencia del producto en los secadores rotatorios, tomando en cuenta los diversos factores mencionados anteriormente.

1.4.3. Capacidad del Secado

Capacidad del Secado, es el flujo másico del producto en la secadora, se expresa en unidades comunes como toneladas o quintales por hora, ya sea de producto seco o húmedo.

Tiene una importancia fundamental, porque es un parámetro, quizás el más utilizado en el desempeño de las secadoras. Interviene en casi todos los cálculos, en los proyectos y en los costos de secado de granos.

Expresar la capacidad de una secadora solamente en ton/h o qq/h puede llevar a cierta confusión, pues en realidad, una secadora no tiene una sola capacidad horaria, sino varias, que dependen de varios factores, como la humedad inicial del grano, la temperatura de secado y otros.

1.4.4. Velocidad del secado

Velocidad del Secado, el concepto de velocidad de secado es algo diferente al de tiempo de residencia, pero está relacionado.

Se entiende por velocidad de secado a los puntos de humedad que se extraen en una unidad de tiempo, generalmente una hora. Así se habla de una extracción de humedad, por ejemplo, de cuatro puntos/hora.

Era común expresar que no convenía extraer más de 5 puntos/hora en el caso del maíz, y valores menores para el trigo y otros granos. Si la extracción no alcanzaba con 5 puntos/hora (por ejemplo de 22 a 14%) se recomendaba hacer dos pasadas por la secadora, ya que velocidades mayores

podían afectar la calidad del grano y originar falta de uniformidad en el secado, mayor proporción de revenido y otros problemas.

1.4.5. Psicrometría

La psicrometría es una rama de la ciencia que trata de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y sobre el confort humano.

El fluido utilizado en el secado es precisamente aire, el cual deberá obtener una mayor cantidad de agua a la salida, por motivo de una transferencia de humedad del sólido al aire.

La cantidad de masa de agua que puede contener el aire depende directamente de la temperatura a la que se encuentre, por ejemplo el aire puede contener mayor cantidad de agua a medida que se eleva su temperatura.

Aplicaciones:

- Enfriamiento de agua con aire (torres de enfriamiento)
- Acondicionamiento de aire (humidificación/des- humidificación)
- Secado de granos.

Dentro de la psicrometría existen diferentes términos y expresiones los cuales se usarán en el diseño del secador rotatorio (Capítulo 3) tales como:

Humedad de saturación, es la cantidad máxima de vapor de agua que puede contener un metro cúbico de aire en condiciones determinadas de presión y temperatura.

Humedad absoluta, es el cociente entre la masa de agua y la masa de aire seco

Humedad relativa (ec.1.4.), es la relación entre la cantidad de vapor de agua contenido realmente en el aire estudiado (humedad absoluta) y el que podría llegar a contener si estuviera saturado (humedad de saturación), expresada en porcentaje, así por ejemplo, una humedad relativa normal junto al mar puede ser 90% lo que significa que el aire

contiene el 90% del vapor de agua que puede admitir, mientras un valor normal en una zona seca puede ser de 30%.

$$\%RH = \frac{H}{H_s} \text{ (ec. 1.4.)}$$

H : humedad que contiene una masa de aire

H_s : humedad de saturación

P : es la presión parcial de vapor de agua en la mezcla de aire

P_s : es la presión de saturación de vapor agua a la temperatura de la mezcla

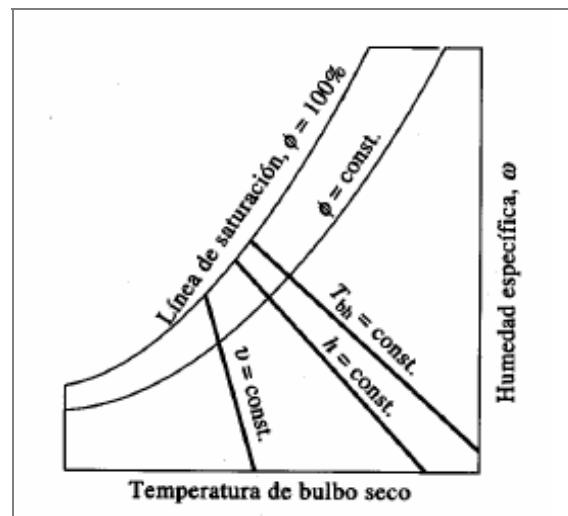
$\%RH$: porcentaje de humedad relativa

Temperatura húmeda (bulbo húmedo, wet bulb), es la temperatura que da un termómetro a la sombra, con el bulbo envuelto en una mecha de algodón húmedo bajo una corriente de aire.

La corriente de aire se produce mediante un pequeño ventilador o poniendo el termómetro en un molinete y haciéndolo girar. Al evaporarse el agua, absorbe calor, disminuyendo la temperatura, efecto que reflejará el termómetro. Cuanto menor sea la humedad relativa ambiente, más rápidamente se evaporará el agua que empapa el paño.

Este tipo de medición se utiliza para dar una idea de la sensación térmica, o en los psicrómetros para calcular la humedad relativa y la temperatura del punto de rocío.

Diagrama psicométrico (fig. 1.4.5.1.), es presentación gráfica de las propiedades de aire húmedo.



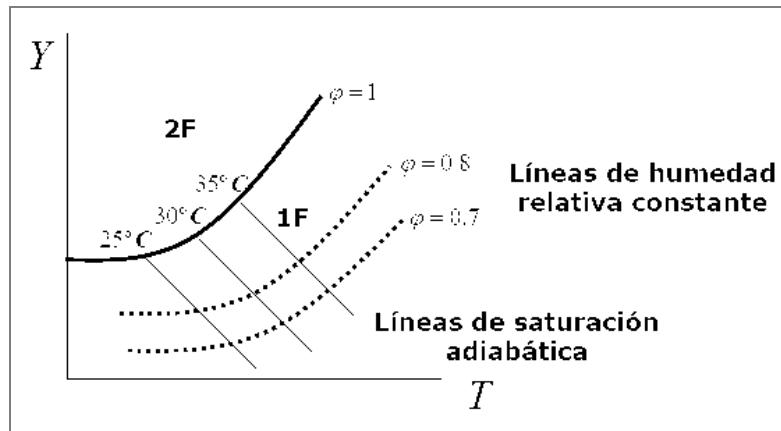


Fig. 1.4.5.1. Esquema de tabla psicométrica.

- Ordenadas: humedad absoluta (Y)
 - Abscisas: temperatura real o de bulbo seco (T)
- La línea de saturación divide el diagrama en dos zonas:
- 1F: Mezclas aire-agua no saturadas (debajo)
 - 2F: aire sobresaturado + agua líquida (arriba)
 - Grados de libertad ($L = C+2-F$)
 - Línea de saturación (2F: $L+V$): $L = 1$ (Y da T y T da Y)

1.4.6. Granulometría

Granulometría es la medición de los granos de una formación sedimentaria y el cálculo de la abundancia de los correspondientes a cada uno de los tamaños previstos por una escala granulométrica.

Es de gran utilidad presentar los términos de mayor relevancia utilizados en la Granulometría ya que esto nos llevará a un mejor entendimiento del proceso de molienda para el banano y el diseño del molino de matillo descrito en el capítulo 4.

Tamaño de partículas, si las partículas tienen la misma dimensión, el tamaño lo especifica cualquier lado de la misma. En el caso de que sean partículas irregulares, es decir, tengan una dimensión mayor de que otra, su tamaño se determina tomando en cuenta la “segunda dimensión” principal mayor, ver figura 1.4.6.1.

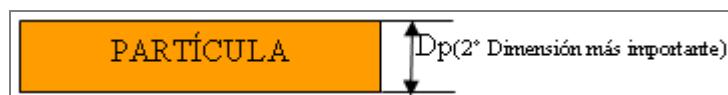


Fig. 1.4.6.1 Segunda Dimensión más grande de una partícula

Forma de las partículas: la forma de las partículas irregulares se define en función de un factor de forma λ (ec.1.8.) el cual es independiente del tamaño de la partícula. Si se define

como “diámetro de la partícula” que es la longitud de la dimensión de definición, el factor de forma está relacionado con éste valor.

El diámetro de la partícula se usa para formular la ecuación genérica del volumen de la misma (ec.1.5.) y de la superficie de la partícula (ec.1.6.). Se trabaja con una partícula en forma de cubo y luego se generaliza llegando a:

Volumen de una partícula (): **(Ec. 1.5.)**

Superficie de la partícula (): **(Ec. 1. 6.)**

Donde a y b son constantes que definen la forma del material

(Ec.1.7.)

(Ec. 1.8.)

Tabla 2. Factor de forma de algunos materiales.

Material	Factor de Forma, λ
Esferas, cubos, cilindros($L=D_p$)	1.0
Arena de cantos lisos	1.2

Polvo de Carbón	1.4
Arena de Cantos vivos	1.5
Vidrio Triturado	1.5
Escamas de Mica	3.6

Diámetro promedio equivalente (ec.1.9.), que se define como, el diámetro de una esfera que tiene la misma relación volumen-superficie de la partícula real; estos es:

(Ec. 1.9)

Donde:

D_{pe} : Diámetro promedio equivalente

Tamaño medio de las partículas: una de las formas de definir el tamaño de la partícula es a través del **diámetro medio volumen-superficie** denotado por (ec. 1.10).

(Ec. 1.10)

Donde:

D_{VS} : Diámetro medio Volumen – Superficie

A_w : Área específica de la partícula

ρ_p : Densidad de la partícula

Reducción de Tamaño, operación unitaria en la que el tamaño medio de los alimentos sólidos es reducido por la aplicación de fuerzas de impacto, compresión, cizalla (abrasión) y/o cortado (fig. 1.4.6.2.). La compresión se usa para reducir sólidos duros a tamaños más o menos grandes. El impacto produce tamaños gruesos, medianos y finos, la frotación o cizalla, produce partículas finas y el cortado se usa para obtener tamaños prefijados.

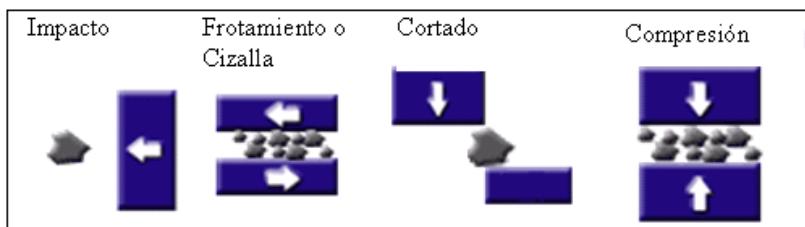


Fig. 1.4.6.2 Tipos de fuerzas para reducción de tamaño de partículas

Entre las razones más importantes de la reducción de tamaño se tiene:

- Facilita la extracción de un constituyente deseado que se encuentre dentro de la estructura del sólido, como la obtención de harina a partir de granos y jarabe a partir de la caña de azúcar.
- Se pueden obtener partículas de tamaño determinado cumpliendo con el requerimiento específico del alimento, en este caso para Harina de Banano.
- Aumenta la relación superficie-volumen incrementando la velocidad de calentamiento o de enfriamiento, la velocidad de extracción de un soluto deseado, etc.
- Si el tamaño de partículas de los productos a mezclarse es homogéneo y de tamaño más pequeño que el original, la mezcla se realiza más fácil y rápido, como sucede en la producción de formulaciones, sopas empaquetadas, mezclas dulces, entre otros.

Tamiz, es una malla metálica constituida por barras tejidas que dejan un espacio entre sí por donde pasa el alimento previamente triturado. Las aberturas que deja el tejido y que en conjunto constituyen la superficie de tamizado, pueden ser de forma distinta según la clase de tejido.



Fig.1.4.6.3 Ejemplos de Tamices

CAPÍTULO 2

2. Proceso de Producción de Harina de Banano

2.1. Selección y preparación del banano

La fuente principal de materia prima de la planta será el banano verde rechazado por las fincas productoras. No todo este banano puede estar apto para la producción de harina por ello se deben fijar ciertos parámetros de selección del banano, tales como:

- No tener una edad mayor a 14 semanas.
- No debe estar partido en pedazos.
- No debe tener una curvatura excesiva.
- El banano utilizado será el tipo Cavendish

Cabe aclarar que la harina no será para uso de panaderías, ya que para ello se requiere parámetros especiales de selección que no se detallan en esta documentación.

El banano pasará por una serie de procesos en los cuales quedará listo para las etapas de secado y molienda. Dichos procesos se detallan a continuación.

2.1.1. Lavado del banano

El banano se lo sumerge en una piscina de agua clorada en una proporción de 10 ppm.

La concentración de cloro en la piscina debe ser constante por lo que se instalará un sistema de suministro de cloro por goteo

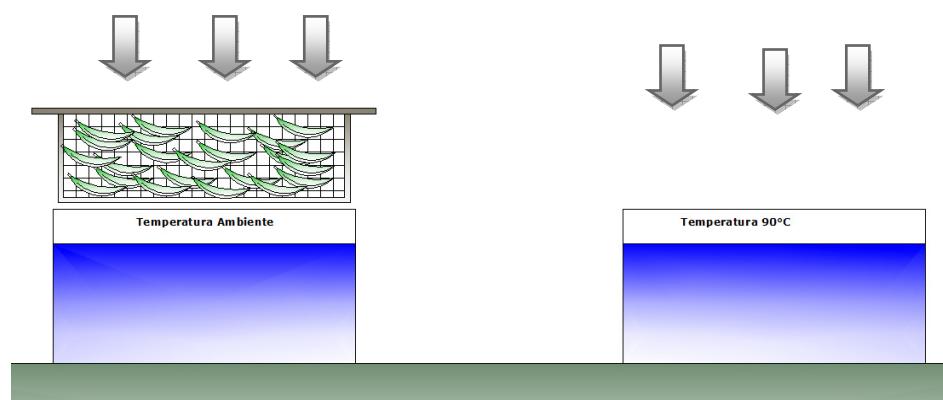
2.1.2. Pelado

La harina de banano producida se destinará a consumo humano, por ende diseñar un sistema efectivo para el pelado es de gran interés ya que se reducen considerablemente los

costos de producción, consiguiendo ser más competitivos en el mercado.

El pelado se lo va a realizar en 2 etapas:

La primera etapa se realiza el desprendimiento parcial de la cascara del banano. Se el banano dentro un piscina con agua a temperatura de unos 90 °C, durante un período de 3 minutos. Luego se lo transporta a otra piscina donde se sumergen en agua a temperatura ambiente, tal como se muestra en la figura 2.1.2.1. Este choque térmico causa que la pulpa del banano se separe levemente de su cáscara y facilite el proceso manual de pelado.



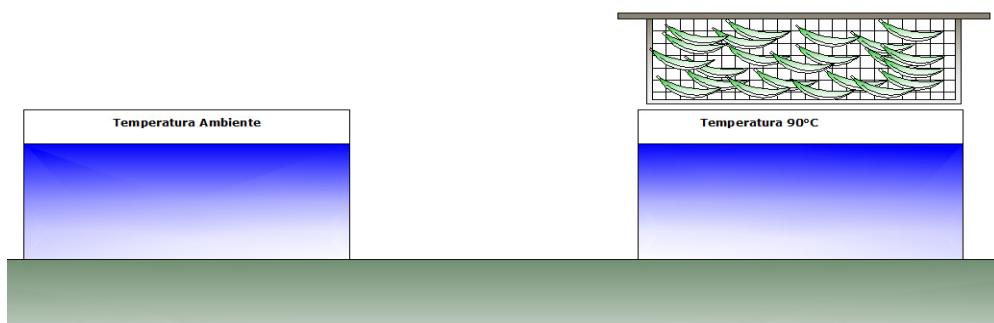


Fig.2.1.2.1 Esquema del proceso de choque térmico

La **segunda etapa** es el área de pelado, el cual se lo realiza de manera manual.

Una vez definida la capacidad de producción que puede tener nuestra planta, se puede calcular el número de trabajadores destinados a esta área, véase la sección 4.1

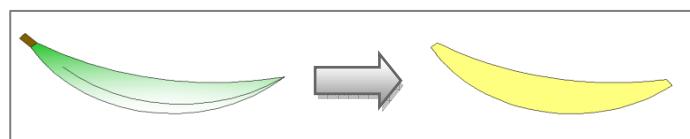


Fig. 2.1.2.2 Esquema del pelado

2.1.3. Proceso para evitar el pardeamiento enzimático

Luego del proceso de Pelado es necesario bañar al banano en una solución de bisulfito de sodio y Sorbato de Potasio durante 5 minutos,

con el fin de prevenir el oscurecimiento del banano por reacciones de oxidación e inhibir el crecimiento de microorganismos.

La concentración de esta sustancia suele ser habitualmente de 30 a 200 mg/kg de alimento aunque en algunos frutos secos se pueden alcanzar los 2000 mg/kg.

2.1.4. Proceso de Rebanado

Para el proceso de rebanado o troceado primero se cortará al banano de forma manual en rodajas. Luego se transportará a una máquina que cortará a las rodajas en cubitos de 4 mm de lado. El rebanado se lo realiza con el fin de aumentar el área de transferencia de calor, convirtiendo una rodaja en varios cubitos como se lo muestra en la figura 2.1.3.1, eliminando más fácilmente el porcentaje de humedad del banano al tener más área expuesta al aire caliente dentro del secador. El espesor de los cubitos deberá estar entre 2 a 4 mm, para que se considere como óptimo para el proceso de secado.

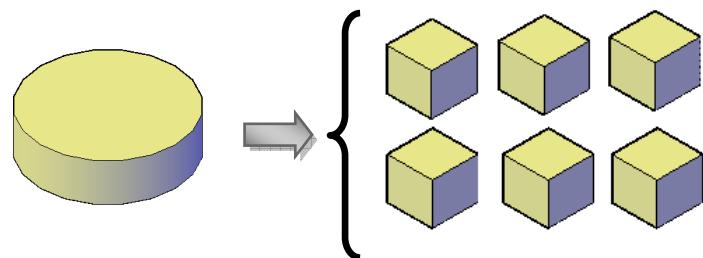


Fig. 2.1.3.1 Corte del banano en cubitos.

2.2. Secado

2.2.1. Tipos de secadores

Existen diversas categorías en las cuales se puede estudiar los distintos tipos de secadores, en la presente sección se da una clasificación general, como también clasificaciones por ciertos criterios a considerarse.

En general, los secadores pueden clasificarse en nueve categorías. Cada una se ajusta mejor a una aplicación particular.

Transportador: el secado se efectúa mientras se traslada el material en una cinta transportadora.

Tambor: el secado se realiza en la superficie exterior de un tambor calentado internamente.

Flash: el secado se efectúa durante el transporte mediante una corriente turbulenta de aire caliente o gas.

Lecho fluido: el secado se lleva a cabo mientras el material está en suspensión en un ambiente fluidizado.

Rotatorio: el secado se realiza mientras el material está en movimiento dentro de un cilindro rotatorio. El presente documento se encuentra altamente enfocado en este tipo de secadores. Ver sección 2.2.2.y capítulo 3.

Spray: el secado se efectúa cuando el material en forma de lechada es atomizado en un medio de aire o gas.

Bandeja: el secado se lleva a cabo mientras el aire o gas a baja velocidad es pasado por encima o a través del material en bandejas.

Aspiración: el secado se realiza a baja temperatura mientras el material está en una cámara bajo aspiración.

Silos secadores.- los silos son adaptados para que en su parte inferior tengan orificios por donde sale el aire caliente que proviene del quemador, y en su parte superior un agujero para extracción del aire.

Los tipos de secadores dependiendo de su modo de operación se encuentran clasificados en la figura 2.2.1.1 y por su escala de producción en la figura 2.2.1.2, teniendo en cuenta las siguientes definiciones:

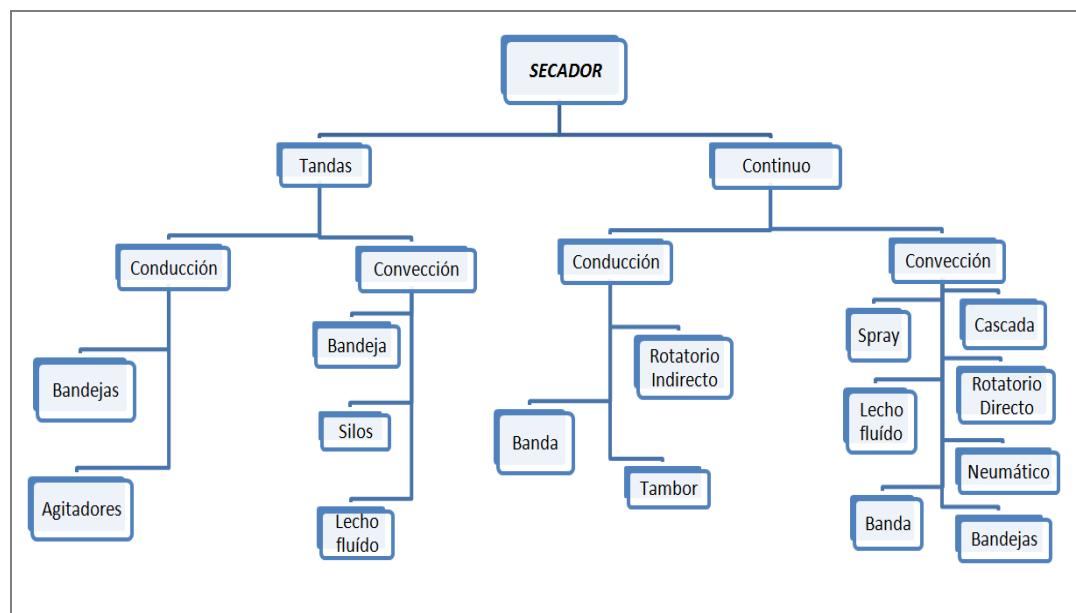


Fig. 2.2.1.1 Clasificación de los secadores por su modo de operación

Secadoras de flujo continuo, son aquellas en las que el grano se introduce y descarga en forma continua o intermitente, permaneciendo constantemente llenas las secciones de secado y enfriamiento. Las operaciones de secado y enfriamiento se efectúan en forma simultánea e ininterrumpida

Secado en tanda Este sistema, que tiene lugar en secadoras del mismo "nombre, reside en colocar el grano húmedo en la secadora, mantenerlo en ella hasta que es secado, y luego enfriado en la misma. Posteriormente, el grano es extraído, y la secadora se vuelve a llenar con otra tanda.

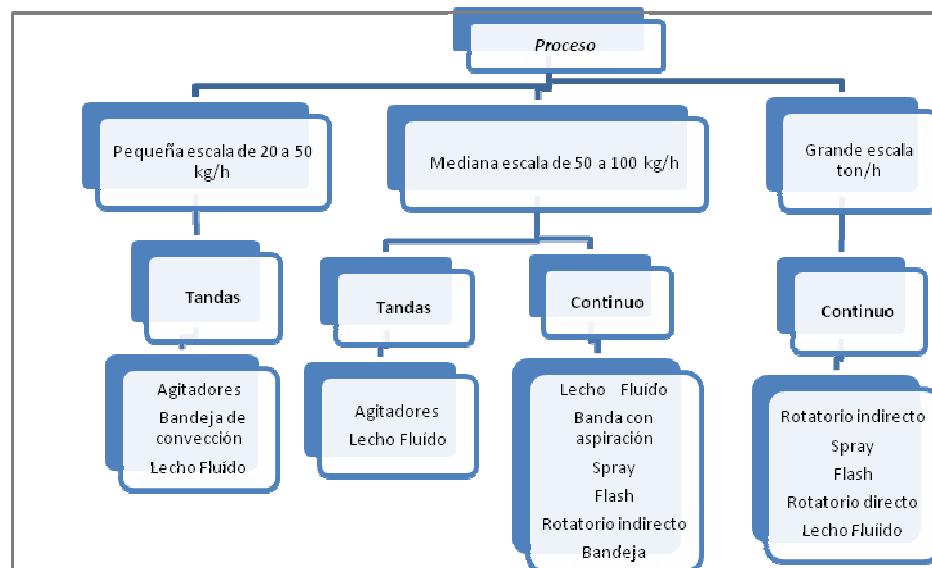


Fig.2.2.1.2 Clasificación de los secadores según su escala de producción.

2.2.2. Secadores Rotatorios

Los secadores rotatorios son usados para materiales que no sean tan frágiles o sensibles al calor. Este tipo de secador es uno de los más usados en la industria y son efectivos para medianas y grandes escalas de producción.

Consta de una coraza cilíndrica, usualmente construida de plancha de acero, dentro de la cual el material a secar ingresa por un lado y se descarga ‘seco’ del otro. También consta de una configuración de aletas (Ver figura 2.2.2.2), que levantan el material para secarlo como cascada. Diversos fabricantes de secadores tienen su propio diseño patentado de aletas, aunque ya existen diversos gráficos en donde se observan dichas configuraciones.

El Secado puede ser directo o indirecto:

En el **Secado Directo** los gases calientes estñan en flujo paralelo o contraflujo con respecto al sentido de dirección del material. La transferencia de calor es por convección. Ver figura 2.2.2.1

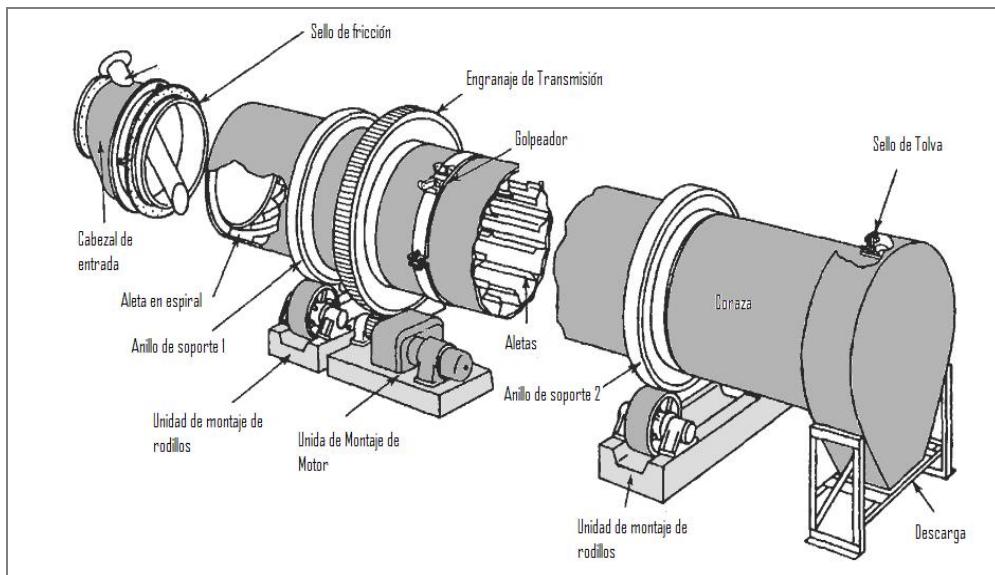


Fig.2.2.2.1 Partes de la coraza de un secador Rotatorio directo (CE

RaymondvBarlletSnowCo.)

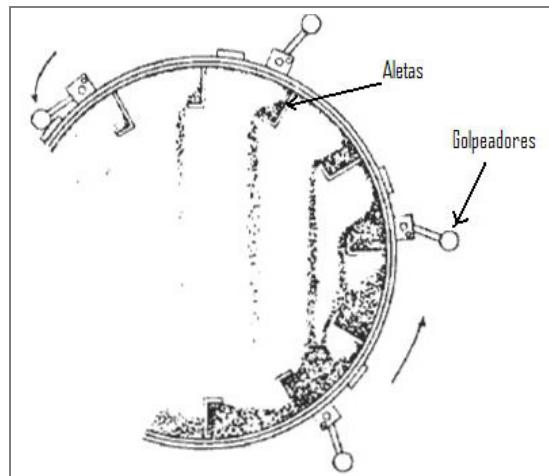


Fig.2.2.2.2 Sección transversal de un secador rotatorio,

mostrando la acción de las aletas.

En el **Secador Rotatorio Directo en flujo paralelo** (Fig. 2.2.2.3.) el material a secar avanza en el mismo sentido al de los gases y se lo utiliza principalmente para minerales, fertilizantes, pulpa de remolacha, los concentrados de flotación, el carbón / coque, fosfatos, alimentos para animales, el germen, vinaza, lodos.

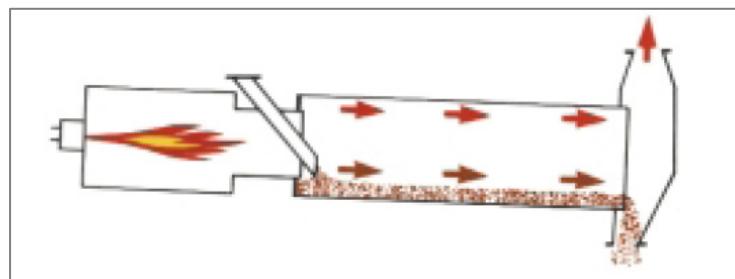


Fig. 2.2.2.3 Secador Rotatorio Directo en Flujo Paralelo

En el **Secador Rotatorio Directo en Contraflujo** (Fig. 2.2.2.4.) el material a secar el avanza en sentido opuesto al de los gases y se lo utiliza principalmente para el gel de sílice, el azúcar, sales químicas y cristalinas productos (gama baja temperatura) de nitrato de amonio, minerales de y minerales, pigmentos, la eliminación de los reactivos de flotación.

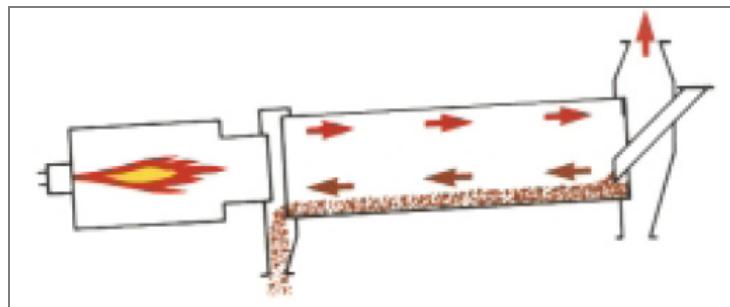


Fig. 2.2.2.4 Secador Rotatorio Directo en Contraflujo

La decisión de diseñar para un flujo en paralelo depende de los siguientes factores:

- Sensibilidad al calor por parte del producto.
- Contribución al efecto de arrastre de la velocidad de flujo.
- Bajo contenido de humedad de los polvos de sólido.

En operación en contraflujo, la diferencia de temperatura (gas - sólido) en la salida del secador es mínima, por lo que el material deberá llegar casi a la misma temperatura del gas de salida. A su favor la operación en contraflujo asegura una distribución más uniforme de la diferencia de temperatura. Consecuentemente, la eficiencia en el secador es maximizada. Para operar en contraflujo se debe tener en cuenta:

- Compatibilidad del producto con altas temperaturas.
- Inhibición del efecto de arrastre producto de la velocidad de flujo.
- Mal control de la temperatura del producto final.
- Arrastres de partículas húmedas.

En resumen si el material resiste altas temperaturas se usará contraflujo, de no ser así la operación en paralelo es la más aceptable aunque se sacrifique un poco de la eficiencia térmica.

