

UNIVERSIDAD DON BOSCO
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



TRABAJO DE GRADUACION PARA OPTAR AL GRADO DE
INGENIERO MECANICO

**“PROPUESTA DE DISEÑO DE MAQUINA PARA LIMPIEZA,
CLASIFICACION Y PULIDO DEL FRÍJOL”**

ELABORADA POR:
CARLOS EMILIO ACEVEDO BANDEK
VICTOR MANUEL SERRANO PORTILLO

SOYAPANGO, MARZO DEL 2004, EL SALVADOR, C.A.

UNIVERSIDAD DON BOSCO

RECTOR:

ING. FEDERICO MIGUEL HUGUET RIVERA.

SECRETARIO GENERAL:

LIC. MARIO OLMOS, PBRO.

DECANO DE LA FACULTA DE INGENIERIA:

ING. GODOFREDO GIRON

ASESOR DEL TRABAJO DE GRADUACION:

ING. FRANCISCO ZULETA MORATAYA

TUTOR DEL TRABAJO DE GRADUACION:

ING. MARIO RIGOBERTO MARTINEZ

JURADOS:

ING. JOAQUIN ORLANDO RIVERA

ING. JOAQUIN HUMBERTO CASTELLON

ING. GUSTAVO SALOMON TORRES.

UNIVERSIDAD DON BOSCO
FACULTA DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

JURADO EVALUADOR DEL TRABAJO DE GRADUACION.

**"PROPUESTA DE DISEÑO DE MAQUINA PARA LIMPIEZA, CLASIFICACION Y
PULIDO DEL FRIJOL"**

ING. JOAQUIN O. RIVERA
JURADO

ING. JOAQUIN H. CASTELLON
JURADO

ING. GUSTAVO SALOMON TORRES
JURADO

ING. FRANCISCO ZULETA MORATAYA
ASESOR

RECONOCIMIENTO

Al Ing. Francisco Zuleta, por su asesoría, orientación y ayuda en la elaboración de este documento.

A los ingenieros Joaquín Rivera, Joaquín Castellon y Salomón Torres, por brindarnos su tiempo como jurados evaluadores de este trabajo.

Al Ing. Mario Martinez, por su orientación y colaboración durante todo el proceso de graduación.

A todas aquellas personas que nos ayudaron directa e indirectamente en el desarrollo de este trabajo.

AGRADECIMIENTOS

A Dios Todo poderoso y a la santísima Virgen Maria por haberme guiado y ayudado durante todos estos años.

A mi Padre, Victor Manuel Serrano (Q.D.D.G) me hubiera gustado que estuviese aquí en este momento para agradecerle todo lo que hizo por mi, por todo lo que me enseñó y el ejemplo que me dio durante el tiempo que estuvimos juntos.

A mi Madre, Lilian de Serrano, por haberme ayudado y aconsejado todos estos años y por su apoyo en los momentos mas difíciles y durante mi carrera universitaria ya que sin ella no hubiera podido terminar.

A mis Hermanas, Lorena Jeannette y Lilian Eleonora, por su ayuda en todo momento y por darme ánimos siempre para salir adelante.

A mi amigo Emilio por su amistad durante estos años de mi carrera universitaria y por su ayuda en nuestro trabajo de graduación.

Y a todas aquellas personas que me han brindado su apoyo.

Victor Manuel

INDICE

INTRODUCCION	1
IMPORTANCIA Y JUSTIFICACION	2
OBJETIVOS	3
 CAPITULOS:	
 1.0 PROPIEDADES DEL FRIJOL:	
1.1 HISTORIA.....	5
1.2 VARIEDAD DE FRIJOL.....	6
1.3 PROPIEDADES FISICAS Y QUIMICAS DEL FRIJOL.....	7
1.4 POSTCOSECHA DEL FRIJOL.....	9
1.5 CONDICIONES REQUERIDAS PARA PROCESAR FRIJOL.....	10
 2.0 DESCRIPCION DE LOS PROCESOS:	
2.1 ETAPA DE LIMPIEZA.....	16
2.1.1 LIMPIEZA CON AIRE NATURAL.....	17
2.1.2 LIMPIEZA CON ZARANDA MANUAL.....	17
2.1.3 LIMPIEZA CON AIRE FORZADO.....	19
2.1.4 LIMPIEZA CON MALLAS CILINDRICAS.....	21
2.1.5 LIMPIEZA CON ZARANDAS PLANAS.....	21
2.1.6 PRINCIPIOS BASICOS DE SEPARACION.....	24
2.2 ETAPA DE CLASIFICACION.....	26
2.2.1 MESAS DENSIMETRICAS.....	27
2.2.2 ASPIRADORAS.....	28
2.2.3 SEPARADORES NEUMATICOS.....	30

2.3 ETAPA DE PULIDO.....	34
2.3.1 PULIDOR CENTRIFUGO.....	34
2.3.2 PULIDOR DE ASERRIN.....	35
3.0 INVESTIGACION DE CAMPO:	
3.1 FORMULACION DE LAS ENCUESTAS.....	38
3.2 DETERMINACION DE LAS VARIABLES E INDICADORES.....	42
3.3 FORMATO DE ENCUESTAS.....	43
3.4 TABULACION E INTERPRETACION DE DATOS.....	45
4.0 PROPUESTA DE DISEÑO:	
4.1 CUADROS COMPARATIVOS ENTRE LOS PROCESOS DE MANUFACTURA.....	54
4.1.1 CRITERIOS TOMADOS PARA LA TOMA DE DECISIONES.....	56
4.2 METODOS DE PROCESAMIENTO A UTILIZAR.....	57
4.2.1 ETAPA DE LIMPIEZA.....	57
4.2.2 ETAPA DE CLASIFICACION.....	62
4.2.3 ETAPA DE PULIDO.....	64
5.0 DISEÑO DE LA MAQUINA.	
5.1 ELEVADOR DE CANJILONES:	
5.1.1 ANALISIS DE DESCARGA DE LOS CANJILONES.....	69
5.1.2 VELOCIDAD DEL ELEVADOR DE CANJILONES.....	73
5.1.3 TRANSMISION DEL ELEVADOR.....	74
5.1.4 DETERMINACION DE LA CAPACIDAD DEL ELEVADOR.....	75
5.1.5 DETERMINACION DE LA POTENCIA.....	77
5.1.6 DETERMINACION DE LA CADENA A UTILIZAR	78
5.1.7 DISEÑO DEL EJE #1 DEL ELEVADOR	80

5.1.8 DISEÑO DEL EJE #2 DEL ELEVADOR	86
5.1.9 SELECCIÓN DE COJINETES.....	90
5.1.10 SELECCIÓN DEL MOTOR DEL ELEVADOR.....	92
5.1.11 DETERMINACION DE LA BANDA A UTILIZAR.....	96
5.2 ZARANDA LIMPIADORA	98
5.2.1 TRANSMISION DE LA ZARANDA.....	104
5.2.2 DISEÑO DE EJE DE ZARANDA.....	106
5.2.3 SELECCIÓN DE COJINETES.....	109
5.2.4 SELECCIÓN DE MOTOR ELECTRICO.....	110
5.2.5 DETERMINACION DE LA BANDA A UTILIZAR.....	111
5.2.6 SELECCIÓN DEL VENTILADOR PARA CAMPANA DE EXTRACCION.....	113
5.3 SEPARADOR NEUMATICO	
5.3.1 SELECCIÓN DE VENTILADOR.....	114
5.4 ELEVADOR DE CANJILONES.....	116
5.5 TRANSPORTADOR DE TORNILLO SINFIN:	
5.5.1 POTENCIA REQUERIDA.....	116
5.5.2 SELECCIÓN DE CADENAS.....	119
5.5.3 DISEÑO DE EJE 2 DE TORNILLO SINFIN.....	125
5.5.4 SELECCIÓN DE COJINETES.....	131
5.5.5 SELECCIÓN DE MOTOREDUCTOR.....	135
5.6 ZARANDA SEPARADORA.....	138

5.7 ANALISIS DE LA ESTRUCTURA.....	139
5.7.1 ANALISIS DE LA VIGA LATERAL #1.....	140
5.7.2 ANALISIS DE LA VIGA POSTERIOR #2.....	142
5.7.3 ANALISIS DE LAS COLUMNAS.....	144
5.7.4 ANALISIS DE LA SOLDADURA DE LA MENSULA.....	148
5.7.5 ANALISIS DE LA SOLDADURA DE LA VIGA #2	152
5.7.6 SUJECCION DE LA MAQUINA AL SUELO.....	155
6.0 ANALISIS ECONOMICO:	
6.1 INTRODUCCION.....	162
6.2 INVERSION INICIAL.....	163
6.3 COSTOS DE OPERACIÓN.....	165
6.4 INGRESOS ESTIMADOS POR LAS VENTAS.....	166
6.5 CALCULO DE INDICADORES ECONOMICOS. (TIR, VAN, R B/C, TRI).....	167
6.6 CONCLUSIONES FINANCIERAS.....	173
CONCLUSIONES.....	174
RECOMENDACIONES.....	175
BIBLIOGRAFIA.....	176
GLOSARIO.....	178

ANEXOS.....	180
CARACTERISTICAS TECNICAS DE LA MAQUINA.....	181
MEDIDAS DE SEGURIDAD.....	183
RIESGOS Y MEDIDAS DE PREVENCION.....	185
MANUAL DE FUNCIONAMIENTO.....	186
MANTENIMIENTO PREVENTIVO.....	187
DETECCION DE FALLAS Y COMO RESOLVERLAS.....	189
METODO PARA MEDIR EL CONTENIDO DE HUMEDAD.....	190
IMPACTO AMBIENTAL.....	192
LISTADO DE MATERIALES A UTILIZAR.....	193
CIRCUITO DE CONTROL DE LA MAQUINA.....	195
CIRCUITO DE POTENCIA.....	197
INDICE DE TABLAS, FIGURAS Y CUADROS	198
PLANOS DE FABRICACION.....	229
PLANO DE EMSAMBLE.....	243

INTRODUCCIÓN:

El presente documento responde la intención de dar a conocer a la sociedad salvadoreña una propuesta de diseño de una maquina para limpieza, clasificación y pulido del frijol para ponerlo al servicio de la micro y pequeña industria comercializadora de granos de El Salvador. (MYPE)

Las operaciones más importantes en el procesamiento de granos especialmente del frijol son: la limpieza, clasificación y pulido, esto se efectúa en el orden antes mencionado y dichas etapas se pretenden llevar a cabo en una sola máquina que ejecutará cada etapa por separado.

Para poder procesar el frijol, este debe cumplir ciertos valores de humedad y de temperatura, de lo contrario no se obtendría una buena calidad del producto.

El diseño de la máquina que se propone, ofrece a las micro y pequeñas empresas de El Salvador una herramienta que les ayude a volverse más competitivos.

Las industrias comercializadoras de granos juegan un papel muy importante en la economía nacional, debido a que su producto forma parte de la canasta básica.

IMPORTANCIA Y JUSTIFICACION:

Las grandes empresas son las que se encargan del procesamiento de los granos específicamente del frijol, esto les da la potestad de disponer del precio que cobrarán a las demás por procesar el grano. (Limpiarlo, clasificarlo y pulirlo)

Es por ello que surge la idea de brindar una nueva alternativa para la micro y pequeña empresa, la cual consiste en proponer una máquina cuya producción este acorde a sus ventas y cuyo costo de adquisición esté al alcance económico de estas.

Con este diseño se pretende aportar mejores técnicas para realizar las tareas de limpieza, clasificación y pulido del frijol. Además, facilitaría el procesamiento del frijol ya que las mismas ventas comercializadoras podrán hacerlo sin necesidad de recurrir a terceros.

El problema que se estaría resolviendo es que la MYPE pueda contar con su propia maquinaria para el procesamiento del frijol, y comprendan el beneficio que les significaría poseerla.

OBJETIVOS:

OBJETIVO GENERAL:

Presentar una propuesta para el diseño de una máquina procesadora de frijol que represente una alternativa al sector agroindustrial a nivel de la micro y pequeña empresa.

OBJETIVOS ESPECIFICOS:

- Diseñar y seleccionar los elementos, mecanismos y materiales que garanticen un buen funcionamiento y al mismo tiempo permita la adquisición de la maquinaria a la micro y pequeña empresa (MYPE).
- Integrar los procesos de limpieza, clasificación y pulido del frijol en una sola máquina.
- Identificar las ventajas que se pueden obtener al utilizar ésta maquinaria para el procesamiento del frijol.

CAPITULO 1

“PROPIEDADES DEL FRIJOL”

1.1 HISTORIA

1.2 TIPOS DE FRIJOL

1.3 PROPIEDADES FISICAS Y QUIMICAS DEL GRANO

1.4 POSTCOSECHA.

1.0 PROPIEDADES DEL FRIJOL ⁽¹⁾

1.1 HISTORIA

El Salvador es un país donde el recurso tierra es muy escaso y sus características varían de una zona a otra.

Las áreas de siembra de frijol en los últimos 10 años no han sido constantes, con variación anormales aún cuando la demanda por el grano aumenta en relación con el aumento de la población, la cual se estima en un 2.3% anual.

Durante el año 2000/2001, la región central mostró las mayores áreas de siembra con 34100 mz, la región Occidental 30900 mz, y la región paracentral 23800 mz con una producción de 478050, 391500 y 262100 qq respectivamente, y con rendimiento promedio de 14, 12.7, y 11 qq/mz en su mismo orden.

En el Salvador, el frijol es el cultivo más importante entre las leguminosas de grano, tanto por la superficie que ocupa como por los ingresos que genera como producto de consumo interno.

Así, el frijol, después del maíz, ocupa la mayor superficie de siembra y se cultiva en todo el país, desde los 100 hasta 1500 metros sobre el nivel del mar. (msnm)

El frijol se a consumido en el país y en el resto de los países del área desde antes de la llegada de los españoles, tanto por tradición como por su valor nutritivo como fuente de proteína.

⁽¹⁾ Boletín Técnico No. 2 CENTA Año 2002

1.2 VARIEDAD DEL FRIJOL:

Aunque en nuestro país se conocen 4 variedades de frijol, en otros países se cultivan otra diversidad de frijoles las cuales se detallan a continuación:

- a) Frijol Lima Pequeño - Este frijol chico, plano y ovalado.
- b) Frijol Ojo Negro – Este frijol pequeño y color de crema.
- c) Frijol Colorado - distinguido por su brillante color marrón, buen tamaño y textura firme.
- d) Frijol Rosado - Este frijol es de color rosado y de forma ovalada.
- e) Frijol Blanco Pequeño – Este frijol es color blanco, pequeño y forma ovalada.
- f) Frijol Rojo Largo - Esta versión menos colorada de los frijoles oscuros y es de forma ovalada.

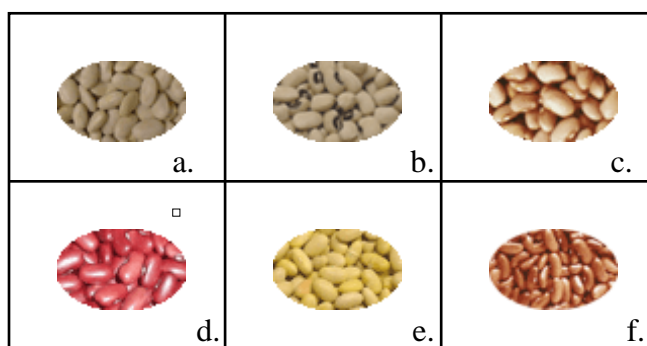


Fig. 1.1 Variedades del frijol.

a) Lima, b) Ojo negro, c) Colorado, d) Rosado, e) Blanco, f) Rojo

Existe una diversidad de tipos de frijol en el mercado pero haremos referencia a aquellos que la máquina va a procesar y que son los que mas se comercializan en nuestro medio, entre estos están:



Figura 1.2 Diversidad de frijoles que la máquina va manejar.

a. Rojo

b. Negro

c. Rosado (seda)

1.3 PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS DEL FRIJOL

Por lo general el consumidor no le presta interés a las propiedades del frijol puesto que su atención se centraliza en el sabor y calidad del producto sin embargo en nuestro proyecto es de suma importancia conocer las propiedades físicas y químicas del grano.

En las tablas 1.1, 1.2 y 1.3 se indican algunos valores de dichas propiedades

Tabla 1.1 Propiedades Físicas del Frijol. *

Variedad	Longitud (mm)	Ancho (mm)	Densidad(g/cm ³)
Negro	9.235	6.31	1.17
Rojo	9.63	6.13	1.02
Rosado	9.39	6.23	1.09

* Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural. Editor: Oficina regional de la FAO para América latina y el caribe Santiago, Chile 1993.

Tabla 1.2 *

Comportamiento de los coeficientes de fricción estático ante diferentes superficies y peso de 1000 granos en variedades de frijoles.

Variedad	Coeficiente fricción en el acero	Coeficiente fricción en madera	Coeficiente fricción en goma	Peso/1000 granos (gr)
Negro	0.43	0.47	0.47	188
Rojo	0.43	0.46	0.52	209
Rosado	0.46	0.49	0.52	179

Tabla 1.3 Propiedades químicas de algunas semillas. *

Especie	Proteína (g)	Lípidos (g)	Carbohidratos		Cenizas (g)
			Total (g)	Fibra (g)	
Frijol blanco	22.3	1.6	61.3	4.3	3.9
Frijol rojo	22.5	1.5	61.9	4.2	3.7
Frijol negro y castaño	22.3	1.5	61.2	4.4	3.8

* Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural. Editor: Oficina regional de la FAO para América latina y el caribe Santiago, Chile 1993.

