

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MOLINO TAMIZ PARA PRODUCIR  
HARINA A PARTIR DE TROCITOS DE YUCA SECOS

ISMAEL ENRIQUE CASTILLO MENDOZA  
MANUEL RAMON PINEDA NARANJO

CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR  
FACULTAD DE INGENIERIA  
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA  
CARTAGENA - BOLIVAR

1.997

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MOLINO TAMIZ PARA PRODUCIR  
HARINA A PARTIR DE TROCITOS DE YUCA SECOS

ISMAEL ENRIQUE CASTILLO MENDOZA  
MANUEL RAMON PINEDA NARANJO

Trabajo de grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico

Director  
HANSEE JIMENEZ ZUBIRIA  
Ingeniero Mecánico

CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR  
FACULTAD DE INGENIERIA  
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA  
CARTAGENA - BOLIVAR

1.997

Cartagena, Febrero 06 de 1.997

Señores:

**COMITE DE TESIS**

Corporación Universitaria Tecnológica  
de Bolívar  
Ciudad

Apreciados Señores:

Atentamente remito a Ustedes el Proyecto de Grado titulado **DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MOLINO TAMIZ PARA PRODUCIR HARINA A PARTIR DE TROCITOS DE YUCA SECOS**, el cual fué desarrollado por los señores: ISMAEL E. CASTILLO MENDOZA y MANUEL R. PINEDA NARANJO, bajo mi directa asesoría.

Hago constar que he revisado y analizado el Informe Final de este trabajo y, por lo tanto, opino que cumple con los requisitos que esa entidad exige para otorgar el título de Ingeniero Mecánico.

Cordialmente,

**ING. HANSEE JIMENEZ ZUBIRIA**  
**C.C. 73.103.357 DE CARTAGENA**

Cartagena, Febrero 06 de 1.997

Señores:

**COMITE DE TESIS**

Corporación Universitaria Tecnológica  
de Bolívar  
Ciudad

Apreciados Señores:

Por medio de la presente les hacemos entrega formal del Proyecto de Grado titulado: **DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MOLINO TAMIZ PARA PRODUCIR HARINA A PARTIR DE TROCITOS DE YUCA SECOS**, trabajo que se nos exigía como requisito parcial y final para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Cordialmente,

**ISMAEL E. CASTILLO MENDOZA  
NARANJO**

C.C. 6.618.197 DE CHINU

**MANUEL R. PINEDA**

C.C. 6.618.674 DE CHINU

A Dios Todopoderoso y eterno

A Sophía Alexandra

A Ismael David

A Carmen Sofía

A mis Padres y Hermanos

A Tula.....En la Gloria de Dios

Y a todos aquellos que con su  
amor y comprensión me dieron  
ánimo para seguir adelante.

**ISMAEL**

A mis Padres y Hermanos  
A Dios de Infinita Misericordia,  
quien siempre me ha  
acompañado en todas mis  
dificultades.

**MANUEL**

## **ARTICULO 105**

La Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar, se reserva el Derecho de Propiedad Intelectual de todos los trabajos de Grado aprobados y éstos no pueden ser explotados sin su autorización.

## **RESUMEN**

**NOMBRE DEL PROYECTO:** Diseño y Construcción de un molino tamiz para producir harina a partir de trocitos de yuca secos.

**OBJETIVO GENERAL DEL PROYECTO:** Contribuir con el desarrollo de la Agroindustria, en la Costa Atlántica, implementando una máquina destinada a mejorar el proceso de transformación de la yuca, valiéndose para ello de recursos tecnológicos económicos y fáciles de conseguir.

**OBJETIVOS ESPECIFICOS:** (1) Impulsar el desarrollo de una tecnología, que además de permitir el mayor aprovechamiento de la yuca, incentive la creación de microempresas destinadas a tal fin y que sirvan como fuente de generación de empleo en zonas marginadas del país. (2) Estimular la sustitución parcial o total de otras harinas y almidones por la harina de yuca, la cual, además de ser más barata, posee un elevado contenido de almidón altamente digerible.

**HISTORIA DEL PROYECTO:** Atraídos por los beneficios que se pudieran alcanzar a corto, mediano y largo plazo, la Cooperativa de Productores de los Algarrobos, COOPROALGA LTDA, financió los estudios previos, el diseño y la construcción de una máquina destinada a procesar la yuca, convirtiendo los trozos de ésta en harina de alta calidad.

**DESARROLLO DEL PROYECTO:**

- **PROCESO DE TRANSFORMACION DE LA YUCA:** El Proceso general consta de las siguientes etapas: Cosecha, transporte, recepción y pesaje, selección y adecuación, lavado, trozado, secado, premolienda y molienda.

- **ASPECTOS DE CALIDAD DE LA HARINA DE YUCA:** La calidad de la harina de yuca se determina mediante los procedimientos y características contemplados en la norma ICONTEC 2716. Esa norma dice que la harina de yuca debe estar formada por un 88% de materia seca (carbohidratos, proteínas, fibra, cenizas y grasas) y un 10% de humedad, aproximadamente.

- **EVALUACION DE MAQUINAS EMPLEADAS EN LA PRODUCCION DE HARINA DE YUCA:** Para realizar esta evaluación se tuvieron en cuenta algunos aspectos, como son: La tasa de productividad, la calidad de la harina producida, el tiempo de producción y la características de construcción. Las máquinas evaluadas fueron: El molino de rodillos chino, el molino de martillos y la tamizadora de vórtice.

- **ASPECTOS CONCERNIENTES AL DISEÑO:** El plan General de diseño se llevó a cabo de la siguiente forma: (1) Basados en ensayos previos se seleccionaron las velocidades más apropiadas para los ejes; (2) se hicieron los cálculos de transmisión de potencia, (3) se calculó la potencia del motor; (4) se realizaron los cálculos para el transportador sinfín; (5) se calcularon las correas del mecanismo; (5) se calcularon los ejes; (6) se calcularon los pernos; (7) se calcularon las chavetas, y (8) se seleccionaron los cojinetes.

## TABLA DE CONTENIDO

	Pág
INTRODUCCION	
	12
1. PROCESO DE TRANSFORMACION DE LA YUCA	
	14
1.1. DESCRIPCION DEL PROCESO	
	14

1.1.1. Cosecha y transporte	
14	
1.1.2. Recepción y pesaje	
14	
1.1.3. Selección y adecuación	
15	
1.1.4. Lavado	
15	
1.1.5. Trozado	
15	
1.1.6. Secado	
16	
1.1.7. Premolienda	
16	
1.1.8. Almacenamiento	
17	
1.1.9. Molienda	
17	
1.1.9.1. Clasificación de las máquinas para molienda	
17	
1.2. ASPECTOS DE CALIDAD DE LA HARINA DE YUCA	
18	
2. EVALUACION DE LAS MAQUINAS EMPLEADAS EN LA PRODUCCION DE HARINA DE YUCA	
21	

2.1. MOLINO DE RODILLOS CHINO

22

Pág

2.2. MOLINO DE MARTILLOS

23

2.3. TAMIZADORA DE VORTICE

23

3. CONSIDERACIONES PREVIAS AL DISEÑO

25

4. PROCESO GENERAL DE DISEÑO

27

4.1. SELECCION DE VELOCIDADES PARA LOS EJES

27

4.2. CALCULOS DE TRANSMISION DE POTENCIA

28

4.3. CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

33

4.4. CALCULO DE POTENCIA PARA EL TRANSPORTADOR SINFIN

41

4.5. CALCULO DE CORREAS

44

4.5.1. Número de correas

44

4.5.2. Longitud de las correas

48

4.6. CALCULO DE EJES

52

4.6.1. Eje del cono número 1

53

4.6.1.1. Momentos Flectores Resultantes

57

4.6.1.2. Cálculo de Esfuerzos de Flexión y Torsión

61

4.6.2. Eje del cono número 2

67

4.6.3. Eje del Transportador sinfín

67

4.7. CALCULO DE PERNOS

71

4.8. CALCULO DE CHAVETAS

72

4.9. SELECCION DE COJINETES

76

Pág

5. ASPECTOS DE CONSTRUCCION Y MONTAJE

79

5.1. SISTEMAS DE TRANSMISION POR CORREAS

79

5.2. SISTEMA DE CUCHILLAS

80

5.3. ESTRUCTURA

81

5.4. ALIMENTACION DE LOS CONOS

81

5.5. TOLVA DE DESCARGA

81

5.6. SISTEMA PORTAMOTOR

82

5.7. SISTEMA ELECTRICO

82

5.8. MANTENIMIENTO

83

6. CONCLUSIONES

85

7. RECOMENDACIONES

87

BIBLIOGRAFIA

88

ANEXOS

89

## **LISTA DE ANEXOS**

- Anexo A. Plano de Montaje Molino Tamizadora.
- Anexo B. Plano del Eje y cuerpo Molino Tamizadora.
- Anexo C. Plano del Cono Molino Tamizadora.
- Anexo D. Plano del Primer Cuerpo Molino Tamizadora.
- Anexo E. Plano del Segundo Cuerpo Molino Tamizadora.
- Anexo F. Plano de la Base Molino Tamizadora.
- Anexo G. Plano del Eje Sinfín y Salida de ripio Molino Tamizadora.
- Anexo H. Fotografía vista frontal del molino tamiz.
- Anexo I. Fotografía vista lateral del molino tamiz.
- Anexo J. Fotografía de la parte de extracción de harina (Ventilador ciclón).
- Anexo K. Fotografía de los conos con malla del molino tamiz.
- Anexo L. Fotografía de las cuchillas del molino tamiz.