El **Secado Indirecto** se obtiene mediante un intercambiador de calor de uno o más corazas en el cual el calor es transferido por conducción hacia el material secar. Los gases producidos nunca están en contacto con el material. Ver figura 2.2.2.5

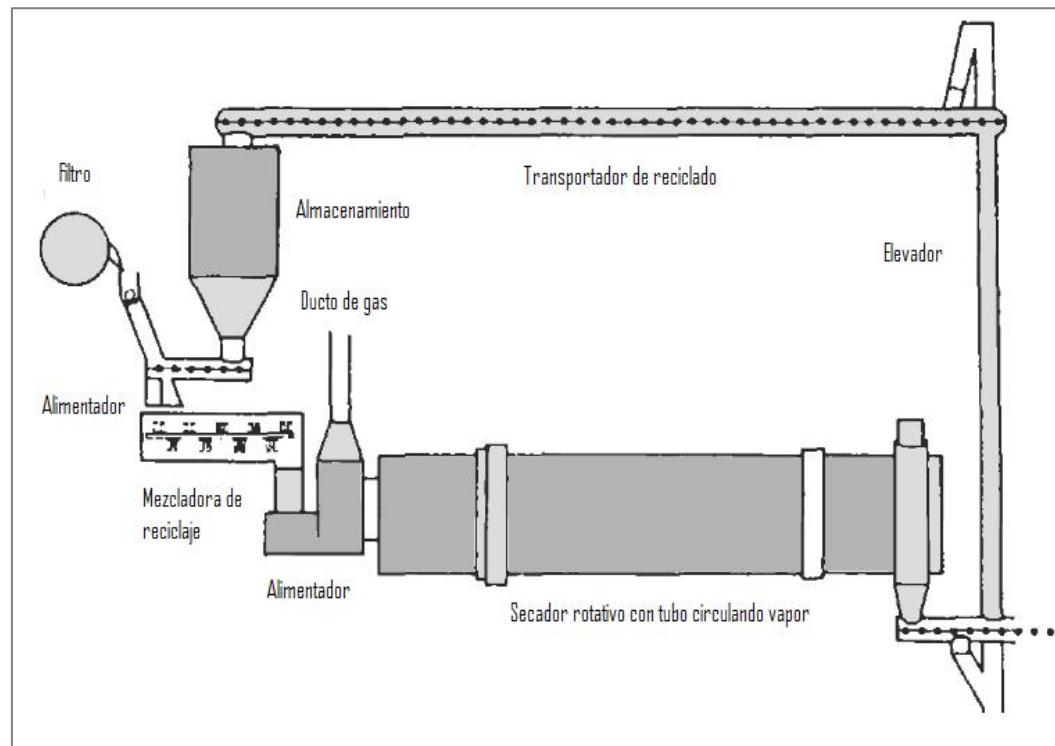


Fig. 2.2.2.5 Secador Rotatorio Indirecto con tubos de vapor con transportador para reciclado parcial.

Secador Tipo Louvre

Los secadores Rotatorios Tipo Louvre disminuyen el estancamiento de los productos por la forma en que el material se mueve dentro de la secadora.

En un secador de este tipo el secado se realiza haciendo pasar el material procesado a través de un cilindro giratorio

horizontal, instalado en el interior con una serie de aletas o persianas de modo que el secado por aire pasa a través de un lecho móvil del material a ser secado. La rotación del tambor imparte una acción móvil a la cama, en la cual material entra en contacto con el aire de secado sin levantarse a través de la corriente de aire de secado, lo cual es su diferencia principal con un secador Rotatorio directo normal.

Debido a este contacto íntimo entre el material y la eficiencia de secado del aire de la secadora rotativa del Louvre es significativamente mayor que la que alcanzan normalmente con secador convencional en cascada Rotatorio.

Secador Rotatorio de Malla

El tipo de secador utilizado en la planta de deshidratación de banano será un secador Rotatorio directo que comparte ciertas características con el Secador Louvre, y que de ahora en adelante se lo llamará “Secador Rotatorio de Malla”.

Consta principalmente de una coraza cilíndrica fija, dentro de ella gira una malla de forma tubular donde se encuentra el producto a secar. El aire caliente entra a un plenum para ser deflectado hacia la malla logrando así una mejor distribución de temperatura y mayor eficiencia de secado. Por lo general es más efectivo cuando la relación longitud sobre diámetro es pequeña.

Las paredes del plenum son hechas de planchas de acero recubiertas con aislamiento de lana de vidrio con excepción del piso que contiene ladrillos refractarios.

El avance del material dentro de la malla no lo ocasiona la velocidad del gas y dependerá más de la inclinación y de la configuración de las aletas. Más detalle del diseño de este secador en el capítulo 3.

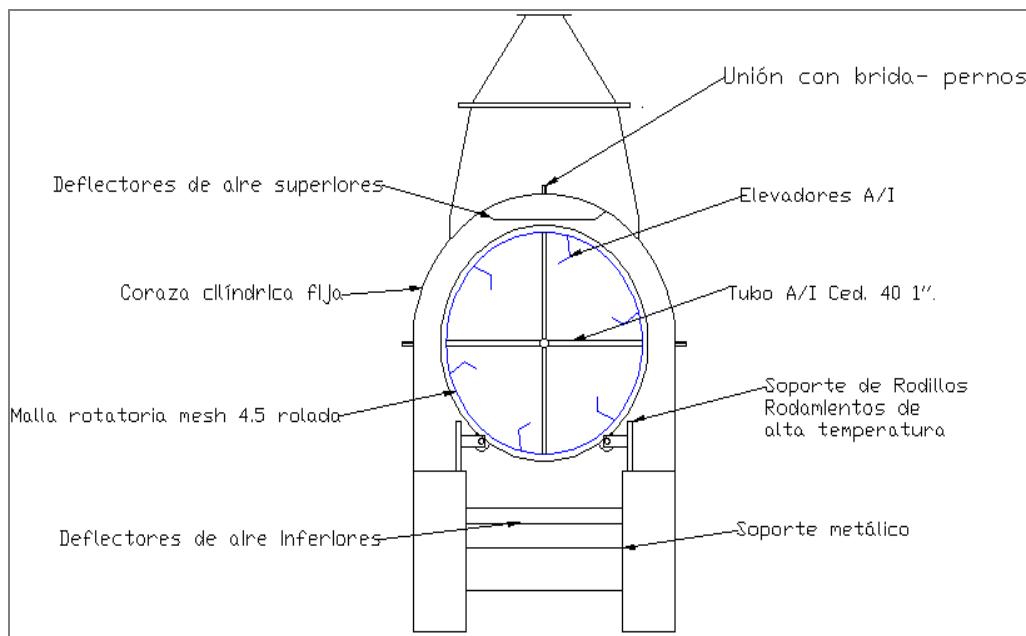


Fig. 2.2.2.6. Esquema de las partes principales que conforman del secador rotatorio de malla (Sección transversal)

Parámetros de Diseño

Durante el diseño y análisis de los secadores rotatorios se debe tener muy en cuenta los datos de la Tabla 3 para realmente comprobar si los parámetros calculados están o no en el rango de valores y así poderse determinar algún posible error cometido. Sin embargo la experiencia del diseñador podrá comprobar si datos fuera de estos rangos son correctos o erróneos.

Tabla. 3 Parámetros típicos de secadores rotatorios

Parámetros típicos de secadores Rotatorios	
Diámetro del cilindro	0.3-5 m
Longitud del cilindro	5-90 m
Producto de RPM y diámetro	7-10 (rev/min) x m
Velocidad de los gases	1.5-3 m/s
Inclinación	1 en 40 o 1 en 20
Eficiencia	30 a 55% con vapor 45 a 75% con combustible

Velocidad del gas

La velocidad del gas afecta el comportamiento del secador de varias maneras, directa e indirectamente. La velocidad del gas tiene un efecto significativo sobre el coeficiente de transferencia de calor. También influye en el tiempo de residencia del producto y en el grado de arrastre del producto.

Efecto de la velocidad de rotación.

El tiempo de residencia es inversamente proporcional a la de rotación. La velocidad rotacional del secador usualmente está entre 5 y 35 rpm.

Efecto de la Inclinación de la carcasa.

Para una velocidad de rotación dada, la inclinación del secador se incrementa y el tiempo de residencia decrece. Para el rango de inclinaciones y velocidades de rotaciones comúnmente usadas ($\frac{1}{4}$ a $\frac{3}{4}$ pulg/pie y 2 a 7 rpm) el tiempo de resistencia es inversamente proporcional a la inclinación.

Carga del secador. (Masa de producto seco)

El porcentaje de carga en el secador influye en el tiempo de residencia. La carga óptima de un secador yace entre 8 a 12% del volumen del secador

$$HL = S\theta \quad \text{Ec. 2.2.2.1}$$

Donde:

H : Material por unidad de longitud, kg/m .

L : Longitud del secador, m

S : Velocidad másica del producto, kg/s .

θ : Tiempo de residencia, s.

Eficiencia

La eficiencia del secador depende de gran medida del diferencial de temperatura entre la entrada y la salida de los gases de escape aunque la tasa de transferencia de calor también está influenciada por la relación entre el diseño de las aletas y la velocidad de la rotación.

Sin embargo, independientemente del gas y las temperaturas de secado, el tiempo de residencia puede ser crítico, ya que se rige por la velocidad de difusión de agua desde el núcleo a la superficie del material.

Tiempo de retención

El tiempo de residencia del producto en el secador depende del comportamiento del material y las características mecánicas del secador.

Una estimación del tiempo de residencia de un producto en un secador rotatorio es difícil de obtener debido a la compleja interacción de los siguientes factores:

- Porcentaje de carga.
- Número de elevadores.

- Diseño de elevadores.
- Inclinación del secador desde la base horizontal.
- Velocidad de rotación de la carcasa del secador.
- Longitud (efectiva) del secador.
- Diámetro del secador
- Propiedades físicas del material a secar.
- Velocidad del aire dentro del secador.

Basado en trabajos experimentales, **Williams-Gardner** halló una fórmula para estimar el tiempo de residencia:

$$t = \frac{K * L}{n * D * S} + Y * v \quad \text{Ec. 2.2.2.2}$$

Donde

t: Tiempo de residencia, *min.*

L: Longitud efectiva del secador, *pie.*

n: Velocidad angular, *rpm.*

D: Diámetro de la carcasa, *pie.*

S: Inclinación de la carcasa, *pulg/pie.*

v: Velocidad del aire, *pie/min.*

K, Y: Constantes.

Las constantes K y Y dependen de ciertos características de diseño tales como número y diseño de los elevadores, tamaño y densidad de partícula, y método de operación del secador.

Para secadores directos de carcasa sencilla,

$$t = \frac{6KL}{nDS} \quad \text{Ec. 2.2.2.3}$$

Donde se asume de 10 a 15%, en volumen, de elevadores. K tiene un valor de 0.52 a 2.0 cuando se trabaja con flujos en contracorrientes y de 0.2 a 0.17 para flujos en paralelos.

Friedman y Marshall sugieren la siguiente relación para el tiempo de residencia t en minutos:

$$t = \frac{0.23L}{SN^{0.9}D} \pm 0.6 \frac{BLG}{F} \quad \text{Ec. 2.2.2.4}$$

Donde:

$B = 5D_p^{-0.5}$ es una constante cuyo valor depende del material a secar.

D_P : Promedio ponderado del tamaño de partícula del material, μm .

F: Velocidad de alimentación, lb material/h*pie²(área transversal al flujo).

S: Inclinación, pie/pie.

N: Velocidad angular, rpm.

L: Longitud del secador, pie.

D: Diámetro del secador, pie.

G: Velocidad mísica de aire, lb/h*pie².

Para flujos en contracorrientes el signo en la expresión 2.2.2.4 es positivo, y para flujo en paralelo éste es negativo.

Alternativamente, **Seaman y Mitchell** recomiendan:

$$t = \frac{L}{aND(S + bv_m)} \text{ min} \quad \text{Ec. 2.2.2.5}$$

Donde a y b son constantes, y v_m es negativo para flujo en contracorriente. El producto bv_m es el equivalente a la inclinación hecha por el desplazamiento de la caída de material por la corriente de aire.

Peck y Wasan, derivaron teóricamente una expresión para el tiempo de residencia. Su expresión es:

$$t = \frac{L}{CDN[(Kv^n / \cos \alpha) - \tan \alpha]} \quad \text{Ec. 2.2.2.6}$$

Donde la constante C depende del diseño del elevador, K es un coeficiente de arrastre (partícula a aire) y α es el ángulo de inclinación del secador.

Se ha mostrado algunas correlaciones para obtener el tiempo de residencia de un producto, si bien pueden tener un grado de exactitud aceptable la dificultad de utilizar cualquier de ellas radica en obtener todos los datos de las variables que intervienen.

El tiempo de residencia estimado a partir de una prueba experimental fidedigna, debe primar en casos extremos, bajo contenido de humedad final y alta temperatura del producto final.

2.2.3. Materiales

En esta sección se detallará algunos de los materiales a utilizarse en la construcción del secador rotatorio de malla de nuestra planta.

La coraza cilíndrica fija será hecha de plancha de 3 mm de acero, la cual deberá ser rolada para adquirir la forma requerida. La malla será de acero inoxidable mesh 16 rolada. El secador cuenta con sus respectivas tolvas de entrada y salida del producto. Todas las tolvas serán hechas de acero de plancha de 1.5mm.

El resto de materiales usados en la construcción del secador se detallan en la sección 6.1.

2.3 Molienda

La Molienda es el último proceso de transformación en el cual los trozos de banano secos reducen su tamaño y a su vez consiguen la forma y consistencia que se requiere para el producto final, la harina.

El molino utilizado será de Tipo Martillo, se caracteriza por tener un amplio rango de reducción de partículas y una instalación más sencilla. Actúa por efecto de impacto sobre el material a desintegrar el cual consiste en una serie de martillos locos o fijos que rotan y van dispuestos perpendicularmente al eje de transmisión. Los martillos normalmente pueden ser placas de hierro o de acero inoxidable impactan al material contra las paredes de la cámara hasta que ya pueda pasar por la rejilla de descarga (plancha perforada).

El banano ingresa por la tolva de entrada, es molido dentro de la cámara y sale por la rejilla de salida a una capacidad que será hallada posteriormente en esta documentación. Por ello las dimensiones, número de martillos, materiales, potencia del motor van regidas a la capacidad, las propiedades físicas del banano y su reducción de tamaño.

2.3.1 Tipos de Molinos

Molinos de disco.

Llamados también molinos de platos (Fig.2.1.1.1), consiste en dos discos generalmente de diámetro entre 102 y 1524 MM. que se frotan uno al otro. Los discos pueden estar en posición vertical u horizontal, el más común son los discos verticales. Un disco generalmente se mueve y el otro está fijo.

Los molinos de disco generalmente son buenos para moliendas gruesas y en algunos casos para una molienda media, la molienda fina es muy difícil lograrla con molinos de disco por lo que no se lo recomienda para producción de harina.



Fig. 2.3.1.1 Molino de disco

Muchos factores influyen para lograr éxito en una molienda fina como los platos que se usen, la velocidad del motor, condición y presión de los platos, la velocidad de alimentación, el tipo de grano y el contenido de humedad del mismo.

Molinos de rodillos

Constan de dos rodillos que generalmente están acanalados y que están paralelos al eje del rodillo. Los rodillos se mueven en sentido inverso, uno a una velocidad y el otro a dos o tres veces la velocidad del otro.

Las necesidades de potencia del motor van a depender de:

1. Clase y la calidad del grano.
2. Tipo de grano.
3. Condición de los rodillos.
4. Contenido de humedad del grano.
5. Velocidad de operación.
6. Potencia disponible.
7. Velocidad de alimentación.

El molino de rodillos (fig. 2.3.1.2.) se utiliza intensamente en la industria de harinas, en la cual dos rodillos se mueven en sentido opuesto y a diferentes velocidades. Para la operación final de la fabricación de harina se usan rodillos suaves de los cuales uno opera a una velocidad 25 por ciento mayor que la del otro.

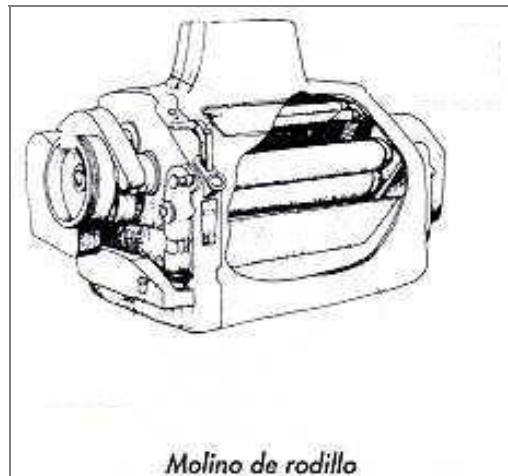


Fig. 2.3.1.2. Molino de rodillo

Molinos Combinados

Son aquellos molinos de disco o de martillos que tienen una picadora o dispositivos picadores de cilindro o de cabezal

cortador, incorporados al molino. Existen otros molinos que trituran el producto, para facilitar el proceso de molienda. Las trituradoras son del tipo de rodillos comigados grandes o del tipo de rodillos dentados.

El uso de trituradores elimina la carga de impacto en los molinos de martillos, los requerimientos totales de potencia para la reducción de tamaño son mucho menores si se tritura el producto antes de la molienda.

2.3.2. Molinos de martillos.

Consiste en piezas (martillos) que pueden ser fijos u oscilantes, montados en un eje de rotación y disponen de una criba o malla a través de la cual pasa el producto, ver figura 2.3.2.1.

La reducción de tamaño se debe a las siguientes causas:

1. Explosión debido al impacto de los martillos.
2. Corte por los bordes de los martillos.

3. Acción de frotamiento o rozadura.

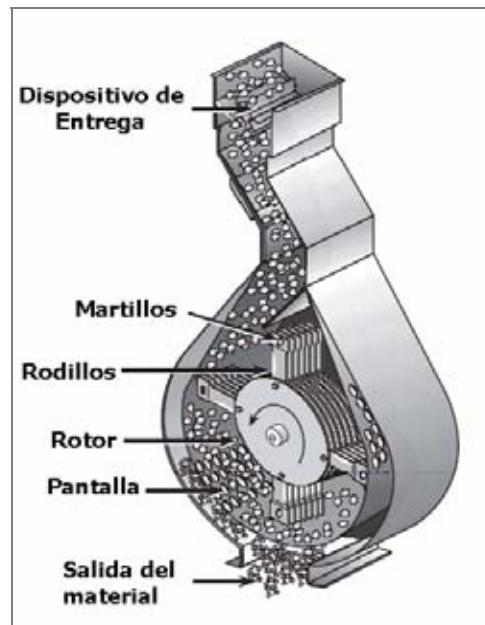


Fig. 2.3.2.1 Esquema del funcionamiento del molino de martillo

La acción de frotamiento es importante con cereales, mientras que la acción de impacto es importante con maíz y materiales quebradizos.

La velocidad de alimentación al molino se controla con unas compuertas corredizas o con un alimentador positivo, tal como un tornillo sin fin. A medida que el producto pasa a través de la malla una corriente de aire suministrada por un ventilador lo

coge y lo lleva al separador de donde pasa al silo o al ensacado.

El molino de martillo se adapta bien para una molienda media y fina. La alta velocidad con que trabajan los martillos es excelente para una conexión directa con un motor eléctrico.

La fuerza de la molienda depende del tamaño de los agujeros de la malla y de la velocidad de circulación del material molino a través de la cámara de molino.

Ventajas:

- Produce un amplio rango de tamaño de partículas.
- Trabaja con cualquier material y fibra.
- Bajo costo de compra inicial comparado con los molinos de rodillos.
- Bajo costo de mantenimiento.
- Opera de forma descomplicada.

Desventajas:

- Baja eficiencia de energía en comparación con el molino de rodillos.

- Puede generar calor.
- Puede generar ruidos y emisiones de polvo.
- No hay uniformidad en el tamaño de partículas.

Tipos de martillo

Las dimensiones utilizadas para los martillos generalmente son (15x4x2.5) cm, y se obtiene como volumen 150 cm³. Para el cálculo del volumen se ha tenido en consideración que existen dos orificios del tamaño del diámetro del eje secundario, esto se hace para que una vez desgastado un lado del martillo, se pueda utilizar el otro lado. En el mercado existen varias formas de martillos los cuales se podrán ver en la figura 2.3.2.2.



Fig. 2.3.2.2. Tipos de martillos

Reducción de tamaño de grano

Como se vio en la sección 1.4.6 la reducción de tamaño se da por impacto, compresión, frotamiento o Cizalla ó cortado

Se usa el molino de martillo por las siguientes razones:

- Fácil operación
- Ideal para este proceso de molienda Fina

LEYES DE LA MOLIENDA

A pesar de grandes estudios en la reducción de granos, no existe fórmula que conecte el trabajo empírico con el trabajo real. Para calcular el trabajo necesario para la reducción de tamaño de grano existen tres modelos a usarse:

- KICK para $d > 50$ mm

$$W_k = m * c_k * (\ln(d_a)) \quad \text{Ec. 2.3.2.1}$$

- BOND para $50 \text{ mm} > d > 0.05 \text{ mm}$

$$W_b = m * c \quad \text{Ec. 2.3.2.2}$$

- RITTINGER para $d < 0.05$ mm

$$W_b = m * c_b \text{ Ec. 2.3.2.3}$$

Siendo:

W: trabajo de molido en kJ/kg

c: coeficiente de molido

da: diámetro de grano de entrada

de: diámetro de grano a la salida

m: flujo másico del material

Un valor válido de tamaño de grano, es d_{80} . Este valor significa que el 80% de la masa tiene menor tamaño que el d_{80} . El coeficiente de BOND puede ser encontrado fácilmente en literatura de molienda.

2.3.3. Materiales

Una vez instalados pueden usarse por mucho tiempo sin requerir de adaptaciones y pueden dar como resultado un producto uniforme.

Los martillos del molino deben ser de acero endurecido. Los martillos de acero blando tienen, vida corta. El tamiz puede ser de bronce o de acero inoxidable. Si se usa bronce es necesario hacer quitar las impurezas que pudiera contener la harina. Al usar Acero Inoxidable este paso se suprime.

2.4. Control de humedad

La implementación de un sistema preciso de control de la humedad puede repercutir en importantes ahorros en los procesos que incluyan operaciones de secado. El secado suele ser una de las operaciones en los procesos que suponen un mayor consumo de energía.

El objeto de la operación de secado es extraer humedad de las fibras para que el producto salga del secador al nivel de humedad deseado. Cada proceso tiene diferentes objetivos en cuanto al contenido de humedad a la salida del secador.

En este proceso el contenido de humedad del producto a la salida del secador es crítico, y para evitar los problemas que pueden surgir de

las variaciones del contenido de humedad la mayoría de procesadores tienden a secar en exceso siendo la opción más segura.

En cualquier caso, esta opción segura puede tener efectos desastrosos en cuanto a consumo de energía y productividad en la operación de secado.

La instalación de un sistema de medida y control de la humedad puede permitir que el margen de seguridad se reduzca a un rango mucho más estrecho de nivel de humedad, obteniendo ahorro importante a nivel energético o de productividad.

Hay tres beneficios principales para la implementación de un sistema de control de humedad.

- Los beneficios directos de poder aumentar el contenido medio de humedad en la fibra producida, así como el beneficio de controlar el contenido de humedad durante todo el proceso.
- El incremento de la productividad (y/o disminución de los costes de producción y costes de capital) que se puede obtener del

hecho de mantener el contenido de humedad en un nivel deseado.

- Los beneficios derivados del incremento de la calidad, gracias a poder mantener el contenido de humedad en un nivel deseado.

2.5. Esquema del proceso

Se ha detallado conceptualmente cada uno de los procesos que se utilizará en la planta, ahora se resumirán todos estos pasos para un mejor entendimiento por parte del lector, ver figura 2.5.1.

Recepción del banano.- los bananos de rechazo de las fincas serán transportados en camiones los cuales descargarán la fruta en el área destinada a la recepción. Ver anexo Layout de planta

Selección del banano.- un grupo de personas se ocuparán de seleccionar el banano de acuerdo a los parámetros detallados en la sección 2.1

Lavado del banano.- Se sumerge los bananos en una piscina de agua clorada con una proporción de 10 ppm.

Choque Térmico.- consiste en realizar un desprendimiento parcial entre la pulpa del banano y la cáscara mediante sumergirlos en una piscina de alrededor de 90 °C durante 3 minutos, para luego sumergirlos en otra piscina a temperatura ambiente.

Pelado.- el pelado se lo realizará manualmente, pero debido al paso anterior éste se realizará con mayor facilidad.

Proceso de anti oxidación.- consiste en bañar los cubitos de banano con una solución que contiene bisulfito de sodio y Sorbato de Potasio durante 5 minutos con el fin de prevenir principalmente el crecimiento de microorganismos.

Troceado.- Aumenta la eficiencia del proceso del secado posterior, y consiste en dividir los bananos en pequeños cubitos de alrededor de 4 mm de lado en promedio. Para ello se hace uso de una máquina troceadora de banano.

Secado del banano.- tiene como fin disminuir la humedad del banano del 75% hasta el 8%, al ingresar los cubitos a un secador rotatorio. Ver el capítulo 3 para mayor detalle del secador

Molienda.- El banano es triturado en un molino de martillos con el fin de obtener la granulometría deseada para la producción de harina.
Ver el capítulo 5 para el diseño del molino.

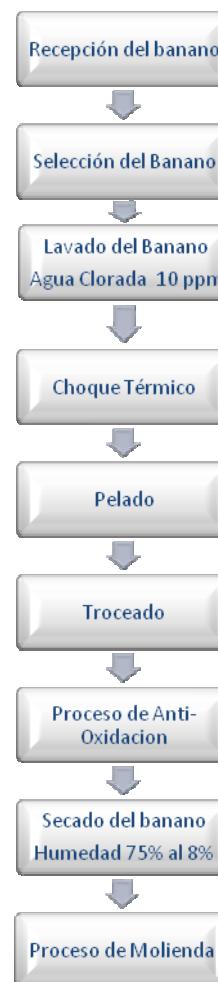


Fig. 2.5.1 Esquema del proceso de obtención de harina de banano

2.6. Infraestructura de la planta

Ver plano número 1 ' Layout de la planta'

CAPÍTULO 3

3. Diseño del Secador Rotatorio

Los factores más importantes a tener en cuenta en el diseño de un secador rotatorio son:

- Contar con datos de plantas ya existentes o pruebas piloto.
- Capacidad para cumplir con las especificaciones del producto final.
- Capacidad para manejar materiales.
- La seguridad de equipos y de personal.

Datos de plantas ya existente o pruebas piloto

La única manera segura de diseñar un secador rotatorio es conociendo de una prueba piloto o de una planta existente los siguientes datos:

- Propiedades del aire o gas en la entrada del secador.
- Propiedades del producto en la entrada y salida del secador.

- Tiempo de retención del producto.

No se puede diseñar sin conocer el verdadero comportamiento del producto dentro del secador y dichos datos preparan al diseñador a realizar los cálculos con mayor seguridad. Si no se dispone de suficiente información del producto, lo más recomendable es la implantación de una prueba piloto, en las que el factor de escala puede ser de 2 en casos críticos. Factores de 5 o más son más prácticos particularmente cuando las pruebas las realizan personas con experiencia.

Los datos a escala proporcionados por la planta piloto proveen información aplicable para un secador de tamaño industrial, a pesar de ello se requiere de experiencia y buen juicio por parte del diseñador.

Una vez teniendo los datos iniciales se realiza lo que se conoce como ‘escalabilidad’, en la cual se utilizan los datos obtenidos para otras condiciones de capacidad de secador (flujo másico del material). Se debe tener en cuenta que las propiedades de humedad del producto en la entrada y salida del secador rotatorio de la planta piloto deben de ser exactamente iguales a los que se pretende llegar en el secador a diseñar.

Con estas consideraciones las dimensiones del secador serán mayores a los de la planta piloto. El rendimiento y eficiencia serán también mayores debido al largo tiempo que opera en estado estable. Se debe aclarar que los datos para el diseño de la nuestra planta fueron obtenidos de plantas encontradas en internet y de una planta que reside en Guayaquil que usa secador Rotatorio para producción de harina de banano.

A continuación se detalla paso a paso el proceso de diseño de un secador rotatorio por escalabilidad.

3.1. Cálculos preliminares de diseño

Se refiere a cálculos preliminares, a todos aquellos que se debe realizar para la obtención de todos los datos requeridos para el balance de energía.

Para un mejor análisis y entendimiento de los cálculos podrá encontrar una tabla que contiene todos los datos preliminares al final de esta sección.

Los cálculos preliminares son:

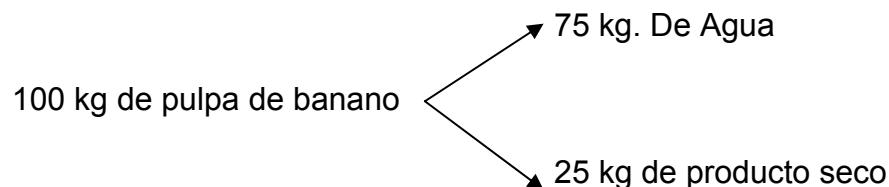
- Cálculo de humedad en base seca

- Estimación de las dimensiones de los cubitos de bananos secos
- Cálculo de la densidad volumétrica del banano

Cálculo de la humedad en base seca

Se conoce la humedad en base húmeda en la entrada y salida del secador, pero en los cálculos la base seca es mucha más práctica y es la más usada. Se la puede calcular mediante fórmulas directas o bajo el siguiente análisis que brinda un mejor entendimiento:

Si se tiene 100 kg de pulpa de banano a 75% humedad en base húmeda, entonces se puede descomponerlo así:



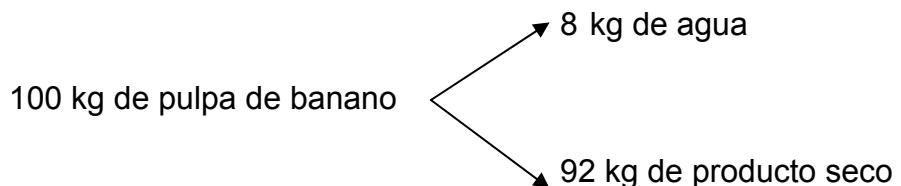
La humedad en base húmeda se puede hallar aplicando la

ecuación 1.2, entonces se tiene:

$$H_{bs} = \frac{m_w}{m_s} = \frac{75}{25} = X_{ENT}$$

$$H_{bs} = 3$$

Se hace el mismo análisis para la salida con una humedad en base húmeda del 8%, se tiene:



La humedad en base húmeda a la salida , aplicando la ecuación

1.2:

$$H_{bs} = \frac{m_w}{m_s} = \frac{8}{92}$$

$$H_{bs} = 0.0869 = X_{FAL}$$

Características de los pedacitos de banano

Los cubitos de banano que entrarán al secador serán de 4 mm de espesor, no se recomienda un espesor mayor por dos razones fundamentales:

- Los cubitos pueden salir con una humedad más alta que la esperada.
- Se aumenta el consumo de combustible, disminuyendo la eficiencia del proceso.

Se debe calcular el volumen de un cubito de banano y la masa que contiene de agua y de material seco.

El volumen de un cubito de banano de 4 mm de lado, tiene como volumen:

$$V_c = (0.004)^3 = 6.4 \times 10^{-8} \text{ m}^3$$

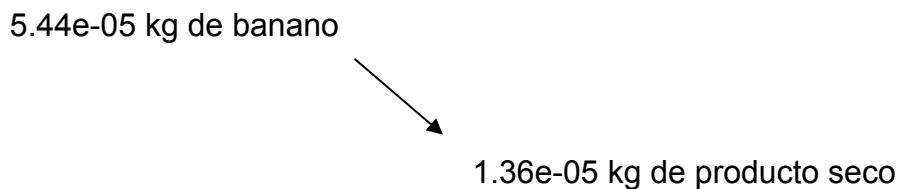
Si la densidad de la pulpa de banano húmedo es de 850 kg/m³ en promedio, entonces la masa de un cubito será:

$$m_c = 850 V_c = 5.44 \times 10^{-5} \text{ kg}$$

Entonces un cubito de banano con 75% de humedad se descompone:

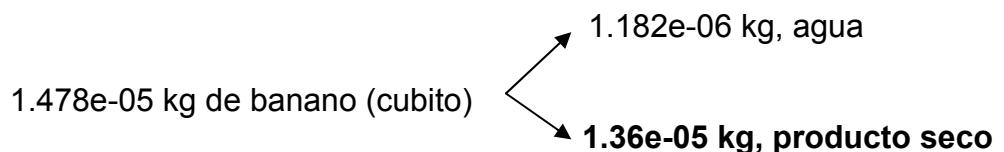
kg de agua





Las dimensiones y características promedio de un cubito con humedad del 75% fueron definidas en los cálculos anteriores, pero ahora se puede estimar también el nuevo volumen y las dimensiones cuando este ya es seco, este dato será de gran utilidad para la selección de la malla rotatoria y para los cálculos de molienda en el capítulo 5.