1.4 POSTCOSECHA DEL FRIJOL.

Una vez alcanzada la madurez en la planta de frijol se procederá a realizar las siguientes etapas:

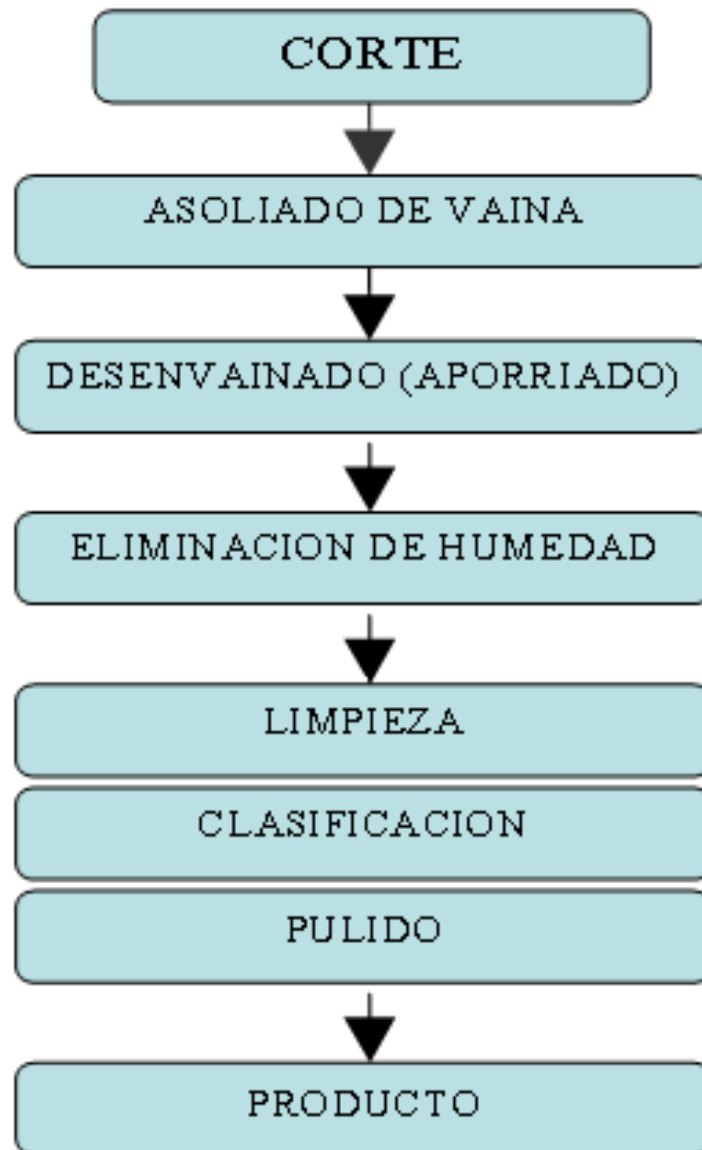


Figura 1.3
Proceso del frijol desde su corte hasta la comercialización.

A continuación se detalla cada una de las etapas:

1.- CORTE:

Extracción de las vainas de las plantas de frijol, el cual se realiza en forma manual.

2.- SECADO DE LA VAINA:

Exposición de la vaina al sol para eliminar la humedad y facilitar la extracción del frijol.

3.- DESENVAINADO:

Golpear la vaina para su rotura y así extraer los granos que están en su interior.

4.- SECADO DEL GRANO:

Eliminación de la humedad del grano para poder ser procesado y almacenado.

5.- ETAPAS DE MANUFACTURA (Limpieza, Clasificación y pulido)

6.- PRODUCTO:

Venta del grano al consumidor.

1.5 CONDICIONES REQUERIDAS PARA PROCESAR EL FRIJOL:

Para iniciar los procesos de manufactura es necesario que el grano se encuentre con un determinado porcentaje de humedad para no maltratarlo y al mismo tiempo conservarlo un mayor tiempo almacenado.

Para la recolección de las vainas en las plantas de frijol se recomienda que posea cierto contenido de humedad esta información se encuentra en la tabla 1.4.

Tabla 1.4 Porcentaje de humedad de los granos en el interior de las vainas *

GRANOS	HUMEDAD	CARACTERISTICAS FISICAS
Arroz	22-28%	Partículas curvadas, envolturas amarillentas, granos completos, ni demasiado maduros (agrietados), ni verdes.
Maíz	22-28%	Carozos casi secos, granos duros y vidriosos resistentes al arañazo con la uña, punto negro en la cariósida.
Frijoles	30-40%	Vainas maduras y amarillentas pero no todavía abiertas.

Evidentemente, cuanto más elevado es el contenido de humedad de los granos en el momento de la recolección, mayores son los riesgos de pérdidas debidas al enmohecimiento, a los insectos y a la germinación.

Para la manufactura es necesario que el grano contenga una humedad de 14% +/- 1 para evitar que sufra daño mecánico cuando este pasa por las etapas de manufactura que son la limpieza, clasificación y pulido del grano, al mismo tiempo le permite al grano prolongar su tiempo de almacenado.

1.5.1 Influencias de los factores ambientales

Para una conservación cualitativa y prolongada de los productos es preciso frenar o incluso detener los procesos de degradación.

La degradación de los granos durante el almacenamiento depende principalmente de la combinación de dos factores:

- la temperatura.
- la humedad.

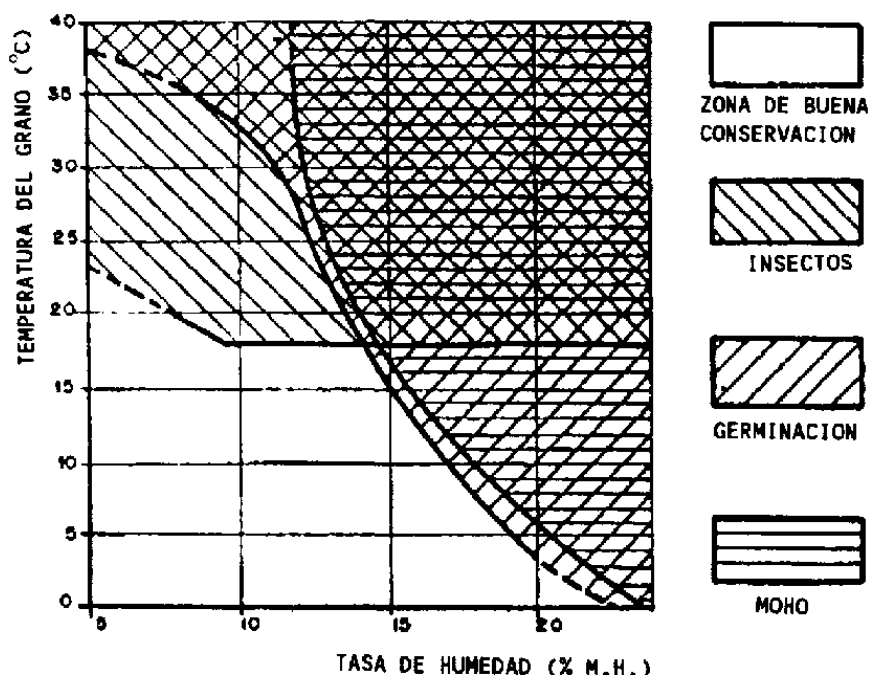
* Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural. Editor: Oficina regional de la FAO para América latina y el caribe Santiago, Chile 1993.

La temperatura y la humedad contribuyen de manera determinante a acelerar o a retrasar los fenómenos complejos de transformación bioquímica (sobre todo la "respiración" de los granos) que están en el origen de la degradación de los granos.

Tienen además una influencia directa sobre el ritmo de desarrollo de los insectos y de los microorganismos (moho, levaduras y bacterias) y sobre la germinación precoz e intempestiva de los granos.

En el diagrama general de conservación, concebido por Burges y Burrell, se establece la relación entre temperatura y contenido de humedad para determinar la zona de influencia de ciertos fenómenos importantes de degradación, tales como el desarrollo de insectos y moho y la germinación de los granos.

Figura 1.4 *
Procesos de degradación del grano en función de la temperatura y humedad.



* Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural. Editor: Oficina regional de la FAO para América latina y el caribe
Santiago, Chile 1993.

Es fácil observar que cuanto más elevada es la temperatura, menor debe ser el contenido de humedad para asegurar una buena conservación de los productos.

Dada su influencia sobre el ritmo de desarrollo de los fenómenos de degradación mencionados, la temperatura y el grado de humedad de los granos condicionan la duración máxima del almacenamiento.

Tabla 1.5 *
Duración del grano en función de la temperatura y humedad.

DURACION DEL ALMACENAMIENTO EN DIAS						
	TEMPERATURA					
HUMEDAD	5°C	10°C	15°C	20°C	25°C	30°C
13%				180	115	90
14%			160	100	50	30
15 %			100	50	30	15
16%		130	50	30	20	8
17%		65	35	22	12	5
18%	130	40	25	17	8	2
19%	70	30	17	12	5	0
20%	45	22	15	8		
21%	30	17	11	7		
22%	23	13	8	6		
23%	17	10	7	5		
24%	13	8	4	4		

* Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural. Editor: Oficina regional de la FAO para América latina y el caribe
Santiago, Chile 1993.

$$\sum FY = 0$$

$$RA - 2(208.71) + RB = 0$$

$$RA = 208.71$$

El siguiente cuadro indica el contenido de humedad recomendado para un almacenamiento de larga duración de los diversos tipos de granos.

Tabla 1.6 *
Humedad recomendada para un almacenamiento de larga duración en diferentes granos.

GRANOS	HUMEDAD	GRANOS	HUMEDAD
Arroz cáscara	14.0%	Girasol	9.0%
Arroz descascarado	13.0 %	Trigo	13 .0 %
Maíz	13.0%	Mijo	16.0%
Sorgo	12.5 %	Café	13.0%
Frijoles	14.0 %	Cacao	7.0 %

* Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural. Editor: Oficina regional de la FAO para América latina y el caribe
Santiago, Chile 1993.

CAPITULO 2

"DESCRIPCION DE LOS PROCESOS"

2.1 ETAPA DE LIMPIEZA.

- 2.1.1 Limpieza con aire natural.
- 2.1.2 Limpieza con zaranda manual.
- 2.1.3 Limpieza con aire forzado.
- 2.1.4 Limpieza con mallas cilíndricas.
- 2.1.5 Limpieza con zarandas planas.
- 2.1.6 Principios básicos de la separación.

2.2 ETAPA DE CLASIFICACION.

- 2.2.1 Mesa Densimetrica.
- 2.2.2 Aspiradoras.
- 2.2.3 Separador Neumático.

2.3 ETAPA DE PULIDO.

- 2.3.1 Pulidor Centrifugo.
- 2.3.2 Pulidor de Aserrin.

2.0 DESCRIPCION DE LOS PROCESOS:

En este capítulo se conocerá detalladamente el funcionamiento y manejo de cada uno de los diferentes métodos de limpieza, clasificación y pulido de grano.

2.1 ETAPA DE LIMPIEZA:

Consiste en la eliminación de todas aquellas impurezas que sean diferentes del grano, y esta se logra con la implementación de métodos mecánicos convencionales que permiten separarlos.

La limpieza de los productos agrícolas es una práctica adoptada hace mucho tiempo y que poco ha cambiado desde entonces, pues en la actualidad se utilizan los mismos principios mecánicos. No obstante que las máquinas modernas permiten una buena limpieza de los productos, poseen un rendimiento bajo, lo que muchas veces limita la recepción de éstos en las grandes unidades de almacenamiento.

En el medio rural, los sistemas de limpieza son bastante rudimentarios; por lo general, las impurezas se separan por medio del aire natural utilizando cernidores manuales; ocasionalmente equipos más complejos, como máquinas con sistemas de aspiración de aire y juego de mallas o zarandas. En las unidades almacenadoras o en las grandes propiedades agrícolas, donde se requiere limpiar grandes cantidades de granos, se utilizan máquinas de limpieza con sistemas de aspiración de aire y zarandas. Estas máquinas tienen una alta capacidad para una eficiente limpieza, pero su operación es relativamente compleja.

Existen varios sistemas para la limpieza de los granos. Los más utilizados son:

- Limpieza con aire natural.
- Limpieza con zarandas manuales.
- Limpieza con aire forzado.
- Limpieza con zarandas cilíndricas rotativas
- Limpieza con zarandas planas.

2.1.1 Limpieza con aire natural.

La limpieza mediante aire natural es uno de los métodos más simples y antiguos, es aquel que utiliza el viento figura 2.1. Este método es muy utilizado en la actualidad por los pequeños productores rurales, que tienen un bajo poder adquisitivo. Este sistema consiste en levantar los granos a una determinada altura, dejándolos caer para que el viento separe las impurezas más livianas, como polvo, hojas, granos vacíos, etc. Este método de limpieza tiene el inconveniente de que no elimina las impurezas o materias extrañas más pesadas, como arena, piedras, terrones etc., que caen junto con los granos

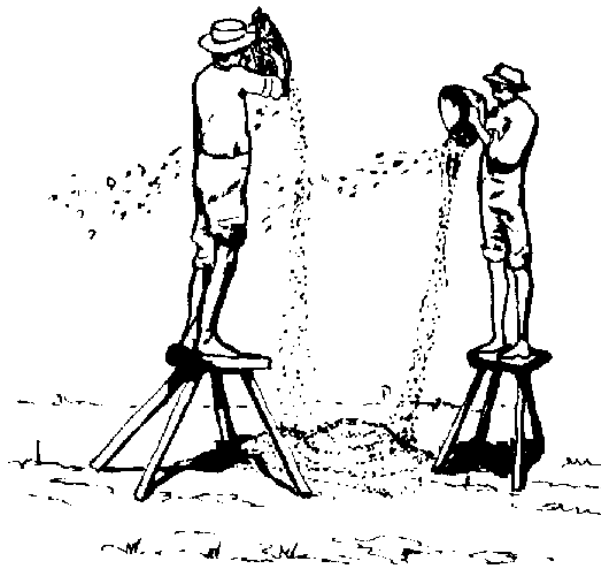


Figura. 2.1 Limpieza con aire natural

2.1.2 Limpieza con zaranda manual.

Este método es el más utilizado por los pequeños agricultores. El método consiste en utilizar mallas o zarandas manuales y realizar un movimiento hacia arriba con la zaranda, lanzando el producto al encuentro de la corriente de aire; el viento se encarga de eliminar las impurezas más livianas. Enseguida se realiza un movimiento

de vibración o vaivén de la zaranda, para propiciar que las impurezas menores pasen por los orificios figura 2.2.



Figura 2.2 Limpieza con zaranda manual.

Las zarandas manuales son muy utilizadas porque permiten la limpieza de pequeñas cantidades de productos de manera muy eficiente y pueden ser construidas fácilmente por los propios agricultores. Estas características permitieron su difusión en casi todos los países del mundo. La capacidad de limpieza con las zarandas manuales es del orden de 120 a 180 kg por hora de trabajo. Tiene la desventaja de ser una operación de bajo rendimiento y de exigir gran esfuerzo físico y habilidad del operador. Por esta razón, la técnica es penosa y perjudicial para la salud, pues el trabajador permanece en constante contacto con la polución causada por el polvo figura 2.3

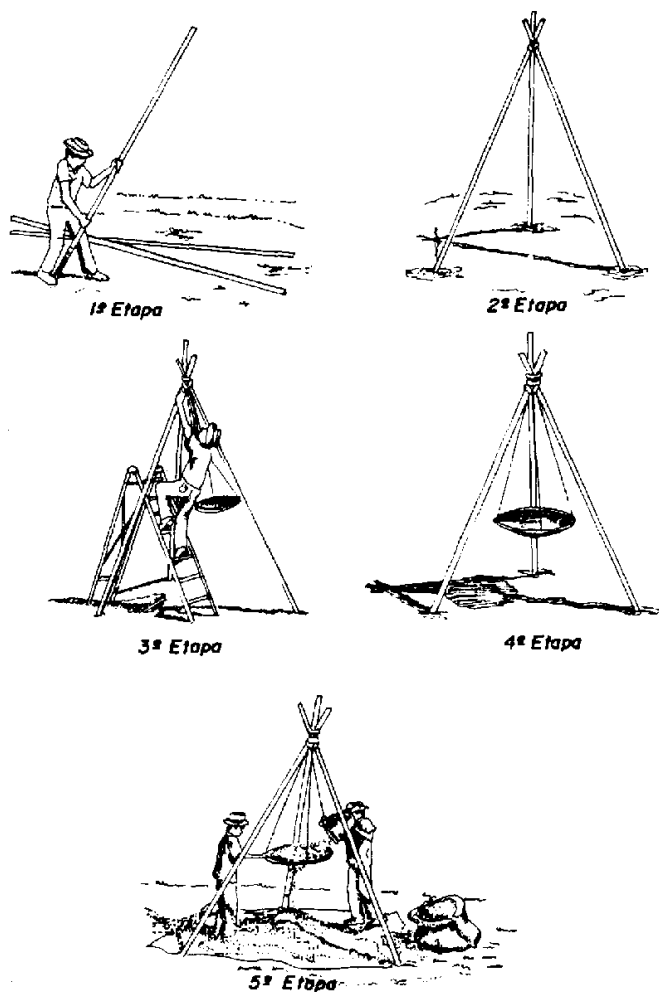


Figura 2.3 Zarandas manuales.

2.1.3 Limpieza con aire forzado.

El uso de ventiladores para la limpieza de los granos está bastante difundido en algunos países. Consiste básicamente en un ventilador que produce un flujo de aire, el que realiza la separación de las impurezas del producto. Esta separación se efectúa a base de las diferencias de la velocidad terminal de las impurezas y de los granos.

Este sistema de limpieza sirve para eliminar impurezas livianas, tales como polvo, hojas, tallos, ramillas, etc. y se recomienda para la limpieza de maíz, arroz y frijoles a

nivel de pequeños productores. La limpieza se lleva a cabo haciendo pasar una corriente de aire por los granos; las impurezas más livianas son lanzadas fuera de la máquina por la acción del aire del ventilador. Cuando el producto contiene muchas impurezas pesadas, como terrones y arena, no es posible con este método realizar una buena limpieza.