## LISTA DE FIGURAS

Pág		
	Figura 1. Diagrama esquemático del Proceso de los trocitos secos de yuca	
19		
	Figura 2. Esquema cinemático para Ejes Principales	
49		
	Figura 3. Esquema cinemático para el eje del transportador sinfín	49
	Figura 4. Diagrama de cargas en el plano horizontal del eje 1	
54		
	Figura 5. Diagrama de cargas en el plano vertical del eje 1	
54		
	Figura 6. Diagrama de momentos flectores, en el plano horizontal del eje 1	
58		
	Figura 7. Diagrama de momentos flectores, en el plano vertical del eje 1	
58		
	Figura 8. Diagrama de momento torsor del eje 1	
59		
	Figura 9. Diagrama M/EI del eje 1	
59		

Figura 10. Diagrama de deflexión, plano vertical del eje 1

59

Figura 11. Diagrama de cargas en el plano vertical del eje sinfín

68

Figura 12. Diagrama de cargas en el plano horizontal del eje sinfín

68

Figura 13. Deflexión sobre el eje sinfín

68

Figura 14. Gráfico de cargas sobre chaveta

74

## **BIBLIOGRAFIA**

ALONSO, Lisimaco y GOMEZ, Adolfo. Procesamiento de la yuca para pequeños productores. Cali : Universidad del Valle, 1986. 215p.

BRUMEISTER, Theodore Etal. En : Marks, Manual del Ingeniero Mecánico. México McGraw-Hill, 1990. v2. c8, p.1-200 c10, p.26-66

BEER F., Jhonston. Mecánica de materiales. 8 de. México : McGraw-Hill, 1992. 420p.

CAICEDO, J. Diseño de Ingeniería Mecánica. Cali : Universidad del Valle, 1984. 846p.

HENDERSON, S. y PERRY, R. Agricultural Process Engineer. Michigan : Scala, 1976. 184p.

MORROW, L. Manual de Mantenimiento Industrial. México : Continental, 1974. 5v. p.234-276.

OSTERTAG, C. y WHEATLEEEY, C. Proyecto de Producción y Comercialización de harinas de yuca para consumo humano. Cali : Universidad del Valle, 1988. 326p.

ROSALES, Robert. Manual de Mantenimiento Industrial. México : McGraw-Hill, 1988. 3v. p.865-932.

SHIGLEY, Joseph y MISCHKE, Charles. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5 de. México : McGraw-Hill, 1988. 833p.

VIERA, Miguel. Estudio de Factibilidad de una Planta para la producción de trocitos de yuca seca. Cali : Universidad del Valle, 1987. 85p.

Anexo H. Fotografía vista frontal del molino tamiz.

Anexo I. Fotografía vista lateral del molino tamiz.

Anexo J. Fotografía de la parte de extracción de harina (ventilador ciclón).

Anexo K. Fotografía de los conos con malla del molino tamiz.

Anexo L. Fotografía de las cuchillas del molino tamiz.

## INTRODUCCION

En el mes de enero de 1.993, la Cooperativa de Productores de los Algarrobos (COOPROALGA LTDA), hizo manifiesta su inquietud por mejorar el procesamiento de la yuca, con el fin de poder obtener harinas de alta calidad a partir de trocitos de yuca secos.

Enseguida se comenzaron a realizar los estudios previos, y es así como en el mes de Marzo del mismo año se planteó a la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar la solicitud formal de aprobación del Anteproyecto en el que se basa el presente trabajo.

En la Costa Atlántica, el cultivo de la yuca se encuentra ampliamente difundido, debido a que esta raíz puede cultivarse en suelos relativamente pobres y no requiere de mayores cuidados. Generalmente, quienes más cosechan la yuca son los pequeños agricultores, pero éstos tienen problemas en la comercialización de ésta, ya que su calidad disminuye a los pocos días de cosechada; a raíz de este problema surgió la idea de procesar los trocitos de yuca, convirtiéndolos en harina, la cual es altamente digerible y en algunos casos puede sustituir la harina de trigo y otras harinas y almidones, o combinarse con ellos con el fin de disminuir costos sin perder la calidad de los productos finales.

El presente trabajo tiene como objetivo fundamental, dar solución al problema planteado para la obtención de harina de yuca de alta calidad, proporcionando, a la vez, a los pequeños agricultores, un medio económico y eficaz para procesar la yuca adecuadamente.

## **1. PROCESO DE TRANSFORMACION DE LA YUCA**

### **1.1. DESCRIPCION DEL PROCESO**

El proceso general consta de las siguientes operaciones:

Cosecha y transporte, recepción y pesaje, selección y adecuación, lavado, trozado, secado, premolienda, almacenamiento y molienda.

1.1.1. Cosecha y transporte. Es conveniente realizar esta actividad en buena forma, ya que tiene injerencia en la calidad del producto final.

Al agricultor se le entregan los empaques de fique y se fija un turno de entrega de las raíces. Un día antes del turno fijado, el agricultor poda las plantas a cosechar y escoge las estacas para semilla. Al día siguiente realiza las labores de empaque, transporte y entrega de la materia prima en la planta de procesamiento.

1.1.2. Recepción y pesaje. En esta operación se reciben las raíces de yuca y se pesan para control de entrada. La yuca se recibe en bultos de 50 a 60 Kilogramos.

1.1.3. Selección y adecuación. Durante esta etapa del proceso, las raíces se movilizan hacia la zona de operación. Aquí se eliminan las raíces pequeñas y las que presenten algún síntoma de deterioro, ataque de plagas o enfermedades. Las raíces muy grandes se parten en dos. También en esta etapa se retira el pedúnculo de las raíces.

1.1.4. Lavado. Con el lavado se eliminan al máximo la tierra y otros contaminantes que puedan tener las raíces. Un buen lavado se refleja en el bajo contenido de cenizas del producto final. Este se lleva a cabo en una

máquina que consta de un tambor en forma cilíndrica que gira, a bajas revoluciones por minuto, sobre cuatro rodillos metálicos. Dentro del tambor se aplica agua potable a presión.

1.1.5. Trozado. El objetivo de esta operación es reducir el tamaño de la yuca para con ello acelerar su proceso de secado. Se efectúa en la máquina trozadora cuyo componente principal es un disco que rota a 1.200 revoluciones por minuto y que se encuentra montado en una estructura metálica. El disco porta varias cuchillas acanaladas, de forma trapezoidal y desfasadas para facilitar la labor . Al impactar las cuchillas sobre las raíces que descienden a través de una tolva de alimentación, las cortan en trozos.

1.1.6. Secado. En esta operación se reduce, por evaporación, la humedad de los trozos de yuca, hasta que ésta alcanza un nivel inferior al catorce por ciento (14%) en base húmeda.

El sistema de secado consta de un quemador de carbón coque, un intercambiador de calor, un ventilador, una cámara de secado y ductos. El secado se consigue al hacer circular aire caliente a través de una capa de trozos de yuca colocados sobre un piso falso dentro de la cámara de secado. El aire es calentado por el quemador de carbón con intercambiador de calor y es impulsado por todo el sistema mediante el ventilador.

Una vez se ha alcanzado la humedad requerida, los trozos de yuca se dejan enfriar y posteriormente se empaacan en bolsas de polipropileno y se transportan a la bodega.

1.1.7. Premolienda. En esta operación se reduce el tamaño de los trozos secos de yuca para facilitar la molienda, aumentar su densidad y bajar el costo del transporte. Para este efecto se utiliza una máquina premoledora que consta de rodillos forrados

con malla metálica expandida, los cuales, logicamente, giran en sentido contrario. La máquina produce trocitos con diámetro de 2,4 milímetros y tiene una capacidad de 600 kilogramos por hora. Los trozos alimentan la máquina por gravedad, a través de una tolva, y pasan por entre los rodillos que producen la reducción del tamaño.

1.1.8. Almacenamiento. Los trocitos son empacados en bultos de 50 Kilogramos y almacenados en bodega, formando arrumes sobre estribos de madera. Los arrumes se forman dejando áreas de acceso, limpieza o fumigación.

1.1.9. Molienda. Esta operación se venía realizando en una máquina de moler trigo, pero la harina obtenida a través de ella era gruesa y presentaba demasiada cáscara y fibra.

1.1.9.1. Clasificación de las máquinas para molienda. Las máquinas para molienda pueden dividirse en:

-Machacadoras. Sirven para reducir a un tamaño entre 15 y 50 milímetros los trozos de un material de tamaño mayor.

-Trituradoras. Son machacadoras que parten el material en trozos muy pequeños, de 5 a 10 milímetros de tamaño.

-Molino de rodillos. Son las máquinas que tradicionalmente se emplean para molienda de los granos alimenticios. Está constituida por pares de cilindros capaces de efectuar reducciones por separado. Los rodillos pueden tener superficies lisas o acanaladas.

-Molino de discos. Este es un equivalente moderno de los molinos de piedra. Las piedras se sustituyen aquí por discos de acero en los que se montan placas de molienda intercambiables, que giran a gran velocidad. Estas máquinas tienen gran uso en la molienda de materiales orgánicos resistentes, tales como la pulpa de madera y los granos de maíz.

-Molino de martillos o clavijas. Generalmente se usa para moler minerales. Está constituido por un armazón en cuyo interior se encuentra un tambor, en la periferia del cual se encuentran pernados unos mazos de acero de gran resistencia que, por efectos de la rotación, se alejan de su posición de reposo y golpean al material, quebrándolo y lanzándolo sobre una rejilla cilíndrica que se coloca debajo del rotor.

En la Figura 1 se encuentran graficadas todas estas operaciones.

Figura 1

Figura 1

## 1.2. ASPECTOS DE CALIDAD DE LA HARINA DE YUCA

La harina de yuca está compuesta de partículas finas y su color es blanco hueso. Su composición química debe ser:

Contenido de humedad: Alrededor del 10%.

Materia seca: Aproximadamente un 88%.

La materia seca está compuesta de:

-Carbohidratos: 62%.

-Proteínas: 03%.

-Fibra: 03%.

-Cenizas: 02%.

-Grasas: 02%.

En la yuca también se encuentran cianuro y su contenido máximo debe estar cerca a las 50 partes por millón.

Según la Norma ICONTEC 2716, el contenido mínimo de almidón debe ser del 0,2%.

Para que la harina de yuca pueda entrar a los mercados más promisorios, su calidad deberá estar por encima de la norma oficial, es por eso que el Recuento Total de Microorganismos Mesófilos (RTM'S) debe estar entre  $5 \times 10^4$  y  $1 \times 10^5$ .