Se parte del hecho que la masa de producto seco dentro del cubito se mantiene hasta la salida del secador y es de alrededor de un 92% de su masa total (8% de humedad final). Se tiene:



Ahora para hallar el nuevo volumen se hará uso de las siguientes premisas:

- La reducción del volumen es igual al volumen del agua evaporada.

- El material es constituido por una estructura sólida con densidad ρ_s , volumen V_s , y de poros ocupados por agua con densidad ρ_{H_2O} y volumen V_{H_2O} .

Con base a estas premisas se puede aproximar la variación de volumen del cubito de banano con la ecuación 3.1.1.

$$\Delta V = \left(\frac{X_{ent}}{\rho_{H_2O}} - \frac{X_{SAL}}{\rho_{H_2O}} \right) m_s \text{ Ec 3.1.1.}$$

Donde:

ρ_{H_2O} : Densidad promedio utilizada del agua en estado líquido, kg/m^3

X_{ent} : Humedad de entrada del material en base seca

X_{SAL} : Humedad de salida del producto seco en base seca

m_s : Masa de producto seco en el cubito de banano

De la ecuación 3.1.1. se obtiene la variación del volumen del cubo de banano al pasar por el secado. Reemplazando:

$$\Delta V = \left(\frac{3}{1000} - \frac{0.0869}{1000} \right) (1.36e - 05)$$

$$\text{m}^3$$

$$V_{\text{final}} = V_{\text{initial}} - \Delta V$$

$$V_{\text{final}} = 6.4e-08 - 4.198e-08$$

$$V_{\text{final}} = 2.2e-08 \text{ m}^3$$

El secador rotatorio de malla tiene una ventaja que presenta un secado uniforme, por lo que es una buena aproximación asumir que el cubito reducirá sus dimensiones por igual en todas sus direcciones. Entonces el lado del cubito secado es:

$$L_o = \sqrt[3]{V_{\text{final}}}$$

Se obtiene 2.8 mm de lado, cabe recalcar que este valor es una aproximación para los cálculos. Para elegir la malla se deberá tener en cuenta que podrán haber pedacitos de banano con formas y dimensiones diferentes. Un agujero de malla 25% menor es aceptable.

Se escoge un Mesh # 16 (Ver Apéndice A), que tiene una abertura de 1.21 mm, como material para la malla cilíndrica rotatoria, esta elección se decide por dos razones:

- El tamaño de la abertura, evita que los bananitos se filtren por ella pero dejando facilidad para la entrada de los gases calientes del secado.
- Una masa de 1.2 kg/m², considerablemente menor a otros mallados.

Cálculo de la densidad volumétrica de banano seco

La densidad del cubo de banano después de secar se obtiene dividiendo la masa total para su volumen total:

$$\rho_s = \frac{M}{V} = \frac{1.48e - 05}{2.2e - 08} = 671.40 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_s = 671.40 \text{ kg/m}^3$$

Tabla 4.- Características promedio de los cubitos de banano

Cubito de banano antes de secar	
Lado metros	0,004
Peso total	0,0000544
porcentaje de humedad	75%
Porcentaje de producto seco	25%
Contenido de agua	0,0000408
Producto seco, kg	0,0000136
Volumen total m ³	6,4E-08

Cubito de banano después de secar	
Lado metros	0,00280278
Peso total	1,4783E-05
porcentaje de humedad	8%

Porcentaje de producto seco	92%
Contenido de agua, kg	1,1826E-06
Producto seco, kg	0,0000136
Volumen total m3	2,2017E-08
densidad	671,406003

Tabla 5.- Recopilación de los datos preliminares para el cálculo del secador.

<i>Recopilación de datos</i>	
Temperatura del aire de entrada (°C)	240
Temperatura bulbo húmedo del aire de entrada (°C)	50
Temperatura final del aire (°C)	120
Humedad inicial del producto (base seca)	3
Humedad final del producto (base seca)	0,0869
Temperatura del producto inicial (°C)	25
Temperatura del producto final (°C)	60
Dirección del flujo de aire	Alrededor a la malla
Calor específico del aire (KJ/Kg*C)	1
Calor latente de vaporización del agua (KJ/Kg)	2270
Calor Específico del agua (KJ/kg*C)	4,18
Calor Específico del vapor de agua (KJ/kg*C)	2,5
<i>Propiedades físicas del producto</i>	
Densidad volumétrica promedio (kg/m3)	850
Densidad volumétrica del banano seco(kg/m3)	670
Calor específico (KJ/kg*C)	3,35

Producto pegajoso	no
Capacidad deseada	
S-Capacidad (kg seco/h)	200
Tiempo de retención (s)	2700

Estos datos fueron obtenidos del informe técnico del Ing. Gonzalo Zabala y de datos sobre propiedades térmicas del banano (apéndice B).

3.2. Balance de energía

Se realiza un balance de energía cuyo volumen de control es la coraza cilíndrica fija del secador. El calor que pierde el aire dentro del secador es usado para:

- Evaporizar el agua contenida en el producto
- Calentar el vapor de agua
- Elevar la temperatura del producto
- Pérdidas por radiación y convección.

Para un mejor entendimiento se tiene la figura 3.2.1, la cual brinda el esquema termodinámico elegido de operación para el secador.

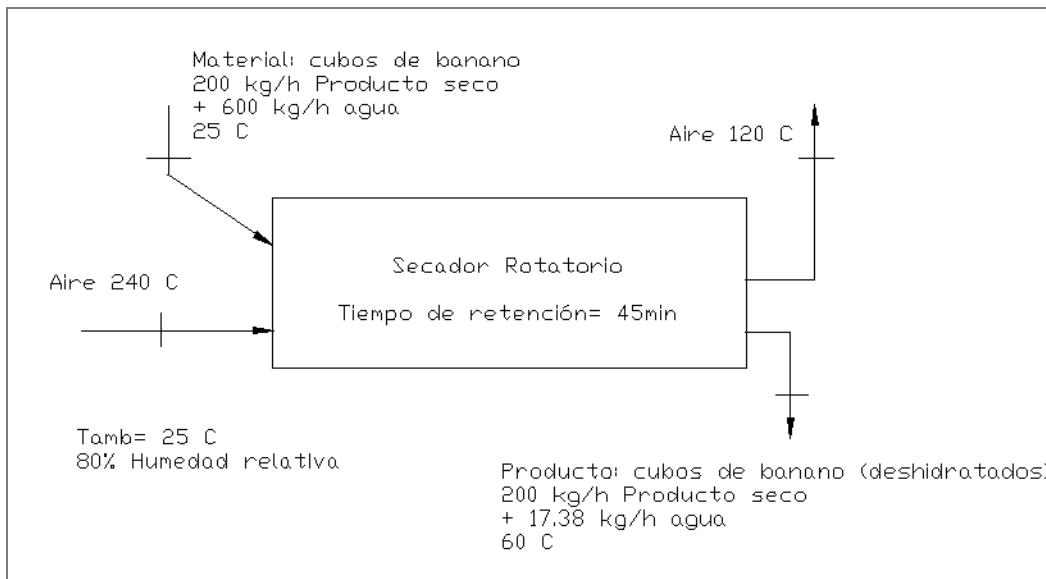


Fig.3.2.1 Esquema termodinámico del secador

Se tiene que el balance de energía se rige por la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned}
 E(c) + S C_p (t_{sal} - t_{ent}) + S X_{ent} (4.18) (T'_{ent} - t_{ent}) \\
 + E [2.510(T_{sal} - T'_{ent})] + SX_{sal} (4.18) (t_{sal} - t_{ent}) \\
 + q_r = q_e \quad Ec. 3.2.1
 \end{aligned}$$

Donde:

E: velocidad de vaporización, kg/s.

c : Calor latente del agua a T_{ent} , °C.

T_{sal} : Temperatura del gas de salida, °C.

T_{ent} : Temperatura de entrada del gas, °C.

T'_{ent} : Temperatura de bulbo húmedo del gas de entrada, °C.

t_{ent} : Temperatura de entrada del producto, °C.

t_{sal} : Temperatura de salida del producto, °C.

S : Flujo másico de producto seco, kg/s.

X_{ent} : contenido de humedad del producto húmedo, lb_{agua}/lb_{sólidossecos}.

X_{sal} : contenido de humedad del producto seco, lb_{agua}/lb_{sólidos secos}.

C_p : Calor específico de producto seco, (KJ/kg°C)

q_{rad} : pérdida de calor por radiación desde el secador hacia los alrededores, Kw.

q_t : calor total que pierde el aire dentro del secador, Kw

Los sumandos de la ecuación se encuentran detallados más adelante en la tabla 6, en esta misma sección.

Calor de evaporación

Como la mayor parte de la energía consumida se emplea en la evaporación del agua este es el calor más significativo. Primero se debe calcular cual es la velocidad de evaporación para la secadora en base a los parámetros de humedad establecidos para el banano.

Por medio de la ecuación 3.2.2. Se halla la velocidad de evaporación E.

$$E = \frac{q_t}{C_p} \quad \text{Ec.3.2.2}$$

Donde:

E: Velocidad de evaporación, kg/s

S: Flujo másico del producto seco

Reemplazando la ecuación 3.2.2 se tiene:

$$E = \left(\frac{200}{3600}\right)(3 - 0.0869)$$

$$0.1618 \text{ kg/s}$$

Ahora la velocidad de evaporación puede ser calculada como:

$$q_e = E\lambda = 0.1618(2270)$$

$$q_e = 367.37 \text{ KW}$$

Calor al producto seco

Es el calor que recibe el producto seco y se lo calcula mediante la ecuación 3.2.3.

Ec. 3.2.3

Reemplazando los valores de la tabla 5 se tiene:

$$q_s = \left(\frac{200}{3600}\right) (3.35)(60 - 25)$$

$$q_s = 6.51 \text{ KW}$$

Cálculo del calor al líquido

Es el calor que recibe el líquido para su precalentamiento. Se considera que el secado es a temperatura de bulbo húmedo del aire, esto quiere decir que el líquido alcanza esa temperatura antes de evaporarse.

$$q_l = s X_e \quad \text{Ec. 3.2.4}$$

Para obtener la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada se debe hacer uso de una tabla psicométrica. Ver apéndice C.

El procedimiento es el siguiente:

Aire a temperatura ambiente 25 °C y 80% de humedad relativa, que son las condiciones ambientales promedio de la ciudad de Guayaquil, tiene las siguientes propiedades:

$\left\{ \begin{array}{l} \text{Aire 25 °C, 80\% humedad relativa} \\ \end{array} \right.$

Con tabla psicométrica $X_{ent} = 0.015 \text{ kg agua/kg seco}$

Esta relación se conserva hasta que el aire entra al secador, por lo que ahora a 240 °C se tiene:

Con tabla psicométrica $\left\{ \begin{array}{l} \text{Aire } 240 \text{ °C, } X=0.015 \text{ kg agua/kgseco} \\ T'_{ent}=50 \text{ °C} \end{array} \right.$

Reemplazando:

$$q_t = \left(\frac{200}{3600} \right) (3) * 4,18 * (50 - 25)$$

KW

Cálculo del calor al vapor de agua

Se lo denomina a este calor también como sobrecalentamiento y se lo calcula en base diferencia de la temperatura de secado y la temperatura del aire de salida.

$$q_v = . \quad \text{Ec. 3.2.5}$$

Reemplazando los valores:

$$q_v = (0.1618)(2.510)(120 - 50)$$

$$q_v = 28.44 \text{ KW}$$

Cálculo del calor de la humedad residual

Es el calor que adquiere el agua dentro del producto pero que nunca se evapora y se la calcula como:

$$q_e = S \quad \text{Ec.3.2.6}$$

Reemplazando los valores se tiene:

$$q_e = \left(\frac{200}{3600} \right) (0.0869) (4.18) (60 - 25)$$

$$q_e = 0.7 \text{ KW}$$

Cálculo del calor por radiación

Se lo conoce comúnmente calor por radiación pero en realidad es la suma del calor por convección y el calor por radiación del secador hacia a los alrededores. También se lo puede definir como el calor total de conducción a través de las paredes del secador.

El calor por radiación es comúnmente estimado para un secador rotatorio como el 8% del calor del calor de evaporación. En el capítulo se calcula este valor teniendo en cuenta el aislamiento térmico utilizado, para más detalle se recomienda ver la sección 3.8.

Calor Total que pierde el aire

El calor total que pierde el aire ya se puede calcular, de la ecuación 3.2.1:

$$q_e = 367.37 + 6.52 + 17.42 + 28.44 + 0.706 + 12.5$$

$$q_e = 432.95 \text{ KW}$$

Tabla 6.- Ecuaciones para el balance de energía

Cálculos de transferencia de masa y calor	
Calor de evaporación	E
Calor al producto seco (KW)	$S C_p (t_{sal} - t_{ent})$
Calor al líquido de precalentamiento (KW)	$S X_{ent} (4.18)(T_{ent} - t_{ent})$
Calor de humedad residual (KW)	$S X_{sal} (4.18)(t_{sal} - t_{ent})$

Calor de sobrecalentamiento (KW)	$E [2.510 (T_{sal} - T'_{ent})]$
Calor por radiación (KW)	q_r
Calor necesario de aire (KW)	q_t

Tabla 7.- Resultados del balance de energía

RESULTADOS	
Calor por evaporación (KW)	367,38
Calor al producto seco (KW)	6,51
Calor al agua del producto (KW)	17,42
Calor al vapor (KW)	28,44
Calor de humedad residual (KW)	0,706
Calor por radiación (KW)	12.5
Calor necesario de aire (KW)	432.95

3.3. Flujo másico requerido de aire

Teniendo el calor total que pierde el aire, el flujo másico se halla por el diferencial de temperaturas de entrada y salida. Nótese que se utiliza un calor específico promedio de 1 para los cálculos a ese rango de temperaturas.

La velocidad másica de gas está dada por la ecuación 3.3.1.

$$G = \frac{q_t}{C_p(T_{ent} - T_{sal})} \quad \text{Ec. 3.3.1.}$$

Donde,

G: Velocidad m\'asica de aire, kg/s.

C_P : Calor \'espec\'fico del gas promedio, KJ/(kg)(°C).

Usando la ecuaci\'on 3.3.1 y usando el calor total calculado; el flujo m\'asico del aire es:

$$G = \frac{432.95}{1(240 - 120)}$$

$$G = 3.61 \text{ kg/s}$$

C\'alculo de la humedad del gas de salida.

Asumiendo el hecho de que la humedad de salida es tal que no exceder\'a la de saturaci\'on, entonces la humedad de salida, X_{sal}, estar\'a dada por la ecuaci\'on 3.3.2.

$$X_{sal} = X_{ent} + \frac{E}{G} \quad \text{Ec 3.3.2.}$$

Donde,

E/G: Humedad recogida por el gas, kg_{agua}/kg_{aire seco}.

E: rapidez de evaporación, kg_{agua}/s.

Reemplazando la ecuación 3.3.2 se tiene:

$$X_{sal} = 0.015 + \frac{0.1618}{3.61}$$

$$X_{sal} = 0.06 \text{ kg agua/kg aire seco}$$

Así, teniendo calculado la humedad y definiendo la temperatura del gas de salida, se tiene completamente determinado el estado termodinámico, de todo el sistema de secado. Ver figura 3.3.1

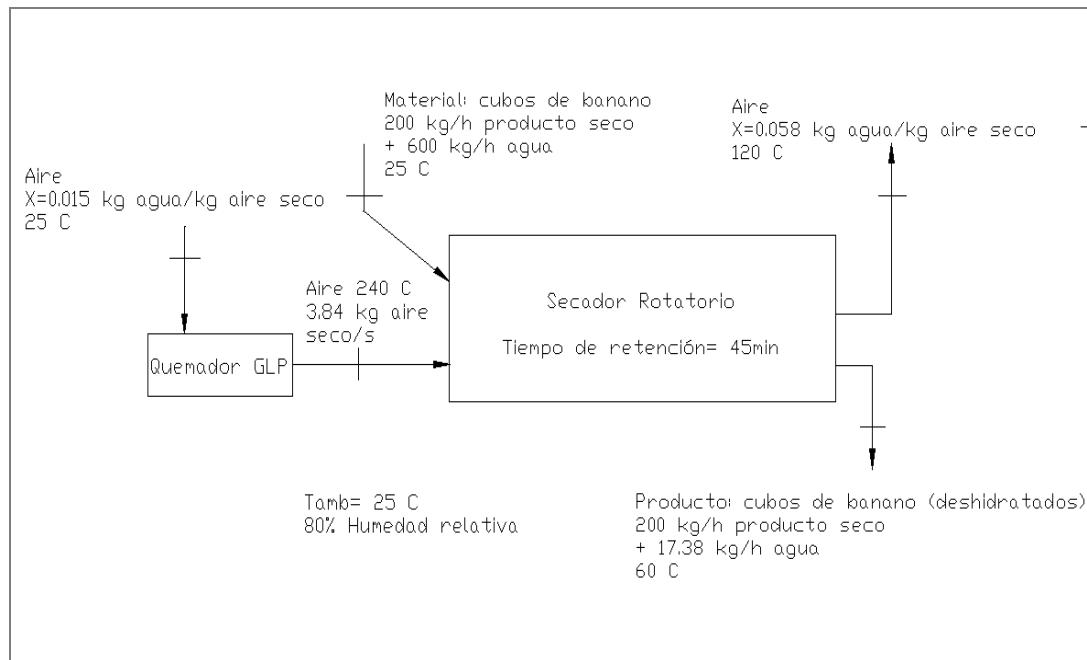


Fig. 3.3.1 Esquema termodinámico global del sistema de secado

3.4. Dimensionamiento del secador

Cálculo del volumen del secador

Para un buen diseño, la cantidad de material debe ser alrededor del 7 al 8% del volumen del secador o hasta 15 % en ciertos casos.

Para el diseño del secador rotatorio de malla el volumen que se hace referencia es el que encierra la malla rotatoria.

$$V = \frac{\theta s}{0.075 \rho_s} \quad \text{Contenido de humedad bajo inicial } (X_{\text{initial}} < 1)$$

$$V = \frac{\theta (m_{\text{initial}})}{0.075\rho} \quad \text{Contenido de humedad alto inicial } (X_{\text{initial}} \gg 1)$$

Donde

V: Volumen de la malla o del secador total, según sea el caso, m³

ρ_s: Densidad volumétrica del producto seco, kg/m³.

Tiempo de residencia del producto, s

: Flujo de entrada del material al secador, kg/s.

Densidad del material húmedo, kg/m³.

Humedad inicial del material en base seca, kg H₂O/ kg seco.

Usando la segunda ecuación, para un contenido alto de humedad inicial, como es el caso, reemplazando los valores se tiene:

$$V = \frac{2700 \left(\frac{200}{3600} \right)}{0.075(670)}$$

$$V = 9.41 \text{ m}^3$$

Calculo del diámetro del secador

La máxima velocidad mísica de gas permisible es usualmente el valor en cual ocurre el arrastre de partículas. En base a las

temperaturas del gas de entrada y salida, el flujo volumétrico de gas puede ser obtenido a través de los balances de masa y de calor.

Entonces, si se asume que el área transversal de flujo disponible para el gas es 85% del área total, el diámetro del secador puede ser calculado por la ecuación 3.4.1

Ec. 3.4.1

Donde:

D: diámetro del secador, m

G: Velocidad másica del aire, kg/s

F: Flujo másico por unidad superficial que ocurre mínimo arrastre del material, kg/s m²

La ecuación 3.4.1 solo es aplicable a un secador rotatorio de flujo paralelo en el cual el arrastre del material lo ocasiona el propio aire de secado.

Para el secador rotatorio de malla el aire no hace la función de arrastre, ya el material avanza por gravedad por la malla. Esto se cumple para materiales no pegajosos, como es el caso del banano.

El diámetro del tubo de la malla puede ser calculado por la ecuación

3.4.2.

Ec.3.4.2

Donde:

R: razón geométrica de la malla L/D.

V: volumen que encierra la malla.

Como el volumen que encierra la malla es de 9.41 m^2 , y la relación L/D que se recomienda para el secador es de 5.

Para $L/D=5$ se tiene que el diámetro de la malla usando la ecuación

3.4.2:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4(9.41)}{\pi(5)}}$$

$$D = 1.338 \text{ m}$$

Cálculo de la longitud del secador.

La razón entre la longitud y el diámetro de un secador rotatorio directo común puede ser calculada por la ecuación 3.4.3.

Ec. 3.4.3

Donde,

L: Longitud del secador, m

R: razón del diámetro y longitud, L/D

Diferencia media logarítmica de la temperatura del gas de

salida y la entrada con la temperatura de bulbo húmedo, $T'_{\text{ent.}}$

Para un secador rotatorio directo común, la ecuación 3.4.3 es útil en estimar este parámetro. Definido la razón L/D y el diámetro por lo que la longitud se calcula:

$$L = (D)(R) = (1.34)(5) = 6.7 \text{ m}$$

3.5. Potencia requerida del motor

La potencia requerida para hacer rotar la carcasa del secador está dada por la ecuación 3.5.1.

$$W = 0.45(M_t)(V_r) + 0.12BDfN \quad \text{Ec. 3.5.1}$$

Donde,

W: Potencia, KW.

W_T: Masa total de las partes de rotación del secador., kg.

V_r : Velocidad periférica de los rodillos, m/s.

B: Masa de material dentro del secador, kg.

D: Diámetro de la malla, m.

f : número promedio de elevadores por revolución de la carcasa del secador.

N: Velocidad de rotación, rpm.

Para hallar la potencia requerida del motor se debe calcular los siguientes datos:

- Revoluciones por minuto de la malla
- Masa total de las partes en movimiento
- Velocidad periférica de los rodillos.

Calculo de las revoluciones por minuto de la malla

De la tabla 3 se tiene que el parámetro rpm*D está normalmente entre 7 y 10. Escogiendo el límite superior se tiene que las rpm de la malla se calculan como:

$$\text{rpm de la malla} = \frac{10}{D} = \frac{10}{1.4} = 7.14 \text{ rpm}$$

Escogiendo el límite superior se obtiene rpm apropiadas para la aplicación, por lo que se acepta este valor. Se puede redondear sin problemas para obtener 7 rpm.

Calculo de la masa de las partes en movimiento.

Masa del material dentro del secador

Al secador entran 800 kg/h de material, y salen 217.4 kg/h de producto total, tomando en cuenta q la rapidez del secado es constante a lo largo de la malla, se puede calcular la masa total del material dentro del secador por la ecuación 3.5.2.

$$\text{Carga del secador real} = \frac{(\dot{m}_{\text{ent}} + \dot{m}_{\text{sal}})}{2} (\theta) \quad \text{Ec. 3.5.2}$$

Donde:

: Flujo másico total de entrada de material al secador, kg/h.

: Flujo másico total de salida del producto, kg/h.

: Tiempo de residencia del material, h.

$$\text{Carga del secador real} = \frac{(800 + 217.4)}{2} (0.75)$$

$$= 381.53 \text{ kg de material dentro del secador}$$

Es decir la masa es la multiplicación del tiempo de residencia del producto (0.75 horas o 45 minutos) por el promedio de los flujos másicos totales de entrada y salida.

Árbol principal

El árbol principal da movimiento a la malla por medio de unos brazos soldados. Es macizo y cuenta con una longitud de 8.58 m con una diámetro de 70 mm. Entonces su volumen total es de :

$$V = (8.58) \frac{\pi(0.070)^2}{4} = 0.033 \text{ m}^3$$

Para obtener la masa se multiplica el volumen por la densidad del acero y se tiene:

$$m = (0.033)(7850) = 260 \text{ kg}$$

Masa de la malla

El cilindro hecho con la malla mesh 16 que tiene un área de $\pi \times 1.40 \times 6.70 = 29.47 \text{ m}^2$. Según el apéndice A se tiene que la masa de la malla mesh 16 es de 1.2 kg por metro cuadrado.

$$m = (29.47)(1.2) = 35.36 \text{ kg}$$

Soportes de anillos.

Estos soportes como se ven en el plano 2, son hechos de plancha de acero inoxidable de 2 mm en forma de viga U de 120x50mm, que tiene 3.39 kg por cada metro lineal. Si se tiene tres soportes de desarrollo $\pi \times 1.4 = 4.4$ metros, entonces la masa es:

$$m = (3)(4.4)(3.39) = 44.73 \text{ kg}$$

Elevadores del producto

Los elevadores dejan caer el producto en cascada con el fin de aumentar el coeficiente de convección entre el aire caliente y el

producto. Son hechos de plancha de acero inoxidable de 2mm doblada de tal forma como se ve en la figura 3.5.1.

El área de la sección transversal de cada elevador es de 5.44e-4 m², multiplicado por el desarrollo de 6.70 m se tiene un volumen total 3.64e-03 m³. La masa de una aleta será de:

$$m = (3.64e - 03)(7850) = 28.6 \text{ kg}$$

Se tiene 6 elevadores en cada sección; se tiene que la masa total es de 171.7 kg

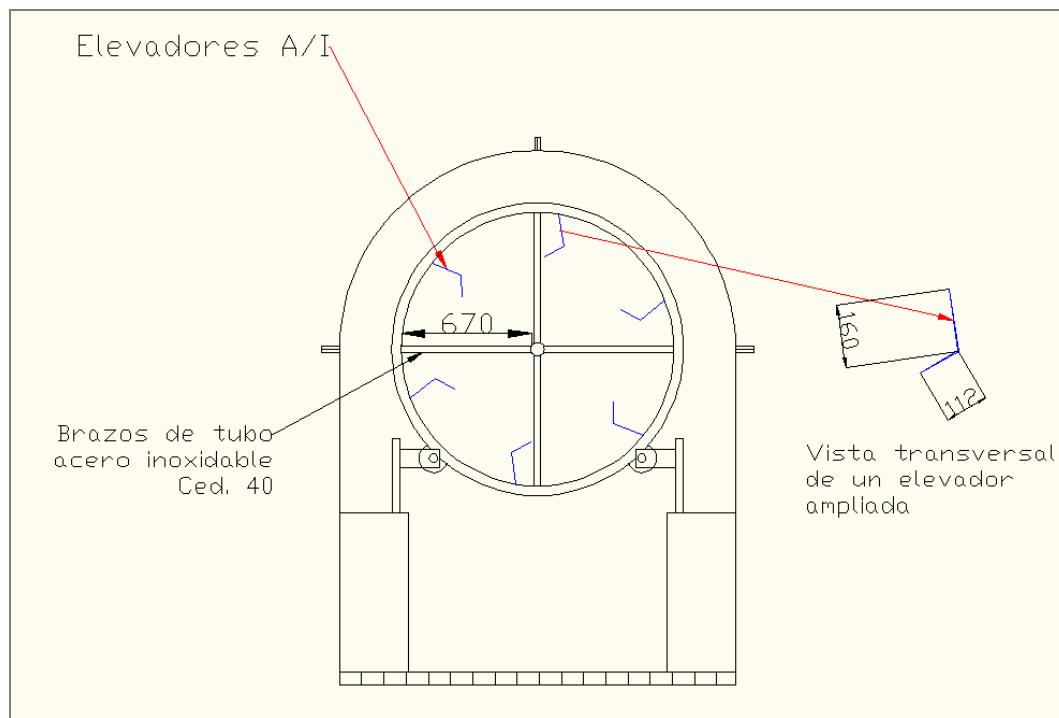


Fig. 3.5.1. Dimensiones de los elevadores y de los brazos de acero inoxidable

Se estima unos 40 kg por los brazos que unen al eje con la malla, y demás partes rotantes, entonces la masa total de las partes rotante se calcula:

$$M_t = 381.53 + 260 + 35.36 + 44.73 + 171.7 + 40 = 933 \text{ kg}$$

Se tomará una masa total de 935 kg para efecto de los cálculos

Cálculo de la velocidad periférica de los rodillos

Tomando como base funcionamiento sin deslizamiento, la velocidad periférica de los rodillos es aproximadamente la misma que para la malla, y se la calcula como:

Ec.3.5.3

Donde

V_r: Velocidad periférica de los rodillos, m/s

w: Velocidad angular de la malla (rad/s)

r: radio de la malla

La malla tiene 7 rpm que equivalen a 0.733 rad/s, y el radio de la malla es de 0.7 m. Reemplazando:

$$V_r = (0.733)(0.7)$$

m/s

De la ecuación 3.5.1 se puede calcular la energía necesaria para mover la malla.

$$W = 0.45(Mt)(V_r) + 0.12BDfN$$

Reemplazando los datos de la ecuación se tiene:

$$W = 0.45(935)(0.51) + 0.12(381.53)(1.4)(6)7$$

$$P=2906.65 \text{ W}$$

Se deberá tener en cuenta que esta es la energía que debe ser trasmisida al eje de la malla, por lo que la potencia del motor debe ser mayor para compensar las pérdidas debido a la trasmisión que se utilice en este caso.

Se elegirá un motor de 3.7 KW (5 HP), para realizar el trabajo requerido.

3.6. Factor de seguridad del árbol de rotación

Parámetros y consideraciones:

- Uso de un motor de 3.730 KW para rotar la malla (5HP)
- Eje macizo de 70 mm de diámetro. Barra de acero inoxidable tipo 304 $S_y=310$ MPa, $E=20.7e10$ N/m²
- Torque constante al eje.

Si se tiene un motor de 5HP, es decir, 3730 W, la energía se transmitirá hacia todos los elementos mecánicos. Sin considerar eficiencia de cada una de los elementos de transmisión se tiene que al eje llegará esta potencia, soportando un torque constante de:

$$T = \frac{3730 \text{ W}}{0.733 \text{ rad/s}}$$

$$T = 5088.7 \text{ Nm}$$

Entonces el esfuerzo cortante, reemplazando:

$$\tau_{xy} = \frac{T r}{J}$$

$$\tau_{xy} = \frac{5088.7(0.035)}{\frac{\pi 0.070^4}{32}}$$

$$\tau_{xy} = 75.53 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de Von Mises viene dado:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

, debido a que no hay esfuerzo axial al eje.

, ya que el peso de la malla y del material lo soportan los

rodillos. Reemplazando:

$$\sigma' = \sqrt{3(75.53)^2}$$

$$\sigma' = 130.83 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad por torque constante, utilizando la hipótesis de la teoría de distorsión:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{310}{130.83} = 2.37$$

Para la hipótesis del esfuerzo cortante máximo se tiene:

$$n = \frac{S_y}{2 \tau_{max}} = \frac{310}{2 (75.53)} = 2.052$$

3.7. Diseño de la transmisión de potencia por cadena

Se realizará la transmisión de potencia por medio de cadena, debido a que se generan menores pérdidas de energía con respecto al uso de correas, a pesar que se incrementa considerablemente el nivel de ruido producido. Por otro lado presenta mejor resistencia al calor para esta aplicación.

Se calcula la transmisión por cadena con los siguientes datos:

- Velocidad a la salida
del reductor: 35 RPM
 - Velocidad requerida
del árbol de la malla: 7 RPM
 - Motor eléctrico de 5 HP trabajando 10 horas diarias con servicio moderado.
 - Cadena normalizada
americana 80, paso= $p=1$ " =2.54 cm.
 - Piñón de 17 dientes.
 - Relación de
transmisión (n)= $35/7=5$
 - Potencia corregida
 $(P')= 5 \text{ HP} \times 1.2 \text{ (factor de servicio)}=6 \text{ HP}$. Ver tabla 8.