El ventilador está constituido por una caja con forma de caracol, en cuyo interior existe un rotor formado por un conjunto de paletas o aspas dispuestas en círculo, que al ser accionadas en forma manual o mecánica generan una corriente de aire. El producto se coloca en la tolva superior, que es un depósito en forma de "V", con una pequeña abertura en la parte inferior, provista de una válvula o compuerta mediante la cual se regula la cantidad de producto que entra a la limpiadora. Al pasar el producto por la corriente de aire se separan las impurezas livianas y cae el producto limpio en el colector Figura 2.4

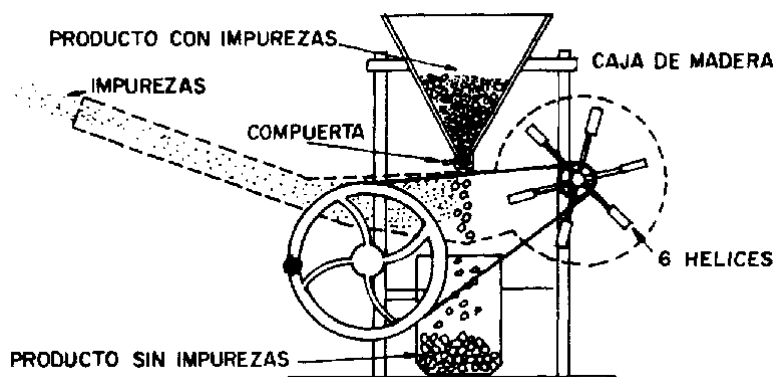


Figura 2.4 Limpieza con aire forzado.

2.1.4 Limpieza con mallas cilíndricas.

Las máquinas de limpieza con mallas cilíndricas rotativas son muy utilizadas en las grandes haciendas, debido a su gran capacidad para limpiar y porque requieren baja potencia para su funcionamiento. Están constituidas básicamente por dos mallas cilíndricas, colocadas una dentro de otra. La malla interior tiene forma de cono, para que los granos se deslicen cuando se opera el equipo a una velocidad más baja, tal como se muestra en la figura 2.5.

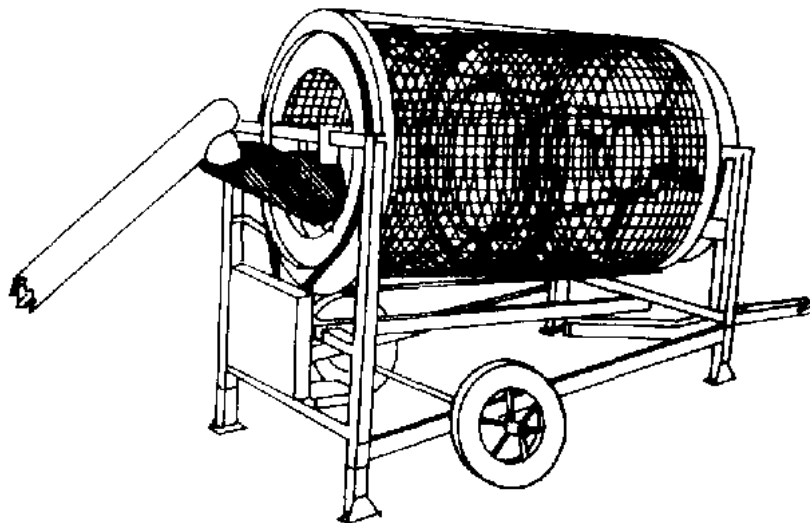


Figura 2.5 Limpieza con zaranda rotativas.

2.1.5 Limpieza con zarandas planas.

El conjunto debe estar formado por lo menos por dos zarandas. En la primera, el tamaño de los orificios debe permitir el paso de los granos y retener todas las impurezas mayores que los granos. En la zaranda inferior, el tamaño de los orificios debe permitir únicamente el paso de las impurezas que son menores que los granos, tal como se observa en la figura 2.6

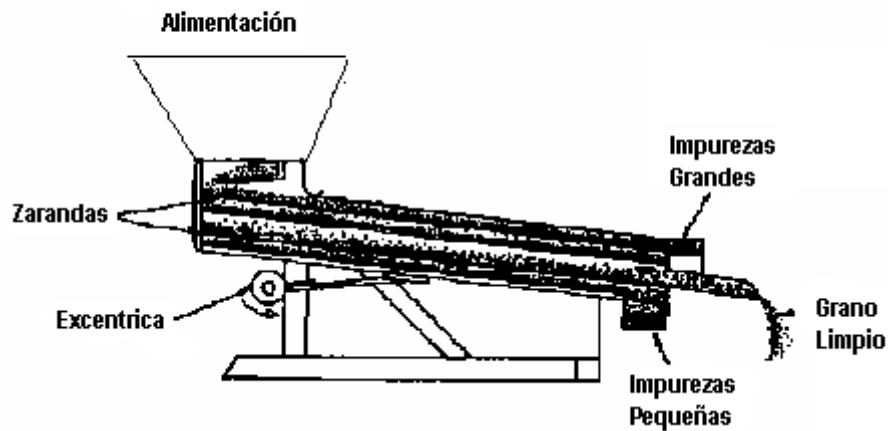


Figura 2.6 Zarandas planas

El conjunto de zarandas esta formado por los siguientes elementos:

- a) las zarandas y las mallas.
- b) el sistema de vibración.
- c) el limpiador de zarandas.

a) Las zarandas o mallas: Las zarandas de las máquinas de limpieza están construidas de láminas o chapas metálicas perforadas y delgadas. Pueden también confeccionarse utilizando hilos metálicos, en forma de mallas; estas mallas están provistas de un marco o moldura de madera o metal, que facilita su manejo e instalación.

Las zarandas se instalan normalmente con una pequeña inclinación que varía entre 6 y 12 grados. En algunos casos se instalan en posición horizontal, pero deben poseer un mecanismo de vibración similar al de las zarandas inclinadas, para permitir el desplazamiento del producto y un mayor contacto de los granos con las zarandas.

Algunas veces es necesario utilizar una tela o un plástico para cubrir la zaranda superior y así evitar que los granos caigan afuera de la zaranda. Los orificios de las zarandas pueden ser redondos, ovalados, triangulares, etc. Se recomienda utilizar la zaranda apropiada para cada tipo de producto que se va a limpiar, para que sus orificios produzcan mejores resultados durante la separación.

Zaranda de orificios redondos. Las zarandas de orificios redondos se utilizan para la separación de materiales en los que predomina la forma esférica o redondeada. Para las máquinas que clasifican los granos se recomiendan las zarandas de orificios redondos, porque realizan la separación sobre la base del ancho de los granos. Las zarandas de orificios redondos se especifican a base de su diámetro en milímetros fracciones de pulgadas.

Zaranda de orificios triangulares. Las zarandas de orificios triangulares se utilizan más para la separación de impurezas que presentan forma triangular, como las semillas de algunas malezas. La especificación de los orificios de las zarandas triangulares se realiza de dos modos. En el primero se pueden designar los orificios por la dimensión en milímetros de uno de los lados del triángulo equilátero, o en 64avos de pulgada. En el segundo, se considera el diámetro del círculo inscrito en el triángulo, en milímetro o 64avos de pulgada, seguido de la letra V, o sea, 6 V, 10 V o 15 V.

Zaranda de malla cuadrada. Las zarandas de malla cuadrada se especifican por el número de aberturas que contiene una pulgada cuadrada, considerado los dos lados del área, tales como 3 x 14, 18 x 18, etc.

Zaranda de malla rectangular. Las zarandas de malla rectangular se especifican en forma similar a la cuadrada, considerando el número de aberturas contenidas en una pulgada cuadrada, considerando los dos lados del área, tales como 4 x 12; 3 x 21; 6 x 60, etc. Las mallas rectangulares se instalan de tal forma que el largo de la malla coincida con la dirección del movimiento de la masa de granos.

b) El sistema de vibración: El sistema de vibración se utiliza para hacer oscilar las zarandas, con lo que el producto se pone en contacto con los orificios, se facilita la separación y se propicia un deslizamiento del producto sobre las zarandas.

c) Limpiador de zarandas: La separación de los granos de las zarandas se puede realizar por medio de cepillos con cerdas y por medio de un martillo Cepillos o escobillas. El uso de cepillos o escobillas de limpiar también está muy difundido. Consiste en instalar cepillos sobre carros móviles que se deslizan de un extremo a otro, debajo de las zarandas. Los cepillos se instalan sobre el carro de tal forma que puedan barrer la superficie inferior de la zaranda, removiendo las partículas que estén obstruyendo los orificios. Los cepillos tienen el inconveniente de exigir cuidados en su mantenimiento y regulación.

Martillos. Los martillos normalmente se utilizan junto con los cepillos. Las semillas que obstruyen los orificios y no son eliminadas con los cepillos, se liberan con la vibración de los golpes del martillo bajo las zarandas. El movimiento de los martillos se logra con la vibración de la propia zaranda.

2.1.6 Principios básicos de la separación

La separación de las impurezas de los granos se basa en las diferencias que existen entre las propiedades físicas de los mismos y las impurezas. Cuando estas propiedades son similares o idénticas, la separación se torna difícil, como por ejemplo, cuando las piedras tienen el mismo tamaño que el grano que se está limpiando. En este caso, siempre que sea posible, la separación debe basarse en la propiedad cuya diferencia sea más pronunciada. Las máquinas que limpian granos realizan la separación en función de tres características básicas: tamaño, forma y velocidad terminal. Las características de tamaño y forma de un producto interactúan

durante el proceso de separación, por lo que es muy importante definir correctamente estas características.

Tamaño: Los granos tienen tres dimensiones: largo, ancho y grosor. En las máquinas de limpieza, para realizar la separación se utilizan únicamente las dimensiones de largo y grosor figura 2.7

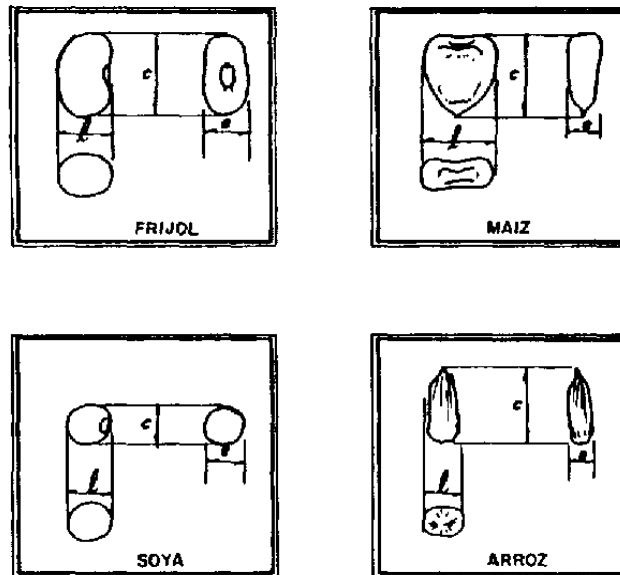


Figura 2.7. Dimensiones de varios granos: c = largo; I = ancho; y e = grosor.

Separación en función del ancho: Para separar los granos de un mismo ancho se puede utilizar una zaranda de orificios redondos, considerando que los granos tienen el mismo largo y espesor figura 2.8.

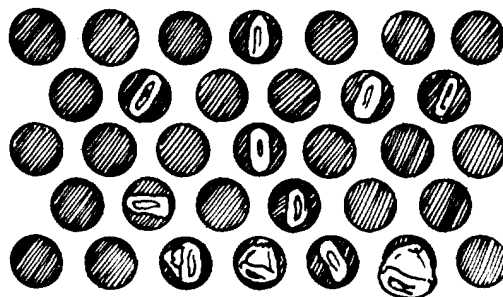


Figura 2.8 Separación en función del ancho

Separación en función del grosor: Los granos que poseen grosores diferentes pueden ser separados con una malla de orificios alargados u oblongos, si tienen el mismo largo y ancho figura 2.9.

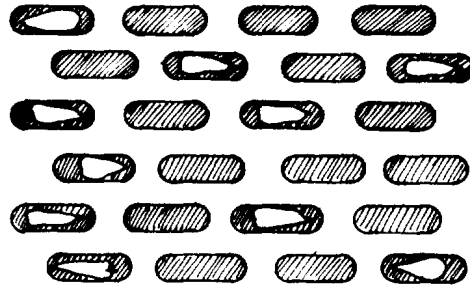


Figura 2.9 Separación en función del grosor

Separación en función de la longitud: Los materiales o granos que poseen idéntico ancho y grosor pero diferentes longitudes, pueden separarse mediante el uso de un separador de disco o cilindro alveolado; no es posible separarlos por medio de limpiadoras de zarandas.

Forma: La elección del tipo de perforación de las mallas usadas como separadores en las máquinas de limpieza está relacionada con la forma del producto. De acuerdo con el tipo de granos e impurezas, es necesario elegir una malla apropiada a la forma del producto que se pretende separar.

2.2 ETAPA DE CLASIFICACION.

En esta etapa lo que se desea es como su nombre lo dice clasificar el grano de acuerdo a sus características físicas para la clasificación de estos se utilizan diferentes métodos o elementos mecánicos entre los que se encuentran:

- **Mesas densimétricas**
- **aspiradoras**
- **Separadores Neumáticos.**

2.2.1 Las Mesas Densimetricas

Son usadas para obtener una separación donde las características físicas de el producto longitud, ancho, espesor y forma son similares o idénticas, pero sin embargo hay una pequeña diferencia en el peso específico y/o peso de un grano o partícula a otro. Ver figura 2.10.

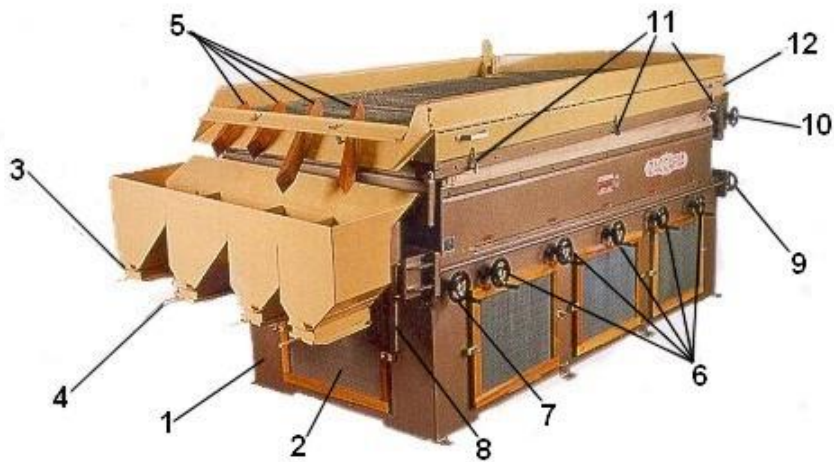


Figura 2.10 Mesa densimetrica y sus partes.

Partes que componen una Mesa Densimetrica.

1. Armadura reforzada de acero.
2. Filtros de tela para admisión de aire limpio.
3. Bocas de ensaque o descarga.
4. Tenedores para fijación de sacos.
5. Divisores ajustables para dirigir el producto a las bocas de descarga.
6. Registro de graduación del volumen de aire de cada ventilador.
7. Registro de control de vibración del tablero.
8. Palanca ajustable de inclinación lateral.
9. Fijadores de inclinación longitudinal.
10. Prisionero de fijación del tablero.
11. Tablero vibratorio.

Las mesas densimétricas mediante una perfecta combinación de aire impulsado por turbinas interiores, vibración y un adecuado tamiz para cada producto, proporciona la máxima calidad a la hora de seleccionar los productos. Ver figura 2.11



Figura 2.11 Vista de planta de la mesa densimétrica.

El diagrama anterior nos permitirá entender de una manera mas clara el funcionamiento de las mesas densimétricas que estas por medio de la combinación de la vibración, inclinaciones y flujo de aire permite clasificar los granos de una manera muy eficiente.

En las diferentes salidas (1, 2, 3, 4) se ve como se van dirigiendo los granos de acuerdo a su peso específico este método para la clasificación es muy efectivo pero posee la desventaja que su costo es demasiado alto y no permite que este al alcance de la Micro y Pequeña empresa (MYPE),

2.2.2 Aspiradoras.

Las aspiradoras poseen un ventilador centrífugo que esta colocado en su extremo de descarga. Al funcionar el ventilador, se induce un vacío (presión reducida) en la separadora, originando que el aire externo a la presión normal se precipite dentro de la separadora.

El tipo principal de aspiradora usada es la aspiradora fraccionaria. Se le llama así porque produce cuatro separados o fracciones que varían de ligera a pesada.

Funcionamiento y manejo:

La mezcla de semillas es medida por un rodillo alimentador al entrar a la columna ascendente de aire. Las semillas caen contra dicha corriente y son descargadas por la toma de aire fuera de la máquina. El resto de la mezcla del material más ligero es levantado por el aire ascendente. El área transversal de la sección separadora aumenta gradualmente de tamaño, reduciendo la velocidad del aire y originando que las partículas levantadas caigan "fuera" de la corriente en orden decreciente a sus velocidades terminales. En esta forma, además del primer separado o fracción pesada, que cae a través de la columna de aire, se producen otras fracciones, cada una con diferente velocidad terminal (o peso). La primera fracción (segundo separado) esta generalmente formada por las semillas de segundo grado; la fracción segunda es el tercer grado y la fracción tercera, generalmente de poco o nulo valor económico, la constituyen el polvo, paja y otros materiales extremadamente ligeros. Las fracciones segunda y tercera a menudo se llaman levantados intermedios.

La fracción (pesada) cae a través de la columna de aire, es descargada y puede ser desalojada o transportada fuera de la separadora. Las otras tres fracciones caen dentro de tres cámaras provistas de compuertas rotativas de aire, a través de las cuales las semillas son descargadas.

En esta forma la aspiradora fraccionaria produce separados graduados de un lote de semillas en forma continua, según lo muestra la figura 2.12.