## **2. EVALUACION DE LAS MAQUINAS EMPLEADAS EN LA PRODUCCION DE HARINA DE YUCA**

Las características que debe presentar una máquina que se desee emplear en la producción de harina de yuca son las siguientes:

- Buena productividad.
- Alto porcentaje en el índice de finos producidos.
- Facilidad de construcción y montaje.

-Bajos costos de producción y operación.

-Buenas características higiénicas.

Además, debe estar en capacidad de manejar en forma eficiente algunas variables, como son: Tiempo del proceso o duración de la molienda, Kilogramos de harina producidos, acercamiento entre rodillos y velocidad de rotación.

Teniendo en cuenta los anteriores parámetros, se evaluaron las máquinas que se venían empleando en la producción de harina de yuca.

## 2.1. MOLINO DE RODILLOS CHINO

Es un molino experimental que consta de un dispositivo de tamizado y clasificación.

Los rodillos son hechos de metal aleado, con alta dureza y sus dimensiones son: 222 milímetros de diámetro por 350 milímetros de longitud. Su velocidad de rotación es de 450 revoluciones por minuto. Consta de un motor de 7,5 HP. que gira a 1.800 revoluciones por minuto.

Los trozos de yuca entran a la máquina por medio de una tolva y, enseguida, pasan a través de los rodillos, que se encargan de moler el material. Los rodillos tienen giros opuestos y superficies grafiladas, con alguna inclinación.

Lo producido en ellos, pasa a un mecanismo de tamizado y clasificación compuesto por cinco cajas.

Con este molino se logró obtener una harina con textura aceptable, con alto grado de finos y pocas pecas, pero la máquina tiene una muy baja productividad. Otra desventaja que se aprecia es que el sistema de selección y clasificación por zarandas es demasiado lento, ya que tiene un recorrido muy largo.

## 2.2. MOLINO DE MARTILLOS

Es un molino que fué fabricado para manejar una capacidad de producción de 150 kg/hora. Su alimentación se hace por gravedad, a través de una tolva.

Este molino posee un motor de 3,6 HP. y una capacidad máxima de 150 kilogramos por hora. También tiene un sistema neumático de extracción.

En las pruebas realizadas con esta máquina, con el fin de evaluarla, se logró extraer hasta un 70% de harina, pero la calidad de ésta estaba muy por debajo de lo requerido por las Normas, ya que contenía muchas pecas; esto debido a que este molino desbarata todo el trocito de yuca, con cáscara y fibra.

### 2.3. TAMIZADORA DE VORTICE

Esta máquina es accionada por un motor de 2 HP. que gira a 1.100 revoluciones por minuto y funciona haciendo que el material impacte contra un rotor que contiene unas cuchillas bastidoras, las cuales lanzan el material contra un cono recubierto de malla y el contacto intenso del producto con el tejido de la malla, le da características específicas de tamizado. La alimentación de esta máquina se realiza en forma manual, por descarga directa del material sobre la boca de alimentación de la tamizadora.

Las pruebas realizadas con esta máquina se hicieron en dos fases: En la primera de éstas, se pasaban los trocitos de yuca y la harina obtenida aquí, con ripio y todo, se hacía pasar nuevamente por la tamizadora, para completar de esa forma la segunda fase.

Los resultados que se obtuvieron con esta máquina se pueden clasificar como aceptables, ya que con ella se logró extraer harina de buena calidad hasta en un 75%, aunque el tiempo de producción era un poco demorado. Estos resultados, hicieron que se considerara a la tamizadora de vórtice como una buena alternativa para la construcción de un prototipo.

### **3. CONSIDERACIONES PREVIAS AL DISEÑO**

Según las evaluaciones realizadas a las máquinas que se venían empleando en la producción de la harina de yuca, se establece la necesidad de diseñar una máquina operada con un motor de mayor potencia y con el que se puedan generar mayores velocidades de giro.

Los diseñadores llegaron a la conclusión de que el proceso de producción se mejoraría con el diseño de una máquina que constara de dos cuerpos, cada uno de los cuales contendría en su interior un cono forrado con malla expandida . Lo producido en el primer cuerpo debe caer por gravedad a un depósito provisto de un transportador sinfín, el cual se encargará de alimentar al segundo cuerpo.

La transmisión de movimiento del motor a los ejes, se efectuará por medio de poleas y bandas en V.

La alimentación de la máquina se efectuará por medio de un transportador sinfín inclinado al primer tambor.

Los dos ejes correspondientes a las caras, deberán girar a 1.800 revoluciones por minuto.

Se instalará también un sistema de ventilador ciclón, con el fin de extraer la harina de yuca proveniente del segundo cono.

#### **4. PROCESO GENERAL DE DISEÑO**

##### **4.1. SELECCION DE VELOCIDADES PARA LOS EJES**

Los datos obtenidos a través de diversos ensayos realizados con las máquinas que se venían empleando para producir harina de yuca y con un prototipo de molino tamiz, especialmente construido para que sirviera de base de comparación, indujeron a seleccionar una velocidad de 1.800 revoluciones por minuto para el eje principal (eje número 1), situado en el primer cuerpo de la máquina.

En la realización de los ensayos, se tabularon y graficaron el comportamiento de las siguientes variables:

-Tiempo de producción.

- Cantidad de harina producida, en Kilogramos.
- Cantidad de ripio producido, en Kilogramos.
- Velocidad de giro del eje principal (eje número 1).
- Velocidad de giro del eje número 2 (eje en el segundo cuerpo).
- Velocidad de giro del eje sinfín.
- Calidad de la harina producida.

Inicialmente, para el eje en el segundo cuerpo, se había seleccionado una velocidad de 1.800 revoluciones por minuto, pero el análisis de los datos tabulados mostró la conveniencia de que este eje girara a 1.280 revoluciones por minuto. Con esta velocidad de giro se conseguía que el material producido por el primer cuerpo permaneciera mas tiempo en el segundo cono, lo que garantizaba que la harina finalmente obtenida se clasificara dentro del rango permitido por la Norma ICONTEC 2716.

El transportador sinfín, por su parte, debía actuar con una velocidad de giro tal que permitiera desplazar todo el material producido por el primer cono, hasta el segundo cono, con rapidez y eficiencia. Los ensayos mostraron que una velocidad rotacional de 750 revoluciones por minuto, la cual está dentro de las normas permisibles para un transportador sinfín, era bastante aceptable.

#### 4.2. CALCULOS DE TRANSMISION DE POTENCIA

El motor seleccionado, mediante una correa en V, transmitirá potencia a los ejes, situados en el primer y segundo cuerpo de la máquina, en donde se

encuentran los conos cubiertos con malla. Ya anteriormente, se había seleccionado para el eje del primer cuerpo una velocidad de 1.800 revoluciones por minuto. Si se selecciona un motor que gire también a 1.800 revoluciones por minuto, el diámetro de las poleas que deberán emplear estos ejes podrá calcularse mediante la fórmula:

$$n_1 d_1 = n_m d_m \quad \{1\}$$

En donde:

$n_1$  = Velocidad de giro del eje número 1.

$d_1$  = Diámetro de la polea en el eje número 1.

$n_m$  = Velocidad de giro en el eje del motor.

$d_m$  = Diámetro de la polea en el eje del motor.

Como las velocidades en el eje número 1 y en el eje del motor son iguales a 1.800 revoluciones por minuto, se tiene que:

$$n_1 = n_m = 1.800 \text{ r.p.m.}$$

Por tanto, aplicando la Fórmula {1}, se obtiene que:

$$d_1 = d_m \quad \bullet$$

Según la Tabla 17.6 del libro Diseño Mecánico de Shigley, para potencias de una o más bandas que oscilen entre  $\frac{1}{4}$  y 25 caballos de fuerza (HP), el mínimo diámetro de polea debe ser de tres (3) pulgadas.

Según el Manual Práctico de Cálculos de Ingeniería, de Tyler G. Hicks, uno de los dos diámetros de poleas, ya sea el de la polea impulsora o el de la

impulsada, deberá determinarse en función de una tabla (o sea, seleccionarse), con base en la potencia requerida.

Basándose en la Tabla 17.6 del libro de Shigley y asumiendo que la potencia a calcular estará en el rango antes mencionado, se selecciona una polea de cinco (5) pulgadas de diámetro, la cual se situará en el extremo del eje del motor.

Como los diámetros de las poleas impulsora e impulsada son iguales, ya que  $d_1$  es igual a  $d_m$ , en el eje 1 también se deberá colocar una polea de cinco (5) pulgadas y esto garantizará que a ese eje se le transmita la misma velocidad de giro que tiene el eje del motor, o sea 1.800 r.p.m.

Anteriormente se anotó que la velocidad requerida por el eje 2, situado en el segundo cuerpo de la máquina era de 1.280 r.p.m. y que la polea situada en el eje del motor era la encargada de transmitir esa velocidad.

Si aplicamos la Fórmula 1 para este caso, se tendrá que:

$$n_2 d_2 = n_m d_m$$

En donde:

$n_2$  = Velocidad de giro requerida en el eje 2.

$d_2$  = Diámetro de la polea en el eje 2.

De esta ecuación, se desprende que:

$$d_2 = (n_m * d_m) / n_2$$

Reemplazando valores, se tiene que:

$$d_2 = (1.800 * 5) / 1.280 = 7$$

$$d_2 = 7 \text{ pulgadas.} \quad \bullet$$

Para el eje del sinfín se requiere una velocidad de giro de 750 r.p.m., pero ésta se logrará a través de una volanta libre que gira a 900 r.p.m., la cual recibe el movimiento directamente de la polea en el eje del motor y lo transmite a una volanta más pequeña en su mismo eje, que gira a 3.000 r.p.m. Esta última se encargará de transmitirle el movimiento de rotación a la polea del sinfín. De acuerdo a lo anterior y aplicando nuevamente la Fórmula {1}, se obtendrá que:

$$n_{v1} d_{v1} = n_m d_m$$

En donde:

$n_{v1}$  = Velocidad de giro de la volanta libre principal.