- Para una cadena número 80 y 35 rpm, se ve que en la tabla 10 hay que extrapolar para encontrar la potencia por ramal de la cadena. Se tiene que para 35 rpm, se tiene aproximadamente 1.7 HP/ramal.
- Número de ramales= $\frac{P_{ote}}{P_{ote}} = 3.53$. Se eligen 4 ramales.
- Número de dientes del engranaje=número de dientes del piñón x n= 17 x 5=85. Se elige 84 dientes del engranaje.
- Diámetros de los engranajes:

$$D_1 = \frac{p}{\sin \frac{180}{Z_1}} = \frac{2.54}{\sin \frac{180}{17}} = 13.82 \text{ cm}$$

$$D_2 = \frac{p}{\sin \frac{180}{Z_2}} = \frac{3.175}{\sin \frac{180}{84}} = 67.9 \text{ cm}$$

- Longitud de la cadena por ramal se calcula por la ecuación 3.7.1.

$$L = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2 C}{p} \quad \text{Ec. 3.7.1}$$

Donde L viene en número de pasos de la cadena y C, es la distancia entre centros, reemplazando los datos se tiene, con una distancia entre centros de 120 centímetros.

$$L = \frac{17 + 84}{2} + \frac{2(120)}{2.54}$$

pasos

Tabla 8.- Factores de Servicio para corrección de potencia de cadenas

Tipo de Carga	Condiciones de Servicio	Jornada de 10 horas	Jornada de 12 horas
Uniforme	Medias	1.0	1.2
Moderado	Anormales	1.2	1.4
Fuerte	Anormales	1.4	1.7
Invertida	Anormales	1.5	1.9

Tabla 9.- Dimensiones de cadena americana normalizada.

Número de cadena	Pasó, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia		Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espacia- miento de hilos múltiples, pulg (mm)
			mínima a la tensión, lb (N)	Peso promedio, lb/ft (N/m)		
ANSI						
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Tabla 10 . Capacidad de potencia en HP de cadenas de rodillo de 1 solo ramal para ruedas de 17 dientes.

Velocidad de la rueda RPM	Número de cadena normalizada según normas americanas											
	25	35	41	40	50	60	80	100	120	140	160	200
50	0.08	0.139	0.193	0.322	0.620	1.05	2.44	4.67	7.91	12.3	18.0	34.2
100	0.10	0.264	0.367	0.611	1.16	1.97	4.52	8.56	14.4	22.2	32.4	60.2
150	0.12	0.379	0.523	0.870	1.65	2.82	6.39	12.0	19.9	30.6	44.2	81.3
200	0.14	0.494	0.678	1.13	2.14	3.59	8.09	15.1	24.9	38.0	54.5	98.8
300	0.21	0.705	0.954	1.59	2.99	4.98	11.1	20.3	33.2	49.9	70.5	-
400	0.28	0.90	1.21	2.02	3.77	6.22	13.6	25.0	39.7	58.8	-	-
500	0.34	1.08	1.44	2.41	4.46	7.32	15.8	28.2	44.6	-	-	-
600	0.40	1.25	1.66	2.77	5.09	8.29	17.6	30.9	-	-	-	-
800	0.51	1.56	2.04	3.41	6.17	9.91	20.5	-	-	-	-	-
1000	0.61	1.83	2.37	3.95	7.05	11.1	-	-	-	-	-	-

3.8. Espesor de aislamiento

Esta sección tiene como objetivo el cálculo del espesor del aislamiento necesario para el secador, teniendo en cuenta a las pérdidas por radiación y convección estimadas en el balance de energía en la sección 3.2.

El cálculo se basa en el espesor mínimo óptimo de lana de vidrio para obtener una temperatura no mayor a 40 °C en la superficie exterior del aislamiento por seguridad del personal de operación.

Los pasos para hallar el espesor son los siguientes:

- Cálculo del coeficiente de convección libre de una pared plana vertical del secador
- Balance de energía alrededor de una sección de pared plana. Despejar e (espesor óptimo).
- Comprobar que el flujo de calor total sea menor al estimado en el balance de energía en la sección 3.3.

Coeficiente de convección libre de pared plana vertical

Asumiendo una temperatura de la superficie interior uniforme de 180 °C, que es el promedio de la temperatura de los gases de entrada y salida, se considera también una temperatura de la superficie exterior de 40 °C. La temperatura ambiente para los cálculos será de 25 °C.

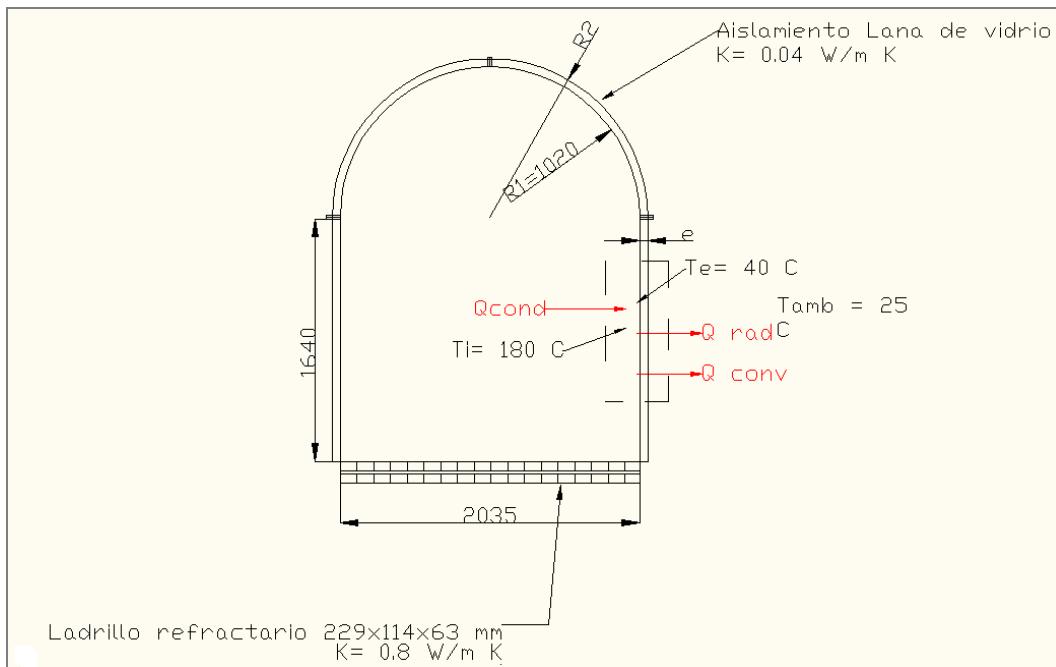


Fig.3.8.1 Esquema del secador con aislamiento. Volumen de control para balance de energía

Del Apéndice D: propiedades del aire a $T=(T_e+T_{amb})/2 = 305.5 \text{ K}$

$\beta=0.003273 \text{ K}^{-1}$; $k=0.0265 \text{ W/m}^* \text{ K}$; $\square=1.62\text{E}-05 \text{ m}^2/\text{s}$; $\alpha= 2.29\text{E}-05$;

$\text{Pr}=0.71$

$$R_{al} = \frac{\rho \beta (T_e - T_{amb}) L^3}{\alpha \square}$$

$$R_{al} = \frac{9.8 (0.003273) (40 - 25)(1.64)^3}{(2.29e-05)(1.62e-05)}$$

$$R_{al} = 5.72e09$$

La correlación adecuada es la que dan Churchill y Chu y es de la forma:

$$\bar{N}_{uL} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 R_{eL}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0.492/\Pr)^{\frac{9}{16}} \right]} \right\}^2$$

$$\bar{N}_{uL} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 (5.72 \times 10^9)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0.492/0.71)^{\frac{9}{16}} \right]} \right\}^2$$

$$\bar{N}_{uL} = 39.5$$

El coeficiente de convección viene dado por:

$$\bar{h} = \frac{\bar{N}_{uL} * k}{L} = \frac{39.5 * 0.0265}{1.64}$$

$$\bar{h} = 0.639 \frac{W}{m^2 * K}$$

Balance de energía

De la figura 3.8.1 se observa el volumen de control aplicado al balance de energía en una pared plana del secador. Se usará un valor de 0.065 w/m*k como la conductividad promedio de la lana de vidrio. Emisividad de 1 para la superficie.

$$Q_{cond} = Q_{conv} + Q_{rad}$$

$$\frac{K}{e} (T_i - T_e)A = \bar{h}(T_e - T_{amb})A + e\sigma(T_e^4 - T_{amb}^4)A$$

$$e = \frac{K(T_i - T_e)}{\bar{h}(T_e - T_{amb}) + e\sigma(T_e^4 - T_{amb}^4)}$$

$$e = \frac{0.065(180 - 40)}{0.639(40 - 25) + 1(5.67e - 08)(313^4 - 298^4)}$$

7.35 e-02 m (**espesor de aislamiento de lana de vidrio**)

Cálculo de las pérdidas totales

Se tiene que el calor total que atraviesa todas las paredes verticales esta dada por:

$$Q_{cond} = \frac{k}{e} (T_i - T_e)A$$

Reemplazando A=35 m², que es área total de todas las paredes verticales planas, se tiene:

$$Q_{cond} = \frac{0.056}{7.52e - 02} (180 - 40) 35$$

$$Q_{cond} = 3.73e03 W = 3.73 KW \quad (\text{a través de paredes verticales})$$

Usando el mismo espesor de aislamiento para la superficie curva superior del secador se tiene que el flujo de calor en esa zona viene dado por:

$$Q_{cond} = \pi * k * L * (T_i - T_e) / \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right)$$

Donde aquí L es la longitud de la coraza fija del secador y $R_2=R_1+e$

Reemplazando los valores:

$$Q_{cond} = 3.1416 * 0.065 * 6.75 * (180 - 40) / \ln \left(\frac{1.09}{1.02} \right)$$

$$Q_{cond} = 2.50e03 \text{ W} = 2.50 \text{ KW} \text{ (a través de la sección curva)}$$

En la superficie inferior del plenum de calor no se puede colocar lana de vidrio, por lo que el aislamiento utilizado en esta superficie será compuesto por un capa de ladrillo refractarios de 63 mm de espesor.

Entonces el calor que se trasmite a través de la superficie inferior del plenum es igual a:

$$Q_{cond} = \frac{K * A * (T_s - T_i)}{e}$$

Se utilizará valor de k de 0.19 W/m*K, que es la conductividad tabulada por el fabricante a una temeperatura de 260 °C. Veáse el

apéndice E para más características técnicas del ladrillo..

Reemplazando para un área de 6.75m x 2.035 m se tiene:

$$Q_{\text{cond}} = \frac{0.019 * 6.75 * 2.035(180 - 30)}{(0.063)}$$

$$Q_{\text{cond}} = 6.2 \text{ KW} (\text{ a través del piso del plenum})$$

Sumando todas los calores calculados se obtiene que el calor total que se pierde por las paredes y el piso es:

$$Q_{\text{TOTAL}} = 3.73 + 2.5 + 6.2 = 12.5 \text{ KW}$$

Este es el calor utilizado en el balance de energía de la sección 3.2.

3.9. Expansión térmica

Se pone especial atención a la expansión térmica de las diferentes partes del secador debido a:

- Alta temperatura de los gases
- Elementos con longitudes considerables

Por ello en esta sección se calculará el cambio de longitud de la malla rotatoria de acero inoxidable con la ecuación 3.9.1.

$$\Delta L = L(T_1 - T_2) \alpha \quad \text{Ec. 3.9.1}$$

Donde:

: Cambio de longitud de la malla rotatoria

: Límite superior de temperatura

: Limite inferior de temperatura (mínima temperatura ambiente esperada)

α : Coeficiente de expansión lineal del acero inoxidable

Para acero inoxidable:

$$C = 17.8 \times 10^{-6} \text{ } \text{C}^{-1}$$

Reemplazando los datos:

$$\Delta L = 6.58(240 - 25) (17.8 \times 10^{-6})$$

$$\Delta L = 0.025 \text{ m}$$

La malla dentro de la coraza cilíndrica deberá tener una mayor holgura que la calculada, para evitar que ésta se rompa o se pandee por la falta de espacio dentro del secador.

Las paredes del plenum de calor se forman por la unión de planchas de acero de 3mm, las cuales tienen 2.44 m x 1.22 m y estarán

unidas mediante pernos. Por efecto de la dilatación cada segmento podría romperse si no se da el espacio adecuado para el ensamblaje.

Para acero:

$$\alpha = 12 \text{ e}^{-6} \text{C}^{-1}$$

Reemplazando los datos:

$$\Delta L = 2.44(240 - 25)(12e^{-6})$$

$$\Delta L = 6.3 \text{ e}^{-3} \text{m}$$

3.10. Especificaciones técnicas y plano del secador rotatorio

Ver el plano 2, apéndice E y F dentro de los anexos al final de esta documentación.

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO DE OTROS SISTEMAS DE LA PLANTA

4.1. Proceso de Pelado Manual

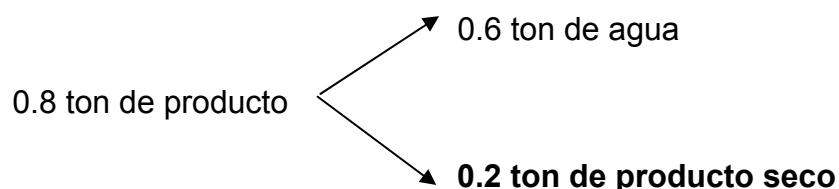
En la presente sección se tratará de definir el personal requerido para el proceso de pelado, lo cual dependerá de los siguientes aspectos:

- Capacidad requerida de producto por hora
- Rapidez del pelado gracias al choque térmico previo

Se define que 0.2 ton/h es la capacidad de producto seco que se quiere para nuestra planta trabajando 8 horas diarias y 5 días a la semana.

4.1.1. Capacidad del proceso

Partiendo del hecho que se requiere 0.2 ton/h de producto seco a 8% de humedad, se calcula el ton/h necesario a la entrada del secador:



Para calcular las toneladas por semana se tiene:

$$0.8 \frac{\text{ton}}{\text{h}} * \frac{8 \text{ h}}{\text{día}} * \frac{5 \text{ días}}{\text{semana}} = 32 \text{ ton/semana}$$

En un banano el peso de la cáscara representa el 45%. Para obtener las 32 toneladas de producto sin cáscara se necesitan:

$$32 \text{ ton} * \frac{100}{100 - 45} = 58.18 \text{ ton/semana de producto con cáscara}$$

Ya que nuestros parámetros de selección no son muy exigentes se estima que existe un rechazo del 5% para los cálculos de diseño.

Se calcula que aproximadamente se debe obtener de materia prima total:

$$58.18 \cdot \frac{100}{100 - 5} = 61.25 \text{ ton/semana}$$

Se deberá recolectar 61.25 ton semanalmente de banano para poder producir eficientemente con los parámetros de diseño establecidos.

La masa de un banano Cavendish promedia en 250g, entonces la cantidad total de bananos pelados por semana es de:

$$\frac{61.25 \times 1000}{0.250} = 245000 \text{ bananos/semana}$$

Como se dijo anteriormente, la planta trabajará 5 días a la semana 8 horas diarias.

$$\frac{245000}{6 \times 5} = 6125 \frac{\text{bananos}}{\text{hora}}$$

4.1.2. Cálculo del personal requerido.

Para poder hallar el número de personas requeridas para este proceso se debe primero determinar la capacidad de pelado de una persona usando el choque térmico en los bananos.

Se realizan mediciones de una empleada doméstica con práctica en el pelado de frutas, se realizó la tabla siguiente:

Tabla.11-Tiempo de pelado manual de 3 bananos usando choque térmico previo.

# Medición	Tiempo de pelado de 3 bananos verdes
1	38.2 s
2	33.5 s
3	27.1 s
4	28.4 s
5	27.2 s

El choque térmico consistió en sumergir los bananos en agua caliente (80-90 C) por alrededor de 3 minutos, para luego sumergirlos rápidamente en agua a temperatura ambiente, el tiempo arranca desde que se empieza a cortar la cáscara del primer banano con un cuchillo.

A partir de la tercera medición realizada el tiempo de pelado se estabilizó para un intervalo de 27 a 28 segundos, por lo que se tomará 27.5 s para efecto de los cálculos. Realizando una regla de tres simple se tiene:

$$\begin{array}{ccc} 3 \text{ bananos pelados} & \longrightarrow & 27.5 \text{ s} \\ X \text{ bananos pelados} & \longrightarrow & 60 \text{ s} \end{array}$$

En un minuto se pelará en promedio de:

$$X = \frac{60 \times 3}{27.5} = 6.55 \text{ bananos pelados/min (1 persona promedio)}$$

El personal requerido para la planta viene dado por:

$$N = \frac{(\# \text{bananos pelados/hora})_{\text{TOTAL}}}{60 (\# \text{bananos pelados/min})_{\text{1 PERSONA}}}$$

Una persona con práctica puede pelar en promedio 6.5 bananos por minuto si se lo realiza con choque térmico, entonces el número de personas requeridas esta dado por:

$$N = \frac{6125}{60 (6.55)} = 16 \text{ personas}$$

En promedio se puede dar trabajo a alrededor de 3 a 4 familias de campesinos solo en el proceso de pelado, para realmente satisfacer la producción deseada. Por lo que se ve claramente que este proceso es de los más costosos de la producción de harina de banano.

También se hicieron pruebas del pelado sin el choque térmico y se encontró que el pelado de 3 bananos es duró 39 s. Para este nuevo dato se necesitaría 23 personas en el proceso aumentando el personal en un 43.75 %.

Cabe recalcar que la ecuación anterior no considera, tiempo de descanso, por lo que se debe considerar un número mayor del personal.

4.2. Diseño del transportador helicoidal Secador- Molino

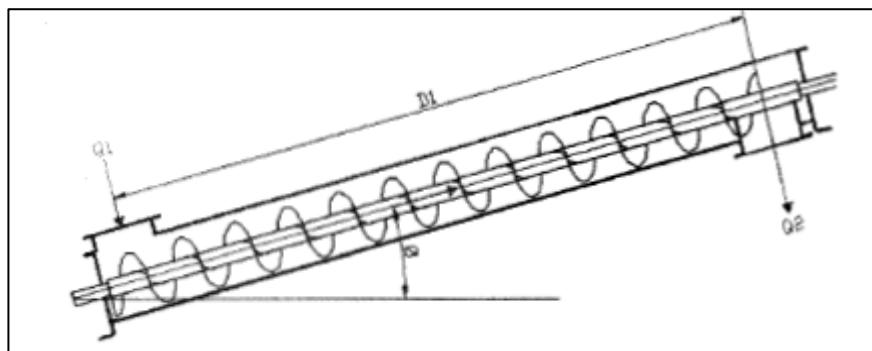


Fig.4.2.1 Esquema de un transportador de tornillo sinfín

Se usará un transportador de tipo helicoidal (sinfín) para elevar la carga del secador hacia el molino de martillos. A la salida del secador se tiene un flujo de 217 Kg/h y una densidad del producto de 670 Kg/m³.

Clasificación del tornillo helicoidal de acuerdo a su paso.

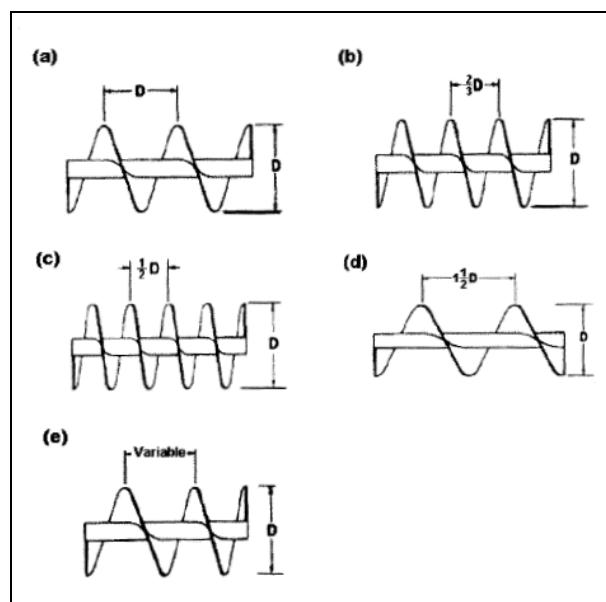


Figura 4.2.2 Tornillos Helicoidal según su paso

a)

De paso

estándar, su paso es igual al diámetro. Se usan para cualquier necesidad de transporte continuo de granel.

- b) **De paso**
- corto**, su paso es igual a 2/3 del diámetro del sin fin. Se recomiendan para aplicaciones inclinadas cuando el ángulo es de 20° o mayor.
- c) **De paso**
- medio**, su paso es igual a ½ del diámetro del sin fin. Se recomiendan para aplicación inclinada, verticales y alimentadores cuando la carga es extremadamente fluida.
- d) **De paso**
- largo**, su paso es igual a 1-1/2 del diámetro del sin fin. Se usan para agitar fluidos ó para mover materiales de flujo muy libre
- e) **De paso**
- variable**, su paso se ajusta de acuerdo a los requerimientos. Normalmente se usan como alimentadores de helicoidales para mover uniformemente materiales de flujo libre.

Clasificación de acuerdo al tipo del helicoidal

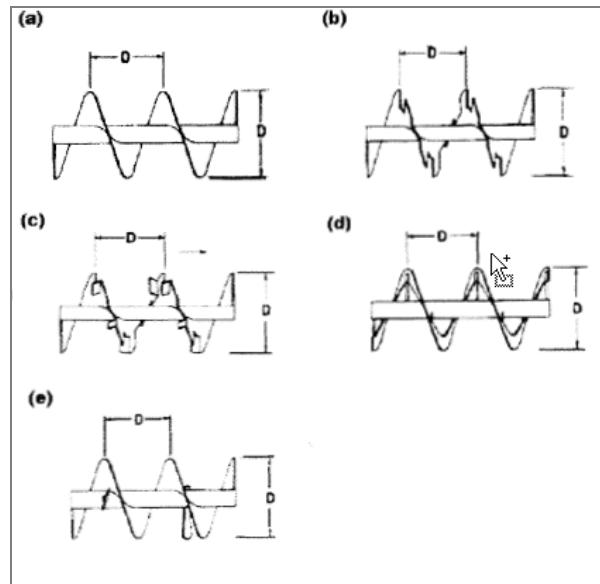


Figura 4.2.3 Clasificación según el tipo de helicoidal

a)

Helicoidal

estándar, sus hélices son completas y sólidas se usan para todas las aplicaciones de transporte continuo de materiales al granel.

b)

Helicoidal

con corte, sus hélices tienen en los bordes una sección recortada a intervalos regulares para así lograr una acción de mezcla y corte por si el material tiende a compactarse y a formar terrones.

c)

Helicoidal

con corte y doble, similar al anterior pero la sección no es recortada sino es doblada 90° hacia el lado de giro del transportador para conseguir calentamiento, enfriamiento o aireación del producto.

d) Helicoidal

con cinta, muy útil para el transporte de materiales viscosos y pegajosos. El espacio entre el borde inferior de la helicoidal y el tubo evita la acumulación de material.

e) Helicoidal

con paletas, tiene adheridas paletas al tubo para lograr una mezcla suave y continua del material.

Clasificación del material según código CEMA.

El código CEMA es una codificación de materiales que se usan en los transportadores SINFIN, estandarizados para la industria, el cual servirá para el diseño del transportador SINFIN. Este código toma a consideración la densidad, tamaño, fluidez, abrasividad y posibles peligros en el transporte.

En el apéndice G se tiene las características de los diferentes materiales a transportar con su código respectivo. De no haber el material deseado se usa uno similar en forma, dimensiones y en peligros al transportar.

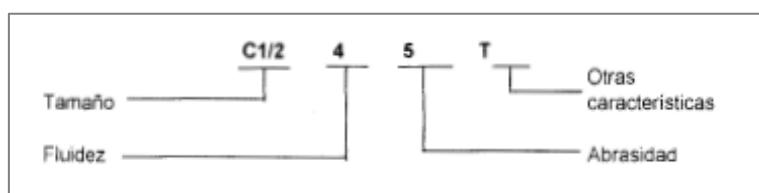


Fig.4.2.4 Designación de los materiales Código CEMA

Tabla 12.- Designación de distintos materiales Código CEMA para transportadores sin fin.

CARACTERISTICAS DE UN MATERIAL AL GRANEL			
	Características de material incluidas	Designación de código	
Densidad	Densidad de volumen, Suelto	Actual Lbs/pie ³	
Tamaño	Muy Fino	Malla No. 200 (0,0029") y por debajo Malla No. 100 (0,0059") y por debajo Malla No. 40 (0,016") y por debajo	A200 A100 A40
	Fino	Malla No. 6 (0,132") y por debajo	B6
	Granular	1/2" y por debajo (Malla 6 a 1/2") 3" y por debajo (1/2 a 3") 7" y por debajo (3" a 7")	C1/2 D3 D7
	Trozos	16" y por debajo (0" a 16") Arriba de 16" a ser especificado X = Tamaño Máximo	D16 DX
	Irregular	Fibroso, Cilíndrico, etc.	E
	Fluidez	Fluido muy libre Fluido libre Fluido promedio Fluido lento	1 2 3 4
Abrasividad	Abrasidad media	5	
	Abrasidad moderada	6	
	Abrasidad extrema	7	
Propiedades Misceláneas o Peligros	Acumulación y endurecimiento Genera estática eléctrica Descomposición -Se deteriora en almacenamiento Flamabilidad Se vuelve plástico o tiende a suvisarse Muy polvoso Se orea y se convierte en fluido Explosividad Pegajoso - Adhesión Contaminable - Afecta Uso Degrutable - Afecta Uso Expide Humo o Gases Tóxicos Peligrosos Altamente Corrosivo Medianamente Corrosivo Higroscópico Se entrelaza, enreda o aglomera Presencia de aceites Se comprime bajo presión Muy ligero - puede ser levantado por el viento Temperatura elevada	F G H J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z	

Referencia: Catálogo de Martin, sección H, página H4

Se toma como ejemplo a la harina de pescado. Cuyo código CEMA es:

C1/2-45HP

C_{1/2}: tamaño entre la malla no. 6(1/8") y la malla de ½"

4: fluido lento

5: abrasividad media

H: descomposición-se deteriora

P: contaminable-afecta uso

Se halla el código CEMA (ver Apéndice G) al que corresponde el material a transportar.

Debido a que el banano no se halla en esta tabla se usará la semilla de maíz como el más parecido en su forma, dimensiones y en peligros al usarse:

Tabla 13.- Tabla del material que se uso para el transportador

Material	Código	Rodamiento Intermedio	Serie/clase	Factor Material	%Carga
Maíz, semilla	C ½ - 25PQ	L-S-B	1	0,4	45

De acuerdo a la tabla 12:

C ½: de ½" (12,5 mm) hasta la malla 6 (0,132")

2: Fluido libre

5: Abrasividad media

P: contaminable, afecta uso

Q: degradable, afecta uso

4.2.1. Caudal real de transportación

Como se sabe el material a transportar son cubitos secos de banano, humedad 8% de 2,8 mm de lado y sale del secador a 60°C.

Se sabe que el caudal requerido es 217 kg/h con este dato se halla el caudal real (Q_r) necesario para el transportador considerando posible sobrecarga de material.

$$Q_r = C_{f1} * C_{f2} * C_{f3} * Q$$

Donde C_{f1} , C_{f2} y C_{f3} están tabuladas, teniendo en cuenta que se usará un sinfin de paso corto (aplicaciones inclinadas):

TABLA 14

FACTOR DE CAPACIDAD CF1

Factor de Capacidad del Transportador con Paso Especial (Fp)		
Paso	Descripción	Fp
Estandar	Paso = Diámetro del Sinfín	1,00
Corto	Paso = 2/3 Diámetro del Sinfín	1,50
Medio	Paso = 1/2 Diámetro del Sinfín	2,00
Largo	Paso = 1-1/2 Diámetro del Sinfín	0,67

Referencia: Catálogo de Martin, sección H, página H18

TABLA 15

FACTOR DE CAPACIDAD CF2

Factor de Capacidad del Transportador con Helicoide Especial			
Tipo de Helicoide	Carga del Transportador		
	15%	30%	45%
Helicoide con Corte	1,95	1,57	1,43
Helicoide con Corte y Doblez	NR*	3,75	2,54
Helicoide de Cinta	1,04	1,37	1,62

Referencia: Catálogo de Martin, sección H, página H18

* No recomendado

Si ninguno de los helicoides indicados en la tabla es usado CF2 = 1,0

TABLA 16

FACTOR DE CAPACIDAD CF3

Capacidad de Transportador Especial con Paletas Mezcladoras					
Paletas Estandar de Paso Invertido a 45	Paletas por Paso				
	Ninguna	1	2	3	4
Factor (CF3)	1,0	1,08	1,16	1,24	1,32

Referencia: Catálogo de Martin, sección H, página H18

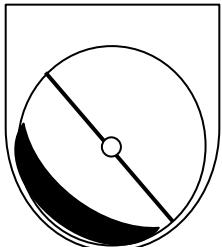
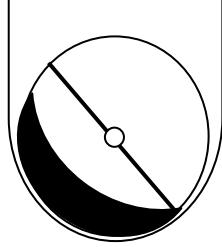
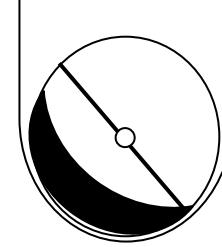
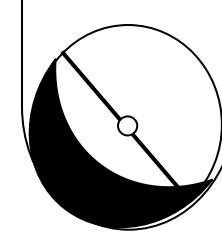
$$Q_r = 1,5 * 1 * 1 * 217 = 325.5 \text{ Kg/h}$$

Expresando en pie³/h:

$$Q_r = 325,5 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{\text{m}^3}{670 \text{ kg}} * \frac{(3,28 \text{ pies})^3}{\text{m}^3} = 17$$

4.2.2. Diámetro del sin fin

TABLA 17. Carga en la artesa

Carga en la artesa		Diámetro del sifón	Capacidad en pie ³ /h		Max. rpm recomendada
			A 1 rpm	A max. rpm	
15%		4	0,41	15	72
		6	0,75	45	70
		9	2,72	150	75
		10	3,80	210	55
		12	6,40	325	50
		14	10,40	520	50
		16	15,60	700	45
		18	22,50	1010	45
		20	31,20	1250	40
		24	54,60	2180	40
30% A		4	0,81	53	130
		6	1,49	180	120
		9	5,45	545	100
		10	7,57	720	95
		12	12,90	1160	90
		14	20,80	1770	85
		16	31,20	2500	80
		18	45,00	3380	75
		20	62,80	4370	70
		24	109,00	7100	65
30% B		4	0,81	29	72
		6	1,49	90	60
		9	5,45	300	55
		10	7,57	418	55
		12	12,90	645	50
		14	20,80	1040	50
		16	31,20	1400	45
		18	45,00	2025	45
		20	62,80	2500	40
		24	109,00	4360	40
45%		4	1,82	114	184
		6	2,23	368	165
		9	8,20	1270	155
		10	11,40	1710	150
		12	19,40	2820	145
		14	31,20	4370	140
		16	46,70	6060	130
		18	67,60	8120	120
		20	93,70	10300	110
		24	164,00	16400	100

De la tabla 13 se obtiene un 45% de carga, se escoge el diámetro mínimo tal que el caudal a máxima revolución sea igual o mayor al caudal requerido (Q_r) de la tabla 17.

Obteniendo:

Diámetro del sin fin: 4"

Capacidad a 1 RPM: 1,82 pie³/h

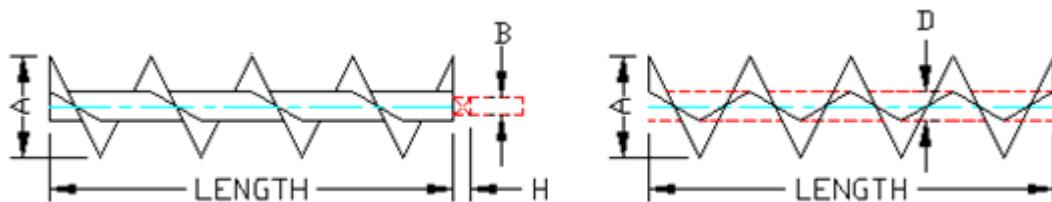
Capacidad a max. RPM: 114 pie³/h

Max. RPM recomendado: 184 RPM

Es necesario tomar en cuenta una posible deflexión del tubo sinfín por alta temperatura del producto o sobrepeso. Causando que las helicoides rocen la artesa y causen desgaste en ambas partes acortando la vida útil del sinfin.