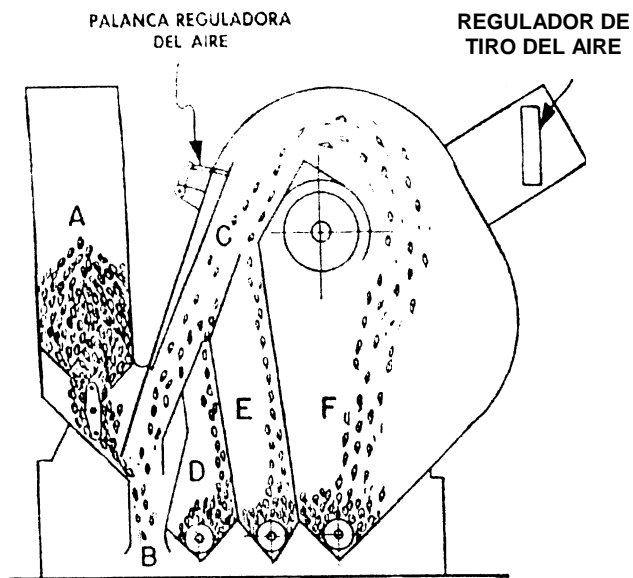


Figura 2.12 corte transversal de una aspiradora – fraccionaria

A) Tolva, B) Columna de aire a través del cual las semillas pesadas caen contra la corriente; C) Columna en la cual las semillas más ligeras y la paja son levantadas; D) Sección que reciben los levantados más pesados; E) sección que recibe la fracción menos pesada que la anterior; F) Sección en la cual se depositan los materiales desechados extremadamente ligeros.

2.2.3 Separadores Neumáticos.

Están diseñados para efectuar remociones basadas en las diferencias de algunas propiedades o características entre las semillas del cultivo y las impurezas indeseables, tal como se muestra en la figura 2.13.

Separador Densimétrico

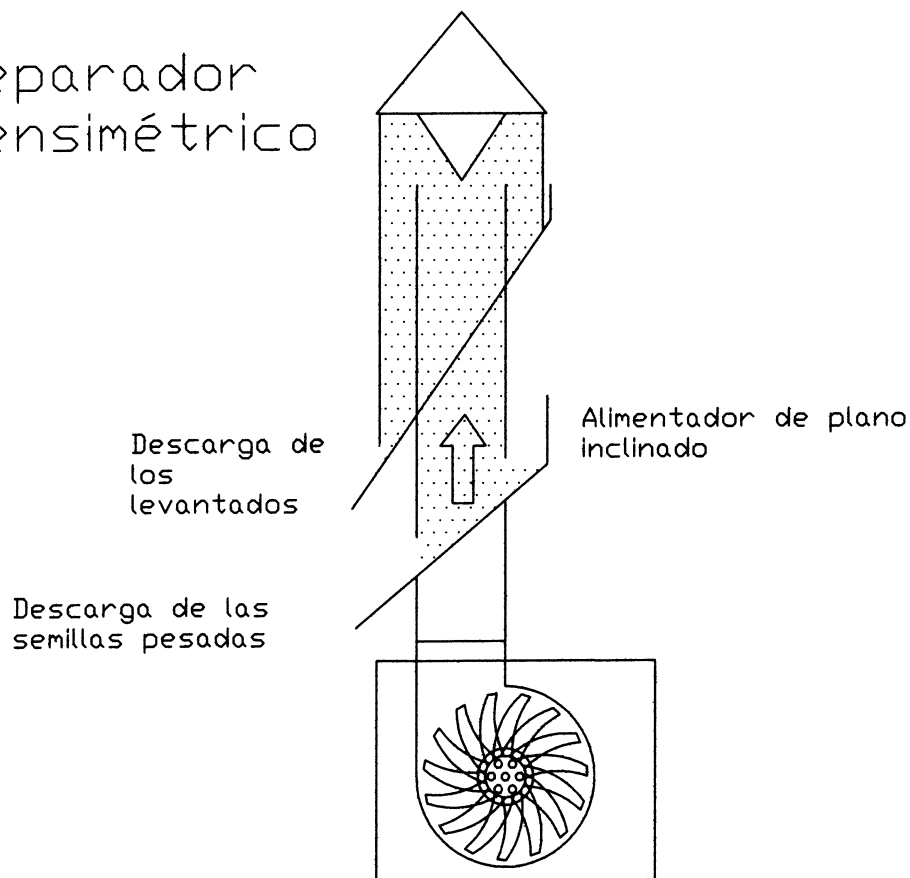


Figura 2.13 Sección longitudinal de un separador neumático.

En las separadoras por aire, la propiedad o característica concerniente se denomina *velocidad terminal*. Por ello, las aspiradoras y separadoras neumáticas pueden apropiadamente llamarse separadoras por velocidad terminal.

Velocidad terminal es un nombre complejo para un fenómeno sencillo. Es la velocidad máxima o final que una semilla alcanzara en su caída libre antes que la resistencia del aire le impida seguir cayendo mas aprisa. Si se deja caer un puñado de diversas semillas desde una altura considerable algunas caerán más aprisa que otras, por ser mas aerodinámicas (ofrecen menos resistencia al aire) en relación con su peso. El proceso inverso produce el mismo efecto: cuando una corriente de aire es soplada hacia arriba a través de una masa de semillas, las de alta resistencia al aire en

relación, con su peso serán levantadas a una velocidad de aire mas baja que las semillas que ofrecen menor resistencia. La velocidad terminal de una semilla es equivalente a la velocidad del aire requerida para suspender la semilla en una columna ascendente de aire confinado. Si el producto es sometido a una corriente de aire ascendente y comienza a flotar, la velocidad de la corriente de aire en equilibrio con las fuerzas del producto se conoce como "velocidad terminal" de ese producto. Si la velocidad del aire aumenta o disminuye, el producto tenderá a desplazarse.

La aerodinamicidad ya se menciona anteriormente como un factor que influencia la velocidad terminal de la semilla o de cualquier partícula, sin embargo existen otros factores: forma, gravedad específica, textura superficial, dimensiones de todo el conjunto. en el contexto de las separaciones de las semillas, sin embargo, los factores determinantes son generalmente el peso individual de la semilla en relación con su resistencia al aire.

Separación de impurezas por medio del aire:

En las máquinas de limpieza, el ventilador aspira el aire, formando una corriente que al pasar por una capa delgada de granos elimina las impurezas más livianas y deja las más pesadas el principio o fenómeno físico de los separadores por aire se ilustra en la figura 2.14

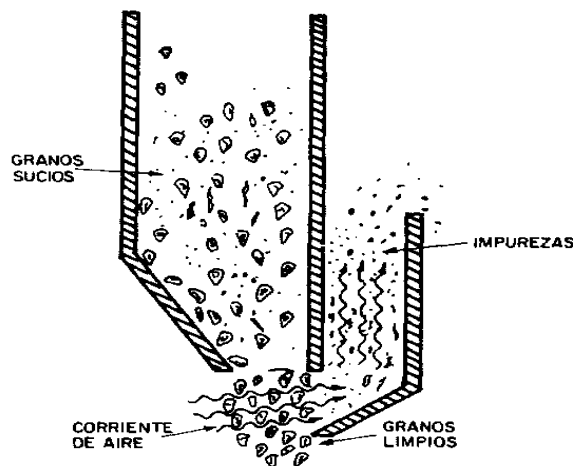


Figura 2.14 Fenómeno físico dentro del Separador neumático.

Los separadores por aire se emplean en dos formas distintas y diferentes, estas son:

a) Limpieza general: las separadoras por aire se utilizan ampliamente para limpiar las semillas, para retirar el polvo, el material inerte liviano, fracciones de semillas, semillas encogidas e inmaduras y otros materiales contaminadores ligeros.

b) Clasificación minuciosa: los separadores por aire se usan para clasificar las semillas por densidad o peso por volumen, se pretende lograr la remoción de las semillas ligeras o dañadas por los insectos, así como también el zacate y granos. Para obtener mejores resultados, las semillas deberían limpiarse totalmente en otras maquinas para lograr la separación final por una corriente de aire.

En las separadoras neumáticas el ventilador está localizado cerca de la toma de aire donde se crea una presión superior a la atmosférica, originando que el aire sea forzado a presión a través de la columna separadora.

Funcionamiento y manejo: Las semillas son alimentadas dentro de la columna vertical del aire en movimiento por medio de un alimentador de plano inclinado. Cuando la mezcla de semillas entra en la corriente de aire, las contaminadoras y otras impurezas de velocidad terminal inferior a la del aire (semilla ligera) son levantadas y elevadas a través de la columna hacia la parte superior, de donde son desviadas a la salida de la descarga. Las semillas con velocidad terminal superior a la del aire (semilla pesada), caen a través de la columna de aire hasta tocar una fina tela de alambre inclinada diagonalmente en la columna. Estas semillas son entonces desviadas por dicha tela a la salida de descarga de la semilla pesada.

En las separadoras neumáticas de una columna, sólo es posible una separación en dos vías: el material ligero del pesado.

Para los separadores de aire existen dos variables fundamentales en cuanto a su funcionamiento los cuales son:

- ***Velocidad de alimentación.***

Es la controlable y determina la capacidad. Debe ajustarse de tal forma que cada semilla reaccione individualmente en base a su propia velocidad terminal; generalmente la velocidad de alimentación debe ser lo mas alta posible sin afectar la eficiencia de la ración.

- ***Volumen de aire (velocidad)***

El volumen o velocidad de aire soplado a través de la columna separadora se controla ajustando la abertura de la toma de aire. Puesto que la caja de la columna no es elástica mientras mayor sea el volumen de aire que va por dicha columna, mayor será su velocidad. La velocidad del aire deberá ajustarse de manera que se logre la separación deseada. Esto se puede perfeccionar abriendo lentamente la toma de aire y revisando periódicamente la separación hasta obtener los resultados perseguidos.

2.3 ETAPA DE PULIDO.

2.3.1 Pulidor centrifugo.

Hoy en día el mercado de los Granos exige una alta calidad en la presentación de los productos, por ello surge la necesidad de esta etapa dentro del proceso de manufactura, por medio de esta etapa se logra que el frijol quede sin polvo y al mismo tiempo con un acabado brillante que permite darle una mejor presentación.

Uno de los métodos que se utiliza para el pulido del frijol, es el pulidor centrifugo; ver figura 2.15, este consiste en un cilindro cuya pared interna es de lamina perforada con un eje concéntrico provisto de tiras de cuero y lona que al hacer contacto con el frijol producen fricción que le permite al grano eliminarle el polvo y darle un acabado superficial brillante.

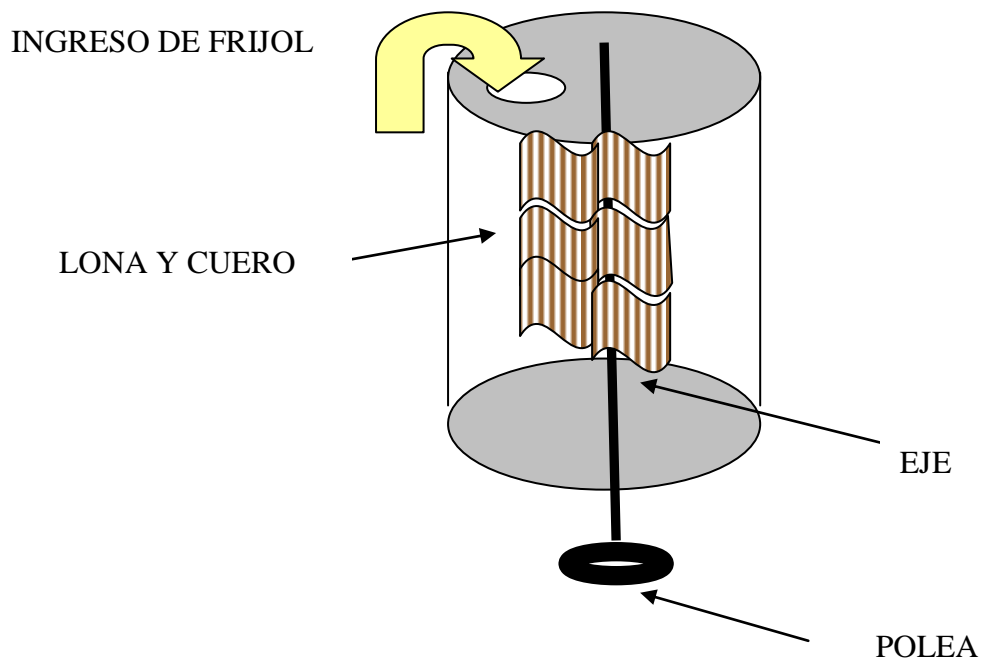


Figura 2.15 Pulidor centrifugo.

2.3.2 Pulidor de Aserrín.

Este consiste en un tornillo sin fin que transporta el frijol una distancia determinada y en todo este trayecto se va mezclando con aserrín humedecido con agua y aceite vegetal lo que permitirá pulir el frijol sin causar impacto que pueda dañar el grano cuando lleguen al final del recorrido. Ver figura 2.16.

Este método es utilizado en algunas partes del mundo y ha venido a sustituir al pulidor centrífugo pero en El Salvador este tipo de pulidor sería algo innovador y un sistema más eficiente que le permitirá desperdiciar menor cantidad de granos y lograr un mejor acabado superficial en el frijol.

Entrada de frijol y aserrín



*Salida de frijol pulido y
el aserrín*

Figura 2.16 Pulidor de aserrín

CAPITULO 3

"INVESTIGACION DE CAMPO"

3.1 FORMULACION DE LAS ENCUESTAS.

3.2 DETERMINACION DE LAS VARIABLES GENERALES E INDICADORES.

3.3 FORMATO DE ENCUESTAS.

3.4 TABULACION E INTERPRETACION DE DATOS.

3.0 INVESTIGACION DE CAMPO.

Para diseñar una maquina para limpieza, clasificación y pulido es necesario conocer las cantidades de frijol demandadas por los consumidores. Para ello se ejecutara una investigación que permitirá identificar los intereses y necesidades de los comerciantes y así poder determinar la capacidad de producción de la máquina y que porcentaje de la población estará dispuesta a adquirirla.

3.1 FORMULACION DE LAS ENCUESTAS.

OBJETIVOS:

GENERAL:

Determinar en base a la opinión de los distribuidores de granos a nivel de la micro y pequeña empresa la capacidad de procesamiento que debe de poseer la máquina.

ESPECÍFICOS:

- Conocer la cantidad de frijol demandado diariamente por los consumidores.
- Determinar el costo por procesar un quintal de frijol por medio de un máquina simple a nivel de la micro y pequeña empresa.
- Identificar las condiciones iniciales del frijol, si se adquiere limpio o sucio y cual es su precio respectivamente.
- Conocer el interés que presentan las ventas de granos en adquirir una máquina que les procese el frijol, y de que capacidad la prefirieran.

HIPÓTESIS.

GENERAL.

La capacidad de procesamiento de la máquina debe ir acorde a la demanda de frijol de los consumidores.

ESPECIFICA.

- La capacidad de procesamiento de la máquina se encuentra en un rango de 25 a 50 quintales por hora.
- Existe interés de los distribuidores en las ventas de granos en adquirir la maquinaria

NULA.

- La capacidad de procesamiento de la máquina no se encuentra en un rango de 25 a 50 quintales por hora.
- No existe interés de los distribuidores en las ventas de granos de adquirir la maquinaria.

Los elementos que forman parte de la metodología que se empleara son:

- Definición del tipo de estudio.
- Determinación del universo y la muestra de estudio.
- Diseño muestral
- Elección de técnicas e instrumentos de recolección de datos.
- Análisis de datos.

Estudio exploratorio:

El tipo de estudio que se utilizo es el exploratorio ya que tiene por objeto esencial familiarizarnos con un tópico desconocido, poco estudiado o novedoso.

Determinación del universo y la muestra de estudio:

La población o universo son los distribuidores de granos registrados en la dirección general de estadísticas y censos (DYGESTIC) y las ventas de granos de la zona central de San Salvador. (46 empresas).

Cuando se determina el tamaño de la muestra de una población están involucrados diversos factores entre ellos se encuentran:

- Variabilidad del indicador.
- Nivel de confianza. En las ciencias del comportamiento se utiliza, en la mayoría de las veces, un nivel de confianza de 95%. Para efectos de cálculo, el nivel de confianza se expresa en términos de Z.
- El error tolerable (LE), que es un margen expresado en puntos absolutos o porcentuales, dentro del cual debe ubicarse la verdadera respuesta. Los tratadistas afirman que el error máximo tolerable sea de 5 %.
- Por ultimo, debe señalarse el factor población, si la magnitud N es conocida. En términos generales, se piensa que una población de gran magnitud, demandará una muestra grande en tamaño; sin embargo, eso no es concluyente, ya que la mayor incidencia lo tiene el factor de variabilidad.

Una fórmula muy utilizada para un tamaño de población finita en la determinación de la muestra (n) es la que se refiere a la proporción de éxito p su expresión es:

$$n = \frac{NZ^2P(1-P)}{(N-1)(LE)^2 + Z^2P(1-P)}$$

Donde n: la muestra.

N: Tamaño de la población.

P = 0.5 (Si es desconocido). Probabilidad del éxito.

q = Probabilidad de falla q = (1 - P)

LE = Error máximo tolerable.

Z = 1.96 Valor correspondiente a la distribución de Gauss

Determinación de la muestra.

Nuestra población o universo es de 46 empresas.

A partir de esta población se determinara la muestra.

Considerando un porcentaje de error $LE = 5 \%$ por ser una población homogénea y relativamente pequeña.

Se tiene:

$$n = \frac{46(1.96)^2 0.5(1-0.5)}{(46-1)(0.05)^2 + 1.96^2 (0.5)(1-0.5)} = 41.17$$

Diseño muestral:

El diseño muestral es un plan que especifica como se seleccionará la muestra que se ha de extraer en una población objetivo.

La metodología que utilizaremos será el muestreo aleatorio, los elementos de la muestra son seleccionados siguiendo un procedimiento que brinde a cada uno de los elementos de la población una probabilidad de ser incluido.

Dentro del muestreo aleatorio se utilizó el muestreo sistemático, que permite determinar cuantas y cuales empresas se van a evaluar.

La ventaja de este método es que es de fácil aplicación y no es necesario tener un listado de toda la población existente.

En nuestro caso al haber obtenido el valor de la muestra de 41, por medio del sistema aleatorio sistemático determinamos cuales del total de la población se seleccionan para ser encuestadas.