$d_{v1}$  = Diámetro de la volanta libre principal.

O sea que:

$$d_{v1} = (n_m d_m) / n_{v1}$$

Por tanto:

$$d_{v1} = (1.800 * 5) / 900 = 10$$

$$d_{v1} = 10 \text{ Pulgadas.}$$

Aplicando el mismo concepto para calcular el diámetro de la volanta secundaria

( $d_{vs}$ ) se obtiene que:

$$d_{vs} = (d_{v1} * n_{v1}) / n_{vs} \quad d_{vs} = (10 * 900) / 3.000 \quad d_{vs} = 3 \text{ Pulgadas.}$$

Aplicando el mismo concepto para calcular el diámetro de la polea ( $d_{sf}$ ) en el eje del sinfín, se obtiene:

$$d_{sf} = (d_{vs} * n_{vs}) / n_{sf}$$

$$d_{sf} = (3 * 3.000) / 750$$

$$d_{sf} = 12 \text{ Pulgadas.}$$

#### 4.3. CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

Para determinar la potencia del motor se partirá de la Fórmula:

$$H = T * \omega \quad \{2\}$$

En donde:

H = Potencia del motor (Watt).

T = Par de rotación o momento de torsión (N.m).

$\omega$  = Velocidad angular (rad/s).

La velocidad angular se puede determinar mediante la Fórmula:

$$\omega = 2\pi n / 60 \quad \{3\}$$

En donde:

$n$  = Velocidad de rotación del motor.

Anteriormente se había seleccionado un motor que girara a 1.800 r.p.m., debido a que así se requería para dar a la harina de yuca la calidad exigida en la Norma ICONTEC. Por tanto:

$$\omega = 2 * \pi * 1.800 / 60$$

$$\omega = 188,5 \text{ radianes/segundo} \quad \bullet$$

En todo movimiento de traslación, la fuerza motriz siempre se equilibra con la fuerza de resistencia de la máquina y con la fuerza de inercia que se genera al variar la velocidad. Por eso, para el caso de un movimiento de traslación la ecuación de equilibrio de la fuerza es:

$$\pm F - F_r = m \frac{dv}{dt} \quad \{4\}$$

En donde:

$F$  = Fuerza motriz

$F_r$  = Fuerza de resistencia

$m \frac{dv}{dt}$  = Fuerza de Inercia

Análogamente, la ecuación de equilibrio de pares o momentos para un movimiento de rotación es:

$$\pm T - T_r = I \frac{dw}{dt} \quad \{5\}$$

En donde:

$T$  = Par de rotación desarrollado por el motor.

$T_r$  = Par de resistencia en el árbol del motor.

$I \frac{dw}{dt}$  = Momento dinámico.

$I$  = Momento de inercia del accionamiento.

$I = \frac{m^* d^2}{8}$  para barras de sección circular.

$I = \frac{m}{8} (d_0^2 - d_1^2)$  Para cilindros huecos.

La elección de los signos en la Fórmula {5} depende del régimen de trabajo del motor y del carácter de los pares de resistencia.

El momento de rotación desarrollado por el motor durante el trabajo, se acepta como positivo si su movimiento se desarrolla en el mismo sentido del movimiento del accionamiento.

Por lo general, el par de resistencia y el momento dinámico se reducen a la velocidad del árbol del motor eléctrico.

Cuando:

$T > T_r$ ,  $\frac{dw}{dt} > 0$  ..... En este caso hay aceleración.

$T < T_r, \frac{dw}{dt} < 0$  ..... En este caso hay desaceleración.

$T = T_r, \frac{dw}{dt} = 0$  ..... En este caso el accionamiento trabaja en régimen permanente.

Para efectuar los cálculos correspondientes del presente proyecto, se ha asumido que el funcionamiento del motor, después del arranque, será en régimen permanente, por tanto,  $\frac{dw}{dt} = 0$  y la Fórmula {5} se reduce a:

$$T = T_r \quad \{6\}$$

El par resistente que surge en el árbol del motor consta de dos componentes, una debido al trabajo útil y la otra debido al rozamiento.

Cuando existen varias transmisiones entre un motor y su mecanismo, la relación de transmisión de movimiento, según el Manual Práctico de Cálculos de Ingeniería, de Tyler G. Hicks, es:

$$K = K_1 * K_2 * K_3 * \dots * K_n \quad \{7\}$$

$$K = \frac{n_p}{n_s} = \frac{d_p}{d_s} \quad \{8\}$$

En donde:

$n_p$  = Velocidad de giro del eje principal.

$n_s$  = Velocidad de giro del eje secundario.

$d_p$  = Diámetro de la polea en el eje principal (polea impulsora).

$d_s$  = Diámetro de la polea en el eje secundario (polea impulsada).

El par de resistencia reducido al árbol del motor, se puede obtener empleando la Fórmula extraída del libro de Diseño Mecánico, de J. Caicedo , la cual se puede expresar de la siguiente manera:

$$T_r = \frac{T_{mp} * G}{K * \eta} \quad \{9\}$$

En donde:

$T_r$  = Par de resistencia en el árbol del motor.

$T_{mp}$  = Par de resistencia del mecanismo de producción.

$K$  = Relación de transmisión de movimiento.

$\eta$  = Eficiencia deseada (0,9  $\approx$  90%).

$G$  = Grado de complejidad del mecanismo.

El par de resistencia del mecanismo de producción,  $T_{mp}$ , se puede calcular empleando la Fórmula:

$$T_{mp} = F_r * r \quad \{10\}$$

En donde:

$F_r$  = Fuerza de rozamiento.

$r$  = Radio medio de las cuchillas.

Las cuchillas que se emplearán para moler los trozos de yuca, tendrán un radio medio igual a 10 centímetros.

La fuerza de rozamiento que se produce entre las cuchillas y los trozos de yuca, se puede hallar empleando la siguiente Fórmula:

$$F_r = F * \mu_k * N_{ec} \quad \{11\}$$

En donde:

F = Fuerza tangencial.

$\mu_k$  = Coeficiente dinámico de rozamiento.

$N_{ec}$  = Número de ejes con cuchillas.

La fuerza tangencial es la que necesita en cada tambor para que se produzca el golpe de las cuchillas sobre el trocito de yuca. Su valor se calculó empíricamente, por medio del consumo de corriente, y es igual a 18 Kilogramos fuerza (Kgf), o sea, 176,4 Newtons (N).

El coeficiente dinámico de rozamiento se asume igual a 0,70; correspondiente al roce de metal sobre madera. Por tanto, aplicando la Fórmula {11}, se obtendrá que:

$$F_r = 176,4 * 0,70 * 2 \quad \Rightarrow$$

$$F_r = 247 \text{ N} \quad \bullet$$

Y aplicando la Fórmula {10} se obtiene que:

$$T_{mp} = 247 * 0,10 \quad \Rightarrow$$

$$T_{mp} = 24,7 \text{ N.m.} \quad \bullet$$

Las relaciones de transmisión de movimiento se pueden obtener mediante la aplicación de la Fórmula {8}, así:

$$K_1 = \frac{d_{p1}}{d_{pm}} = \frac{5}{5} = 1$$

$$K_2 = \frac{d_{p2}}{d_{pm}} = \frac{7}{5} = 1,4$$

$$K_3 = \frac{d_{vp}}{d_{pm}} = \frac{10}{5} = 2$$

$$K_4 = \frac{d_{vs}}{d_{vp}} = \frac{3}{10} = 0,3$$

$$K_5 = \frac{d_{sf}}{d_{vs}} = \frac{12}{3} = 4$$

Aplicando la Fórmula {7}, se obtiene que:

$$K = 3,36 \quad \bullet$$

El grado de complejidad del mecanismo es tres (3), por tener éste tres juegos de poleas interactuando.

Si se desarrolla la Fórmula {9}, se obtiene el valor del par de resistencia en el árbol del motor, así:

$$T_r = \frac{24,7*3}{3,36*0,9} \Rightarrow$$

$$T_r = 24,5 \text{ N.m.} \quad \bullet$$

Ya se había obtenido en la Fórmula {6} que T era igual a  $T_r$ , por tanto:

$$T = 24,5 \text{ N.m.} \quad \bullet$$

Aplicando la Fórmula {1}, se puede obtener, finalmente, el valor de la Potencia requerida para que opere una parte de la máquina, así:

$$H = 24,5 * 188,5 \quad \Rightarrow$$

$$H = 4.618,3 \text{ Watts} \quad \Rightarrow$$

$$H = \frac{4.618,3}{746} \quad \Rightarrow$$

$$H = 6,2 \text{ HP.} \quad \bullet$$

La Potencia que requiere el eje sinfín para funcionar es de, aproximadamente, 0,7 HP y la confiabilidad con que se trabajará es del 80%. Esto indica que se debe seleccionar un motor de 7,5 HP.

$$\text{Potencia del motor a Seleccionar} = 7,5 \text{ HP.} \quad \bullet$$

O sea que:

$$\mathbf{H_{motor} = 7,5 \text{ HP.}} \quad \bullet$$

#### 4.4. CALCULO DE POTENCIA PARA EL TRANSPORTADOR SINFIN

Los transportadores sinfín o de espiral, tienen un uso muy amplio cuando de transportar materiales pulverizados o granulares se trata. Se pueden usar satisfactoriamente cuando se requiere una capacidad moderada, cuando la distancia no es mayor que unos 61 metros y cuando la trayectoria no es demasiado pendiente.

La hélice normal de estos transportadores tienen un paso más o menos igual a su diámetro exterior. Una hélice de paso estándar puede mover material en planos inclinados hasta de 35 grados.

La Potencia necesaria para transportadores horizontales de sinfín, de construcción y paso normales, la determina Link-Belt Co., mediante la Fórmula siguiente:

$$H = (ALN + CWLF)10^{-6} \text{ HP} \quad \{12\}$$

En donde:

H = Potencia (HP) en el eje de cabeza del transportador.

A = Factor de tamaño del transportador.