Para evitar esta deflexión se toman en cuenta dos precauciones:

- Operar el transportador a la capacidad correcta.
- Respetar las dimensiones del helicoidal establecidos por CEMA en la tabla18.

TABLA 18. Dimensiones del helicoidal

Dimensiones del Tornillo sin fin								
Diámetro "A" Diámetro	"B" acoplamiento o	Código	Diámetro del eje, D		Espesor del volado		"H" Largo del acoplamiento	Largo standart del helicoidal
			int	Ext	entrada	salida		
4"	1"	4H204	1-1/4"	1-5/8"	1/8"	1/16"	1-1/2"	9'-10-1/2"
4"	1"	4H206	1-1/4"	1-5/8"	3/16"	3/32"	1-1/2"	9'-10-1/2"
6"	1-1/2"	6H304	2"	2-3/8"	1/8"	1/16"	2"	9'-10"
6"	1-1/2"	6H308	2"	2-3/8"	1/4"	1/8"	2"	9'-10"
6"	1-1/2"	6H312	2"	2-3/8"	3/8"	3/16"	2"	9'-10"
9"	1-1/2"	9H306	2"	2-3/8"	3/16"	3/32"	2"	9'-10"
9"	2"	9H406	2-1/2"	2-7/8"	3/16"	3/32"	2"	9'-10"
9"	1-1/2"	9H312	2"	2-3/8"	3/8"	3/16"	2"	9'-10"
9"	2"	9H412	2-1/2"	2-7/8"	3/8"	3/16"	2"	9'-10"
9"	2"	9H414	2-1/2"	2-7/8"	7/16"	7/32"	2"	9'-10"
10"	1-1/2"	10H306	2"	2-3/8"	3/16"	3/32"	2"	9'-10"

Obteniendo:

Diámetro del acoplamiento: 1"

Código del Volado: 4H206

Diámetro del eje (interior y exterior): 1-1/4" ; 1-5/8"

Espesor del volado a la entrada y salida: 3/16" ; 3/32"

4.2.3. Velocidad del transportador

Para hallar la velocidad del transportador se tomará en cuenta la capacidad real (17,143 pie³/h) y la capacidad a 1 RPM (1,82 pie³/h) anteriormente calculadas.

$$N = 17,143 \frac{\text{pie}^3}{\text{h}} * \frac{1 \text{ RPM}}{1,82 \frac{\text{pie}^3}{\text{h}}} = 9,419 \text{ RPM}$$

4.2.4. Expansión térmica

La expansión térmica longitudinal del tornillo sinfin puede ser un gran problema ya que por la temperatura del material a transportarse y el peso del mismo causa deformaciones en el transportador.

Para hallar el cambio de longitud por dilatación térmica, se utilizará la Ec. 4.2.4.1:

 Ec. 4.2.4.1

Debido a que se quiere llegar a una altura de 1,1 m y fijando una inclinación de 40°. Se obtiene una longitud de:

$$L_o = \frac{1,1}{\sin(40)} = 1,71 \text{ m}$$

C , es el coeficiente de dilatación térmica del material del tornillo sin fin. Para el acero inoxidable es $1,73 \times 10^{-5} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$

T_1 = es la temperatura a salida del secador, 60°C

T_2 = es la temperatura mínima del ambiente esperada, 25°C

$$\Delta L = 1,71 * 1,73 \times 10^{-5} * (60 - 25) = 0,00103 \text{ m}$$

Como se ve el cambio de longitud por efecto de la temperatura es 0,00103 pies (1,03 mm) lo cual no representa un problema.

4.2.5. Potencia del motor

Para el cálculo de la potencia se toman algunos factores tal como:

Q_r: capacidad real: $17,143 \text{ pie}^3/\text{h}$

e_t: factor de eficiencia de la transmisión, tabla 23

f_d: factor del diámetro sinfin, tabla 20

f_b: factor de rodamiento intermedio, tabla 19

f_f: factor de helicoidal sinfin, tabla 21

f_m: factor del material, apéndice F

f_p: factor de paletas del sinfin, tabla 22

f_o: factor de sobrecarga, figura 4.2.5.1

L: longitud del transportador: $1,71 \text{ m} = 5,6 \text{ pies}$

N: velocidad del transportador: $9,419 \text{ RPM} = 59,182 \text{ rad/min}$

W: peso específico del material, $670 \text{ kg/m}^3 = 41,771 \text{ lb/pie}^3$

Hpf: potencia en vacío, HP

HPm: potencia para mover en plano horizontalmente, HP

Hplift: potencia para mover en plano inclinado, HP

H: altura, H: 3,6 pies

Hpt: potencia requerida para el sistema.

Para el cálculo de la potencia requerida se usaran las siguientes tablas.

TABLA**19****SELECCIÓN DE BUJE PARA COLGANTES**

Grupo de Buje	Tipo de Buje	Material Recomendado para Ejes de Acoplamiento **	Max. Temp. de Operación Recomendada	Fb
B	Bolas (Rodamientos)	Estándar	225 y 270 °F	1,0
L	Bronce	Estándar	300 °F	1,7
S	Bronce Martin*	Estándar	850 °F	
	Bronce Grafito	Estándar	500 °F	
	Bronce Impregnado en Aceite	Estándar	200 °F	
	Madera Impregnada en Aceite	Estándar	160 °F	
	Nylatrón	Estándar	250 °F	2,0
	Nylon	Estándar	160 °F	
	Teflón	Estándar	250 °F	
	UHMW	Estándar	225 °F	
	Melanine (MCB)	Estándar	250 °F	
H	Hierro Duro Martin*	Endurecido	500 °F	3,4
	Hierro Duro	Endurecido	500 °F	
	Superficie endurecida	Endurecido o especial	500 °F	
	Estelita	Especial	500 °F	4,4

* Metal sinterizado, autolubricado

** Otros tipos de materiales para ejes se pueden proveer

Referencia: Catálogo de Martin, sección H, página H23

TABLA 20

FACTOR DE DIAMETRO Fd

Diámetro del Sinfín pulg	Factor Fd
4	12
6	18
9	31
10	37
12	55
14	78
16	106
18	135
20	165
24	235
30	300

Referencia: Catálogo de Martin, sección H, página H24

TABLA 21**FACTOR DE POTENCIA DE TIPO DE HELICOIDE Ff**

Tipo de Helicoide	Carga del Transportador			
	15%	30%	45%	95%
Helicoide Estándar	1,00	1,00	1,00	1,00
Helicoide con Corte	1,10	1,15	1,20	1,30
Helicoide con Corte y Doblez	NR	1,50	1,70	2,20
Helicoide de Cinta	1,05	1,14	1,20	-

NR = No recomendado

Referencia: Catálogo de Martin, sección H, página H25

TABLA 22**FACTOR DE POTENCIA POR PALETAS Fp**

Paletas Estándar de Paso Invertido a 45°	Paletas por Paso				
	0	1	2	3	4
Factor de Paleta (Fp)	1,00	1,29	1,58	1,87	2,16

Referencia: Catálogo de Martin, sección H, página H25

TABLA 23

FACTOR DE TRANSMISION et

Transmision de Sinfín o montada en eje con transmisión de banda V	Transmisión de Banda V a Engrane Helicoidal y Acoplamiento	Motoreductor con Acoplamiento	Motoreductor con Transmisión de Cadena	Engranaje Sinfín
0,88	0,87	0,95	0,87	Consulte a fabricante

Referencia: Catálogo de Martin, sección H, página H25

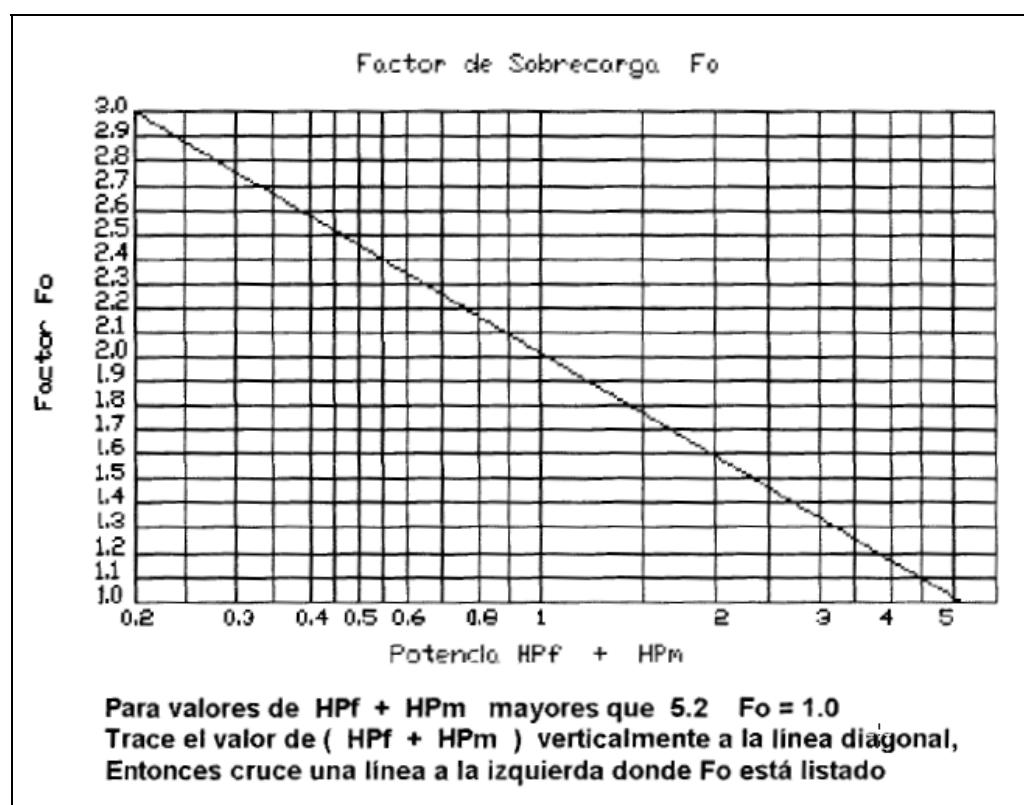


Figura 4.2.5.1 Gráfica para obtención del factor de sobrecarga Fo

Para el cálculo de transportadores helicoidales inclinados, primero se halla la potencia como si fuera horizontal, luego la potencia necesaria para elevarlo (Hpi). Se suman estos

resultados, se multiplican por un factor de sobrecarga (fo) si fuese necesario y se divide para la eficiencia de la transmisión (et).

$$Hpf = \frac{fd * fb * L * N}{330000}$$

De acuerdo al apéndice G, se recomienda usar el tipo de Buje L, S ó B descritos en la tabla 19. De entre los 3 tipos de bujes se escoge el que este más cercano a la temperatura máxima de operación. Para este caso se usa el B (de bolas, rodamiento).

$$Hpf = \frac{12 * 1 * 5,6 * 59,102}{33000}$$

$$Hpf = 0,12 \text{ HP}$$

$$Hpm = \frac{ff * fp * L * fm * W * Qr}{33000} * 32,2$$

$$Hpm = \frac{1 * 1 * 5,6 * 0,4 * 41,771 * \left(\frac{17,143}{60}\right)}{33000} * 32,2$$

$$Hpm = 0,026 \text{ HP}$$

$$H_{plift} = \frac{H * W * Q_r}{33000} * 32,2$$

$$H_{plift} = \frac{3,6 * 41,771 * \left(\frac{17,143}{60}\right)}{33000} * 32,2$$

$$H_{plift} = 0,0419 \text{ HP}$$

$$H_{total} = ((HP_f + Hpm) * fo + H_{plift} + H_{extra}) / et$$

De acuerdo a la figura 4.2.5.1 fo es 2,9 y por la tabla 23 et 0,95. H_{extra} , se añade para evitar decrecimiento de la eficiencia por la agitación y vibración del material a transportarse cuyo valor queda a consideración del constructor.

$$H_{total} = \frac{((0,1 + 0,0217) * 2,9 + (0,01979 + 0,4))}{0,95}$$

$$H_{total} = 0,983 \text{ HP}$$

Por lo que se usa un motor de 1 HP.

4.2.6. Torque crítico

El torque transmitido por las partes móviles del transportador sinfín se lo halla de la siguiente forma:

$$\text{TORQUE} = \frac{\text{HP}_{\text{total}}}{N}$$

$$\text{TORQUE} = \frac{0,983 \text{ HP}}{9,419 \frac{\text{Rev}}{\text{min}} * \frac{2 * \pi}{1 \text{ rev}}} * \frac{33000 \frac{\text{pies - lbf}}{\text{min}}}{1 \text{ HP}}$$

$$\text{TORQUE} = 548,129 \text{ lbf - pie} * \frac{12 \text{ plg}}{1 \text{ pie}}$$

REQUISITO DE TORQUE									
Diámetro Eje de Acoplamiento pulg	Tubo		Ejes		Pernos				
	Ced. 40		Los.pulg		Diámetro de Pernos pulg	Corte en Pernos Lbs.pulg		Pernos en Desgaste Lbs.pulg	
	Tamaño pulg	Torque Lbs.pulg	Cema Std. (C-1018)	Martin Std. (C-1045)		No. De Pernos	2	3	2
						3			3
1	1-1/2	3140	820	999	3/8	1380	2070	1970	2955
1-1/2	2	7500	3700	3727	1/2	3660	5490	5000	7500
2	2-1/2	14250	7600	9233	5/8	7600	11400	7860	11790
2-7/16	3	23100	15090	18247	5/8	9270	13900	11640	17460
3	3-1/2	32100	28370	34427	3/4	16400	24600	15540	23310
3	4	43000	28370	34427	3/4	16400	24600	25000	37500
3-7/16	4	43300	42550	51568	7/8	25600	38400	21800	32700

*Los valores mostrados son para pernos A307-64 Grado-2, para obtener valores de Grado-5 multiplique x 2,5

TORQUE = 6

TABLA 24 Requisito de Torque

En la tabla 24, se combinan los diversos rangos de torsión admisibles en el tubo, eje y pernos.

Obteniendo así las nuevas dimensiones para:

Diámetro eje de acoplamiento: 1½"

Tubo: 2" cédula 40

Eje: Cema Std.C-1018

Pernos de sujeción: ½" A307-64 grado 2.

4.3. Sistema Energético

4.3.1. Consumo de Combustible

En la sección 3.2 se calculó el calor utilizado en el secador.

Para obtener el consumo total de energía se debe establecer la eficiencia la cual debe estar entre el 45 al 65% para un secador rotativo.

En base a los parámetros calculados para el secador puede estimar la eficiencia del secador mediante la ecuación 4.3.1.1.

$$\text{Eficiencia del secador} = \frac{\text{Energía usada}}{\text{Energía consumida}} \quad \text{Ec. 4.3.1.1}$$

Energía usada (Ec. 4.3.1.2.) es la energía aprovechada en el secador y equivale al calor total que pierde el aire menos las pérdidas totales por radiación y convección al exterior.

$$\text{Energía usada} = q_t - q_r \quad \text{Ec. 4.3.1.2}$$

$$\text{Energía usada} = 432.95 - 12.5 = 420.45 \text{ KW}$$

$$\text{Energía usada} = 420.45 \text{ KW}$$

Energía suministrada (Ec. 4.3.1.3.) es la energía que brinda el combustible. Asumiendo una eficiencia alta del quemador se puede definir como la energía que gana el aire y el vapor de agua que entran al quemador.

$$\text{El calor que gana el aire} = G C_a (T_e) \quad \text{Ec. 4.3.1.3}$$

Donde:

$$C_a: \text{Calor específico pror, kg/kgC}$$

Temperatura del aire ambiental, C

Temperatura del aire de entrada al secador, C

$$\text{El calor que gana el vapor de agua} = G X_{ent} C_w (T_{ent} - T_e) \quad \text{Ec. 4.3.1.4}$$

4.3.1.4

Donde:

X_{ent} : kg de agua/kg seco a temperatura ambiente, 80% de humedad relativa

Calor específico promedio del vapor de agua, kg/kgC

Reemplazando los valores se tiene:

$$\text{El calor que gana el aire} = 3.61(1)(240 - 25) = 775.7 \text{ KW}$$

El calor que gana el vapor de agua

$$= 3.61 (0.015)(2.1)(240 - 25) = 24.43 \text{ KW}$$

La energía suministrada es:

$$\text{Energía suministrada} = 775.7 \text{ Kw} + 24.43 \text{ Kw}$$

$$\text{Energía suministrada} = 800.13 \text{ Kw}$$

La eficiencia puede ser calculada con la ecuación 4.3.1.1

$$\text{Eficiencia del secador} = \frac{420.45}{800.13} = 0.525$$

$$\text{Eficiencia del secado} = 52.5\%$$

Se obtiene un valor del 52.5% aceptable para una consideración de diseño preliminar, sin embargo la verdadera eficiencia del secador se mide en base al consumo de combustible real, no al calculado teóricamente, cuando esté el secador en funcionamiento.

Como el valor de la eficiencia es aceptable entonces el consumo de energía calculado se puede usar para estimar el suministro de combustible. Para 8 horas de funcionamiento diarias del secador se calcula la energía suministrada de KW a MJ/día:

$$800.13 \frac{\text{KJ}}{\text{s}} * \frac{1 \text{ MJ}}{1000 \text{ KJ}} * \frac{28800\text{s}}{1 \text{ dfa}} = 23043.97 \text{ MJ/día}$$

Energía consumida =23043.97 MJ/día

Para hallar el consumo diario de GLP, se tiene la problemática del uso del poder calorífico superior (PCS) o el poder calorífico inferior (PSI). La utilización de cada uno depende

exclusivamente de la energía consumida calculada, que puede ser la máxima o la mínima del sistema.

El consumo calculado se refiere al máximo para el sistema, ya que el secador puede llegar a tener una eficiencia del 52.5 % o ligeramente superior, debido al diseño especial del secador que utiliza una malla rotatoria.. El poder calorífico superior (PCS) del gas natural será el utilizado para los cálculos, así el consumo diario se calcula:

PCS=50.4 MJ/kg para glp, ver apéndice H.

$$C_{\text{diario}} = \frac{\text{Energía consumida diaria máxima}}{\text{PCS}}$$

$$C_{\text{diario}} = \frac{23043.97}{50.4} = 457.22 \text{ kg/día de Gas}$$

$$C_{\text{hora}} = \frac{457.22}{8} = 57.15 \text{ kg/hora}$$

4.3.2. Dimensionamiento del depósito de GLP

Esta sección tiene como objetivo brindar al lector una breve explicación del esquema en la instalación de suministro de

GLP y realizar el cálculo del volumen del depósito a utilizarse en la planta para poder visualizar la magnitud de este sistema que debe cumplir con la necesidad energética calculada.

No se utilizará cilindros para el suministro de gas ya que se requeriría un número muy alto de unidades conectadas al sistema, es más factible la implantación de un depósito.

La normativa ecuatoriana a seguir en una instalación de gas es la proporcionada por el INEN que es “Transporte, Almacenamiento, Envasado y Distribución de gas licuado de petróleo (glp) en cilindros y tanques”.

Las normativas europeas proporcionan un detalle mayor en las ubicaciones de equipos, distancias, depósitos, etc., por lo que serán de gran ayuda en el diseño del depósito. Ver la tabla 25.

BOTELLAS DOMÉSTICAS	BOTELLAS INDUSTRIALES	COMUNES	
Condiciones “CTB”: Condiciones Técnicas Básicas que han de cumplir las instalaciones de los aparatos que utilicen GLP como combustible (*).	Normas “NDM”: Normas a que deben supeditarse las instalaciones de GLP con Depósitos Móviles de capacidad superior a 15 kg.	Reglamento “RIGLO”: Reglamento de Instalaciones de Gas en Locales destinados a usos domésticos, colectivos y comerciales.	Reglamento “RAD”: Reglamento de la Actividad de Distribución de GLP.
Resolución 25/2/63. BOE núm. 61 21/3/63	Resolución del 24/07/63 BOE núm. 218 de 11/09/63	RD 1853/93 de 22/10/93. BOE de 24/11/93 UNE 60 670	RD 1085/92 de 11/9/92. BOE núm. 243 de 9/10/92
(*) Las botellas domésticas, cuando se instalan en el exterior en batería, seguirán la normativa de las industriales.			

Tabla 25.- Normativas europeas utilizadas en la instalación de gas

Las partes que tiene una instalación de GLP de depósito son:

Tanques de depósito: Son recipientes destinados a contener GLP en estado líquido bajo presión (Fig.4.3.2.1.), para su almacenamiento y consumo. Normalmente se llenan con el 65% de su capacidad total del tanque en fase líquida, considerando 20% de reserva. En la parte superior se encontrará la fase gaseosa en un 15%

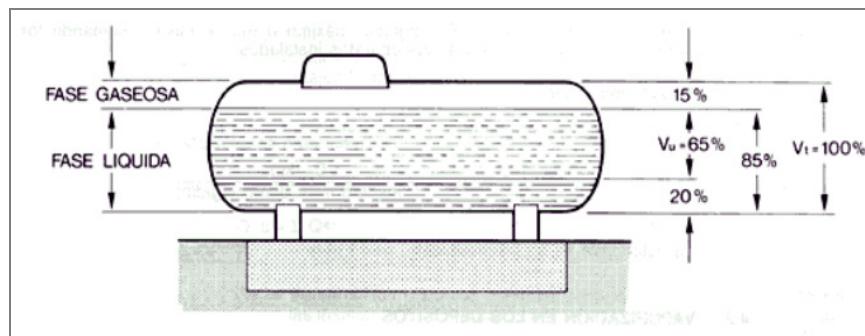


Fig. 4.3.2.1 Distribución de la fase líquida y sólida del gas en el depósito

La Reglamentación vigente para los depósitos fijos de GLP señala como necesarios los siguientes accesorios (Dentro del concepto "accesorios" se incluyen las llaves, válvulas, instrumentos de medida, elementos de control, etc Ver figura 4.3.2.2.)

- Boca de carga con doble válvula anti retorno.
- Indicador de nivel, de medida continua y lectura directa (magnético y galga rotativa).
- Indicador de nivel de máximo llenado, fase liquida.
- Manómetro de lectura directa de la presión del gas contenido.
- Válvula de seguridad por exceso de presión (VS), conectada a la fase gaseosa.
- Toma de fase gaseosa, con válvula de exceso de flujo y con llave de corte manual
- Toma de fase liquida, con válvula de exceso de flujo en el interior del depósito y con llave de corte manual. Si esta toma se encuentra en la generatriz superior del depósito, por ejemplo en los depósitos enterrados y semienterrados. Llevará un tubo buzo para extraer la fase líquida.
- Borna con pica de toma de tierra.

- Drenaje en un extremo de la generatriz inferior:

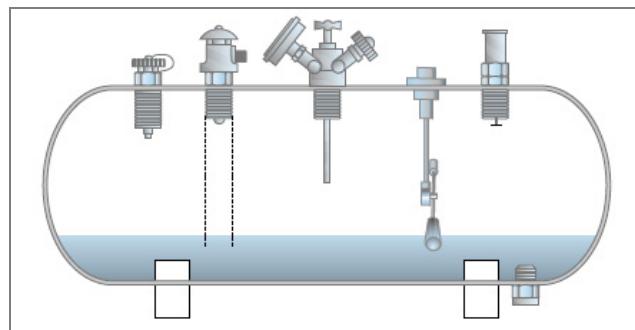


Fig.4.3.2.2 Accesorios del depósito de GLP

Limitador de presión (LP): Los reguladores son seleccionados e instalados para reducir la presión necesaria según el requisito de presión requerida por la planta.

Sistemas de Tuberías: El gasoducto está diseñado por el flujo y el factor de caída de presión, que incluye el análisis de todos los accesorios necesarios, tales como codos, tés, bridás, válvulas etc.

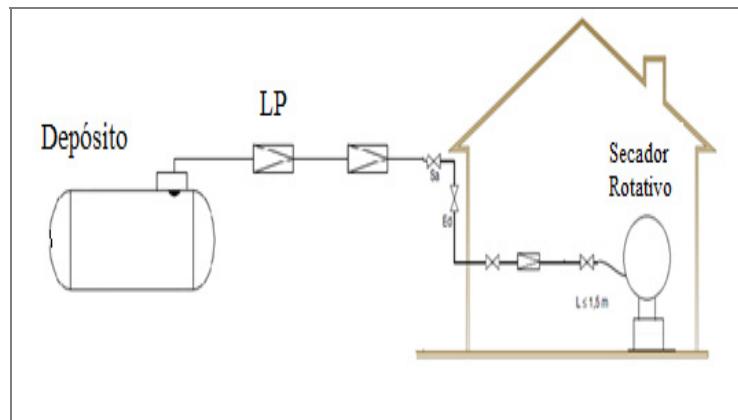


Fig.4.3.2.3 Esquema de la instalación de suministro de GLP

Calculo del volumen del depósito de combustible por autonomía

Para el cálculo de las dimensiones del depósito de GLP se hará uso del apéndice I “Tablas de Vaporización de Depósitos de GLP” al final de esta documentación.

El significado de cada concepto utilizado en la tabla es el siguiente:

- **Diámetro.** Se refiere al diámetro del depósito cilíndrico.
- **Volumen:** Es el volumen geométrico del depósito. No confundir con la capacidad. Esta será como máximo el 85% de su volumen.

- **Carga:** La masa del GLP líquido contenido en el depósito, la fase gaseosa no se considera, con un grado de llenado del 85% (carga máxima). Se calcula teniendo en cuenta la masa en volumen del propano de 506 kg/m³. El fabricante no menciona capacidades.
- **Superficie:** Superficie exterior total del depósito. Valor indicado por el fabricante. No se debe confundir con la superficie mojada por el líquido del interior.
La superficie mojada por el líquido corresponde al 20 % del llenado, pero no al 20 % de la superficie total mencionada.
- **Presión:** Presión de salida del regulador situado a la salida del depósito Se escogerá entre las cuatro presiones indicadas.
- **Temperaturas:** En el caso de depósito aéreo se incluyen 5 temperaturas (-10°. -5°. 0°. 5° y 10 °C.), mientras que en el enterrado se considera solamente 5° C. Las primeras corresponden a la temperatura ambiente mínima de la localidad donde se encuentra el depósito. Se tomara la más aproximada inferior.

El caudal dado por la tabla corresponde a una reserva del 20% del depósito. Para cualquier contenido superior al 20 % se podrá obtener un caudal mayor al tabulado. Los valores para una reserva del 30 % se obtienen multiplicando los tabulados por 1.18.

La tabla tiene una doble aplicación:

- **Determinación del caudal suministrable:** Para un determinado deposito elegido. (por diámetro, por volumen o por carga máxima), una determinada presión regulada de salida y para una temperatura exterior mínima media, (si es un deposito enterrado, directamente a la columna de enterrado), se lee el caudal que en esas condiciones puede vaporizar en kg/h.

- **Determinación del depósito necesario:** Partiendo de la temperatura exterior mínima media o de su ubicación enterrada y de la presión de salida del regulador se busca el caudal deseado por exceso obteniéndose el volumen y el diámetro.

El volumen del depósito de combustible se puede hallar mediante la ecuación 4.3.2.1.

$$V = \frac{AC_{diario}}{0.65\rho_{líq}} \quad \text{Ec. 4.3.2.1}$$

Donde:

V: Volumen del depósito, m³

A: Autonomía, días

: Consumo diario, kg/día

: Densidad del líquido, kg/m³. La densidad es de 506.

Si se considera una autonomía de 15 días y con el consumo diario calculado en la sección anterior se tiene:

$$V = \frac{15(457.22)}{0.65(506)} = 20.85 \text{ m}^3$$

De las tabla del apéndice H se puede optar por un depósito de 22.09 m³, el cual en las peores condiciones de operación (temperatura ambiental baja de 10 C, y 20% de llenado) se tiene un flujo de gas mayor a 60 kg/h en todos los casos de presiones reguladas a la salida.

Por lo que el cálculo del volumen es aceptable. La nueva autonomía para el caso sería:

$$A = \frac{22.09(0.65)(506)}{457.22} = 15.89 \text{ días}$$

Y ahora el depósito debe tener las siguientes dimensiones:

Dimensiones del depósito

Volumen=22.09 m³

Diámetro=1.5 m

Superficie = 62.6 m²

4.3.3. Tipo de quemador

Esta sección tiene como objetivo especificar el tipo de quemador usado en la planta y los parámetros que son necesarios calcular para su elección.

Se utilizará para la planta un quemador atmosférico de gas, que usualmente son fabricados para trabajar con GLP o con gas natural. El aire de combustión es introducido mediante un ventilador centrífugo, para aumentar la presión del aire, lo que hace que se pueda quemar más cantidad de combustible y que el rendimiento sea superior.

El parámetro principal que se debe conocer a la hora de la elección de un quemador es la cantidad de energía se va a generar por hora, la cual en la mayoría de catálogos se encuentra en Kcal/h



Fig. 4.3.3.1. Quemador automático de GLP. Foto Tomada de un catálogo de EQA

Se tiene 800.13 Kilowatts por lo que transformando a Kcal/h se tiene:

$$\frac{800.13 \text{ KJ}}{\text{s}} * \frac{1 \text{ Kcal}}{4.184 \text{ KJ}} * \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 688467.77 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

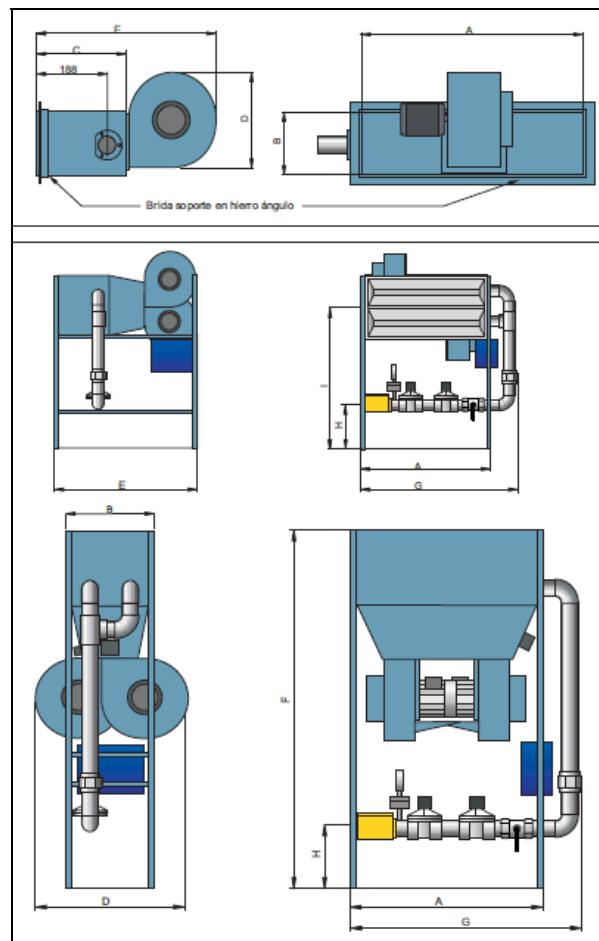


Fig. 4.3.3.2. Forma y Dimensiones del quemador, catalogo EQA.

Realizando una elección utilizando los catálogos de la EQA, del apéndice J el quemador a utilizarse sería el modelo 181 A de hasta 800000 Kcal/hora, con ventilador centrífugo.

Si se escoge el quemador de 700000 Kcal/h, no se deja un margen suficiente de error, por lo que se corre el riesgo que

este quemador no sea suficiente, por ello se recomienda el de 80000 Kcal/h.

Las medidas para el quemador y el ventilador se encuentran en el apéndice I adjunto, para el modelo 181 A -800.