Elección de técnicas e instrumentos de recolección de datos:

La técnica que se utilizó para la recolección de datos fueron las encuestas, ya que es una técnica de investigación que permite al investigador conocer la información de un hecho a través de las opiniones que reflejan ciertas maneras y formas de asimilar y comprender lo hecho.

Análisis de datos:

Permitirán dar a conocer los resultados de las variables que se han evaluado en todo el estudio y poder concluir de todo el estudio que se ha realizado.

3.3 DETERMINACION DE LAS VARIABLES GENERALES E INDICADORES

Variable General	Dimensiones	Indicadores
Demanda de Frijol		
	Costo Económico	Costo de procesamiento. Costo de la materia prima.
	Mercado	Volumen de ventas. Capacidad de procesamiento requerido. Calidad del grano procesado. Interés de adquisición de la maquina.

3.4 FORMATO DE LAS ENCUESTAS

UNIVERSIDAD DON BOSCO
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ENCUESTA DIRIGIDA A LAS VENTAS DE GRANOS

PRESENTACION: Las preguntas que se muestran a continuación han sido elaboradas con el objetivo de determinar la capacidad de una maquina procesadora de frijol de acuerdo a las necesidades de la micro y pequeña empresa (MYPE).

INDICACIONES: Encierre en un circulo la respuesta que considere pertinente; en algunos casos complemente o explique.

Nombre del negocio encuestado: _____

Dirección: _____

1. ¿En que condiciones adquiere el frijol?

- A) Con impurezas
- B) Limpio
- C) Clasificado
- D) Pulido

2. ¿De donde procede el frijol que compra?

- A) Extranjero _____
- B) Nacional _____

3. ¿A que precio compra el quintal de frijol?

- A) Limpio \$ _____
- B) Sucio \$ _____

4. ¿Cuanto paga por procesar un quintal de frijol?

- A) \$ 0.23 - 0.34
- B) \$ 0.46 - 0.92
- C) \$ 0.93 - 1.71
- D) \$ 1.72 - 2.86

5. ¿Cuántos quintales de frijol aproximadamente vende diariamente?

- C) 50-100 qq
- D) 100-150 qq
- E) 150-200 qq
- F) 200-250 qq
- G) 250-400 qq

6. ¿De que capacidad de procesamiento preferiría la máquina?

- A) 15-25 qq
- B) 25-50 qq
- C) 50-75 qq
- D) 75-100 qq
- E) 100-150 qq

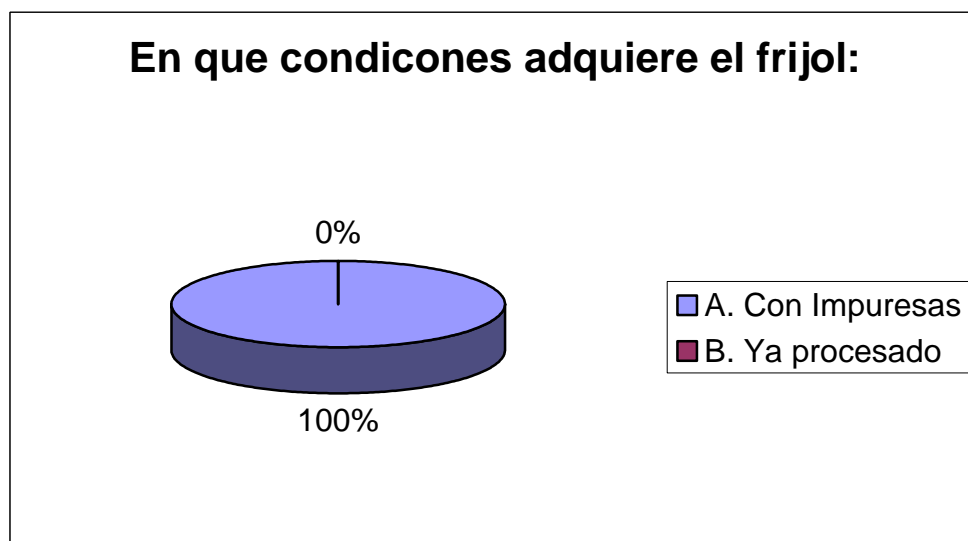
7. ¿Estaría interesado en adquirir un maquina que le procese el frijol?

Si_____ NO_____ Porque_____

3.5 TABULACION E INTERPRETACION DE DATOS.

Pregunta No. 1: ¿En que condiciones adquiere el frijol?

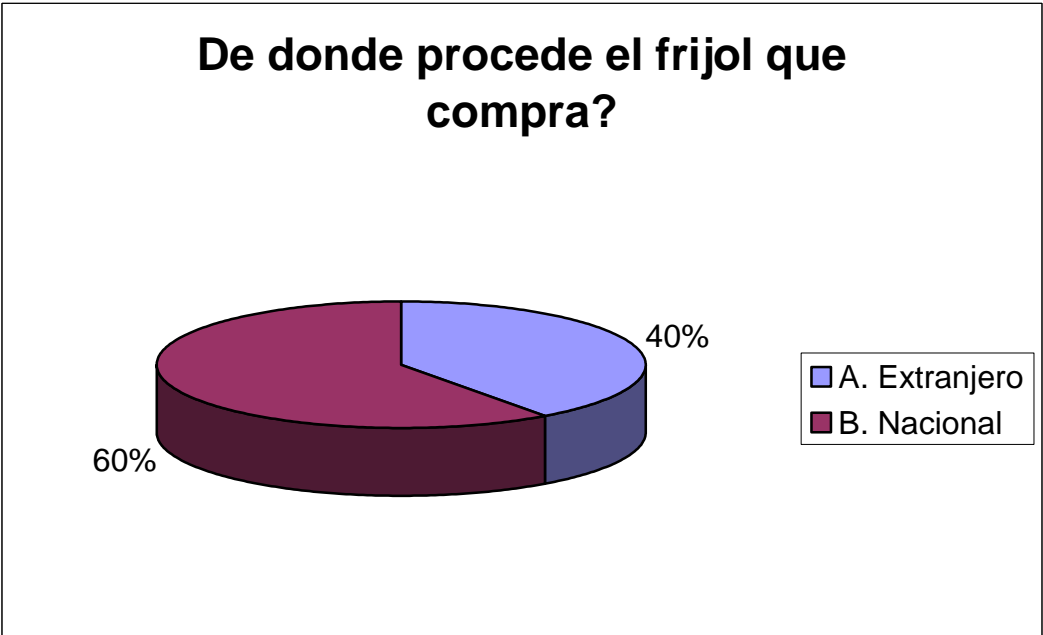
Respuestas	%
A. Con Impurezas	100
B. Ya procesado	0
TOTAL	100



Análisis: El frijol en su totalidad lo adquieren con impurezas.

Pregunta No. 2 ¿De donde procede el frijol que compra?

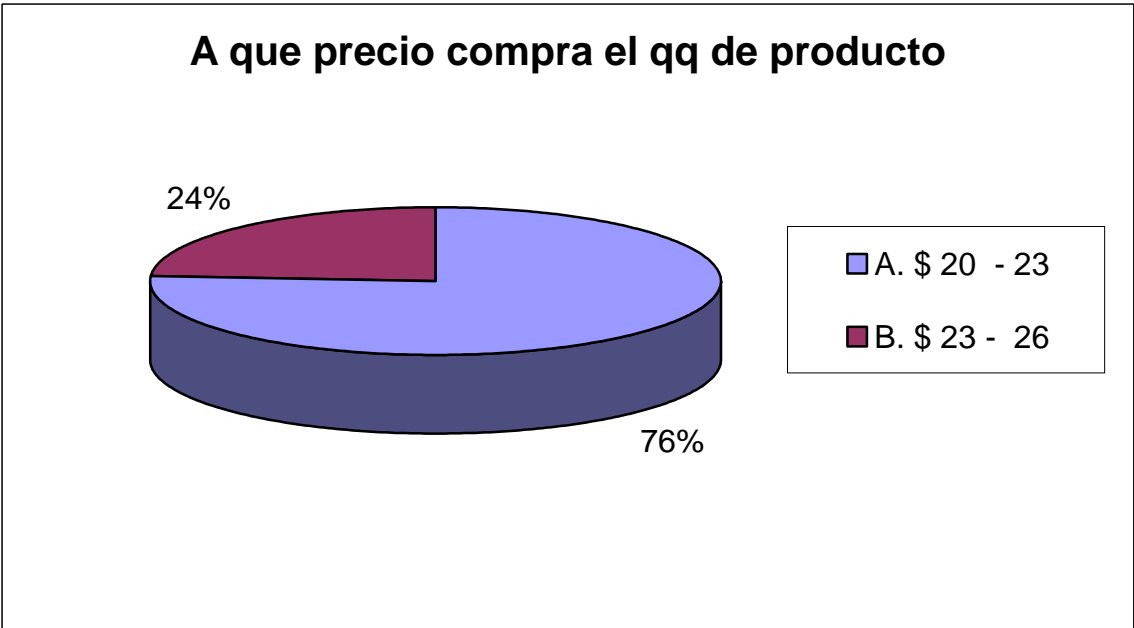
Respuestas	%
A. Extranjero	40
B. Nacional	60
TOTAL	100



Análisis: La mayor parte de frijol que se procesa en las ventas de granos proviene del interior del país.

Pregunta No. 3 ¿A que precio compra el quintal de frijol?

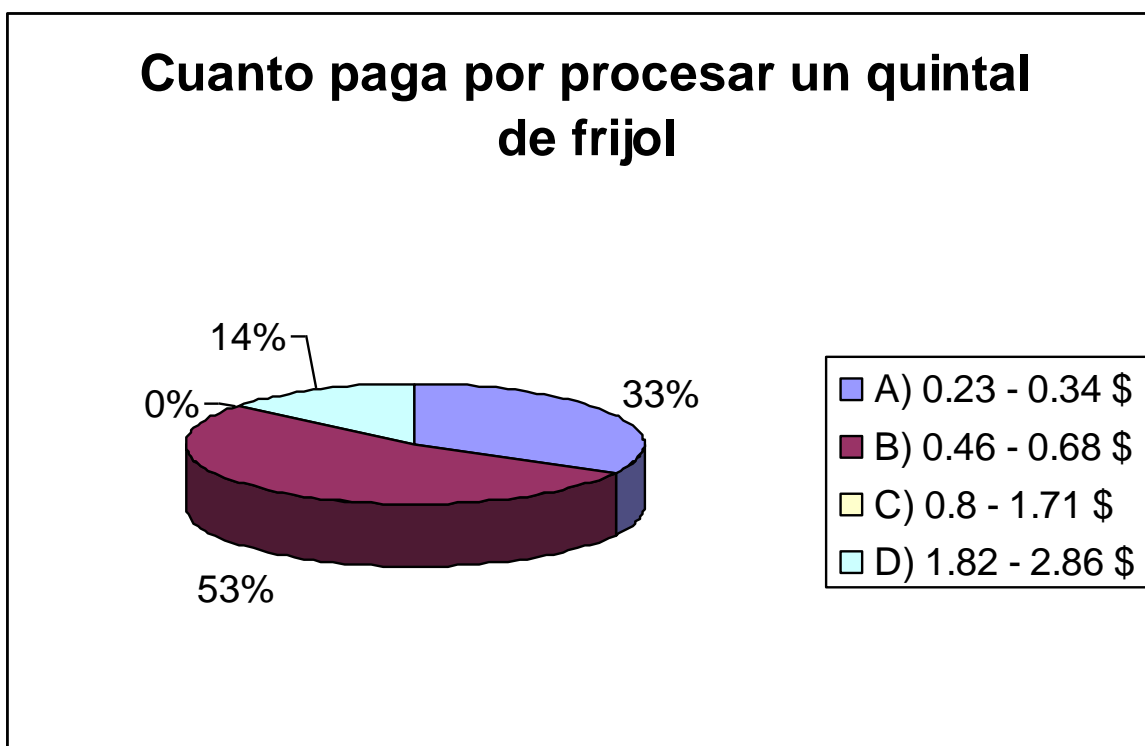
Respuestas	%
A. \$ 20 - 23	73
B. \$ 23 - 26	27
TOTAL	100



Análisis: El precio al que compran el frijol las ventas de granos en su mayoría oscila entre los 20 y 23 dólares por quintal.

Pregunta No. 4 ¿Cuánto paga por procesar un quintal de frijol?

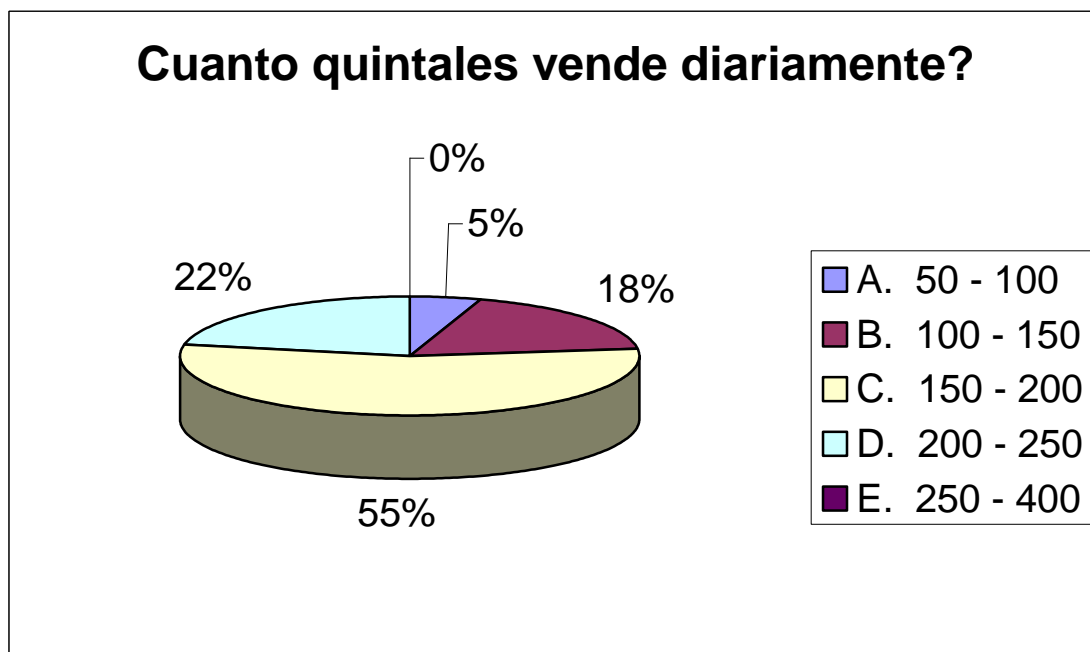
Respuestas	%
A. \$ 0.23 - 0.34	33
B. \$ 0.46 - 0.92	53
C. \$ 0.93 - 1.71	0
D. \$ 1.72 - 2.86	14
TOTAL	100



Análisis: A partir de los resultados obtenidos se observa que la mayor parte de las ventas de granos pagan de 0.46 a 0.69 dólares por limpiar y pulir un quintal de frijol utilizando maquinas simples que no ofrecen una buena calidad.

Pregunta No. 5 ¿Cuántos quintales de frijol aproximadamente vende diariamente?

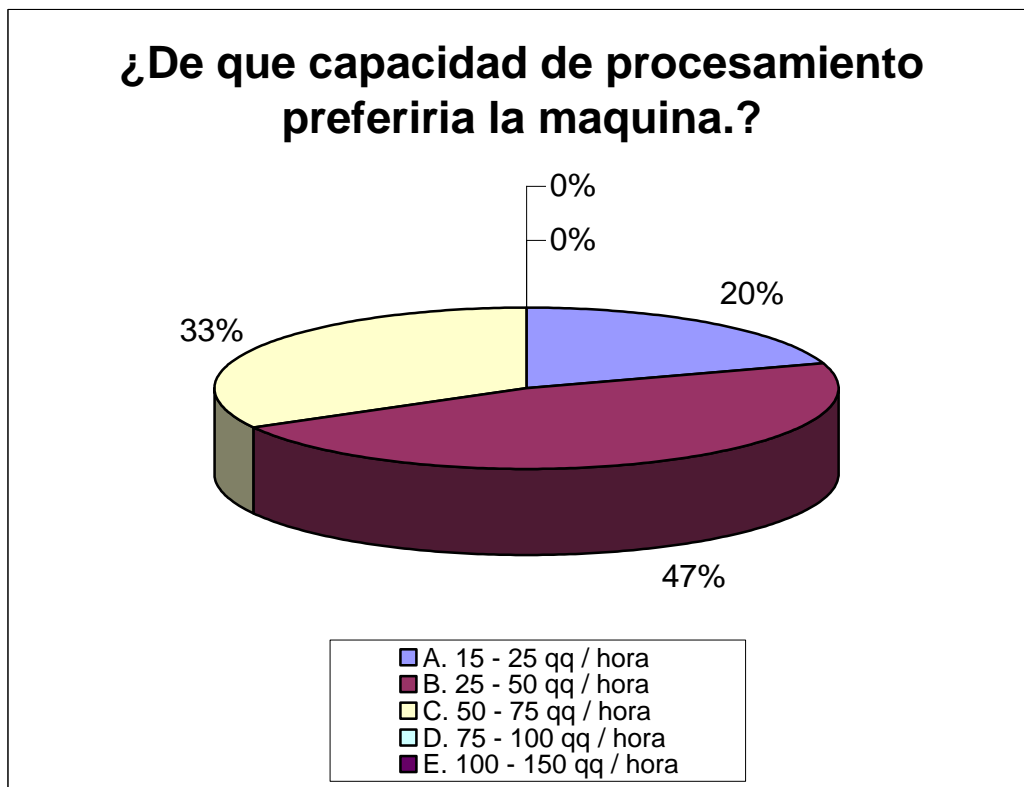
Respuestas	%
A. 50 - 100	5
B. 100 - 150	18
C. 150 - 200	55
D. 200 - 250	22
E. 250 - 400	0
TOTAL	100



Análisis: La mayoría de los puestos vende entre 150 y 200 quintales diarios.

Pregunta No. 6 ¿De que capacidad de procesamiento preferiría la máquina?