C = Cantidad de material (pies<sup>3</sup>/h).

L = Longitud del transportador (pies).

F = Factor por el material.

N = r.p.m. del transportador.

W = Densidad del material (lb/pie<sup>3</sup>).

La Potencia que necesita el motor para mover el transportador sinfín, se calcula así:

$$H_{motor} = (H*G)/E \quad \{13\}$$

En donde:

G = Margen adicional que depende del caballaje.

E = Eficiencia deseada.

Para un diámetro de transportador de 89,4 mm, el factor A es igual a 51, según la Tabla 5, página 10-51, del Manual del Ingeniero Mecánico de Marks. La longitud del transportador sinfín es L = 850 mm (2,79 pies). La velocidad de giro del transportador es N = 750 r.p.m. La capacidad del transportador, según la Tabla 4, página 10-51 del Manual de Marks, es C igual a 600 pies<sup>3</sup>/hora. La densidad de la harina de yuca es W = 40 lb/pie<sup>3</sup>. Según la Tabla 3, página 10-50, del Manual de Marks, este transportador se incluye dentro del grupo uno (1), en donde se encuentran materiales ligeros, tales como cebada, frijol, carbón pulverizado, harinas, avena, arroz, trigo, etc. El valor del factor F = 0,5.

Por tanto, desarrollando la Fórmula {12} , se obtiene que:

$$H = (51 * 79 * 750 * 600 * 40 * 2,79 * 0,5) 10^{-6} \Rightarrow$$

$$H = 0,140 \text{ HP} \quad \bullet$$

De acuerdo al valor anterior obtenido, de la Tabla 10-50 del Manual de

Marks, se extrae que  $G = 3$ . La eficiencia deseada es del 90%, por tanto  $E = 0,9$ . Luego, desarrollando la Fórmula {13} :

$$H_{motor} = (0,140*3)/0,9 \quad \Rightarrow$$

$$H_{motor} = 0,47 \text{ HP} \quad \bullet$$

El valor obtenido para el valor de la Potencia del transportador sinfín indica que es correcto el valor supuesto para los cálculos preliminares, por tanto el cálculo de la potencia del motor es aceptable.

#### 4.5. CALCULO DE CORREAS.

4.5.1. Número de correas. El número de correas en V que puede utilizar un mecanismo, se puede calcular por medio de la Fórmula:

$$N_c = \frac{H_{pd}}{H_{pc}} \quad \{14\}$$

En donde:

$H_{pd}$  = Potencia de diseño.

$H_{pc}$  = Potencia corregida.

A su vez, la Potencia de diseño se puede calcular empleando la Fórmula:

$$H_{pd} = H * K_s \quad \{15\}$$

En donde:

$H$  = Potencia calculada para el motor.

$K_s$  = Factor de Servicio.

El factor de servicio se puede encontrar a través de la tabla 17-11 del libro Diseño de Ingeniería Mecánica, de Shigley. Para un molino triturador, accionado por un motor eléctrico de corriente alterna, con un tiempo de operación de doce (12) horas,  $K_s = 1,4$ . A este valor se le agrega 0,1 debido a que la máquina trabajará en un ambiente contaminado de polvo. Por tanto, desarrollando la Fórmula {15}, se obtiene que:

$$H_{pd} = 7,5 * 1,5 \quad \Rightarrow$$

$$H_{pd} = 11,2 \text{ HP} \quad \bullet$$

La Potencia corregida se puede calcular mediante la Fórmula:

$$H_{pc} = H_{pn} * K_1 * K_2 \quad \{16\}$$

En donde:

$H_{pn}$  = Potencia nominal.

$K_1$  = Factor de corrección para el ángulo de contacto.

$K_2$  = Factor de corrección de longitud de borde.

La Potencia nominal, a su vez, puede calcularse, empleando la siguiente Fórmula:

$$H_{pn} = \frac{\left[ x \left( \frac{10}{V} \right) - \frac{Y}{K_d * D} - \left( \frac{ZV}{10} \right) \right] V}{10} \quad \{17\}$$

En donde:

$K_d$ ,  $x$ ,  $Y$  y  $Z$  son factores que se obtuvieron de la Tabla 12-27, del libro de Diseño de Ingeniería Mecánica, por J. Caicedo, así:  $K_d = 1,1$ ;  $x = 4,737$ ;  $Y = 13,962$  y  $Z = 0,0234$ .

La velocidad  $V$ , se obtiene mediante la Fórmula:

$$V = \frac{\pi * D_p * n}{12} \quad \{18\}$$

En donde:

$D_p$  = Diámetro de la polea principal.

$n$  = Velocidad de giro (r.p.m.) de la polea principal.

Desarrollando la Fórmula {18} se obtiene que:

$$V = \frac{\pi * 5 * 1.800}{12} \Rightarrow$$

$$V = 2.356,2 \text{ pies/minuto} \quad \bullet$$

Con los valores obtenidos, al desarrollar la Fórmula {17}, se obtiene que:

$$H_{pn} = \frac{\left[ 4,737 \left( \frac{10}{2.356,2} \right) - \frac{13,962}{1,1 * 5} - \frac{0,0234 * 2.356,2}{10} \right] 2.356,2}{10} \Rightarrow$$

$$H_{pn} = 4,044 \text{ HP} \quad \bullet$$

Para el ángulo de contacto y la longitud requerida, la Potencia debe corregirse con los factores:  $K_1 = 1,0$  y  $K_2 = 1,05$ . Reemplazando estos valores en la Fórmula {16}, se obtiene que:

$$H_{pc} = 4,044 * 1,0 * 1,05 \quad \Rightarrow$$

$$H_{pc} = 4,246 \text{ HP} \quad \bullet$$

Los valores obtenidos para  $H_{pd}$  y  $H_{pc}$  se reemplazan en la Fórmula {14} para así obtener que:

$$N_c = \frac{11,25}{4,246} \quad \Rightarrow$$

$$N_c = 2,649 \text{ correas}$$

Este valor se aproxima al entero inmediatamente superior, o sea que:

$$N_c = 3 \text{ correas} \quad \bullet$$

Esto indica que, para su excelente funcionamiento, el mecanismo deberá contar con tres (3) correas. Para poder transmitir la potencia, del motor a los ejes uno y dos, y al eje sinfín, en el eje del motor se ubicará una polea de doble canal, de cinco (5) pulgadas de diámetro.

4.5.2. Longitud de las correas. El esquema cinemático para los ejes principales se puede observar en la Figura 2.

La longitud de paso o efectiva de una banda en V se puede calcular mediante la ecuación:

$$L_p = 2c + 1,57 + \frac{(D - d)}{4c} \quad \{19\}$$

En donde:

$L_p$  = Longitud de paso de la banda.

$c$  = Distancia entre centros.

$D$  = Diámetro de paso de la polea mayor.

$d$  = Diámetro de paso de la polea menor.

Para el esquema cinemático que se muestra en la Figura 2., la longitud efectiva de la correa se obtendrá mediante el cálculo de una longitud de paso para cada tramo, las cuales se dividirán entre dos (2) y después se sumarán.

Figuras 2 y 3

### Figuras 2 y 3

Aplicando la ecuación {19}, se obtiene que:

PARA EL TRAMO UNO:

$$L_{p1} = \frac{\left[ 2*21,65 + 1,57(5 + 5) + \frac{(5 - 5)}{4*21,65} \right]}{2} \Rightarrow$$

$$L_{p1} = 29,5 \text{ pulgadas}$$

PARA EL TRAMO DOS:

$$L_{p2} = \frac{\left[ 2*20,44 + 1,57(5 + 7) + \frac{(7 - 5)}{4*22,44} \right]}{2} \Rightarrow$$

$$L_{p2} = 29,87 \text{ pulgadas.}$$

PARA EL TRAMO TRES:

$$L_{p3} = \frac{\left[ 2*20,86 + 1,57(5 + 7) + \frac{(7 - 5)}{4*20,86} \right]}{2} \Rightarrow$$

$$L_{p3} = 30,30 \text{ pulgadas.}$$

La longitud de paso efectiva es:

$$L_p = L_{p1} + L_{p2} + L_{p3} \Rightarrow$$

$$L_p = 29,5 + 29,87 + 30,30 \Rightarrow$$

$$L_p = 89,67 \text{ pulgadas} \quad \bullet$$

De la Tabla 17-6 del libro de Shigley, se selecciona una correa en V de sección B. El tamaño estándar o normal más próximo se toma de la Tabla 17-7 del mismo libro, resultando ser la correa seleccionada una B-90, la cual tiene una longitud de paso de 91,8 pulgadas.

El esquema cinemático para el eje transportador sinfín se puede observar en la Figura 3. Para este mecanismo se tendrán dos (2) correas. Aplicando la Fórmula {19}, se podrá obtener que:

$$L_p = 2*19,29 + 1,57*(5 + 10) + \frac{(12 - 3)}{4*19,29} \Rightarrow$$

$$L_p = 65,56 \text{ pulgadas} \quad \bullet$$

De la Tabla 17-7 del libro de Shigley, se selecciona una banda B-65, la cual tiene una longitud de paso igual a 66,8 pulgadas.

$$L_p = 2*19,29 + 1,57(3 + 12) + \frac{(12 - 3)}{4*19,29} \Rightarrow$$

$$L_p = 63,17 \text{ pulgadas.} \quad \bullet$$

En la Tabla 17-7 de Shigley se selecciona una correa tipo B-62, la cual tiene una longitud de paso igual a 63,8 pulgadas.

#### 4.6. CALCULO DE EJES

La falta de rigidez produce malos funcionamientos a los ejes y a los elementos ensamblados o relacionados con ellos, como son: Cojinetes, poleas, etc. Esto puede ocasionar recalentamientos excesivos, ruidos y desgaste rápido. Para evitar estos inconvenientes se hace necesario seleccionar los diámetros de los ejes a través del diseño por rigidez en flexión.

Los ejes para los dos conos serán fabricados con acero AISI 1045. Estos ejes están apoyados sobre rodamientos, a una distancia de 1,14 metros. El eje que tiene el transportador sinfín estará a una distancia de apoyos de 0,90 metros.