Cálculo del ducto de aire quemador-secador

Este ducto se diseña con dos objetivos en mente:

- Evitar la concentración de calor de la llama
- Obtener la velocidad de entrada de aire adecuada

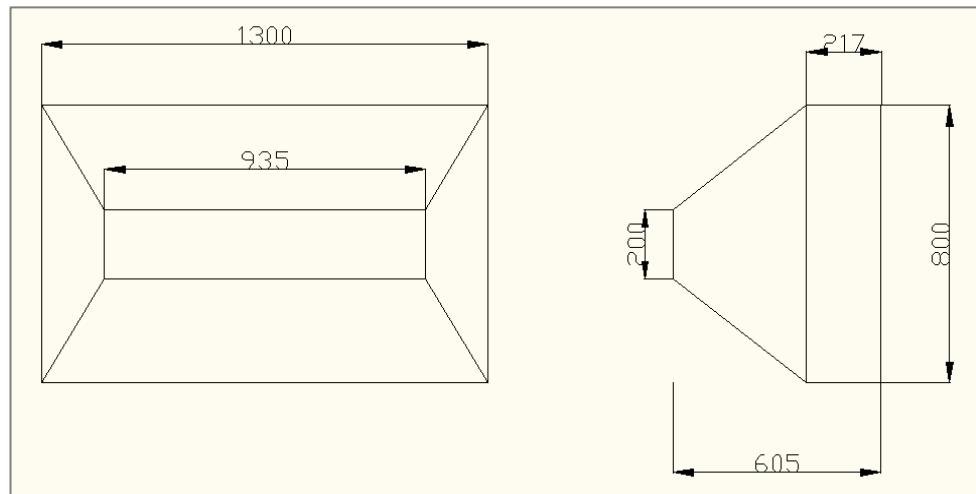


Fig.4.3.3.3. Dimensiones en mm. Del ducto quemador-secador.

Se calcula el flujo volumétrico del aire por medio de la ecuación 4.3.3.1. postulada por Fostor.

$$Q = \frac{\text{consumo energético}}{Dt * 17} \quad \text{Ec. 4.3.3.1}$$

Donde:

Q: Flujo volumétrico de aire, m³/s

Consumo energético: Dado en Kcal/h.

Dt: Diferencia entre la temperatura del aire de secado y la temperatura ambiente.

17: Constante de Fostor.

Reemplazando los datos se tiene:

$$Q = \frac{722065}{(240 - 25) * 17} = 197.55 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

$$Q = 3.29 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

La velocidad del aire se calcula como sigue.

$$V = \frac{Q}{A}$$

Donde A, es el área de 1300 mm x 800 mm, en la cual el aire entra al plenum.

Reemplazando los valores:

$$V = \frac{3.29}{1.3 \times 0.8}$$

$$V = 3.16 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Claramente se ve que la velocidad es ligeramente superior a la velocidad típica de un secador rotatorio.

En un secador rotatorio normal el aire recorre la longitud del secador, pero en este caso la distancia recorrida es mayor, por lo que es deseable que la velocidad del aire se incremente como medida de compensación.

CAPÍTULO 5

5. DISEÑO DEL SISTEMA DE MOLIENDA

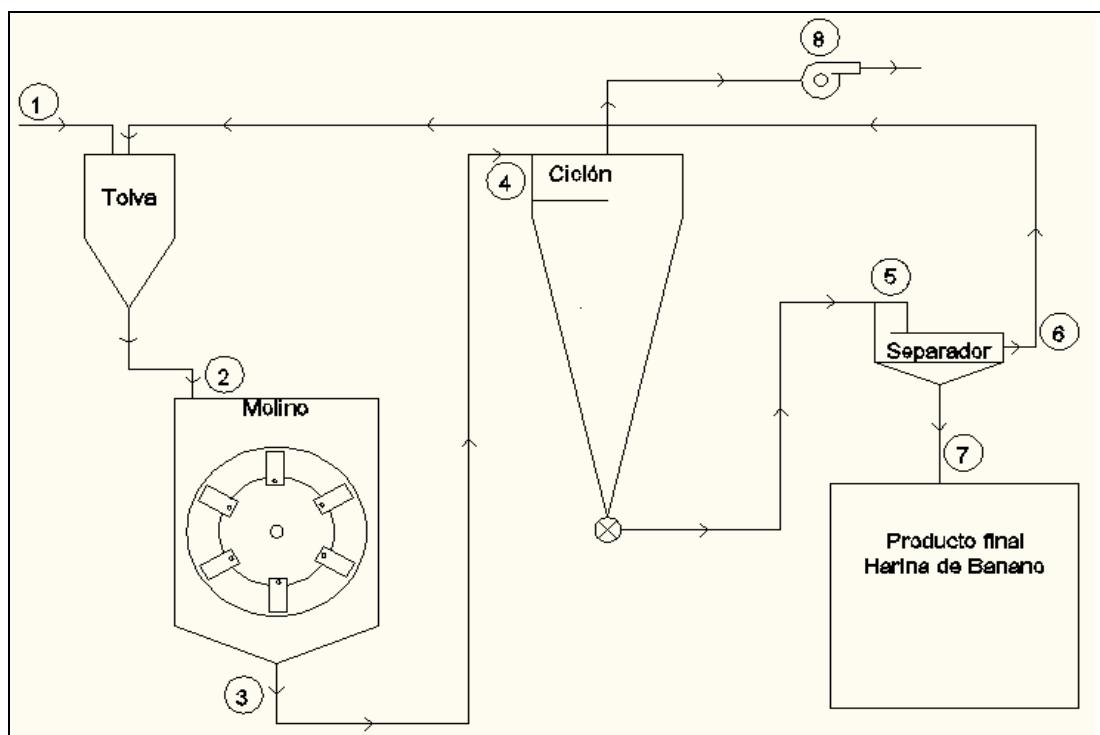


Fig. 5.1 Esquema del proceso molienda

1: Entrada del banano proveniente del transportador helicoidal a la Tolva.

- 2:** Entrada al molino para la trituración. Banano en cubitos
- 3:** Salida del molino. Banano triturado.
- 4:** Entrada al ciclón para eliminar impurezas.
- 5:** Entrada al separador. Selección de granulometría deseada por medio del Tamiz.
- 6:** Retorno de las partículas que no pasan el Tamiz seleccionado a la tolva.
- 7:** Recolección del producto final. Producto que pasó el Tamiz.
- 8:** Ventilador centrífugo del ciclón. Salida de aire limpio al medio ambiente.

Como recomendación, para llevar el material a la granulometría deseada, primero se lo tritura hasta máximo 1,50 mm. Para que posteriormente en el separador el banano triturado pase por el Tamiz y así obtener la granulometría deseada. El producto que no cumple con el tamaño deseado retorna al molino.

Como se halló anteriormente el caudal del banano a la salida del secador es 0,200 Ton/h. Para efectos de diseño se usa el caudal real ($Q_r = 17,143 \text{ pie}^3/\text{h}$) previamente hallado en el diseño del helicoidal. Como se dijo anteriormente, existe retorno de material proveniente del Separador por lo que es necesario aumentar el valor Q_m en un 10%.

El transportador helicoidal trabaja a 9,419 RPM, con este dato y el paso del transportador (2/3 del D del sinfin) se halla el avance del transportador.

$$\text{avance} = N * P$$

Siendo:

N: RPM del sinfín

P: paso del transportador, 2/3 del diámetro del sinfin

$$\text{avance} = 9,419 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{\frac{2}{3} * 4''}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ pie}}{12''} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} = 125,586 \text{ pies/h}$$

Como el avance es la velocidad a la que se traslada axialmente la carga, se halla el área abierta (Aa) que debe tener la lámina perforada que se encuentra en el molino.

$$Qm = Aa * v$$

$$Aa = \frac{Qm}{v} = \frac{(17,143 * 1,10) \frac{\text{pie}^3}{\text{h}}}{125,586 \frac{\text{pie}}{\text{h}}} * \frac{1 \text{ m}^2}{(3,28 \text{ pie})^2} * \frac{10000 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2} = 139,569 \text{ cm}^2$$

Antes se debe tener presente que se debe dimensionar el molino de martillos para que pase el caudal del material sin problema por el área

abierta de la plancha perforada. Por lo que se va a utilizar el área abierta(Aa) como referencia para el diseño.

Debido a la recomendación de reducir el banano a trozos de máximo 1,50 mm, se usará una plancha de agujero de 1/16"(1,6 mm). Del apéndice K se tiene que al área abierta(Aa) para este agujero de la plancha perforada es del 23%.

Por lo que el área de la plancha perforada será igual a:

$$(A_{plancha}) = \left(\frac{Aa}{0,23} \right)$$

$$(ancho * largo)_{plancha} = \left(\frac{Aa}{0,23} \right)$$

$$largo_{plancha} = \frac{Aa/0,23}{ancho_{plancha}}$$

El número de martillos, el número de árboles porta martillos queda a consideración del constructor. Teniendo un mayor numero de martillos y de árboles porta martillos se tiene mejor eficiencia de trituración. Esto causa que se necesite un motor de mayor capacidad encareciendo el

funcionamiento del molino. Se escogerá un total de 6 árboles porta martillos, dos árboles soportan 6 martillos y 4 soportan 5 martillos, dando un total de 32. Los martillos van espaciados e intercalados de tal forma que no se choquen, al moverse entre los martillos debe haber un espacio mínimo de 1mm. El ancho del martillo será de 0,8 cm teniendo en cuenta que al hacer $\frac{1}{2}$ revolución los martillos ya deben cubrir el área de la plancha.

El ancho de la plancha se lo halla por la suma total de los espesores de los martillos y el espacio entre martillos a utilizarse de acuerdo a la siguiente figura de uno de los árboles de 6 martillos

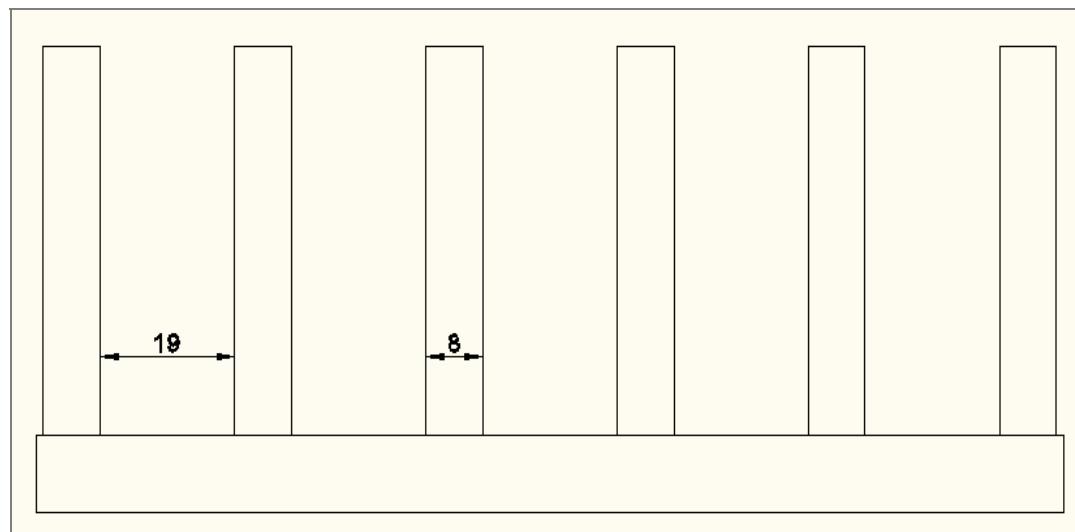


Figura 5.2 Distribución de martillos

$$\text{ancho}_{\text{plancha}} = (5 * 19) + (6 * 8) + 2 * 1 = 145 \text{ mm}$$

$$\text{largo}_{\text{plancha}} = \frac{Aa/0,23}{\text{ancho}_{\text{malla}}}$$

$$\text{largo}_{\text{plancha}} = \frac{139,569/0,23}{14,5}$$

$$\text{largo}_{\text{plancha}} = 41,849 \text{ cm}$$

Este es el largo mínimo que debe tener la plancha, se escogerá una plancha de 42 cm de largo. Se dimensiona la cámara donde se va a producir la trituración del banano teniendo en cuenta que la plancha debe tener un ángulo de 120°, tal como ilustra la figura 5.3:

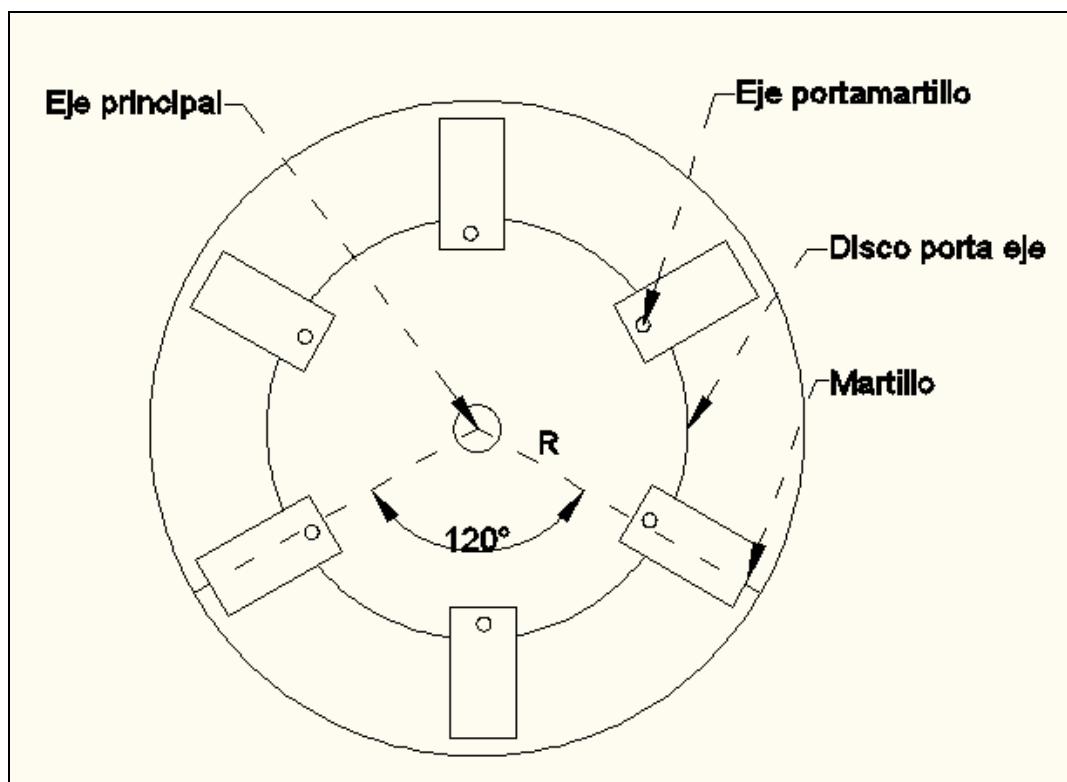


Figura 5.3 Cámara de molienda

$$R = \frac{\text{largo malla}}{\theta}$$

$$R = \frac{42}{120 * \left(\frac{\pi}{180}\right)} = 20,05 \text{ cm}$$

Los árboles porta martillos deben tener de largo el ancho de la plancha más 0,5 cm por cada disco porta martillos a usarse. Por lo que la cámara donde se realiza la trituración mide 15,5 cm de ancho y 40 cm de Diámetro. La distancia que debe quedar entre el martillo y la plancha

perforada no debe ser mayor a 10mm. Como los cubitos de banano después de estar secos miden 2,8 mm, un valor de 2,5 mm de distancia martillo-plancha perforada es aceptable.

5.1. Dimensionamiento de los martillos

Los martillos serán mandados a mecanizar de acero inoxidable martensítico AISI 410 para cuchillas de uso alimenticio este es el más recomendable por su dureza elevada y alta resistencia a la corrosión. Los martillos serán del tipo “locos”, es decir no están fijos y al rotar golpean al material. También al rotar los martillos chocan al material contra el tambor causando así grandes fuerzas de choque entre martillo-material-tambor. Los martillos serán de 70x30x8 mm y se diseñarán los martillos de tal forma que sean de 4 vidas, es decir al desgastarse una de las puntas se cambiará de posición el martillo de tal forma que la punta dañada no actué sobre el material. Por lo que los martillos tendrán dos agujeros y en cada esquina un filo adicional de corte como se indica en la figura 5.1.1.

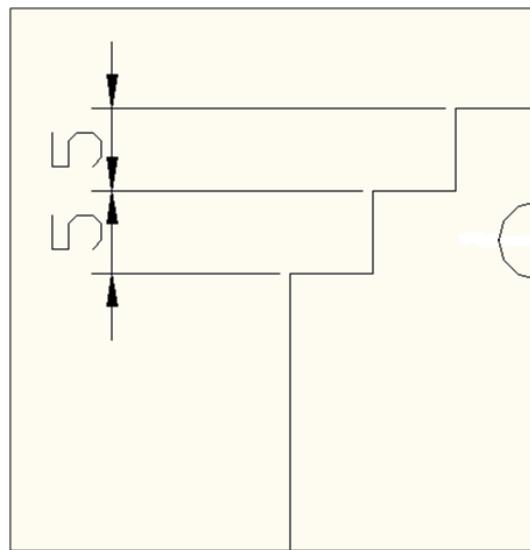


Figura 5.1.1 Detalle del filo de corte adicional del martillo

El volumen total de la cuchilla será:

$$V = (30 * 70 * 8) - 4 * (5 * 5 * 8) - 4 * (5 * 10 * 8) = 14400 \text{ mm}^3$$

La densidad del acero es 7800 Kg/m³, por lo que la masa del martillo es:

$$m = 7800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 14400 \text{ mm}^3 * \frac{1 \text{ m}^3}{1000000} = 0.126 \text{ Kg}$$

$$w =$$

5.2. Selección del diámetro del árbol.

A continuación se va a seleccionar los diámetros de los árboles portamartillos y del árbol principal de potencia respectivamente. Existen 6 árboles portamartillos, 2 de los cuales soportan 6 martillos y los 4 restantes soportan 5 martillos. Cada par de árboles que soportan 5 martillos, tienen una diferente distribución de fuerzas. Se asume para los casos de los arboles portamartillos un factor de seguridad de 6.

Diámetro para el árbol porta martillos de 6 martillos:

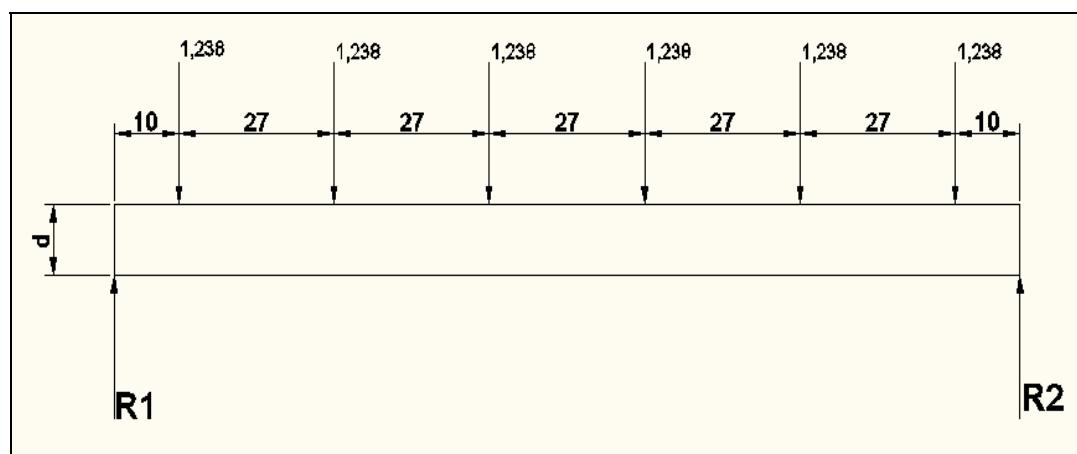


Figura 5.2.1 Distribución de fuerzas del árbol de 6 martillos

El momento máximo es: 0,137 N·m y las reacciones R1 y R2 son 3,714 N.

Los árboles portamartillos serán de acero inoxidable AISI 304 que es el acero más recomendado para equipos de la industria alimenticia. $S_y = 276 \text{ Mpa}$ y $S_{ut} = 568 \text{ Mpa}$. Se asume un factor de seguridad de 6.

$$n = \frac{S_{sy}}{\sigma} = \frac{S_{sy}}{\frac{32 * M_{max}}{\pi * d^3}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{n * 32 * M_{max}}{S_{sy} * \pi}} = \sqrt[3]{\frac{6 * 32 * 0,137}{0,577 * 276 \times 10^6 * \pi}} = 3,74 \text{ mm}$$

Como este diámetro no existe comercialmente se usará el diámetro mayor más cercano. Para nuestro caso es el de $3/16'' = 4,762 \text{ mm}$.

Para el diseño se usa la teoría de GOODMAN:

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = \frac{M * d/2}{\frac{\pi * d^4}{64}} = \frac{0,137 * \left(\frac{4,762 \times 10^{-3}}{2}\right)}{\frac{\pi * (4,762 \times 10^{-3})^4}{64}} = 12,922 \text{ MPa}$$

$$\tau_{flexion} = \frac{4V}{3A} = \frac{4V}{3 \frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{4 * 3,714}{3 \frac{\pi * (4,762 \times 10^{-3})^2}{4}} = 278,043 \text{ KPa}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_s}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

n: factor de diseño de GOODMAN

$\sigma_a: \sigma_{max} = 12,922 \text{ MPa}$

$$\sigma_m: \frac{\sigma_a}{2} = \frac{12,922}{2} = 6,461 \text{ MPa}$$

$S_e: k_a * k_b * k_c * k_d * S' e$

$k_a: \text{factor de superficie: } A * S_{ut}^b = 57,7 * (568)^{-0,718} = 0,607$

$$k_b: \text{factor de tamaño: } \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{4,762}{7,62}\right)^{-0,1133} = 1,054$$

$k_c: \text{factor de carga} = 1$

$k_d: \text{factor de temperatura: } 1$

$$S' e: 0,504 S_{ut} = 0,504 * 568 = 286,272 \text{ MPa}$$

$$S_e: 0,607 * 1,054 * 1 * 1 * 286,272 = 183,150 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_e * S_{ut}}{\sigma_a * S_{ut} + \sigma_m * S_e} = \frac{183,150 * 568}{12,922 * 568 + 6,461 * 183,150} = 12,2$$

Comprobando así que el diámetro usado es bastante confiable.

Diámetro para el árbol porta martillos de 5 martillos, 1era distribución de fuerzas:

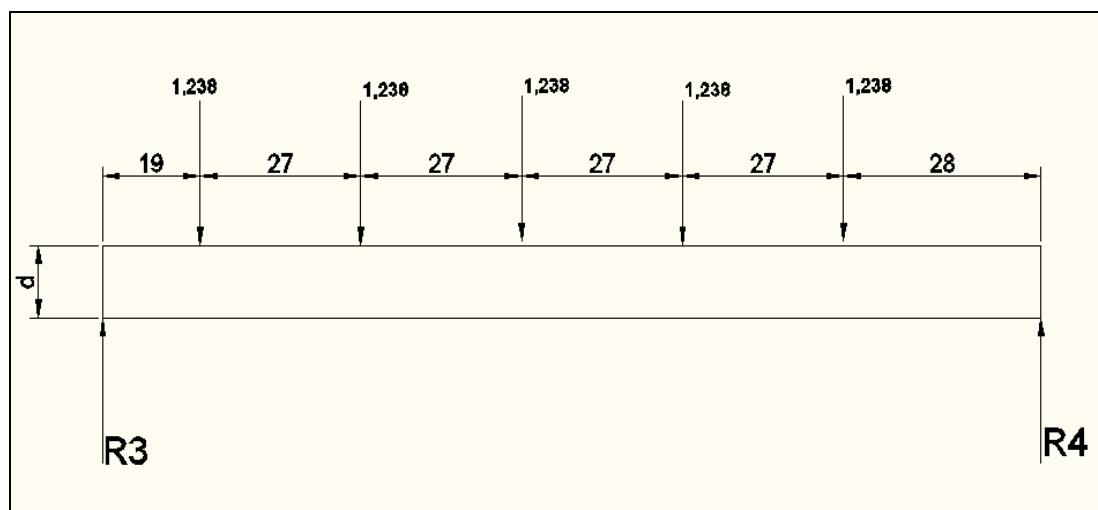


Figura 5.2.2 Distribución de fuerzas del 1er árbol de 5 martillos

El momento máximo es: 0,138 N·m y las reacciones son R3= 3,274 y R4= 2,92 N.

$$n = \frac{S_{sy}}{\sigma} = \frac{S_{sy}}{\frac{32 * M_{max}}{\pi * d^3}}$$

$$d = \sqrt{\frac{n * 32 * M_{max}}{S_{sy} * \pi}} = \sqrt{\frac{6 * 32 * 0,138}{0,577 * 276 \times 10^6 * \pi}} = 3,75 \text{ mm}$$

Como este diámetro no existe comercialmente se usa el diámetro mayor más cercano. Para nuestro caso es el de 3/16"= 4,762 mm.

Se usa la teoría de GOODMAN de diseño:

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = \frac{M * d/2}{\frac{\pi * d^4}{64}} = \frac{0,138 * \left(\frac{4,762 \times 10^{-3}}{2}\right)}{\frac{\pi * (4,762 \times 10^{-3})^4}{64}} = 13,017 \text{ MPa}$$

$$T_{flexion} = \frac{4V}{3A} = \frac{4V}{3 \frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{4 * 3,274}{3 \frac{\pi * (4,762 \times 10^{-3})^2}{4}} = 245,103 \text{ KPa}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

n: factor de diseño de GOODMAN

$$\sigma_a: \sigma_{max} = 13,017 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m: \frac{\sigma_a}{2} = \frac{13,017}{2} = 6,508 \text{ MPa}$$

$$S_e: k_a * k_b * k_c * k_d * S' e$$

$$k_a: \text{factor de superficie: } A * Sut^b = 57,7 * (568)^{-0,718} = 0,607$$

$$k_b: \text{factor de tamaño: } \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{4,762}{7,62}\right)^{-0,1133} = 1,054$$

$$k_c: \text{factor de carga} = 1$$

$$k_d: \text{factor de temperatura: } 1$$

$$S' e: 0,504 S_{ut} = 0,504 * 568 = 286,272 \text{ MPa}$$

$$S_e : 0,607 * 1,054 * 1 * 1 * 286,272 = 183,150 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_e * S_{ut}}{\sigma_a * S_{ut} + \sigma_m * S_e} = \frac{183,150 * 568}{13,017 * 568 + 6,508 * 183,150} = 12,116$$

Comprobando así que el diámetro usado es bastante confiable.

Diámetro para el árbolportamartillos de 5 martillos, 2da distribución de fuerzas:

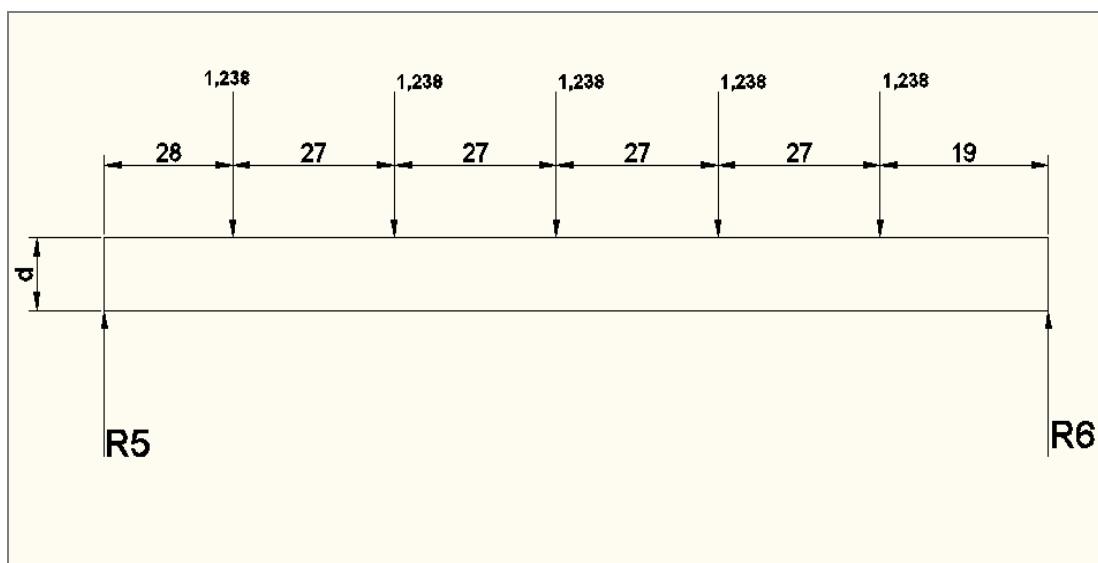


Figura 5.2.3 Distribución de fuerzas del 2do árbol de 5 martillos

El momento máximo es: 0,138 N·m y las reacciones son R5= 2,92 y R6= 3,27 N.

$$n = \frac{Ssy}{\sigma} = \frac{Ssy}{\frac{32 * M_{max}}{\pi * d^3}}$$

$$d = \sqrt{\frac{n * 32 * M_{max}}{Ssy * \pi}} = \sqrt{\frac{6 * 32 * 0,138}{0,577 * 276 \times 10^6 * \pi}} = 3,34 \text{ mm}$$

Como este diámetro no existe comercialmente se usa el diámetro mayor más cercano. Para nuestro caso es el de 3/16"= 4,762 mm.

Se usa la teoría de GOODMAN de diseño:

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = \frac{M * d/2}{\frac{\pi * d^4}{64}} = \frac{0,138 * \left(\frac{4,762 \times 10^{-3}}{2}\right)}{\frac{\pi * (4,762 \times 10^{-3})^4}{64}} = 13,017 \text{ MPa}$$

$$\tau_{flexion} = \frac{4V}{3A} = \frac{4V}{3 \frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{4 * 3,27}{3 \frac{\pi * (4,762 \times 10^{-3})^2}{4}} = 245,101 \text{ KPa}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

n: factor de diseño de GOODMAN

$$\sigma_a: \sigma_{max} = 13,017 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m: \frac{\sigma_a}{2} = \frac{13,017}{2} = 6,508 \text{ MPa}$$

$$S_e: k_a * k_b * k_c * k_d * S'e$$

$$k_a: factor de superficie: A * Sul^h = 57,7 * (566)^{-0,718} = 0,607$$

$$k_b: \text{factor de tamaño: } \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{4,762}{7,62}\right)^{-0,1133} = 1,054$$

$$k_c: \text{factor de carga} = 1$$

$$k_d: \text{factor de temperatura: } 1$$

$$S_e: 0,504 S_{ut} = 0,504 * 568 = 286,272 \text{ MPa}$$

$$S_e: 0,607 * 1,054 * 1 * 1 * 286,272 = 183,150 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_e * S_{ut}}{\sigma_a * S_{ut} + \sigma_m * S_e} = \frac{183,150 * 568}{13,017 * 568 + 6,508 * 183,150} = 12,116$$

Comprobando así que el diámetro usado es bastante confiable.

Habiendo comprobado que el diámetro hallado es bastante confiable, se obtiene las dimensiones finales del agujero del martillo de acuerdo a la siguiente figura.

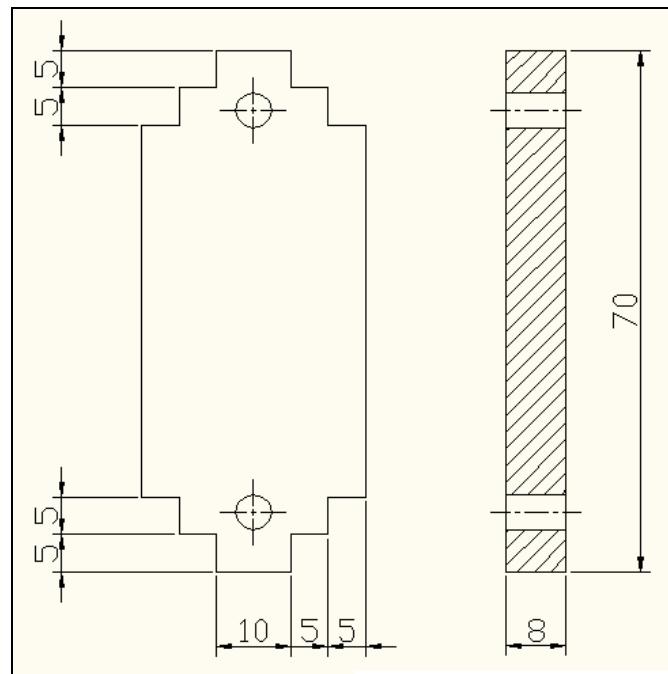


Figura 5.2.4 Dimensión del martillo

DIAMETRO DEL ÁRBOL PRINCIPAL DE POTENCIA

Este árbol también será de acero inoxidable AISI 304. Se asume un factor de seguridad de 6.