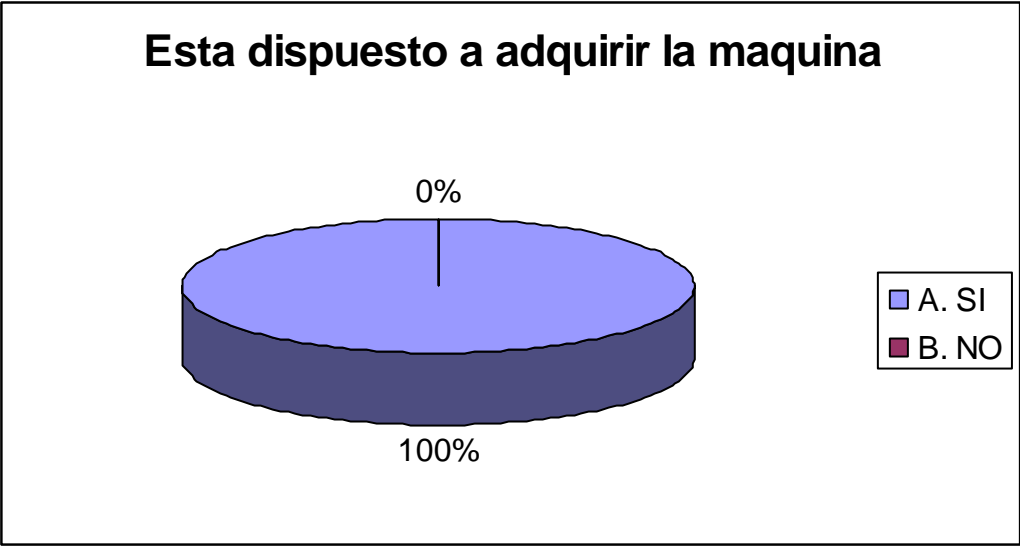
Respuestas	%
A. 15 - 25 qq / hora	20
B. 25 - 50 qq / hora	47
C. 50 - 75 qq / hora	33
D. 75 - 100 qq / hora	0
E. 100 - 150 qq / hora	0
TOTAL	100



Análisis: La capacidad de maquina que se ajusta a la mayor parte de encuestados es en primer lugar de 25 a 50 qq / hora, pero existe un porcentaje significativo que necesitan una maquina que procese de 50 a 75 qq / h

Pregunta No. 7 ¿Estaría interesado en adquirir una maquina que le procese el frijol?

Respuestas	%
A. SI	100
B. NO	0
TOTAL	100



Análisis: La totalidad de las ventas de granos encuestadas muestran interés en adquirir la maquinaria.

INTERPRETACION DE DATOS.

Al obtener los resultados de los indicadores en la investigación se logro conocer la necesidad que tienen las ventas de granos de poseer una máquina y al mismo tiempo se determino la capacidad de procesamiento que debe poseer la máquina para poder cubrir la demanda del mercado.

El indicador de la capacidad de procesamiento de la maquina refleja que al 47% le seria útil una máquina que procese de 25 a 50 qq/h pero también se ve que un 33% aceptan una máquina que procese de 50 a 75 qq/h, por ser un porcentaje significativo y tomando en cuenta que las personas que están en el rango de 25 a 50 pueden llegar a ampliar sus ventas se asumirá que la capacidad adecuada de procesamiento de la máquina para la micro y pequeña empresa será de 50 a 75 qq/h.

En cuanto a las hipótesis planteadas según los resultados obtenidos estas se aprueban. En la primera hipótesis específica que habla de la capacidad de procesamiento de la máquina de 25-50 qq/h se observa que la mayoría coincidieron en este resultado, pero aquí se considero un margen para aquellas que puedan crecer.

En la segunda hipótesis específica que hablaba del interés de adquirir la maquina, también, se cumplió, con lo que se puede concluir que se dio respuesta a la pregunta básica de la investigación, dicha información muestra la opinión de las ventas de granos en cuanto a la capacidad de procesamiento que es en si el objetivo de la investigación.

CAPITULO 4

"PROPUESTA DE DISEÑO"

4.1 CUADROS COMPARATIVOS ENTRE LOS PROCESOS DE MANUFACTURA

4.1.1 Criterios para determinar los metodos de procesamiento del frijol.

4.2 METODOS A UTILIZAR PARA PROCESAR EL FRIJOL.

4.2.1 Etapa de limpieza

4.2.2 Etapa de clasificacion

4.2.3 Etapa de pulido

4.0 PROPUESTA DE DISEÑO

Considerando las propiedades físicas del frijol y las condiciones ambientales de temperatura y humedad con que debe manejarse el grano después de su extracción de la vaina, los diferentes métodos de limpieza, clasificación y pulido y las cantidades que satisfacen la demanda de los distribuidores, se diseñará una máquina con una capacidad de procesamiento de 50 – 75 qq / hora.

4.1 CUADROS COMPARATIVOS ENTRE LOS PROCESOS DE MANUFACTURA

Las siguientes tablas muestran una comparación entre los diversos métodos de limpieza, clasificación y pulido que existen en la actualidad procesar el frijol.

1	Mejor Opción
2	2ª Opción
3	3ª Opción

CARACTERISTICAS	METODOS DE LIMPIEZA	
	ZARANDAS ROTATIVAS	ZARANDAS PLANAS CON AIRE FORZADO.
FACIL CONSTRUCCION	2	1
MENOR COSTO	1	2
MENOR CONSUMO DE POTENCIA	1	2
FACILIDAD DE MANTTO.	2	1
CALIDAD DE LIMPIEZA	2	1
MAYOR VELOCIDAD DE LIMPIEZA	2	1
MENORES PERDIDAS POR MALTRATO DEL GRANO	1	1
MENOR CONTAMINACION	2	1

CARACTERISTICAS	METODOS DE CLASIFICACION		
	MESA DENSIMETRICA	ASPIRADORA FRACCIONARIA	SEPARADOR NEUMATICO
FACIL CONSTRUCCION	3	2	1
MENOR COSTO	3	2	1
MENOR CONSUMO DE POTENCIA	3	2	1
FACILIDAD DE MANTTO.	3	2	1
CALIDAD DE CLASIFICACION	1	2	2
MAYOR VELOCIDAD DE CLASIFICACION	1	2	2
MENORES PERDIDAS POR MALTRATO DEL GRANO	1	2	2

CARACTERISTICAS	METODOS DE PULIDO	
	PULIDOR CENTRIFUGO	PULIDOR DE ASERRIN
FACIL CONSTRUCCION	1	2
MENOR COSTO	1	2
MENOR CONSUMO DE POTENCIA	1	2
FACILIDAD DE MANTTO.	2	1
CALIDAD DE PULIDO	2	1
MAYOR VELOCIDAD DE LIMPIEZA	2	1
MENORES PERDIDAS POR MALTRATO DEL GRANO	2	1
MENOR CONTAMINACION	2	1

4.1.1 Criterios para determinar los métodos de procesamiento del frijol.

Etapas de Limpieza:

En la etapa de limpieza se obviaron todos aquellos métodos artesanales debido a que el diseño que se propone será mecanizado, por lo tanto solo se evaluaron los métodos de limpieza de zaranda plana con aire forzado y zaranda cilíndrica rotativa. Una vez analizados los métodos anteriores se concluyó que el método más adecuado es el de zaranda plana con aire forzado por las ventajas que presenta entre ellas podemos mencionar:

- Facilidad de mantenimiento.
- Fácil construcción.
- Calidad en la limpieza.
- Mayor velocidad en la limpieza.
- Menor cantidad de grano dañado.
- Menor contaminación.

Etapas de Clasificación:

En la etapa de clasificación después de analizar los diferentes métodos expuestos se concluyó que la mejor opción para clasificar el grano es el separador neumático esto de acuerdo a las ventajas que presenta entre las que se pueden mencionar:

- Fácil construcción.
- Menor costo
- Menor consumo de potencia.
- Mayor facilidad en el mantenimiento.

Etapa de Pulido:

Una vez realizado el análisis de los diferentes métodos de pulido se optó por el pulidor de aserrín debido a las ventajas que este método presenta entre las que se pueden mencionar:

- Menor contaminación ambiental ya que el frijol es pulido por medio de aceite vegetal y aserrín, el cual circula en una trayectoria cerrada y de una manera cíclica lo que permite estar ocupando el mismo aserrín por un tiempo prolongado.
- Menor cantidad de grano dañado debido a la velocidad a la cual se realiza el pulido, y el poco o nulo impacto existente entre el grano y la carcaza de la máquina.
- La calidad del pulido ya que le da al grano un acabado superficial brillante debido al aceite y al mismo tiempo esta película de aceite le sirve para proteger mejor al grano

4.2 METODOS A UTILIZAR PARA PROCESAR EL FRIJOL

4.2.1 Etapa de Limpieza:

La limpieza en el diseño será por medio de zarandas planas y un ventilador centrífugo conectado a una campana que se encargará de captar en su interior toda la masa de aire contaminado como polvo y material inerte.

La combinación de zarandas planas y ventiladores centrífugos constituyen el sistema más eficiente para la limpieza de los granos. Ver Fig. 4.1



Fig 4.1 Sistema de limpieza de zarandas y ventilador

Las zarandas estarán constituidas por un depósito o alimentador, un sistema de aspiración de polvo (que se encuentra sobre los tamices) un conjunto de zarandas intercambiables y un dispositivo para producir la vibración u oscilación del conjunto de zarandas.

Partes que componen al equipo de limpieza:

El conocimiento de las partes que constituyen las máquinas de aire y zarandas es importante para obtener un buen rendimiento.

En general, las máquinas para la limpieza de granos por medio de aire y zarandas planas están constituidas básicamente por:

- Un alimentador
- Un sistema de ventilación
- Un conjunto de zarandas.

El alimentador. Los alimentadores de las máquinas de limpieza tienen la finalidad de regular el flujo del producto que entra a la máquina y distribuirlo uniformemente sobre la zaranda.

Los alimentadores están compuestos generalmente por un depósito o caja que recibe el material, un registro para regular el flujo de los granos que hace que los granos caigan sobre la malla o zaranda.

El sistema de ventilación: El sistema de ventilación es responsable de la eliminación de las impurezas livianas presentes en los productos y ésta se realiza por la acción del aire que se genera sobre la zaranda. Los sistemas de ventilación están formados básicamente por:

- a) Un ventilador centrífugo.
- b) Una campana.
- c) El ducto de succión de impurezas.
- d) Ciclón.

- a) El ventilador centrífugo. Se utiliza para producir un flujo de aire en el interior de la campana que aspira las impurezas livianas del producto; este succiona el polvo y material inerte con lo que se evita la contaminación ambiental causada por el equipo. Las impurezas más pesadas son eliminadas por los cernidores o zarandas.

En la entrada del ventilador se encuentra el registro de aire, que permite regularle la velocidad; éste debe ser suficiente para extraer únicamente las impurezas más livianas evitando la succión de los granos

- b) Campana: Se utiliza para captar la mayor parte de impurezas volátiles generadas al transportar el grano a través de la zaranda.

- c) El ducto de succión de impurezas: Es el encargado de transportar todas aquellas impurezas captadas de la campana de extracción hasta la entrada del ventilador.

- d) Ciclón: Se utiliza para separar el polvo del aire proveniente de la salida del ventilador logrando así acumular el polvo en un depósito cerrado para su posterior eliminación.

Mecanismos a utilizar:

Zaranda de orificios oblongos. Las zarandas de orificios oblongos generalmente se utilizan en la separación de materiales en los que predomina la forma alargada y en este caso por tratarse de frijol es la más adecuada

Las zarandas de orificios oblongos se especifican tomando la dimensión del ancho y la dimensión del largo del orificio.

Las zarandas o cernidores de orificios oblongos generalmente se instalan con el eje mayor del orificio en la dirección del movimiento de los granos, ya que de esta forma se facilita la separación.

El sistema de vibración. El sistema de vibración se utiliza para hacer oscilar las zarandas, con lo que el producto se pone en contacto con los orificios, se facilita la separación y se propicia un deslizamiento del producto sobre las zarandas. El sistema de vibración debe permitir movimientos oscilantes de tal manera que la masa de granos, penetre en los cernidores. Fig 4.2

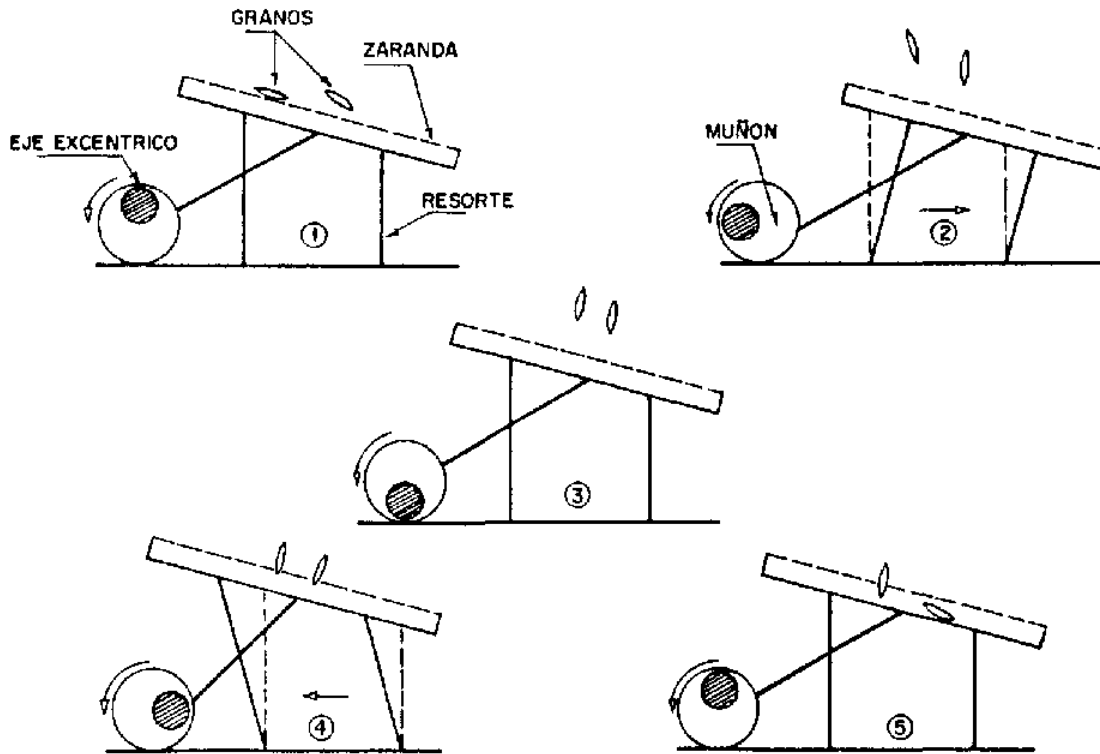


Fig 4.2. Movimiento de los granos por medio del sistema de vibración

Limpiador de zarandas. La separación de los granos en la zaranda se realizará por medio de bolas de goma o hule, estos constituyen uno de los dispositivos más utilizados, debido a su bajo costo y buen desempeño y a que no exigen gran mantenimiento. Las bolas de goma se colocan, en número que varía de 3 a 5 en los compartimientos debajo de las zarandas, de forma tal que al moverse golpean contra la superficie inferior como consecuencia de la vibración de las zarandas figura 4.3.



Fig 4.3 Limpiador de zarandas por medio de bolas de hule

4.2.2 Etapa de Clasificación:

Se realizara por medio de separadores de aire, las cuales estarán diseñadas para efectuar la clasificación en base a la diferencia de peso específico entre el frijol y las impurezas indeseables.

Separación de impurezas por medio del aire.

En las máquinas de limpieza, el ventilador aspira el aire, formando una corriente que al pasar por una capa delgada de granos elimina las impurezas más livianas y deja las más pesadas. El principio o fenómeno físico de los separadores por aire se ilustra en la figura 4.4.

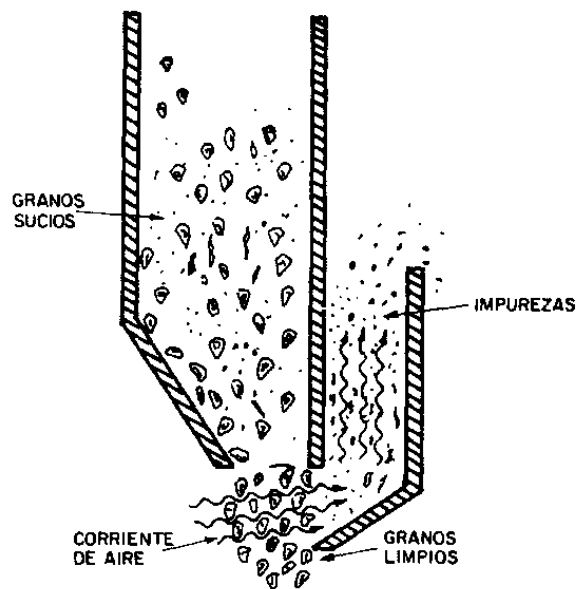


Fig 4.4. Fenómeno físico de los separadores de aire

En el diseño se utilizará un separador densimétrico o también llamando separador neumático, como el que se ilustra en la figura 4.5.