El Manual del Constructor de H. Dubbel, recomienda que la distancia entre apoyos sea:  $L < 62,75 d$ , para ejes entre dos apoyos.

Para los ejes de los conos,  $L = 44,68 < 62,75*d$ . Por tanto, las distancias entre apoyos para los ejes cumplen ese requisito.

4.6.1. Eje del cono número 1. Este eje está situado en el primer cuerpo de la máquina, en donde está el cono con malla expandida. Su estado de cargas se analizará independientemente, tanto en el plano vertical, como en el plano horizontal (Véanse Figura 4 y Figura 5).

Para analizar el estado de cargas de este eje se supone que él está trabajando con su carga máxima, por tanto, la tensión es máxima en la banda. Según Shigley:

$$H = \frac{F_i * V}{16.500} \quad \{20\}$$

En donde:

$F_i$  = Tensión máxima en el lado impulsor de la banda.

$V$  = Velocidad de la banda (Pies/minuto)

$H$  = Potencia transmitida al eje número 1.

#### Figuras 4 y 5

Como el motor seleccionado es de 7,5 HP y entre el transportador sinfín y las volantas libres pueden llegar a consumir una potencia de 1 HP, aproximadamente; la potencia máxima que en un momento dado puede recibir el eje número 1 es de 6,5 HP. La velocidad de la banda es igual a 2.356,2 pies/minuto. De acuerdo a lo anterior, desarrollando la Fórmula {20}, se obtiene:

$$F_i = \frac{16.500 * 6,5}{2.356,2} \Rightarrow$$

$$F_i = 45,5 \text{ lb} \approx 20,657 \text{ Kg.} \cong 20,7 \text{ Kg.}$$

En el extremo izquierdo del eje número 1, la carga total ( $F_i$ ) que actúa es igual:

$$F_i = F_1 + F_2 + F_3 \quad \{21\}$$

En donde:

$F_i$  = Tensión máxima en la banda (20,7 Kg.).

$F_1$  = Peso de la polea (2,4 Kg.)

$F_2$  = Peso del buje (2,9 Kg.)

Desarrollando la Fórmula {21} se obtiene que:

$$F_i = 20,7 + 2,4 + 2,9 \quad \Rightarrow$$

$$F_i = 26 \text{ Kg.}$$

En el plano horizontal del eje número 1, la carga que actúa en su extremo izquierdo es:

$$F = F_i \cos \beta$$

Para  $\beta$  igual a  $45^\circ$ :

$$F = 26 * \cos 45^\circ \quad \Rightarrow$$

$$F = 18,38 \text{ Kg.}$$

Las cargas que actúan a lo largo del eje número 1, en los puntos D, E, F, G y H, corresponden a las fuerzas originadas por el peso de las cuchillas. Haciendo sumatoria de fuerzas, se obtiene que las reacciones en los extremos del eje son:

$$R_{Bx} = 4,54 \text{ Kg.} \quad \text{y} \quad R_{Ax} = 10,12 \text{ Kg.}$$

En el plano Vertical del eje número 1, la carga que actúa en el extremo izquierdo es:

$$F = F_t \text{ sen } \beta$$

Para  $\beta = 45^\circ$ :

$$F = 26 \text{ sen } 45^\circ \quad \Rightarrow$$

$$F = 18,38 \text{ Kg.}$$

Las demás cargas que actúan a lo largo del eje número 1, en el plano vertical, son las mismas que actúan en el plano horizontal, por lo tanto las reacciones también son iguales.

Los diagramas que se muestran en la Figura 6 y en la Figura 7, se pueden obtener por el método de área de momentos o por el método del círculo de distribución de esfuerzos residuales en árboles circulares (principio de superposición).

El diagrama de momento torsor (Ver Figura 8), se obtiene al trasladar el peso de las cuchillas hasta el mismo eje, lo cual se hace multiplicando el respectivo

peso en cada punto, por su radio medio (10 centímetros). Al trasladar estas fuerzas sobre el eje se originan los respectivos momentos torsor.

El diagrama mostrado en la Figura 9 se obtuvo aplicando el método de la singularidad.

Las reacciones resultantes sobre los cojinetes, en los puntos A y B del eje 1, son:

$$R_{At} = 14,31 \text{ Kg. y } R_{Bt} = 6,42 \text{ Kg.}$$

4.6.1.1. Momentos Flectores Resultantes. Con la siguiente ecuación se pueden calcular todos los momentos flectores resultantes.

$$M_R = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2} \quad \{22\}$$

Figuras 6 y 7

Figuras 6 y 7

Figuras 8, 9 y 10

Figuras 8, 9 y 10

Aplicando y desarrollando la Fórmula {22}, se obtienen los momentos flectores resultantes:

$$M_A = \sqrt{(45,95)^2 + (45,85)^2} = 64,98 \text{ Kg.cm}$$

$$M_D = \sqrt{(211,15)^2 + (211,15)^2} = 298,61 \text{ Kg.cm}$$

$$M_E = \sqrt{(266,57)^2 + (266,57)^2} = 376,98 \text{ Kg.cm}$$

$$M_F = \sqrt{(236,9)^2 + (236,9)^2} = 335,1 \text{ Kg.cm}$$

$$M_G = \sqrt{(183,6)^2 + (183,6)^2} = 259,65 \text{ Kg.cm}$$

$$M_H = \sqrt{(111,29)^2 + (111,29)^2} = 157,4 \text{ Kg.cm}$$

Las deflexiones se pueden calcular aplicando el teorema de área de momentos:

$$\Phi_{AB} = \frac{1}{EI} (Area)_{AB} = \frac{1}{EI} (Area) A_B X_B \quad \{23\}$$

Observando la Figura 9 y la Figura 10 se nota que en el punto F se da la deflexión máxima, cuyo valor es:

$$\delta_f = 8,4 \times 10^{-2} \text{ mm.}$$

Este valor está dentro del rango admisible, que es de 0,254 mm/pie (0,01 pulgadas/pie), de longitud entre apoyos.

#### 4.6.1.2. Cálculo de Esfuerzos de Flexión y Torsión. Diámetro del eje.

- Flexión: Se va a tener carga reversible, por lo tanto el eje sólo fallará por fatiga y por esto se diseñará con base en la resistencia a la fatiga.

El momento máximo ocurre en el punto E ( $M_E = 376,98 \cong 377 \text{ lb.pulg}$ ).

- Cortante: El esfuerzo cortante o esfuerzo torsor en el punto E es:

$$T = 42,44 \text{ lb.pulg} \cong 49 \text{ Kg.cm.}$$

Aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo, se puede obtener el diámetro del eje, así:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * n (M^2 + T^2)^{1/2}}{\pi * S_y}} \quad \{24\}$$

En donde:

$n$  = Factor de seguridad.

$S_y$  = Resistencia de fluencia.

Se ha asumido un factor de seguridad igual a dos ( $n = 2$ ).

Para el acero AISI 1045 el esfuerzo de fluencia es  $S_y = 74 \text{ psi}$ .

Reemplazando los valores obtenidos en la Fórmula {24}:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32*2(377^2 + 42,5^2)^{1/2}}{\pi*74 \times 10^3}} \Rightarrow$$

$$d = 0,47 \text{ pulgadas} \quad \bullet$$

Como el eje va a estar sometido a cargas de fatiga, se debe calcular su diámetro empleando la teoría de la fatiga. Para diseñar por fatiga se debe emplear la siguiente Fórmula:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32*n}{\pi} \left[ \left( \frac{K_f * M_a}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2}} \quad \{25\}$$

En donde:

$S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga del elemento.

$K_f$  = Factor de fatiga.

$n$  = Factor de seguridad.

$S_{ut}$  = Resistencia a la tensión mínima. Para el acero AISI 1045 es igual a 95 Kpsi.

De la ecuación 5-26 de Shigley:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \{26\}$$

A  $q$  se le llama factor de sensibilidad a la muesca y puede hallarse en las Figuras 5-16 y 5-17 de Shigley. Según estas Figuras  $q$  es igual a 0,80 (Generalmente está entre cero y la unidad).

$K_t$  es el Factor de concentración de esfuerzo estático y puede hallarse en las Tablas A-15-8 de Shigley. Para el presente caso  $K_t$  es igual a 1,3.

Desarrollando la Fórmula {26}, se obtiene que:

$$K_f = 1 + 0,80(1,3 - 1) \quad \Rightarrow$$

$$K_f = 1,24 \quad \bullet$$

$K_f$  es el Factor de concentración de esfuerzos por fatiga.

El límite de resistencia a la fatiga del eje es:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e^t \quad \{27\}$$

En donde:

$S_e^t$  = Límite de resistencia a la fatiga de probeta de viga rotatoria.

$$S_e^t = 0,504 * S_{ut}, \text{ para } S_{ut} < 200 \text{ Kpsi.} \quad \Rightarrow$$

$$S_e^t = 0,504 * 95 \quad \Rightarrow$$

$$S_e^t = 47,88 \text{ Kpsi}$$

$K_a$  = Factor de Superficie

$$K_a = a * S_{ut}^b \quad \{28\}$$

En donde:

$a$  y  $b$  se obtienen de la Tabla 7-4 de Shigley. Para el presente caso

$$a = 1,34; b = -0,085.$$

Reemplazando en la Fórmula {28} se obtiene que:

$$K_a = 1,34(95)^{-0,085} \Rightarrow$$

$$K_a = 0,9099 \quad \bullet$$

Para  $0,11 < d < 2$ , se cumple que:

$$K_b = 0,3(d)^{-0,1133} \quad \{29\}$$

Suponiendo que  $d = 1$  pulgada,  $\Rightarrow$

$$K_b = 0,8725 \quad \bullet$$

$K_c$  = Factor de carga y es igual a 1, cuando se está en presencia de cargas flexionantes o cargas combinadas y a 0,577 cuando existen cargas por torsión y por cortante. Para el presente caso asumiremos  $K_c = 1$ , por existir cargas combinadas.