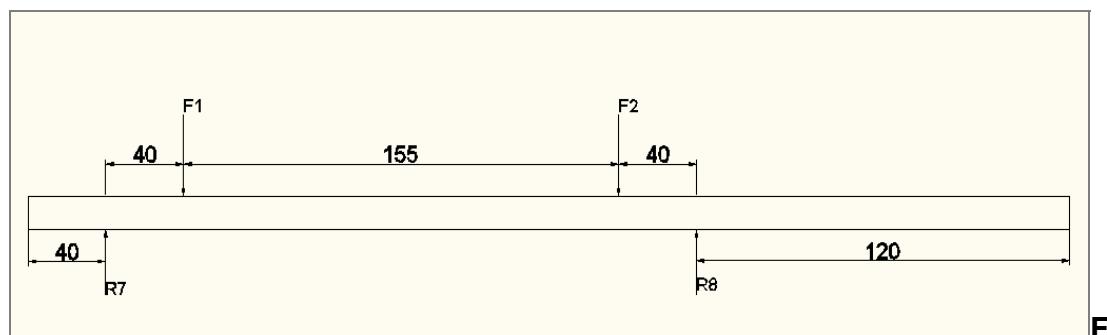


Figura 5.2.5 Distribución de fuerzas del árbol principal de potencia

$$F1 = 2 * (R1 + R3 + R5) = 2 * (3,714 + 3,274 + 2,92) = 19,816 \text{ N}$$

$$F2 = 2 * (R2 + R4 + R6) = 2 * (3,714 + 2,92 + 3,27) = 19,808 \text{ N}$$

El momento máximo es: 3,895 N-m y las reacciones son R7= 23,826 N y R8= 15,797 N.

$$n = \frac{Ssy}{\sigma} = \frac{Ssy}{\frac{32 * M_{max}}{\pi * d^3}}$$

$$d = \sqrt{\frac{n * 32 * M_{max}}{Ssy * \pi}} = \sqrt{\frac{6 * 32 * 3,895}{0,577 * 276 \times 10^6 * \pi}} = 11,43 \text{ mm}$$

Como este diámetro no existe comercialmente se usa el diámetro mayor más cercano. Para nuestro caso es el de 1/2"= 12,7 mm.

Se utiliza la teoría de GOODMAN de diseño:

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = \frac{M * d/2}{\frac{n * d^4}{64}} = \frac{3,895 * \left(\frac{12,7 \times 10^{-3}}{2}\right)}{\frac{n * (12,7 \times 10^{-3})^4}{64}} = 39,674 \text{ MPa}$$

$$\tau_{flexion} = \frac{4V}{3A} = \frac{4V}{3 \frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{4 * 23,826}{3 \frac{\pi * (12,7 \times 10^{-3})^2}{4}} = 250,779 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

n: factor de diseño de GOODMAN

$$\sigma_a: \sigma_{max} = 39,674 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m: \frac{\sigma_a}{2} = \frac{39,674}{2} = 19,837 \text{ MPa}$$

$$S_e: k_a * k_b * k_c * k_d * S' e$$

$$k_a: \text{factor de superficie: } A * Sut^b = 57,7 * (568)^{-0,718} = 0,607$$

$$k_b: \text{factor de tamaño: } \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,1133} = \left(\frac{12,7}{7,62} \right)^{-0,1133} = 0,943$$

$$k_c: \text{factor de carga} = 1$$

$$k_d: \text{factor de temperatura: } 1$$

$$S' e: 0,504 S_{ut} = 0,504 * 568 = 286,272 \text{ MPa}$$

$$S_e: 0,607 * 0,943 * 1 * 1 * 286,272 = 163,86 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_e * S_{ut}}{\sigma_a * S_{ut} + \sigma_m * S_e} = \frac{163,554 * 568}{22,371 * 568 + 11,185 * 168,554} = 6,10$$

Comprobando así que el diámetro usado es bastante confiable.

5.3. Potencia necesaria para trituración

Usando la ley de bond,

$$Wb = m * Cb * \left(\sqrt{\frac{1}{de} - \frac{1}{da}} \right)$$

W: trabajo de molido en W

m: flujo de material: 325,5 Ton/h

Cb: coeficiente de molido de BOND: 0,25

da: diámetro de grano de entrada en mm

de: diámetro de grano deseado en mm

El coeficiente de Bond se lo multiplica por 1,30 por ser molienda en medio seco.

$$Wb = 325,5 * 0,25 * 1,3 * \left(\sqrt{\frac{1}{0,21} - \frac{1}{2,8}} \right)$$

$$Wb = 222,021 W *$$

5.4. Potencia requerida del motor

Para hallar la potencia requerida para el motor se suma la potencia necesaria para la trituración más la potencia necesaria para que el molino funcione sin carga.

$$Pot, \text{sin carga} = \frac{w * D^2 * n^3 * e * f}{el}$$

w = peso de un martillo: 0,126 KG

D = diámetro que describe el martillo en m

$$n = RPM \text{ del rotor en } \frac{\text{radianes}}{\text{seg}}$$

f = factor de velocidad de rotación

e = número de martillos

et = rendimiento mecánico de la transmisión

El diámetro que describe el martillo (D), será:

$$D = d_{camara\ de\ molerenda} - 2 * (\text{espacio martillo - plancha})$$

$$D = 40 - 2 * 0,25 = 39,5 \text{ cm} = 0,395 \text{ m}$$

La selección de los RPM necesarios se basa en la regla de que la velocidad lineal que tiene el martillo debe estar entre 3000-6000 m/min para granos. Para el molino se usa en el rotor una velocidad de 1800 RPM, de acuerdo a la regla la velocidad lineal debe caer en el rango dicho.

$$v = 2 * \pi * D * n = 2 * \pi * 0,395 * 1800 = 4467,344 \text{ m/min}$$

Cumpliendo así con la regla.

De acuerdo a la tabla 26 se halla el factor f.

Tabla 26 Factor f

Velocidad tangencial m/seg	Factor f
17	0,02200
20	0,01600
23	0,01000

26	0,00800
30	0,00300
40	0,00150

$$v = \frac{4467,344}{60} = 74,455$$

Para valores de velocidades mayores a los tabulados, se utiliza el valor de $f = 0,00075$.

El numero de martillos (e) será de 32 como se dijo al principio del capítulo. Se escoge un valor de 0,8 como rendimiento mecánico de transmisión, estimando pérdidas por fricción y de trabajo.

$$Pot, \text{sin carga} = \frac{0,11 * 0,395^2 * \left(\frac{1800 * 2 * \pi}{60} \right)^3 * 32 * 0,00075}{0,8}$$

$$Pot, \text{sin carga} = 3448,351 \text{ W} * \frac{1 \text{ HP}}{745 \text{ W}} = 4,628 \text{ HP}$$

$$Pot = Wb + Pot, \text{sin carga} = 4,628 + 0,298 = 4,926 \text{ HP}$$

Por lo que un motor es necesario un motor que transmite 5 HP.

5.5. Diseño de transmisión de potencia por banda

Para seleccionar la banda a utilizarse hay que tener en cuenta los siguientes parámetros:

- a) Diámetro de poleas.

Se usa como diámetro de polea de conducida (d_1) un valor de 100 mm y se usa un motor de 3600 RPM (n_2). La velocidad de la polea conducida es de 1800 RPM (n_1), dato hallado en la sección 5.4:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

$$\frac{n_1}{n_2} * d_1 = d_2$$

$$\frac{1800 \text{ RPM} * 100 \text{ mm}}{3600 \text{ RPM}} = 50 \text{ mm}$$

- b) Distancia entre centros:

Se halla la relación de velocidades, $n_2/n_1 = 3600/1800 = 2$. Es decir 2 a 1 y de acuerdo a la siguiente tabla se escoge la distancia entre centros:

Tabla 27 Distancia entre centros

Potencia a transmitir, HP	Relación entre conductora y conducida	Distancia entre centros
1-4	2-1	1,2
	3-1	1,5
	4-1	2,3
	5-1	3,0
5-8	2-1	1,5
	3-1	2,4
	4-1	5,0
	5-1	5,6
10-14	2-1	2,4
	3-1	3,0
	4-1	3,6
	5-1	4,3
15-24	2-1	2,7
	3-1	3,3
	4-1	3,9
	5-1	4,6

De acuerdo a la tabla 27 la distancia entre centros L es de 1,5 m.

c) Longitud o desarrollo de correas:

$$2 * L + \left(\frac{\pi}{2}\right) * (d_1 + d_2) = 2 * 1,5 + \left(\frac{\pi}{2}\right) * (0,100 + 0,05)$$

$$= 3,235 \text{ m}$$

d) Selección de banda:

Debido a que es necesario que las bandas estén diseñadas para las máximas condiciones de carga a ser encontradas, se debe multiplicar la potencia de diseño por un factor de servicio.

Para nuestro caso de acuerdo al libro de Montaje de Maquinaria Industrial del Ing. Ángel Vargas, el factor de servicio es de 1,4 para los molinos de martillo.

$$Pot_{diseño} = 1,4 * 5 = 7 \text{ HP}$$

De acuerdo a la siguiente tabla se escoge la sección de banda a utilizarse:

Tabla 28 Secciones de banda tipo V recomendadas

Potencia de diseño	Velocidad de motor en RPM					
	3000/3600	1500/1800	1000/1200	750/900	600/720	500/600
½	A	A	A	A	-	-
1	A	A	A	A	-	-
2	A	A	A	A	-	-
3	A	A	A	B	-	-

5	A	A	A	B	-	-
7	A	A	B	B	-	-
10	A	B	B	B	C	C

Nos da una sección **tipo A**, cuyas dimensiones se puede ver en la tabla 29.

Tabla 29 Dimensiones de la correa

Correa	Ancho (mm)	Espesor (mm)
Z	10	6
A	13	8
B	17	11
C	22	14
D	32	19

Dáandonos así, una correa en V de 13 mm de ancho y de 8 mm de espesor, la longitud es de 3,235 m.

5.6. Especificaciones técnicas y plano del molino rotatorio.

Ver el plano 3 y apéndice L dentro de los anexos al final de esta documentación.

5.7. Accesorios del Sistema de Molienda

5.7.1. Selección del separador

El separador se encarga de separar las partículas de harina según su tamaño por ello una de las partes fundamentales del separador es el tamiz el cual le da la granulometría requerida a la harina de banano. Se tomó como muestra una harina existente (200g) en el mercado y bajo la norma INEM-517 se halló la granulometría requerida. Esta norma nos dice que el tamiz a utilizarse es el inmediato anterior al tamiz donde el 80% del material se retuvo. Los resultados se detallan en la siguiente tabla:

Tabla 30 Resultados cálculo de tamiz

Tamiz #	Material acumulado(g)
40	0
50	2
60	6
70	9

80	180
100	3

El tamiz #80 es donde se acumula más del %80 del material, entonces se utiliza el tamiz #70 el cual tiene un agujero de malla de 0,212 mm.

La tolva, el cuerpo y la boca de salida estarán fabricados de acero inoxidable 304. Las especificaciones técnicas del separador importado de la empresa VIBROMAQ, están detallados en el apéndice N.

El material que no cumple con la granulometría requerida es retornado a la TOLVA del molino de martillos y el material que si cumpliera es recolectado en la TOLVA Final de Producto.

Se debe tener en cuenta que la tolva debe estar máximo al 80% de su carga total. Con el flujo del material y asumiendo que la tolva debe retener el producto representativo a medio día de trabajo. Se fija que el largo de la tolva es dos veces el radio. Se calcula las dimensiones de la Tolva Final.

$$Vol_{producto} = 0.8 Vol_{tolva}$$

$$0.5 \frac{m^3}{h} * \frac{8}{2} h = 0.8 \pi * r^2 * h$$

$$0.5 \frac{m^3}{h} * \frac{8}{2} h = 0.8 \pi * r^2 * (2r)$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{0.5 \frac{m^3}{h} * \frac{8}{2} h}{0.8 * 2 * \pi}} = 0.73 m$$

Por lo que la tolva final será de 73 cm de radio y de 1,46 m de largo.

5.7.2. Diseño del ciclón

El control de impurezas en la producción de harina de banano es fundamental para garantizar una buena calidad en el producto entregado, para ello es necesario que a la salida del molino de martillos se instale un ciclón.

El principio de funcionamiento del ciclón es la de separar las partículas del aire por medio de una fuerza centrífuga. La fuerza centrífuga se forma al entrar el aire tangencialmente al ciclón debido a las dimensiones y forma del mismo.

Para partículas mayores a 10 μm los ciclones ofrecen una eficiencia del 90%, para partículas mayores a 100 μm se puede obtener una eficiencia del 99%. Cuando se trabaja con partículas mayores a 400 μm es recomendable usar una cámara de sedimentación.

Para el diseño del ciclón se usará el modelo simplificado de **Lapple** propuesto por el libro “Air Pollution Control” de Cooper y Alley, en el cual primero se halla el tamaño de partícula colectado cuando el ciclón trabaja al 50% de eficiencia (D_p). Al relacionar este tamaño con el tamaño de la partícula actual se halla la eficiencia real del ciclón.

Se debe tener en cuenta que D_p es directamente proporcional a la viscosidad del aire (μ) y al ancho del ducto (W , ver tabla 26), e inversamente proporcional a la velocidad del aire (V_i), el numero de vueltas que da el gas en el vortex formado (N_e , se asume un valor de 6) y la diferencia de densidad entre partícula (ρ_p) y el aire (ρ_g).

$$D_p = \sqrt{\frac{9 * \mu * W}{\pi * N_e * V_i * (\rho_p - \rho_s)}} \quad ec. 4.3.2.1$$

El valor de la velocidad del aire V_i por experiencia se toma en el rango de 13-30 m/s, ya que a estas velocidades se aprovecha al máximo la fuerza centrífuga generada sin causar pérdida excesiva de presión estática. Para nuestro caso se usará una velocidad de 15 m/s.

A continuación se procede a dimensionar el ciclón asumiendo un valor del diámetro de 70 cm, ver figura 4.3.2.1. Y Tabla 26 columna 3.

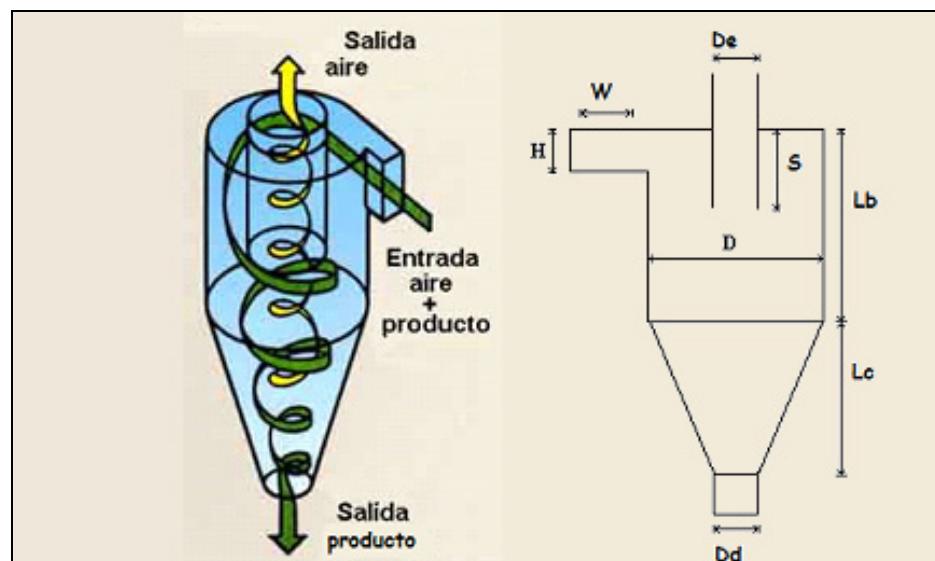


Figura 5.7.2.1 Esquema del Ciclón

Tabla 31. Dimensiones estándar de Ciclones

	Tipo Del Ciclón					
	Eficacia Alta	Convencional	Alto Rendimiento			
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Diámetro Del Cuerpo, D/D	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Altura de la entrada, H/D	0,5	0,44	0,5	0,5	0,75	0,8
Anchura de la entrada, W/D	0,2	0,21	0,25	0,25	0,375	0,35
Diámetro de la salida del gas, D_e/D	0,5	0,4	0,5	0,5	0,75	0,75
Longitud del buscador del vórtice, S/D	0,5	0,5	0,625	0,6	0,875	0,85
Longitud del cuerpo, L_b/D	1,5	1,4	2,0	1,75	1,5	1,7
Longitud del cono, L_c/D	2,5	2,5	2,0	2,0	2,5	2,0
Diámetro del enchufe del polvo, D_d/D	0,375	0,4	0,25	0,4	0,375	0,4

FUENTES: Columnas (1) y (5) = Stairmand, 1951; columnas (2), (4) y (6) = Swift, 1969; columnas (3) = Lapple, 1951.

Obteniendo:

D: 0,7 m, **H:** 0,35 m, **W:** 0,175 m, **De:** 0,35 m, **S:** 0,4375 m,

Lb: 1,4 m, **Lc:** 1,4 m, **Dd:** 0,175 m

El valor de μ y ρ se lo encuentra en el apéndice D, 185 e-7 N.s/m² $\rho g = 1 \text{ Kg/m}^3$ Utilizando la ecuación 4.3.2.1 y los datos de la tabla 26; se calcula el D_p .

$$D_p = \sqrt{\frac{9 * \mu * W}{\pi * Ne * Vt * (\rho_p - \rho_g)}}$$

$$D_p = \sqrt{\frac{9 * \left(185 e^{-7} \frac{N \cdot s}{m^2} * 9,8 \frac{m \cdot Kg}{s^2 \cdot N} * \frac{3600 s}{h} \right) * (0,175 m)}{\pi * 6 * \left(10 \frac{m}{s} * \frac{3600 s}{h} \right) * (670 - 1) \frac{Kg}{m^3}}}$$

$$D_p = 2,7473 e^{-5} m$$

Ahora se halla la eficiencia de colección del ciclón.

$$n = \frac{1}{1 + \left(\frac{D_p}{D_{pj}}\right)^2} \text{ ec 4.3.2.2}$$

Donde D_{pj} es el tamaño de partícula máximo que pasa por el tamiz#70 (0,212 mm).

$$n = \frac{1}{1 + \left(\frac{2,743 e^{-5}}{2,12 e^{-4}} \right)^2}$$

$$n = 0.98 = 98\%$$

Comprobando que el diámetro asumido del ciclón es correcto.

La pérdida de presión estática es importante conocerla ya que una eficiencia alta causa mayor pérdida de presión estática, presión que debe ser compensada con el ventilador del ciclón.

$$SP = \frac{1}{2} * k * \rho_{air} * Vt^2 \frac{H * W}{De^2} \quad ec. 4.3.2.3$$

Lich (1984) recomienda usar un valor de K, entre 12-18, se escoge un valor de 13.

$$SP = \frac{1}{2} * 13 * 1 * 15^2 * \frac{0,35 * 0,175}{0,35^2}$$

$$SP = 731,25 Pa = 2,935 in H_2O$$

Ya teniendo la pérdida de presión estática, se procede a calcular el caudal del aire.

$$Q = Vt * H * W = 15 * 0,35 * 0,175 = 0,918 \frac{m^3}{s}$$

Expresando en CFM:

$$Q = 0,918 \frac{m^3}{s} * \frac{60 \text{ seg}}{\text{min}} * \frac{3,28^3 \text{ pie}^3}{\text{m}^3} = 1945,226 \text{ CFM}$$

Teniendo el caudal de 1945,226 CFM y la pérdida de presión estática 2,935 in H₂O, se interpola en la tabla del anexo M. Obteniendo un ventilador centrífugo de succión 15SISW de 1845 RPM y 1.28 BHP. Otro ventilador de estas mismas características debe ser instalado a la salida del molino.

Tabla 32. Resumen de Geometría del ciclón

D	0,7 m
H	0,35 m
W	0,175 m
De	0,35 m
S	0,4375 m
Lb	1,4 m
Lc	1,4 m
Dd	0,175 m

	Ventilador	Centrífugo, 15SISW de 1845 RPM y 1.28 BHP
--	-------------------	---

CAPÍTULO 6

6. COSTO DEL SECADOR Y MOLINO

6.1. Presupuesto para construcción del secador

Proyecto: Construcción de secador rotatorio de malla

MATERIALES	CANTIDAD	VALOR/ UNI	TOTAL
Motor 5 HP 1800 RPM	1	620	620,000
MotoReductor 50:1 5 HP	1	1800	1800,000
Quemador automático de glp 800000 kcal/h	1	3000	3000,000
Plancha 3 mm acero A 36 4x 8'	25	67	1675,000
Malla de acero inoxidable Mesh 16	30	35,00	1050,000
Barra de acero inoxidable D= 70 mm L= 7 m	1	3640,00	3640,000
Plancha de acero inoxidable 2 mm 4x 8'	5	210,00	1050,000
Ladrillos refractarios (Ver Apéndice E)	527	1,40	737,800
Pernos completos galvanizados 1/2" x 3"	210	1.10	231,000
Rodamientos rígido de bolas (alta temperatura) 6005-2Z/VA208	12	54,12	649,440
Angulo HN 50x40x 3 mm	5	14,00	70,000
Plancha 5 mm acero A 36 4x8'	4	116,60	466,400
Lana de vidrio y cubierta	1	800,00	800,000
Cadena americana paso 31,75 mm 3 Metros	4	60,00	240,000
Rueda dentada diametro 17 dientes	2	20,00	40,000
Rueda dentada 84 dientes	2	60,00	120,000
Chumaceras tipo piso 70 mm	2	65,00	130,000
Sellos de caucho alta temperatura	1	80,00	80,000
Imprevistos, fungibles,etc			1137,965
		TOTAL:	17537,605

COSTO DE MATERIALES	17537.60
MANO DE OBRA	8000
UTILIDAD	6000
COSTO TOTAL	31537.60

Descripción del trabajo

En el costo total se incluye lo siguiente:

- Construcción de secador rotatorio según plano No. 2. Solo incluye instalación mecánica.
- Provisión e instalación mecánica de todos los equipos mencionados en la tabla anterior.

El costo total no incluye provisión de equipos como tanque de almacenamiento de GLP, tuberías, accesorios y ciclón.

6.2. Presupuesto para construcción del molino

MATERIALES	CANTIDAD	VALOR/UNITARIO	TOTAL
Motor 5 HP 3F 3600 RPM, con pulsador	1,00	389,88	389,88
Eje de acero inoxidable de 1/2", 40 cm de largo	1,00	20,00	20,00
Eje de acero inoxidable de 3/16", 16 cm de largo	6,00	0,80	4,80
Poleas de banda, de 100 y 50 mm	2,00	35,00	70,00
Banda en V tipo A	1,00	30,00	30,00

Plancha perforada de acero inoxidable, 1/16", 35x13 cm	1,00	20,00	20,00
Plancha 8 mm inox 304, 30x40 cm, para hacer 32 martillos	1,00	180,00	180,00
Plancha 5 mm Acero A36, 1,22x2,44 m	1,00	150,00	150,00
Chumaceras tipo piso de 3/8"	2,00	4,00	8,00
pernos	1,00	30,00	30,00
Vinchas	1,00	5,00	5,00
Plancha 3 mm Acero A36, 1,22 x 2,44 (bases del motor)	1,00	80,00	80,00
Tubo Cuadrado 50 x 3mm	1,00	35,00	35,00
Fungibles	1,00	220,00	220,00
IMPREVISTOS			61,09
		TOTAL:	1.303,77

COSTO DE MATERIALES	1303.77
MANO DE OBRA	1000
UTILIDAD	400
COSTO TOTAL	2703.77

Descripción del trabajo

En el costo total se incluye lo siguiente:

- Construcción de molino de martillo según plano No. 3. Solo incluye instalación mecánica.
- Mano de obra incluye balanceo dinámico por la empresa Vibratec.

El costo total no incluye provisión de equipos tales como ciclón, separador y ventilador.

CAPÍTULO 7

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. Conclusiones

- 1) Se requiere cerca de 61 toneladas semanales de banano de rechazo, esto conlleva a realizar un convenio con al menos 15 fincas de 60 hectáreas para cumplir la capacidad establecida. Aunque es un número elevado es totalmente posible ya que en realidad habrán fincas que rechacen mayores cantidades, por lo que en la práctica este número será menor.

- 2) En caso que no se obtenga la cantidad de materia prima requerida, la planta deberá ser construida cerca de una hacienda productora, la cual ya tenga destinado un porcentaje de su cosecha para la producción de harina.

- 3) El choque térmico previo que se le da al banano antes del pelado, aunque disminuye efectivamente el número de personal requerido para este proceso, incrementa los costos iniciales, operación de la planta y de mantenimiento regulares de los equipos a utilizarse, como son las piscinas, calentadores de agua, bombas, etc. Se debe realizar un análisis económico e incluso social para realmente usarlo en la planta o no. Si el objetivo es no tener mucho personal, el choque térmico es una recomendable opción.
- 4) El secador rotatorio de malla presenta un consumo energético menor con respecto a los secadores rotatorios tradicionales, debido un requerimiento más bajo de la potencia del motor. Esto se debe a que ya no se hace rotar todo un cilindro de plancha de acero, sino una malla que tiene casi 4 veces menos peso para unas mismas dimensiones dadas.
- 5) El diseño propuesto del secador requiere de una inversión inicial equivalente a la de un secador convencional.

- 6) Para la molienda de granos el molino de martillos es el más adecuado por su facilidad de operación, construcción, instalación y mantenimiento sencillo.

7.2. Recomendaciones

- 1) Para el cálculo de la energía necesaria para la rotación de la malla, no es recomendable usar la carga del secador o masa del producto seco (ecuación 2.2.2.1), por motivo de la alta humedad del material en este caso, ya que se despreciaría un peso considerable de agua y la potencia del motor puede no ser suficiente. Diversos autores la aplican, pero se recuerda que solo para materiales de bajo contenido de humedad. La ecuación 3.5.2, la cual nos brinda la carga real del secador recomendada para cualquier caso, y fue la usada en el diseño.
- 2) Al realizar el balance de energía en un secador, se debe tener presente que el material puede llegar a tener una considerable humedad superficial, por motivo de procesos anteriores, si no se aplica en los cálculos, se debe proveer un sistema de aireación en el sistema de transportación hasta el secador para disminuir al máximo dicha humedad. En su defecto se puede

considerar una humedad de entrada mayor como compensación.

- 3) El secador presenta una eficiencia de alrededor del 50% en comparación con la eficiencia de tan solo el 30% del secador rotativo convencional del cual se utilizaron los parámetros de temperaturas y tiempo de retención del producto.
- 4) Se recomienda una limpieza del plenum del secador, al menos dos veces por semana, con el objetivo de quitar todo el material que puede filtrarse por la malla. Si no se realiza esta actividad se corre el riesgo de disminuir considerablemente la eficiencia del sistema.
- 5) La malla rotatoria durante el funcionamiento puede tender a deformarse, lo cual haría que el producto no realice el recorrido deseado dentro de ella. Para ello se debe rigidizar el sistema con el uso de varillas de acero inoxidable puestas en la parte exterior de la malla soldadas en los anillos de soporte. Se recomienda incluir una varilla a lo largo de la malla por cada elevador o aleta.

- 6) Cambiar las cuchillas del molino de martillos por mantenimiento 1 vez al año, debido a que este es el tiempo de vida promedio para las cuchillas de acero inoxidable.
- 7) Al finalizar la jornada de trabajo el molino y el transportador deben quedar completamente limpios, para evitar ingresos de materiales extraños y evitar atascamientos, en el caso del molino.

APÉNDICE A

ESPECIFICACIONES DEL ACOPLAMIENTO DE ALAMBRE DE ACERO INOXIDABLE PARA MALLA

Acoplamiento		S.W.G	Abertura milímetro	Diámetro milímetro del alambre	% eficaces	Peso Kg/m2
Pulgada	Cm					
3mesh	1.18	14	6.27	2.2	62	7.0
3mesh	1.2	18	7.25	1.219	70	2.5
3.5mesh	1.4	20	6.34	0.914	66	1.8
4mesh	1.57	16	4.72	1.63	58	5.0
4mesh	1.6	20	5.45	0.914	76	2.1
4.5mesh	1.8	22	4.93	0.711	71	1.2
5mesh	1.97	18	3.86	1.22	57	3.6
5mesh	2	22	4.36	0.711	76	1.3
6mesh	2.36	18	3.04	1.22	50	4.3
6mesh	2.36	22	3.52	0.711	63	1.6
8mesh	3.15	20	2.26	0.91	43	3.2
8mesh	3.15	24	2.50	0.559	67	1.5
10mesh	3.94	20	1.63	0.91	41	4.0
10mesh	3.94	26	2.080	0.46	67	1.1
12mesh	4.72	22	1.41	0.71	43	2.9
12mesh	4.72	26	1.74	0.457	68	1.4
14mesh	5.52	26	1.36	0.46	57	1.4
16mesh	6.30	28	1.21	0.376	55	1.2
18mesh	7.09	30	1.10	0.315	60	0.85
20mesh	7.87	30	0.95	0.315	58	0.95
22mesh	8.66	32	0.88	0.274	57	0.80
24mesh	9.45	32	0.78	0.274	55	0.85

APÉNDICE A

APENDICE A (CONT.)