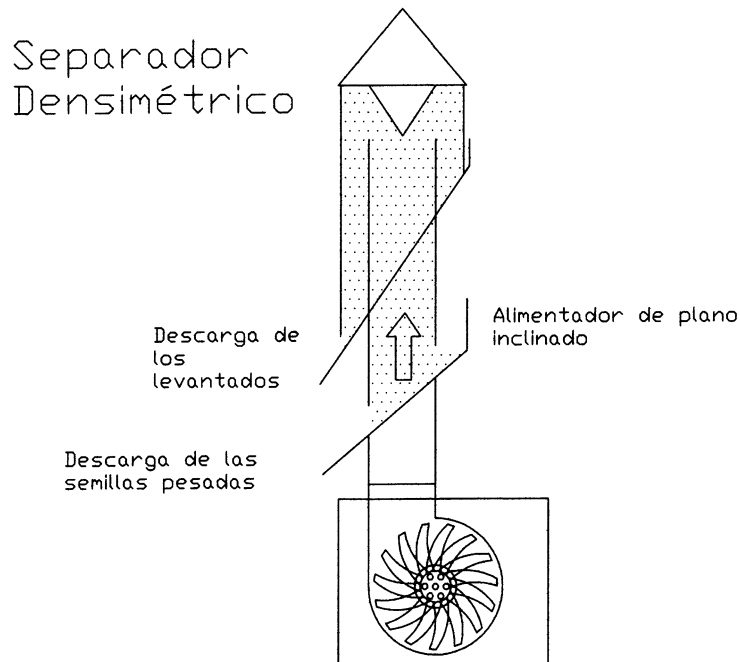


Fig 4.5 Separador Neumático

Descripción del funcionamiento: Las semillas serán alimentadas dentro de la columna vertical del aire en movimiento. Cuando la mezcla de frijol entre en la corriente de aire, las impurezas de velocidad terminal inferior a la del aire (semilla ligera) serán levantadas y llevadas a una salida de impurezas, Las semillas con velocidad terminal superior a la del aire (semilla pesada), caen a través de la columna de aire hasta tocar una fina maya de alambre inclinada diagonalmente en la columna. Estas semillas son desviadas por dicha maya a la salida de descarga de la semilla pesada.

Las variables de este separador serán:

- ***Velocidad de alimentación del grano:***

Esta determina la capacidad de procesamiento.

- ***Volumen de aire (velocidad)***

Se controla ajustando la abertura de la toma del aire.

La velocidad del aire deberá ajustarse de manera que se logre la separación deseada. Esto se puede realizar abriendo lentamente la toma del aire y revisando la separación hasta obtener los resultados perseguidos.

4.2.3 Etapa de Pulido

Hoy en día el mercado de los Granos exige una alta calidad en la presentación de los productos, es por ello que surge la necesidad de incorporar un equipo de pulido dentro del Proceso.

Esta etapa es la última dentro de todo el proceso y tiene como objetivo lograr que el frijol tenga un acabado superficial brillante, dándole así una mejor presentación.

El pulido del frijol en nuestro diseño se realizara utilizan el proceso de pulido con aserrín, el cual funcionara mediante la combinación de varios mecanismos, entre los que se encuentran:

- Elevador de canjilones.
- zaranda clasificadora.
- Tornillos sin fin.

Funcionamiento y Manejo:

El elevador será el encargado de transportar el frijol y aserrín a cada uno de los dos tornillos sin fin que están ubicados uno al lado del otro, estos transportaran el frijol una distancia determinada y en todo este trayecto se irán mezclando con aserrín humedecido con aceite vegetal lo que permitirá pulir el frijol sin causar impacto que pueda dañar el grano, cuando lleguen al final del recorrido saldrá tanto el frijol como el aserrín, estos caerán en una zaranda que tendrá un movimiento alternativo que permitirá que solo el aserrín atraviese la malla y el frijol se desplace hasta el final de

la zaranda para su posterior empacado. El aserrín es de nuevo tomado por el elevador y estará pasando por los tornillos sin fin de una manera cíclica.

El funcionamiento y manejo de la etapa de pulido esta representado en las figuras 4.6, 4.7 y 4.8

Elevador encargado de transportar el frijol y aserrín, hasta la entrada de los gusanos o tornillos sin fin, Ver figura 4.6.

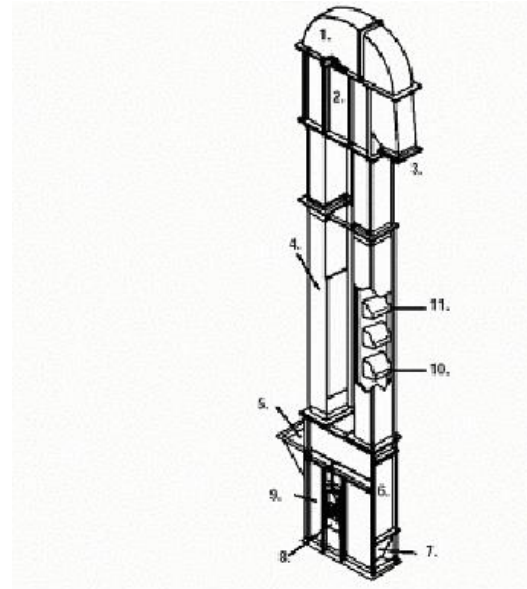


Fig 4.6 Elevador de frijol

MECANISMO ENCARGADO DE PULIR EL GRANO. Fig. 4.7

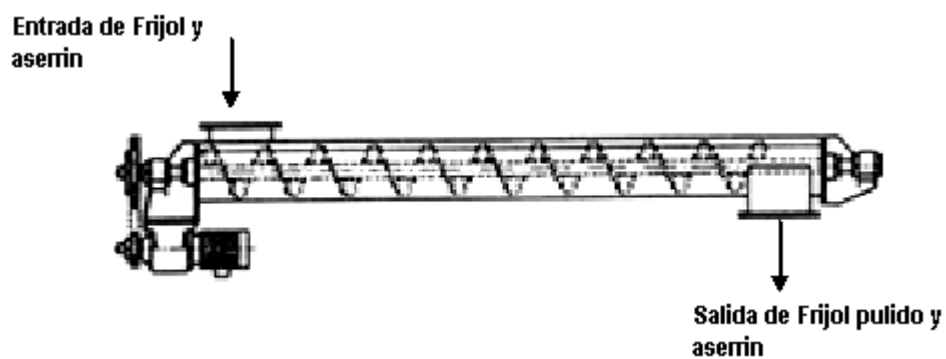


Fig. 4.7 Pulidor de Aserrín

El mecanismo encargado de separar el frijol del aserrín se detalla a continuación en la figura 4.8

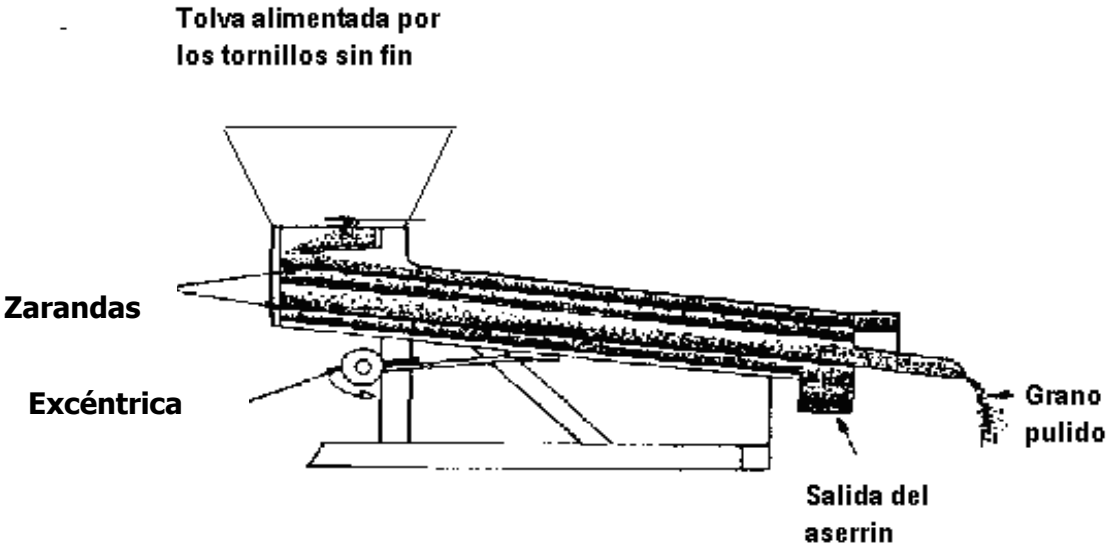


Figura 4.8 mecanismo para separar el frijol del aserrin

CAPITULO 5

“DISEÑO DE LOS ELEMENTOS MECANICOS A UTILIZAR”

5.1 ELEVADOR DE CANJILONES

- 5.1.1 Análisis de descarga de los canjilones
- 5.1.2 Velocidad del elevador de canjilones
- 5.1.3 Transmisión del elevador
- 5.1.4 Determinación de la capacidad del elevador
- 5.1.5 Determinación de la potencia del elevador
- 5.1.6 Determinación de la cadena a utilizar
- 5.1.7 Diseño del eje #1 del elevador
- 5.1.8 Diseño del eje #2 del elevador
- 5.1.9 Selección de cojinetes
- 5.1.10 Selección del motor eléctrico
- 5.1.11 Determinación de la banda a utilizar

5.2 ZARANDA LIMPIADORA

- 5.2.1 Transmisión de la zaranda
- 5.2.2 Diseño de eje de zaranda
- 5.2.3 Selección de cojinetes
- 5.2.4 Selección de motor eléctrico
- 5.2.5 Determinación de la banda a utilizar
- 5.2.6 Selección de ventilador de campana de extracción.

5.3 SEPARADOR NEUMÁTICO

- 5.3.1 Selección de Ventilador

5.4 ELEVADOR DE CANJILONES

5.5 TRANSPORTADOR DE TORNILLOS

- 5.5.1 Potencia Requerida
- 5.5.2 Selección de cadenas.
- 5.5.3 Diseño de Eje 2 de Tornillo sinfín.
- 5.5.4 Selección de cojinetes
- 5.5.5 Selección de motoreductor

5.6 ZARANDA SEPARADORA.

5.7 ANALISIS DE LA ESTRUCTURA

- 5.7.1 Análisis de la viga #1
- 5.7.2 Análisis de la viga posterior #2
- 5.7.3 Análisis de las columnas
- 5.7.4 Análisis de la soldadura en las mensulas.
- 5.7.5 Análisis de la soldadura de la viga posterior #2.
- 5.7.6 Sujeccion de la maquina al suelo.

5.0 DISEÑO DE LA MAQUINA

ETAPA DE LIMPIEZA

5.1 ELEVADOR DE CANJILONES

Los elevadores que se utilizarán en el diseño serán los elevadores de canjilones de descarga centrífuga, ya que estos se adaptan en particular al manejo de granos. La longitud de los elevadores esta limitada por la resistencia de las cadenas o de las bandas. Pueden armarse en varias secciones hasta de 30m de longitud, aunque en promedio miden de 7.6 a 23m.

5.1.1 Análisis de descarga de los canjilones.

El siguiente cuadro sinóptico indica la clasificación de los elevadores con relación a la forma de la descarga.

Descarga por gravedad:

- a) De descarga periférica (Canjilones espaciados).
- b) De descarga Central.

Descarga centrífuga:

- c) De descarga periférica. (Canjilones continuos)
- d) Descarga periférica (Canjilones espaciados).

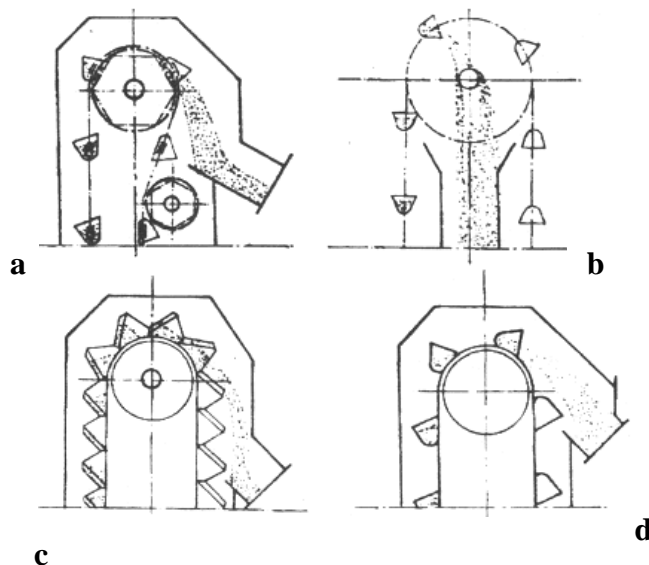


Fig. 5.1
Tipos de elevadores de canjilones.

Seguidamente se describe la descarga del material. Para ello, se considera la figura 5.2 en el cual se han dibujado diversos canjilones, en el numero 1 sólo actúa el peso del material P contenido en el mismo. En los números 2,3 y 4 actúa además la fuerza centrífuga F_c dirigida en sentido radial, la cual al componerse con P , dará una resultante R que será función del ángulo que define la posición del mismo. Para estudio de la descarga interesa considerar sólo los canjilones 3 y 4. En el número 3, situado sobre la vertical la resultante coincidirá con dicha vertical. El caso limite, en el cual los materiales sueltos tales como cereales, harina y otros, comiencen a fluir, se verifica cuando $P = F_c$ tal como se ve en el canjilon #3. Fig 5.2 (Descarga del material).

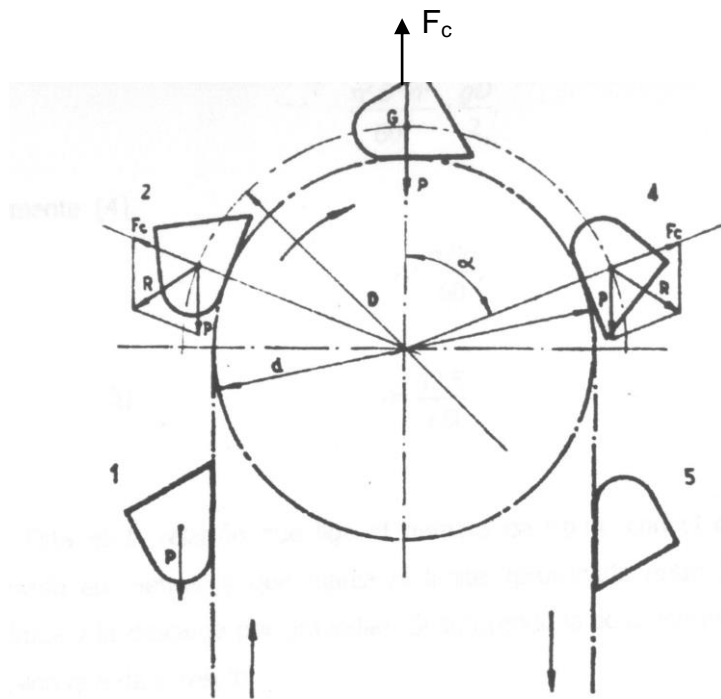


Fig 5.2 Descarga del material.

Analizando la magnitud de las fuerzas en el canjilon #3.

$$P = F_c$$

Donde:

P : Peso del canjilon.

F_c : Fuerza centrífuga dirigida en sentido radial.

Peso del canjilon = Fuerza centrífuga.

$$P = F_c$$

Fuerza centrífuga = masa x aceleración centrífuga.

$$F_c = m a_c \quad (\text{Ecuación 1}).$$

$$y, a_c = \frac{v_t^2}{\frac{D}{2}} \quad (\text{Ecuación 2}).$$

Donde:

a_c = Aceleración centrífuga.

v_t = Velocidad tangencial.

D = Diámetro de la polea del elevador.

$$\text{Conociendo que masa} = \frac{\textit{peso}}{\textit{gravedad}}$$

por lo tanto.

$$m = \frac{P}{g}. \quad (\text{Ecuación 3})$$

Donde: P = peso.

g = Gravedad (m/s^2).

m = masa.

Sustituyendo la ecuación 2 y 3 en la ecuación 1.

$$F_c = \frac{P}{g} \frac{v_t^2}{\frac{D}{2}}$$

Como: $P = F_c$

$$P = \frac{P}{g} \frac{v_t^2}{\frac{D}{2}}$$

Simplificando la expresión anterior se obtiene:

$$gD = 2v_t^2$$

Despejando v_t^2 .

$$v_t^2 = \frac{gD}{2} \quad (\text{Ecuación 4})$$

$$\text{Donde: } v_t = \frac{\pi D n}{60} \quad (\text{Ecuación 5})$$

Sustituyendo la ecuación 5 en la ecuación 4.

$$v_t^2 = \frac{\pi^2 n^2 D^2}{60^2} = \frac{gD}{2}$$

$$\frac{\pi^2 D^2 n^2}{60^2} = \frac{gD}{2}$$

Despejando n.

$$n = \frac{60\sqrt{g}}{\pi\sqrt{2}\sqrt{D}} = \frac{42.29}{\sqrt{D}} \quad (\text{Ecuación 6})$$

Sustituyendo la ecuación 6 en la ecuación 5 se obtiene:

$$v_t = \frac{\pi D}{60} \frac{42.29}{\sqrt{D}} = 2.25\sqrt{D} (m/s)$$

$v_t = 2.25\sqrt{D} (m/s)$	(Ecuación 7)
----------------------------	--------------

Esta relación que liga el número de rpm con el diámetro D expresado en metros y marca el límite aproximado entre la descarga centrífuga y la descarga por gravedad.

5.1.2 Velocidad del elevador de canchilones

Para determinar la velocidad a la cual tiene que estar la banda donde están sujetos los canchilones se utiliza la ecuación 7.

$$v_t = 2.25 \sqrt{D(m/s)}.$$

Donde D = diámetro de la polea interna del elevador = 0.53 m*

$$V_t = 2.25 \sqrt{0.53} = 1.63 \text{ m/s}$$

Esta es la velocidad mínima que se puede utilizar; por lo tanto, se asignara una velocidad de 2 m/s; la cual permite calcular la cantidad de quintales por hora que será capaz de transportar el elevador.

Ahora se necesita calcular las rpm en la polea interna del elevador.

Se sabe que $v_t = \pi D n$.

Donde: $v_t = 2 \text{ m/s}$

$$D = 0.53$$

$$n = ???$$

$$n = \frac{v_t}{\pi D} = \frac{2}{\pi \cdot 0.53} = 1.2 \frac{\text{rev}}{\text{seg}} = 72 \text{ rpm.}$$

Se tiene que calcular una transmisión la cual sea capaz de reducir la velocidad del motor a una velocidad de 72 rpm en el eje de la polea interna del elevador, asegurándose así que exista una descarga centrifuga del material a transportar.