El Factor de temperatura  $K_d$  se puede hallar en la Tabla 7-5 de Shigley.

Para el presente caso:

$$K_d = 1,010 \quad \bullet$$

$$\text{El factor } K_e = \frac{1}{K_f} \quad \bullet$$

Reemplazando todos estos valores en la Fórmula {25}, se obtiene:

$$S_e = 0,9099*0,8725*1*1,010*1*47,88 \Rightarrow$$

$$S_e = 38,39 \text{ Kpsi} \quad \bullet$$

Ahora, desarrollando la Fórmula {25}, se obtiene que:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32*2}{\pi} \left[ \left( \frac{1,24*377}{38.390} \right)^2 + \left( \frac{42,5}{95.000} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \Rightarrow$$

$$d = 0,79 \text{ pulgada} \quad \bullet$$

Los resultados obtenidos se pueden corroborar empleando la teoría de Soderberg, según la cual:

$$\frac{n*\sigma_a}{S_e} + \frac{n*\sigma_m}{S_y} = 1 \quad \{30\}$$

En donde:

$$\sigma_a = \frac{32*K_f*M}{\pi*d^3} \text{ sen } 2\alpha \quad \{31\}$$

$$\sigma_m = \frac{32*T}{\pi*d^3} \text{ cos } 2\alpha \quad \{32\}$$

$$\alpha = \frac{1}{2} \text{ tang}^{-1} \frac{M*S_{ut}}{T*S_e} \quad \{33\}$$

Reemplazando valores en la Fórmula {33}, se obtiene que:

$$\alpha = \frac{1}{2} \text{ tang}^{-1} \frac{377*95.000}{42,5*22.150} = \frac{1}{2} \text{ tang}^{-1} 98,33 \quad \Rightarrow$$

$$\alpha = 49,68 \quad \bullet$$

Desarrollando las Fórmulas {31} y {32}, se obtiene que:

$$\sigma_a = \frac{32*1,24*377}{\pi*d^3} \text{ sen}(98,33) = \frac{4.760}{d^3} \text{ psi}$$

$$\sigma_m = \frac{32*42,5}{\pi*d^3} \text{ cos}(98,33) = \frac{11,36}{d^3} \text{ psi}$$

Reemplazando en la Fórmula {30}, se obtiene que:

$$\frac{2\left(\frac{4.760}{d^3}\right)}{38.390} + \frac{2\left(\frac{11,36}{d^3}\right)}{74.000} = 1 \quad \Rightarrow \quad d^3 = 0,24 \quad \Rightarrow$$

$$d = 0,62 \quad \bullet$$

El eje seleccionado es de una (1) pulgada de diámetro, con lo cual se aumenta el Factor de Seguridad.

4.6.2. Eje del cono número 2. Este eje recibe cargas similares a las que recibe el eje del cono número uno (1), por lo tanto, los cálculos obtenidos para ese eje se aplican a este.

4.6.3. Eje del Transportador Sinfín. Su función, como ya se explico antes, es transportar lo producido por el cono de malla expandida. Las cargas que recibe en su tramo de trabajo son mínimas debido a que sólo se limita a llevar el producto. La potencia y su movimiento le son transmitidos a través de una polea de doce (12) pulgadas de diámetro (Véanse Figura 11 y Figura 12).

Aplicando la Fórmula {18}, se obtiene que:

$$V = \frac{\pi * 12 * 750}{12} \quad \Rightarrow$$

$$V = 2.356,2 \text{ pies/minuto}$$

Aplicando la Fórmula {20}, se puede obtener que:

$$F_i = \frac{16.500 * 0,5}{2.356,2} \Rightarrow$$

$$F_i = 3,5lb \approx 1,59Kg$$

Figura 11, 12 y 13

Figura 11, 12 y 13

La carga que actúa en el extremo izquierdo del eje Transportador Sinfín, se puede calcular a través de la Fórmula {20}, en donde:

$$F_i = 1,59Kg = \text{Carga producida por la tensión de la banda.}$$

$$F_1 = 9,19Kg = \text{Peso de la polea.}$$

$$F_2 = 2,9Kg = \text{Peso del buje.} \quad \Rightarrow$$

$$F_t = 13,68Kg$$

En el plano vertical, en el extremo izquierdo del eje sinfín, para un ángulo  $\beta$  igual a  $7,7^\circ$ , la carga será:

$$F = 13,68 \text{ sen } 7,7^\circ \quad \Rightarrow$$

$$F = 1,83Kg \quad \bullet$$

Las reacciones en el eje, en ese plano, serán: 8,35 Kg. y 0,52 Kg.

En el plano horizontal, en el extremo izquierdo del eje sinfín, la carga será:

$$F = 13,68 \text{ cos } 7,7^\circ \quad \Rightarrow$$

$$F = 13,56Kg \quad \bullet$$

Las reacciones en el eje serán: 14,46 Kg. y 0,30 Kg.

Las cargas resultantes son:  $R_A = 16,71Kg$  y  $R_B = 1,04 Kg$ .

Las deflexiones se calculan en el plano más significativo (Ver Figura 13.).

Empleando el método del área de momentos, se calcula la deflexión máxima, la cual es:

$$\delta = 0,12 \text{ mm.} \quad \bullet$$

Esta deflexión se encuentra dentro del rango admisible.

El momento máximo (M) se presenta en el punto A y es igual a 81,37 lb.pulg. El momento torsor (T) en este punto es igual a 223,8 lb.pulg.

Aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo, Fórmula {24}, se obtiene que el diámetro (d) es igual a 0,40 pulgadas. Luego, si se aplica la Fórmula {25}, para diseñar por fatiga, se obtiene que el diámetro es igual a 0,47 pulgadas.

Si se empleara un eje de 0,5 pulgadas de diámetro se cumplirían los requisitos de diseño, más sin embargo, con el fin de que los tres ejes presenten características similares, se seleccionará un diámetro de una (1) pulgada para la elaboración de ese eje.

#### 4.7. CALCULO DE PERNOS

La mayor fuerza que actúa sobre los apoyos es  $F = 16,76$  Kilogramos (36,95 lb).

Se desea emplear pernos de acero de mediano carbono, grado SAE número cinco (5), por lo tanto, la resistencia límite, de la Tabla 4 de Shigley, es:

$$S_e = 85.000psi \quad \bullet$$

Según Caicedo, el área de resistencia del perno se puede calcular mediante el empleo de las siguientes Fórmulas:

$$A_r = \frac{n * F}{S_{ad}} \quad \{34\}$$

$$A_r = \frac{\pi * d^2}{4} \quad \{35\}$$

En donde:

$n$  = Factor de Seguridad o Factor de carga, que en este caso se asumirá igual a dos (2).

$$S_{ad} = \text{Esfuerzo admisible} = 0,5S_u$$

$d$  = Diámetro requerido para el perno.

Igualando las Fórmulas {34} y {35} se obtiene que:

$$\frac{\pi * d^2}{4} = \frac{2(36,95)^2}{42.500} \quad \Rightarrow$$

$$d^2 = 0,081805 \quad \Rightarrow$$

$$d = 0,286 \text{ pulgadas} \quad \bullet$$

Se usarán pernos con 3/8 de pulgada de diámetro, con lo cual se satisfacen los requisitos de diseño.

#### 4.8. CALCULO DE CHAVETAS

Las cuñas o chavetas se usan para poder transmitir momento de rotación desde un eje hasta el elemento que soporta dicho árbol. Ellos se usarán, en la máquina que se diseña por medio del presente trabajo, con el fin de fijar las poleas al eje.

Para ejes con diámetro de una (1) pulgada, según la Tabla 8-15 de Shigley, es recomendable utilizar chavetas cuadradas con espesores de  $\frac{1}{4}$  de pulgada.

El material para fabricar las cuñas, será un acero AISI 1030, normalizado, el cual tiene una resistencia de fluencia,  $S_y$ , igual a 345 Megapascal (Mpa), o sea, 50 Kpsi.

La chaveta que une la polea de cinco (5) pulgadas al eje, transmite una potencia de 6 HP.

El momento de rotación (T), se obtiene de la ecuación {2}, o sea de la Fórmula de la potencia, y se expresa así:

$$T = \frac{63.000 * H}{n} \text{ lb. pulg} \quad \{36\}$$

Desarrollando la Fórmula {36}, se obtiene:

$$T = \frac{63.000 * 6}{1.800} \Rightarrow$$

$$T = 210 \text{ lb.pulg} \quad \bullet$$

Si se observa la Figura 14 se podrá notar que la fuerza tangencial en la superficie del eje es:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{210}{0,5} \quad \Rightarrow$$

$$F = 420 \text{ lb} \quad \bullet$$

Figura 14

Figura 14

Por la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577S_y \quad \Rightarrow$$

$$S_{sy} = 0,577*50 \quad \Rightarrow$$

$$S_{sy} = 28,85 \text{ Kpsi} \quad \bullet$$

La falla por corte a través del área ab, en la Figura 13, originará un esfuerzo:

$$\sigma_c = \frac{F}{T*L} \quad \{37\}$$

Este esfuerzo también se puede calcular por medio de la siguiente Fórmula:

$$\sigma_c = \frac{S_{sy}}{n} \quad \{38\}$$

Asumiendo que  $n = 2,5$ , equivalente a una carga media de choque, e igualando

las Fórmulas {37} y {38}, se obtiene que:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{t*L} \quad \Rightarrow$$

$$\frac{28.850}{2,5} = \frac{420}{0,25*L} \quad \Rightarrow$$

$$L = 0,14 \text{ Pulgadas} \quad \bullet$$

La resistencia a la fluencia, o resistencia al aplastamiento de la cuña, se determina con un área igual a la mitad de la cara de la cuña:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{t\left(\frac{L}{2}\right)} \Rightarrow$$

$$L = \frac{2 * F * n}{t * S_y} = \frac{2 * 420 * 2,5}{0,25 * 50.000} \Rightarrow$$

$$L = 0,168 \text{ Pulgadas} \quad \bullet$$

Se tomará como longitud de la chaveta la longitud del cubo de la polea, lo cual garantiza un elevado factor de seguridad.