26mesh	10.2	32	0.74	0.274	51	0.70
28mesh	11.0	34	0.67	0.234	50	0.75
30mesh	11.8	34	0.61	0.234	48	0.80
32mesh	12.6	34	0.56	0.234	50	0.84
36mesh	14.2	34	0.47	0.234	45	0.95
38mesh	15.0	36	0.48	0.193	46	0.70
40mesh	15.7	36	0.44	0.193	50	0.80
50mesh	19.7	38	0.36	0.152	46	0.58
60mesh	23.6	40	0.30	0.122	50	0.45
80mesh	31.5	40	0.198	0.12	44	0.58
100mesh	39.4	42	0.154	0.10	37	0.50
120mesh	47.2	44	0.130	0.081	40	0.39
130mesh	51.2	45	0.125	0.07	41	0.325
140mesh	55.1	45	0.111	0.07	38	0.350
150mesh	59.1	46.5	0.115	0.055	48	0.206
160mesh	63.0	46	0.097	0.61	32	0.30
170mesh	66.93	47	0.09	0.05	41	0.213
180mesh	70.9	47	0.09	0.051	410	0.24
190mesh	74.8	47	0.083	0.051	40	0.24
200mesh	78.7	48	0.086	0.041	46	0.17
220mesh	86.6	48	0.074	0.041	41	0.19
240mesh	94.5	48	0.065	0.041	39	0.20
250mesh	98.4	48	0.061	0.041	38	0.22
260mesh	102.4	48	0.057	0.041	34	0.22
280mesh	110.2	49	0.06	0.031	31	0.14
300mesh	118.1	49	0.054	0.031	40	0.15
320mesh	126	49	0.048	0.031	39	0.16
350mesh	137.8	49	0.042	0.031	36	0.16
400mesh	157.5	50	0.0385	0.025	39	0.013
450mesh	177.2	50	0.0314	0.025	37	0.14
500mesh	196.6	50	0.0258	0.025	35	0.156

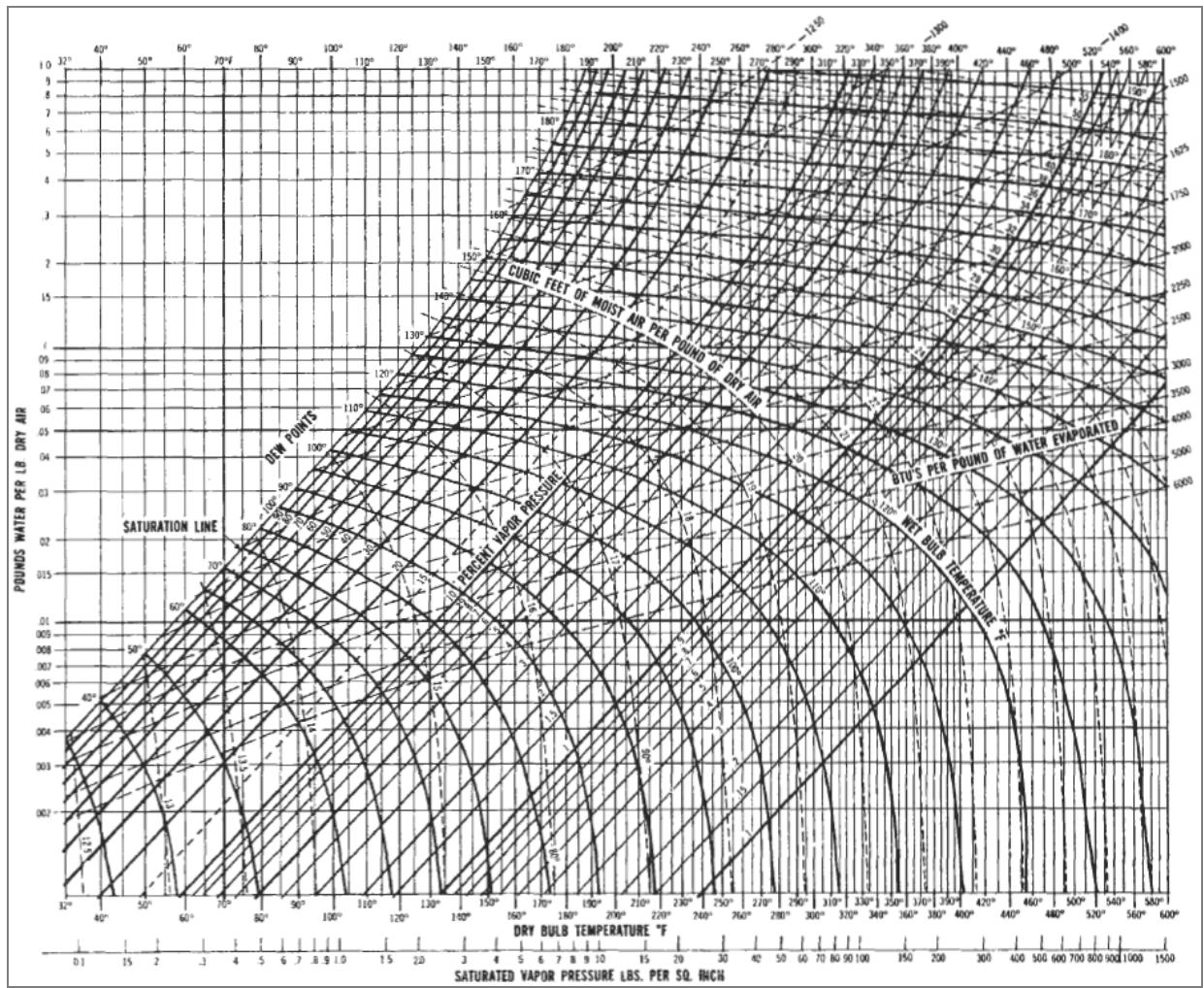
APÉNDICE B

TABLA DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE FRUTAS

Alimento	Calor específico promedio sobre cero °C			Calor específico promedio bajo cero °C		
	(Btu/lb°F)	(KJ/kg°C)	(Kcal/kg°C)	(Btu/lb°F)	(KJ/kg°C)	(Kcal/kg°C)
Aguacates	0.72	3.01	0.72	0.37	1.55	0.37
Albaricoques. frescos	0.88	3.68	0.88	0.43	1.8	0.43
Alcachofas	0.87	3.64	0.87	0.42	1.76	0.42
Asparagus	0.94	3.94	0.94	0.45	1.88	0.45
Banano	0.8	3.35	0.8	0.4	1.67	0.4
Barracuda	0.8	3.35	0.8	0.4	1.67	0.4
Carne de res muerta	0.68	2.85	0.68	0.48	2.01	0.48
Carne de res, completa	0.74	3.1	0.74	0.38	1.59	0.38
Carne de res, conserva	0.63	2.64	0.63	0.34	1.42	0.34
Carne de res, costilla	0.67	2.81	0.67	0.36	1.51	0.36
Carne de res, flanco	0.56	2.34	0.56	0.32	1.34	0.32
Carne de res, lomo	0.66	2.76	0.66	0.35	1.47	0.35
Carne de res, pierna	0.76	3.18	0.76	0.39	1.63	0.39
Carne de res, rabadilla	0.62	2.6	0.62	0.34	1.42	0.34
Espárragos	0.88	3.68	0.88	0.43	1.8	0.43
Lobo de mar	0.82	3.43	0.82	0.41	1.72	0.41
Manzanas	0.87	3.64	0.87	0.42	1.76	0.42
Remolacha	0.9	3.77	0.9	0.43	1.8	0.43
Zarzamoras	0.87	3.64	0.87	0.42	1.76	0.42

APÉNDICE C

CARTA PSICOMÉTRICA PARA UN AMPLIO RANGO DE TEMPERATURAS



APÉNDICE D

TABLA DE PROPIEDADES DEL AIRE

Apéndice A ■ Propiedades termofísicas de la materia

839

TABLA A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica^a

<i>T</i> (K)	<i>p</i> (kg/m ³)	<i>c_p</i> (kJ/kg · K)	<i>μ · 10⁷</i> (N · s/m ²)	<i>v · 10⁶</i> (m ² /s)	<i>k · 10³</i> (W/m · K)	<i>α · 10⁶</i> (m ² /s)	<i>Pr</i>
Aire							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

APÉNDICE E

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS LADRILLOS REFRACTARIOS

Información Producto		
		4/18/07 Rev.
IFB 2300 LI		
Clasificación: 2300°F Ladrillo Refractario		
Propiedades físicas:	Unidades Inglesas	Unidades SI
Temperatura máxima de servicio	2300°F	1260°C
Densidad	lb/ft ³ 35	g/cm ³ 0.56
Modulo de Ruptura	lb/in ² 130	MPa 0.9
Resistencia a la compresión	230	1.6
Conductividad Térmica A un temperatura promedio de:	Btu/in/hr ft ² °F 1.33 1.67 2.11 2.64	W/m°C 0.19 0.24 0.3 0.38
<u>Análisis Químico: (Aproximado) (Base Calcinada)</u>		
Sílice	(SiO ₂)	44.8 %
Alúmina	(Al ₂ O ₃)	51.0
Dióxido de Titano	(TiO ₂)	1.5
Oxido de Hierro	(Fe ₂ O ₃)	0.9
Oxido de Calcio	(CaO)	0.4
Magnesia	(MgO)	0.4
Oxido de Sodio	(Na ₂ O)	0.1
Oxido de Potasio	(K ₂ O)	0.9
Los datos de prueba mostrados se basan en los resultados medios de las muestras de producción y están sujetos a variaciones normales en las pruebas individuales. Los datos de prueba no puede ser tomados como valores mínimos ni máximos para los efectos de especificación. Los procedimientos de prueba ASTM fueron utilizadas según corresponda.		
Descripción: IFB 2300 LI 2300°F (1260°C) máxima temperatura de operación del ladrillo refractario.		
Aplicaciones: IFB 2300 LI es adecuado para el revestimiento de ladrillo detrás de copia de seguridad densa, las cámaras de combustión, hornos de cerámica, revestimientos de recuperación de azufre, revestimiento de hornos de inducción de copia de seguridad, y forjar revestimiento de hornos.		

APÉNDICE F

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL SECADOR ROTATIVO DE MALLA

1. Operación	Modo	Continuo
	Tipo	Secador Rotativo de Malla
	Tiempo de operación	8 horas diarias
2.- Entrada	Material a secar	Banano verde
	Flujo másico de entrada	800 kg/h
	Naturaleza del material	No pegajoso
	Propiedades físicas	
	Humedad inicial	3kg agua/kg seco
	Calor Específico Promedio	3.35 KJ/kg°C
	Densidad Volumétrica Promedio	670 kg/m ³
	Espesor de los cubos	4mm
3.- Salida	Flujo másico de producto total	217.4 kg/h
	Flujo másico de producto seco	200.00 kg/h
	Propiedades físicas	
	Humedad final	0.0869 kg agua/ kg seco
	Densidad volumétrica de producto seco	670 kg/m ³
	Espesor de los cubos	2.8 mm
4.- Restricciones	Temperatura máxima del producto	60 °C
	Gases de combustión contaminan el producto	No
	Paradas regulares por limpieza	Si
5.- Rendimiento	Cantidad de agua evaporada	582.48 kg/h
	Energía usada en el secador	12109 MJ/día
	Energía consumida	23044 MJ/día
	Combustible usado	GLP
6.- Dimensiones	Largo total de la malla rotatoria	6.70 m
	Diámetro de la malla rotatoria	1.40 m
	Diámetro de la carcasa fija superior	2.03 m
7 - Potencia	Motor de rotación de malla	5 HP
	Ventilador del quemador	2 HP
	Transmisión de potencia	Cadena
8.- Materiales	Partes en contacto con material húmedo	Mesh # 16 Acero inoxidable
	Partes en contacto con gases	Plancha 3 mm Acero ASTM A - 36
	Elevadores de producto	Plancha Acero o inoxidable 2 mm

APÉNDICE G

TABLA DE CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL A TRANSPORTAR

	<i>Material</i>	<i>PESO, LBS/PIE3</i>	<i>CÓDIGO CEMA</i>	<i>Rodamiento Intermedio</i>	<i>Serie componente</i>	<i>Factor de material</i>	<i>% de carga</i>
312	Madera, Astillas	8-16	E-45VY	L-S	2	1,5	30A
313	Madera, Harina	16-36	B6-35N	L-S	1	0,4	30A
314	Madera, Trocitos seleccionados	10-30	D3-45VY	L-S	2	0,6	30A
315	Kafir (Maíz)	40-45	C1/2-25	H	3	0,5	45
316	Maíz en Grano	56	E-35	L-S	2		30A
317	Maíz, a Medio Moler	40-45	B6-35P	L-S-B	1	0,5	30A
318	Maíz, Aceite en Torta	25	D7-45HW	L-S	1	0,6	30A
319	Maíz, Azúcar de	30-35	B6-35PU	S	1	1,0	30A
320	Maíz, Cáscola	45	C1/2-25	L-S-B	1	0,4	45
321	Maíz, en Germen	21	B6-35PY	L-S-B	1	0,4	30A
322	Maíz, en Harina	32-40	B6-35P	L-S	1	0,5	30A
323	Maíz, en Mazorca, Entera	12-15	E-35	L-S	2		30A
324	Maíz, en Mazorca, Molida	17	C1/2-25Y	L-S-B	1	0,6	45
325	Maíz, en Semilla, Quebrado	40-50	B6-25P	L-S-B	1	0,7	45
326	Maíz, Machacado, Seco	35-50	C1/2-25	L-S-B	1	0,4	45
327	Maíz, Semilla	45	C1/2-25PQ	L-S-B	1	0,4	45
328	Maíze (Ver kafir)	—	—	—	—	—	—
329	Malta, en Harina	36-40	B6-25P	L-S-B	1	0,4	45
330	Malta, en retoños	13-15	C1/2-35P	L-S-B	1	0,4	30A
331	Malta, Seca, Entera	20-30	C1/2-35N	L-S-B	1	0,5	30A
332	Malta, Seca, Molida	20-30	B6-35NP	L-S-B	1	0,5	30A
333	Manganoso, Mineral	125-140	DX-37	H	3	2,0	15
334	Manzana, en Pulp., (bagazo seco)	15	C1/2-45Y	H	2	1,0	30A
335	Margarina	59	E-45HPWX	L-S	2	0,4	30A
336	Marmol, Triturado	80-95	B6-37	H	3	2,0	15
337	Mica, en Escamas	17-22	B6-16MY	H	2	1,0	30B
338	Mica, Molida	13-15	B6-36	H	2	0,9	30B
339	Mica, Pulverizada	13-15	A100-36M	H	2	1,0	30B
340	Migajas de Pan	20-25	B6-35PQ	L-S-B	1	0,6	30A
341	Molibdenita, en Polvo	107	B6-26	H	2	1,5	30B
342	Mortero, Mojado*	150	E-46T	H	3	3,0	30B
343	Mostaza, Semilla	45	B6-15N	L-S-B	1	0,4	45
344	Naftalina, Hojuelas	45	B6-35	L-S-B	1	0,7	30A
345	Negro de Carbono, Pelotillas	—	—	—	—	—	—

APÉNDICE H

TABLA DE PROPIEDADES DEL COMBUSTIBLE

PODER CALORIFICO DE COMBUSTIBLES GASEOSOS							
Combustible	Densidad kg/m ³	PCI kJ/kg	PCS kJ/kg	Combustible	Densidad kg/m ³	PCI kJ/kg	PCS kJ/kg
Gas natural	(*)	39900	44000	Gas de agua	0'711	14000	16000
Gas de hulla	0'50		46900	Gas ciudad	0'650	26000	28000
Gas de coquería	0'56	31400	35250	Gas de agua carburado	0'776	26400	27200
Gas de aire	----	10000	12000	Propano	506 (l) 1'85 (g)	46350	50450
Hidrógeno	0'0899	120011	141853	Butano	580 (l) 2'4 (g)	45790	49675

(*) Varía según el país de procedencia
 (l), (g) Densidad a 20 °C en estado líquido y gaseoso, respectivamente.
 P.C. Medio del biogás = 5554 kcal/m³

APÉNDICE I

TABLAS DE VAPORIZACIÓN DE DEPÓSITOS GLP (ORIGEN LAPESA)

DIÁMETRO 1.5 M

CARACTERÍSTICAS					Caudal Vaporizado para un 20 % de llenado (kg/h)					
					Aéreo (Temperaturas)					Enterrado
Diám. m	Volum. m ³	Carga kg	Super. m ²	Pres. bar	-10° C	-5° C	0° C	5° C	10° C	5° C
1,5	7.000	3010	21,9	1,25	15,0	19,7	24,4	29,1	33,8	20,4
				1,50	11,3	16,0	20,7	25,4	30,1	17,8
				1,75	9,4	14,1	18,8	23,5	28,2	16,4
				2,00	6,6	11,3	16,0	20,7	5,4	4,5
	10.000	4 301	30,1	1,25	20,7	27,1	33,6	40,0	46,5	28,0
				1,50	15,5	21,9	28,4	34,9	41,3	24,4
				1,75	12,9	19,4	25,8	32,3	38,7	22,6
				2,00	9,0	15,51	21,9	28,4	34,9	19,9
	13.030	5 604	38,2	1,25	26,2	34,4	42,63	50,8	59,0	35,6
				1,50	19,7	27,9	36,0	44,2	52,4	31,0
				1,75	16,4	24,6	32,8	41,0	49,2	28,7
				2,00	11,5	9,7	27,9	36,0	44,2	25,2
	16.050	6 903	46,4	1,25	31,8	41,8	51,7	61,7	71,6	43,2
				1,50	23,9	33,8	43,8	53,7	63,7	37,6
				1,75	19,9	29,9	39,8	49,8	59,7	34,8
				2,00	13,9	23,9	33,8	43,8	53,7	30,7
	(ej. 3)	8 202	54,5	1,25	37,4	49,1	60,8	72,5	84,2	50,7
				1,50	28,1	39,7	51,4	63,1	74,8	44,2
				1,75	23,4	35,1	46,8	58,4	70,1	40,9
				2,00	16,4	28,1	39,7	51,4	63,1	36,0
	22.090	9 500	62,6	1,25	43,0	56,4	69,8	83,2	96,7	58,3
				1,50	32,2	45,6	59,1	72,5	85,9	50,7
				1,75	26,9	40,3	53,7	67,1	80,6	47,0
				2,00	18,8	32,2	45,6	59,1	72,5	41,4

APÉNDICE J

CATALOGO DE QUEMADORES AUTOMÁTICOS DE GLP EQA

TABLA DE MEDIDAS EN SUS DISTINTAS CAPACIDADEDES																				
Medidas en mm.	Capacidades en Kcal/hora x 1.000														modelo 181R					
	modelo 181A														modelo 181R					
	100*	300	400	600	800	1.000	1.250	1.500	2.000	2.500	3.000	400	600	800	1.000	1.500	2.000	2.500	3.000	
	A	210	343	445	639	935	1231	1527	935	1231	1527	1823	343	445	639	639	935	1231	1527	935
	B	155	200	200	200	200	200	200	390	390	390	390	200	200	200	200	200	200	200	390
	C	190	280	280	600	600	600	600	600	600	600	600	280	280	600	600	600	600	600	600
	D	240	330	330	330	330	330	330	670	670	670	670	330	330	330	330	330	560	560	670
	E	400	610	610	930	930	930	1020	1020	1020	1020	1020	610	610	930	930	930	930	1020	1020
	F	---	1000	1000	1500	1500	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1000	1000	1500	1500	1500	1700	1700	1700
	G	---	440	560	770	1095	1395	1695	1095	1395	1700	2000	440	560	770	770	1095	1395	1695	1095
Cantidad de motores	I	---	---	---	310	310	310	310	310	310	310	310	---	---	310	310	310	310	310	310
Potencia motores (HP)		0,1 (monofásico)	0,5	1	1,5	2	4	5,5	3	4	4	5,5	1	1,5	2	3	5,5	4	4	5,5

Las medidas I,H y F pueden modificarse a pedido.
* Para GLP solo hasta 75.000 Kcal/hora.

APÉNDICE K

PERFORACIONES REDONDAS PLANCHA INOXIDABLE, ACERO AISI

304

APÉNDICE L

ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL MOLINO DE MARTILLOS

1. Operación	Modo	Continuo
	Tipo	Molino de martillos
	Tiempo de operación	8 horas diarias
	Motor	Trifásico , 5HP
	Velocidad	1800 RPM
2.- Entrada	Material a moler	Cubos de banano
	Flujo mísico	358,05 kg/h
	Naturaleza del material	No pegajoso
	Espesor de los cubos	2.8 mm
3.- Características	Altura total molino de martillos	1075 mm
	Ancho total	395 mm
	Largo total	630 mm
	Diámetro de camara de molienda	400 mm
	Ancho de la cámara de molienda	155 mm
	Número de ejes portamartillos	6
	Número total de martillos	32
	Ancho de plancha perforada	145 mm
	Largo de plancha perforada	420 mm
	Diámetro del eje principal de potencia	12,70 mm
	Diámetro de los ejes portamartillos	4,762 mm
	Tipo de Banda	En V. banda tipo A
	Ventilador	Centrífugo, 15SISW de 1845 RPM y 1.28 BHP
4.- Mantenimiento	Limpieza de cámara de molienda	Al principio de cada jornada
	Cambio de martillos	1 vez al año
5.- Materiales	Partes en contacto con material a moler	Acero inoxidable, AISI 304
	Tolva y carcasa	Plancha 10 mm. Acero ASTM A - 36

APÉNDICE M

TABLA DE SELECCIÓN DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS

**APÉDICE N
ESPECIFICAÇÃO
ONDE SE
PARA DO
R VI
BRAT
OR**

Use Class II fan in the shaded area.

Modelo ZVML

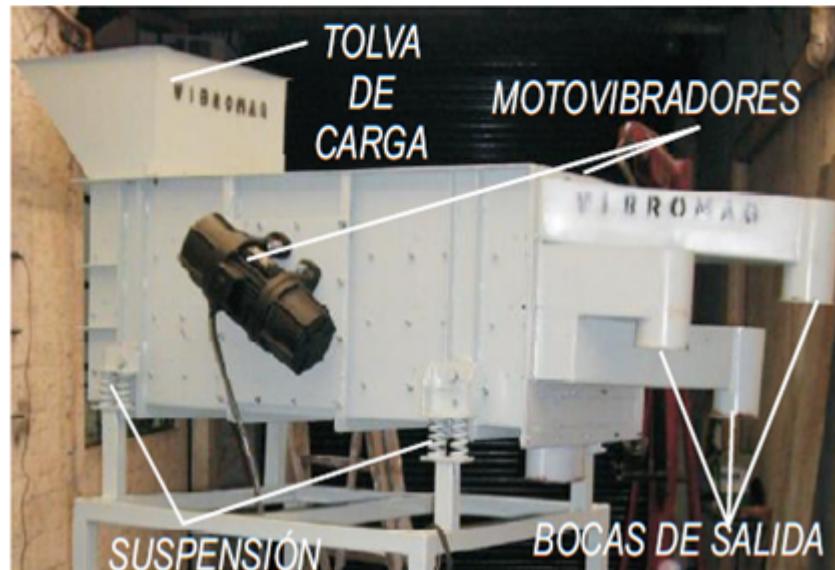
(Zaranda vibratoria con motovibrador de montaje lateral)

Las zarandas VIBROMAQ modelo ZVML , son utilizadas para la clasificación de productos sólidos finos, empleando hasta 3 tamices . Son aplicadas para productos secos, con granulométricas mayores a 100 μm .

El cuerpo puede ser construido en chapa de hierro o acero inoxidable según el requerimiento con hasta 3 tamices y 4 bocas de salida.

Se provee ademas de sistema de suspensión con resortes o fuelles neumáticos con apoyo construido en caño estructural de hierro.

Tapa superior preparada para la implementación de un sistema de aspiración de polvo.

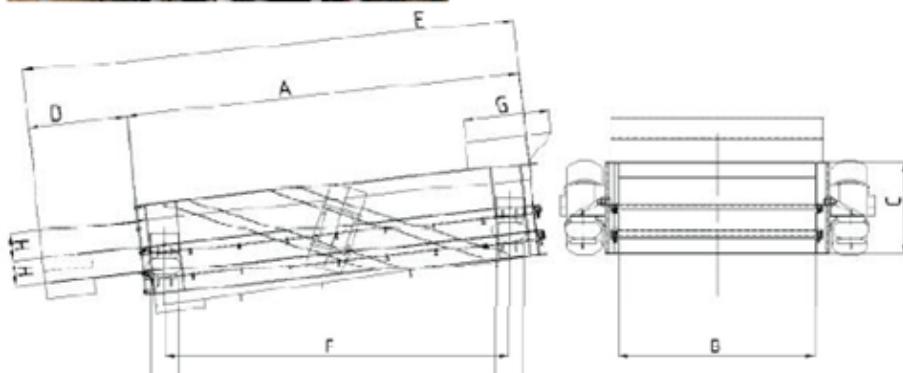


Modelo ZMVL / 1 - ZMVL / 2
 (con 1 y 2 tamices)



ESPECIFICACIONES

Cantidad de Motores..... 2(dos)
 Montaje de los motovibradores..... lateral
 Alimentación 380V 50HZ
 Ángulo de inclinación 6° maximo
 Cantidad de tamices 1 a 2



	ZMVL / 3	ZMVL / 3
Dimensiones	1000 X 500	1500 X 800
Superficie de tamizado m ²	3 X 0,5	3 X 1,2
Vibraciones por minuto	1500	1500
Potencia (W en 50 Hz.)	300	550
Peso		
Sistema de accionamiento	MVSI 15/550	MVSI 15/1100
Suspensión estándar	resortes	neumática
Dimensiones	A	1000
	B	500
	C	600
	D	500
	E	1500
	F	750
	G	200
	H	100

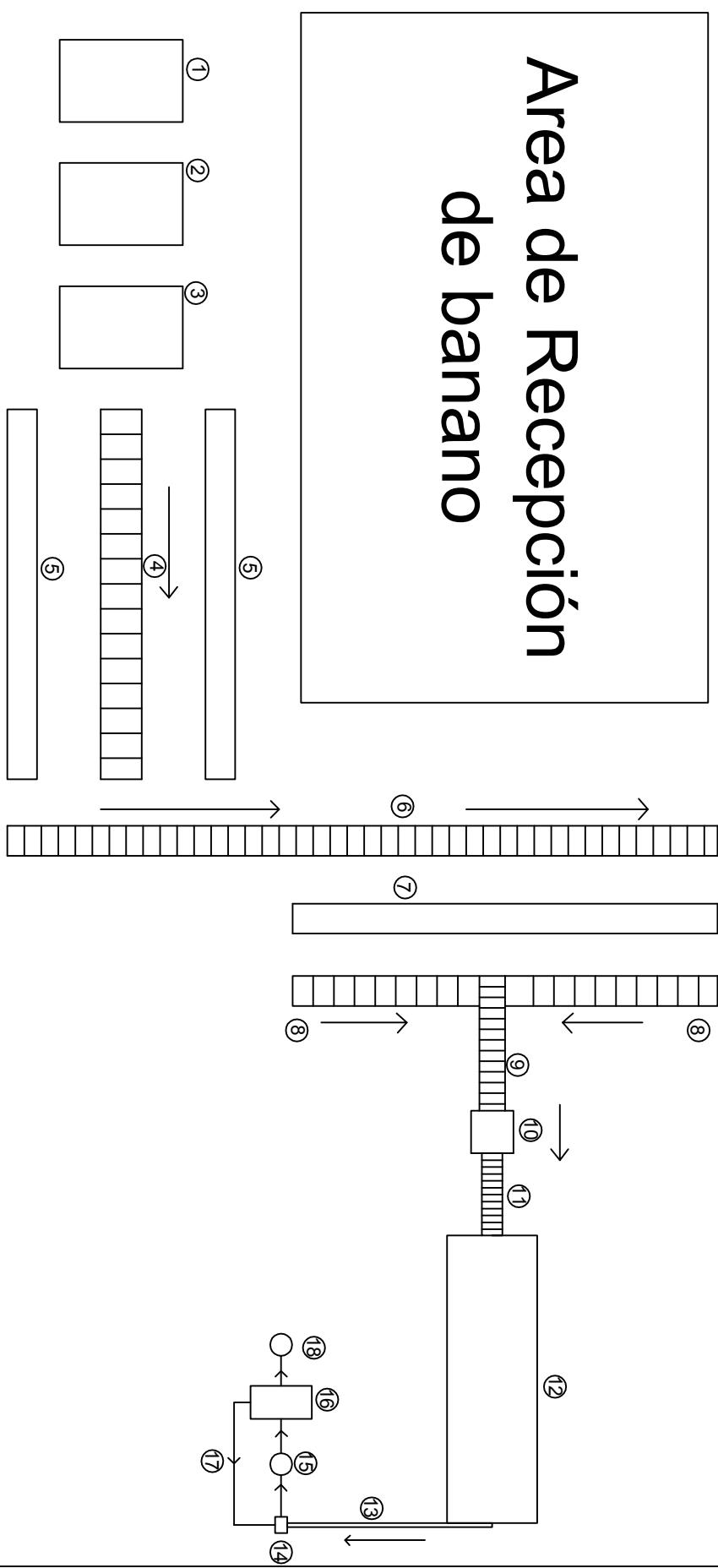
08-08

BIBLIOGRAFÍA

1. PINO EDUARDO, "Software para Diseño de Transportadores Sinfín"(Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2005)
2. INCROPERA FRANK, Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta Edición, Editorial Pearson - Prentice Hall, 1996
3. LOPÉZ JOSE, Manual de Instalaciones de GLP, Cepsa Elf Gas, S.A. Versión Digital, 2001
4. VARGAS ANGEL, Montaje de Maquinaria Industrial, Tomo I, Editorial Series VZ.
5. WALAS STANLEY, Chemical Process Equipment- Selection and Design, Butterman- Heinemam Series, 1990
6. SHIGLEY JOSEPH EDWARD and MISCHKE CHARLES, Diseño en Ingienería Mecánica. Quinta edición 1999. McGraw Hill Interamericana de México, S.A. de C.V.

7. ABARCA LUIS, "Diseño de una Trituradora de Martillos para Reciclar Botellas" (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2009)
8. COOPER C. DAVID and F.C. ALLEY, Air Pollution Control-A design Approach. Tercera Edición. Waveland Press, Inc. Prospect Heights, Illinois,
9. Apuntes de clase del Ing. Marcelo Espinosa Luna, materia "Secado y Almacenamiento de Granos"
10. <http://www.nzifst.org.nz/unitoperations/sizereduction1.htm#grinding>
11. <http://www.matweb.com/search/MaterialGroupSearch.aspx>
12. www.ksre.ksu.edu/library/grsci2/mf2041.pdf

Area de Recepción de banano



Área de lavado	1	piscina de lavado
Área de choque térmico	2	piscina de choque térmico 1
Área de pelado	3	piscina de choque térmico 2
Área de pelado	4	banda transportadora a mesas de peladores
	5	mesas de peladores
Área de troceado	6	banda transportadora a masas de troceadores
Área de troceado	7	mesas de troceadores
	8	banda transportadora a maquina troceadora
	9	maquina troceadora
Área de secado	10	banda transportadora a secador rotativo
	11	secador rotatorio
	12	transportador helicoidal
	13	Área de secado
	14	molino de mañilas
	15	separador de zaranda
	16	ciclón
Área de molenda	17	retorno de material al molino
	18	tovía final de producto

FIMCP - ESPOL

PROYECTO: PLANTA DE DESHIDRATACION DE BANANO

PLANO N°:

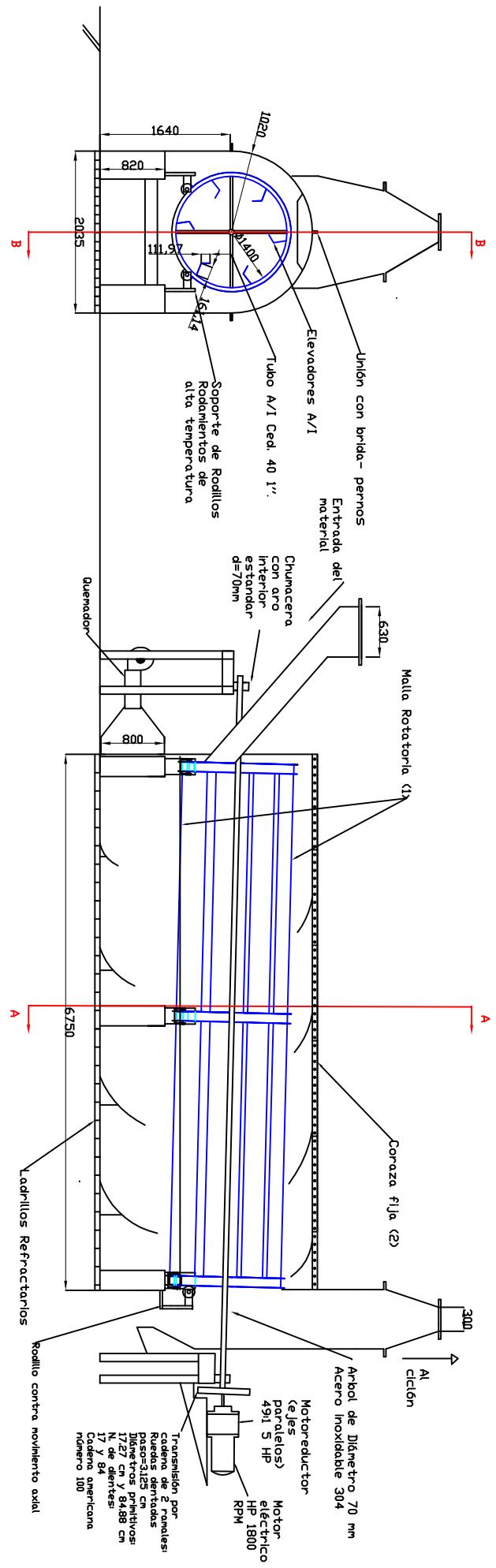
1

ESCALA: 1:150
CONTIENE: Plano Layout de la planta

FECHA:	NOMBRE:
19/07/10	José Sper e Ivan Torres
Revisado	Ing Espinosa

SECCIÓN A - A

SECCIÓN B - B



FIMCP - ESPOL		Dibujo	FECHA	NOMBRE
PROYECTO:	PLANTA DE DESHIDRATACIÓN DE BANANO	24/10/09	Iván Torres	
ESCALA	CONTIENE:	Revisado		
1:75	MATERIALES:			(1) Malla de acero inoxidable mesh 16 (2) Acero A-36 plancha 3mm