La Chaveta que une la polea con el eje número uno (1), es una chaveta cuadrada, con longitud igual al ancho del cubo de la polea.

Las chavetas restantes utilizadas, transmiten un momento torsor menor, por lo tanto, se fabricarán del mismo material, con igual sección y su longitud será igual al ancho del cubo de la respectiva polea, lo que les garantizará una amplia resistencia.

#### 4.9. SELECCION DE COJINETES

Debido a que los ejes en su punto de apoyo tienen un diámetro de una (1) pulgada, se selecciona el soporte con el punto mayor de carga, así:

$$F = 16,71 \text{ Kg.} = 163,76 \text{ N} \quad \bullet$$

De acuerdo con el catálogo general de la SKF, se tiene:

- Soporte de brida con rodamientos Y.
- Fundición con brida cuadrada (9,5 x 9,5 centímetros cuadrados).
- Designación FY 505 (Unidad completa).
- Designación rodamientos Y 238205 BD21S
- Carga dinámica 10.800 N.
- Carga estática 6.950 N.

Requerimientos:

$$163,76 \text{ N} < 10.800 \text{ N}$$

La vida del cojinete de bolas se expresa en millones de revoluciones, así:

$$L = \left( \frac{C}{F} \right)^a \quad \{40\}$$

En donde:

$L$  = Duración nominal del cojinete, en millones de revoluciones.

$C$  = Capacidad de carga dinámica.

$F$  = Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento.

$a$  = Exponente igual a tres (3) para cojinetes de bolas y a 10/3 para cojinetes de rodillos.

Reemplazando valores en la Fórmula {40}, se tiene que:

$$L = \left( \frac{10.800}{163,76} \right)^3 \Rightarrow$$

$L = 186.845,33$  Revoluciones •

Para rodamientos que giran a velocidad constante, es mejor expresar la duración en horas de servicio. Esto se puede realizar a través de la siguiente Fórmula:

$$L_h = \frac{1.000.000}{60 * N} \left( \frac{C}{F} \right)^a \quad \{41\}$$

En donde:

$N$  = Velocidad constante de rotación (r.p.m.).

Reemplazando valores para desarrollar la Fórmula {41}, se obtiene que:

$L_h = 2.655.975,27$  horas •

## 5. ASPECTOS DE CONSTRUCCION Y MONTAJE

Al momento de diseñar el molino tamiz para producir harina a partir de trocitos de yuca secos, se pensó en utilizar la tecnología más sencilla y económica posible, debido a que en las regiones donde ésta operaría la consecución de repuestos complejos se dificulta, debido a su lejanía de los sectores comerciales e industriales.

La máquina diseñada consta de las siguientes partes:

#### 5.1. SISTEMA DE TRANSMISION POR CORREAS.

En el eje del motor se ubicó una polea de cinco (5) pulgadas de diámetro, de doble canal, hecha en fundición. Desde esta polea se transmite la potencia a los ejes en donde se ubican los conos y el transportador sinfín.

En el eje del cono de malla expandida se ubicó también una polea de cinco (5) pulgadas de diámetro y en el eje del cono de malla de 60 mesh se instaló una polea de siete (7) pulgadas.

Estas otras poleas fueron fabricadas en aluminio y son fáciles de conseguir.

Para el alimentador sinfín, que recoge lo producido por el cono de malla expandida, la potencia le llega desde el motor, mediante la polea de cinco (5) pulgadas ubicada en el eje del motor y dos poleas, de diez (10) y (3) pulgadas ubicadas en este eje. Esta última polea le transmite `potencia a una polea de doce (12) pulgadas de diámetro.

Las correas son de caucho vulcanizado.

#### 5.2. SISTEMA DE CUCHILLAS

Las cuchillas se utilizan para dar energía de golpe a los trocitos de yuca y a la vez tirarlos a la superficie de malla que recubre a los conos. Son hechas de

platina de 1/8 de pulgada de espesor y sus características de construcción se detallan en los planos que acompañan este documento.

Las cuchillas van en juego de cuatro por cada eje, a noventa (90) grados de separación entre ellas. Están sostenidas al eje por medio de tornillos que se sujetan sobre unos bujes (5), alojados sobre el eje por medio de prisioneros.

### 5.3. ESTRUCTURA

La estructura está construida en ángulo de acero de 2x2x1/8 pulgadas, 1x1/2x1 y 1x1/2x1/8 de pulgadas.

### 5.4. ALIMENTACION DE LOS CONOS

La alimentación se hace por medio de un sinfín colocado a la entrada de la alimentación de cada cono. Este sinfín está colocado sobre el eje y lleva los trocitos de yuca hacia el cono.

### 5.5. TOLVA DE DESCARGA

Tiene forma de un tronco de pirámide invertido y está dimensionada de tal forma que la capacidad de almacenamiento sea 1,3 veces mayor que la capacidad de la tolva de alimentación, además, facilita la colocación de los bultos que reciben la harina de yuca.

## 5.6. SISTEMA PORTAMOTOR

El portamotor está construido en una base de ángulo de  $1 \times 1/2 \times 1$  y  $1 \times 1/2 \times 1/8$ , lo cual permite que el motor se pueda deslizar entre guías que faciliten el tensionamiento de las correas.

## 5.7. SISTEMA ELECTRICO

El sistema eléctrico está ubicado en el interior de un cofre de  $28 \times 18 \times 16$  centímetros, que está sujeto a la estructura de la máquina. Los interruptores automáticos o guardamotors sirven para maniobrar y proteger los motores eléctricos de corriente alterna. Estos interruptores tienen la ventaja de desconectar las tres fases, incluso cuando solamente exista sobreintensidad en una fase, evitando así la marcha del motor en dos fases.

Con base a la potencia del motor (7,5 HP), se seleccionó el tipo de interruptor, el cual tiene una capacidad de 17 a 25 amperios. El interruptor seleccionado es automático y consta de elementos de bloqueo, contactos, disipadores de sobreintensidad térmicamente retardados, disipadores de sobreintensidad electromagnéticos sin retardo, barra para el neutro, bornes y caja de material plástico.

El sistema eléctrico también cuenta con un sistema de breaker THOC de 3x30 amperios.

Para el encendido y el apagado se colocó un pulsador doble, marca telemecanique y, además, sobre la tapa del cofre se colocó un amperímetro con capacidad para medir desde cero hasta treinta amperios.

## 5.8. MANTENIMIENTO

Las correas deben estar limpias de polvo, aceite o grasa, pintura y herrumbre y no pueden tener bordes agudos. Es conveniente echarle a éstas un poco de tensor de correas mensualmente. Para efectuar el cambio de éstas, basta con disminuir la distancia entre centros, aflojando los tornillos de la barra del motor.

Se deben alinear las poleas y las correas para que éstas se alojen correctamente en las ranuras de las poleas. Es de anotar que una correa floja tiende a salirse de los canales de la polea y su continua fricción con las paredes de ésta acortan su vida útil. Igualmente sucederá si la correa está excesivamente tensionada.

La humedad es el principal enemigo del sistema eléctrico. Debido a esto no se recomienda que la máquina permanezca a la intemperie, ya que de ser así se pueden deteriorar rápidamente el motor y el sistema de arranque.

Es importante verificar diariamente los contactos eléctricos. Estos deben estar siempre aislados y ajustados. Se recomienda su limpieza mensual con un líquido limpiador de contactos eléctricos.

## **6. CONCLUSIONES**

El cultivo de la yuca ofrece buenas perspectivas ya que esta raíz es ampliamente utilizada en la Costa Atlántica Colombiana, para el consumo humano y también, en concentrados, para la alimentación de cerdos, pollos y

bovinos. Una adecuada utilización de la yuca permitirá disminuir en gran escala el volumen de las importaciones de trigo y sorgo.

La tecnología implementada con este proyecto, mejorará las condiciones económicas de muchos sectores agrícolas que posean tierras poco fértiles y que son aptas para el cultivo de la yuca. Esto a su vez incidirá en la generación de empleos, directos e indirectos, para los campesinos de las regiones en que se practique la producción de harina de yuca.

El aumento de la demanda de yuca, que podría derivarse de un proyecto integrado basado en la producción a gran escala de harina de yuca, implica una modificación técnica en la forma de producir este tubérculo, que necesariamente deberá incluir el cultivo de otras especies que se asocien con él.

Del análisis de resultados obtenidos y considerando como aceptable un porcentaje de finos que oscila entre un 85% y un 90% y una productividad de 200 Kg./hora, se adoptaron como condiciones de trabajo convenientes:

- Velocidad de giro del cono de malla expandida, igual a 1.800 r.p.m.
- Velocidad de giro del eje del cono con malla de 60 mesh, igual a 1.260 r.p.m.
- Velocidad de giro del eje alimentador sinfín, igual a 230 r.p.m.

El molino desarrollado tiene características que son propias de una tecnología económica y funcional, tales como: Bajo costo, buen índice de seguridad,

facilidad de ensamble y mantenimiento y buena productividad. Además, su constitución es similar a la de otras máquinas que participan en el proceso de transformación de la yuca.

## **7. RECOMENDACIONES**

Durante el proceso de obtención de harina de yuca, se debe tener en cuenta que la alimentación al molino se efectúe de tal forma que el ripio en su fluir, no sea ni muy abundante, ni muy escaso.

No se debe tratar de sobrecargar el funcionamiento del motor. Es recomendable no exceder los quince (15) amperios que indica el medidor de intensidad, ya que al hacerlo, se produce mucho flujo de ripio, con alto contenido de trozos, de los cuales se podría extraer aún harina de yuca.

Es muy importante tener presente que la máquina, antes de empezar a funcionar, debe estar cebada, por lo tanto, en el momento en que se deje de alimentar ésta con trocitos de yuca, es recomendable interrumpir su funcionamiento apagándola. Si no se hace esto, el material que queda en el segundo cono será desbaratado en su totalidad, disminuyendo así la calidad de la harina de yuca obtenida.