Esto se lograra mediante la combinación de poleas y piñones de cadena. Fig. 5.3

* Tesis de Diseño de planta procesadora de harina de arroz, UDB. 1999. Nelson Armando Salazar. Anexos Tabla A20.

5.1.3 Transmisión del Elevador:

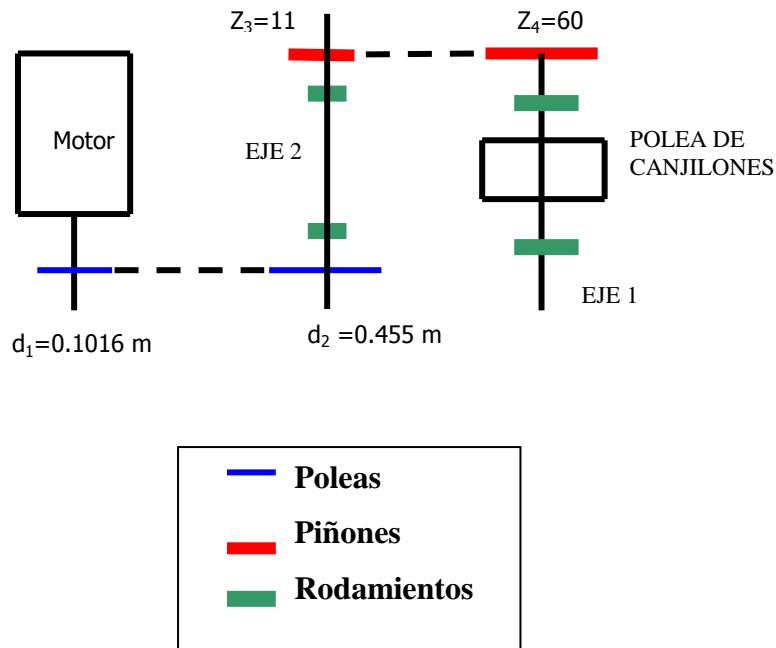


Fig. 5.3
Transmisión para el elevador.

Definiendo datos:

$n_1 = 1750$ rpm	Velocidad del motor
$d_1 = 0.1016$ m	Polea del motor.
$d_2 = 0.455$ m	Polea eje 2
$Z_3 = 11$ dientes	Rueda dentada eje 2.
$Z_4 = 60$ dientes	Rueda dentada eje 1
$n_2 =$ rpm del eje 2.	
$n_3 =$ rpm del eje 1.	

$$n_1 \times d_1 = n_2 \times d_2$$

$$1750 \times 10.16 = n_2 \times 45.5$$

$$n_2 = \frac{1750 \times 10.16}{45.5} = 390.76 \text{ rpm (velocidad en el eje 2)}$$

$$n_2 \times Z_3 = n_3 \times Z_4$$

$$390.76 \times 11 = n_3 \times 60$$

$$n_3 = \frac{390.76 \times 11}{60} = 71.60 \text{ rpm (velocidad en el eje 1)}$$

Con esa velocidad angular y una polea de 0.53 m, aseguramos una velocidad lineal de 2 m/s para que exista una descarga centrifuga.

5.1.4 Determinación de la capacidad del elevador.

Dimensiones del Canjilon:

Las dimensiones del canjilon que se detallan en la figura 5.4, permiten alojar en su interior un volumen de 0.25 lt.

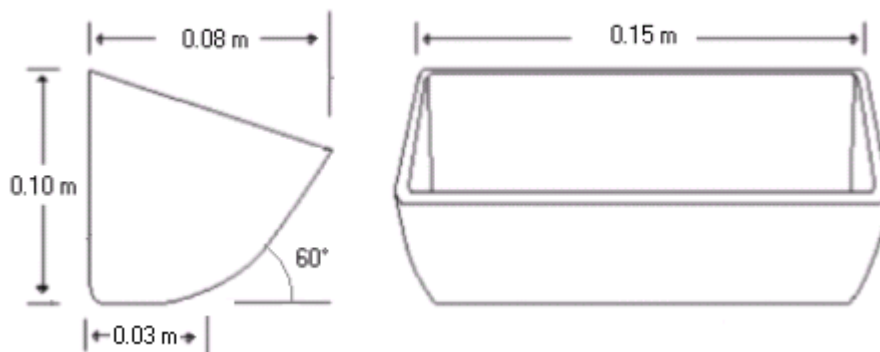


Fig 5.4 Dimensiones del canjilon.

Un aspecto importante es la sujeción de los canjilon sobre la banda de goma por lo general, el método más eficaz es a través de sujeción con tornillos como se muestra en la figura 5.6.

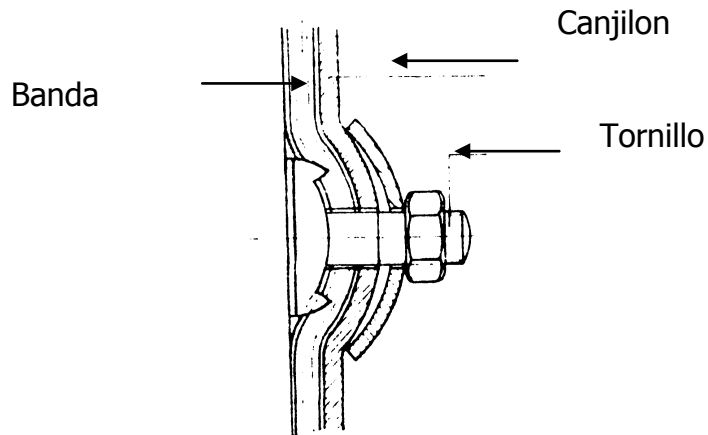


Fig. 5.5
Fijación del canjilon sobre banda mediante
tornillos

La fijación de los canjilones en la banda se hará mediante una sola fila de tornillos como se ve en la figura 5.7

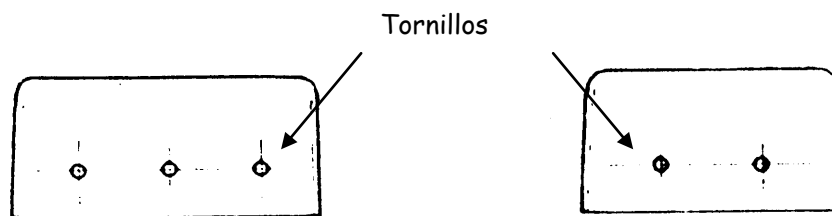


Fig. 5.6 Fijación mediante una sola fila de tornillos.

La capacidad en Tn/ hora, viene dada por la expresión.

$$Q = 3.6 (c/d) v \gamma \psi . \quad (\text{Ecuación 8})^*$$

c = Capacidad de un cangilón en litros.

d = Distancia entre cangilones en mts.

v = Velocidad de la faja en mts/seg.

γ = Densidad aparente del material Tn/ m^3

ψ = factor de llenado [para granos ± 0.75].

* Tesis de Diseño de planta procesadora de arroz, UDB 1999. Nelson Armando Torres.

Sustituyendo:

$$Q = 3.6 (c/d) v \gamma \psi.$$

$$c = 0.25 \text{ litros. (Volumen en el canjilon)}$$

$$d = 0.25 \text{ m. (4 canjilones por metro)}$$

$$v = 2 \text{ m/s.}$$

$$\gamma = 0.7 \text{ Tn/m}^3.$$

$$\psi = 0.75$$

$$Q = 3.6 \frac{0.25}{0.25} \times 2 \times 0.7 \times 0.75 = 3.78 \text{ Tn/h.}$$

$$Q = 3.78 \frac{\text{tn}}{\text{h}} \times \frac{2000\text{lb}}{\text{tn}} \times \frac{1\text{qq}}{100\text{lb}} = \mathbf{75.6 \text{ qq /h.}}$$

La capacidad máxima (ideal) del elevador es de 75.6 qq/h.

5.1.5 Determinación de la potencia de la carga:

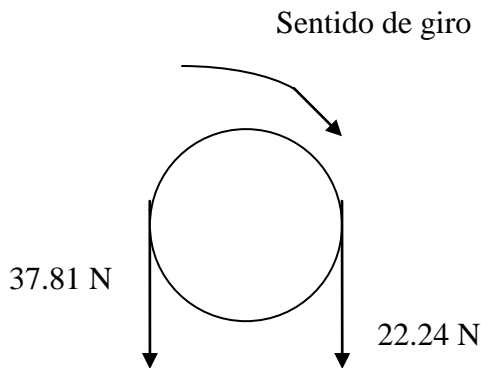
El peso del canjilon = 2.22 N

Volumen de cada canjilon = 0.00025m^3

$$\text{Peso fríjol} = \delta_{\text{frijol}} \times \text{volumen.} = 0.7 \frac{\text{Tn}}{\text{m}^3} \times \frac{.00025\text{m}^3}{1} \times \frac{1000\text{Kg}}{1\text{Tn}} \times \frac{9.81\text{N}}{1\text{kg}} = 1.71 \text{ N}$$

$$\text{Peso del canjilon} + \text{Peso del frijol} = 2.22 \text{ N} + 1.71 \text{ N} = 3.93 \text{ N}$$

Cada canjilón solo pesa 2.22 N sin carga y con carga de frijol 3.93 N, estos valores fueron medidos experimentalmente, por el hecho de llevar 4 canjilones por metro y una altura total del elevador de 2.5 metros, el lado izquierdo soporta un peso de 37.81 N que sería el lado tenso que es el que lleva la carga ; y en el lado flojo solo soporta el peso del canjilón vacío de 22.2 N



$$F_1 = 37.81 \text{ N}$$

$$F_2 = 22.24 \text{ N}$$

$$Fn = F_1 - F_2 = 37.81 - 22.24 = 15.6 \text{ N}$$

$$Torque = (F_1 - F_2) \left(\frac{D}{2} \right) = (15.6) \frac{0.53}{2} = 4.12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Potencia en toda la transmisión:

$$P_{ot} = T\omega$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}; \quad \text{donde } n: \text{ rpm en eje 1} = 71.6$$

$$\omega = \frac{2\pi 71.6}{60} = 7.28 \text{ rad/s}$$

$$P_{ot} = T\omega = 4.12 \times 7.28 = 30 \text{ watts} = 0.040 \text{ hp}$$

5.1.6 Determinación de la Cadena a utilizar.

Partiendo de un factor de servicio para choque mediano de 1.4 ⁽¹⁾

$$\text{Potencia de diseño} = 0.040 (1.4) = 0.056 \text{ hp}$$

De tabla ⁽²⁾ para la rueda dentada mas pequeña de 11 dientes $K_1 = 0.53$.

De tabla ⁽³⁾ para un torón $K_2 = 1.0$

De tabla ⁽⁴⁾ Para una velocidad de 390.76 rpm en el eje 2 (ver Fig. 5.3)

(1) Factor de servicio sugerido K_s . Diseño en Ing. Mec. Shigley. Tabla 17-11 Pag. 764. Anexos Tabla A8

(2) Factor de corrección por dientes. Diseño en Ing. Mec. Shigley. Tabla 17-16 Pag. 773. Anexos Tabla A11

(3) Factor K_2 para torones múltiples. Diseño de Ing. Mec. Shigley. Tabla 17-17 Pag. 774. Anexos Tabla A12

(4) Capacidad de potencia en HP. Diseño de Ing. Mec. Shigley. Tabla 17-14 Pag. 771. Anexos Tabla A10

Interpolando para cadena paso 40:

Velocidad	Potencia	
300	1.85	
390.76	X	X = 2.35 hp
400	2.40	

$$\text{Potencia corregida} = H' = k_1 \cdot k_2 \cdot X = 0.53 \times 1 \times 2.35 = 1.24 \text{ hp}$$

Comparando este valor de potencia que resiste la cadena (1.24 hp) con el de potencia de diseño que necesitamos (0.056 hp) nos damos cuenta que:

$$1.24 > 0.056$$

Por lo tanto es satisfactorio este número de cadena 40-1 (Paso 40 con un torón)

Teniendo una distancia entre centros de 0.5m entre la rueda dentada de 60 dientes y la de 11 dientes, se calcula la longitud total de la cadena con la siguiente formula:

$$L_p = 2C + 1.57(d_{z_{11}} + d_{z_{60}}) + \left(\frac{d_{z_{60}} - d_{z_{11}}}{4C} \right)$$

C = Distancia entre centros.

$d_{z_{60}}$ = Diámetro rueda mayor Z60

$d_{z_{11}}$ = Diámetro rueda menor z11

Se calcula el diámetro para las ruedas dentadas:

Rueda de 11 dientes P40 (paso 12.7mm)

$$d_{z_{11}} = P / \text{sen}(180/11) = 12.7 / \text{sen}(180/11) = 0.045m$$

Rueda de 60 dientes P40 (paso 12.7mm)

$$d_{z_{60}} = P / \text{sen}(180/60) = 12.7 / \text{sen}(180/60) = 0.24m$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$L_p = 2(0.5) + 1.57(0.045 + 0.24) + \left(\frac{0.24 - 0.045}{4(0.5)} \right)$$

$$L_p = 1.55m$$

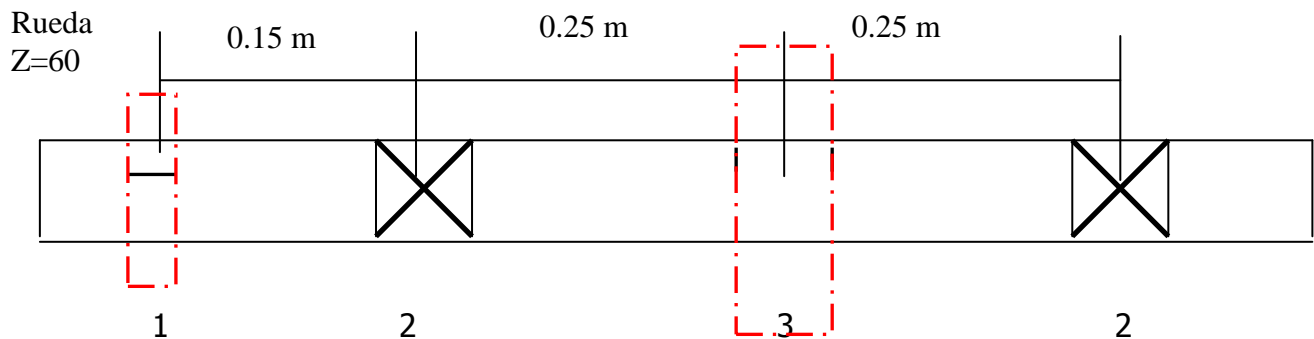
Numero de pasos = Longitud total de la cadena / paso de la cadena

$$\text{Numero de pasos} = 1.55 \text{ m} / 0.0127 \text{ m}$$

$$\text{Numero de pasos} = 122$$

5.1.7 Diseño de eje #1

En la siguiente figura se representa la configuración geométrica del eje.



Posición 1: Rueda dentada, soportara la fuerza de la transmisión.

Posición 2: Cojinetes.

Posición 3: Polea para banda de canjilones, la cual soportara el peso de los canjilones, el frijol y de la polea.

Fuerzas en la transmisión: (posición 1)

$$d_{z11} / 2 = r_{z11} = 0.0225 \text{ m}$$

$$d_{z60} / 2 = r_{z60} = 0.12 \text{ m}$$

La diferencia de los radios de ambas ruedas es:

$$\Delta r = r_{Z60} - r_{Z11} = 0.12 - 0.0225 \text{ m}$$

$$\Delta r = 0.0975 \text{ m}$$

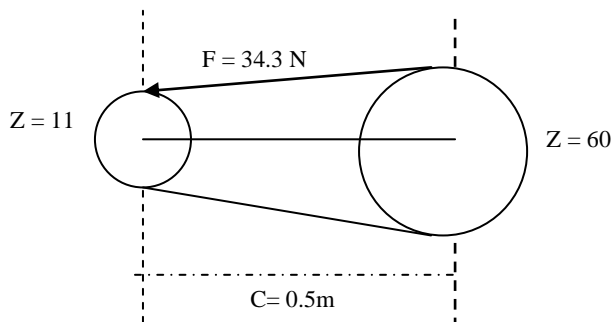
$$T = F \times r$$

Donde:

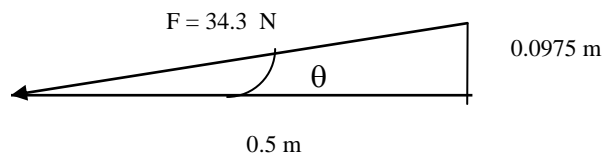
$$T = \text{Torque en el eje \#1 (rueda de 60 dientes)} = 4.12 \text{ N} \cdot \text{m (Ver Sec. 5.1.5)}$$

$$r = \text{radio del rueda Z60} = 0.12 \text{ m}$$

$$\text{Por lo tanto } F = \frac{T}{R} = \frac{4.12}{0.12} = 34.33 \text{ N}$$



Teniendo en cuenta la diferencia de radios entre las ruedas dentadas y descomponiendo la fuerza en dirección normal y tangencial en la rueda Z60.



$$\text{Calculando el Angulo } \tan \theta = \frac{0.0975}{0.5} = 13.69^\circ$$

$$F_x = F \cos \theta = 34.33 \cos 13.69^\circ = 33.35 \text{ N}$$

$$F_y = F \sin \theta = 34.33 \sin 13.69^\circ = 8.14 \text{ N}$$

Calculo de Pesos: (posición 3)

Peso de los canjilones + peso del frijol + peso de la polea.

Canjilones + frijol: 37.81 N

Canjilones vacios: 22.24 N

Polea: Lam. Rolada + Disco Ctral + Buje (Ver Diseño en sec. de inercias)

Peso = γV γ : Peso especifico del acero 0.29 Lb/plg³ = 78751 N/m³

V: Volumen (m³)

V = Area x largo

- Volumen lamina rolada = $0.0127 \times 0.3048 \times \pi(0.53) = 6.445 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
Peso = $78751 \text{ N/m}^3 \times 6.445 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 502.6 \text{ N}$
- Peso disco central = $78751 \times \pi (0.50^2 - 0.0508^2)/4 \times 0.0127 = 195.72 \text{ N}$
- Peso Buje = $78751 \times \pi (0.0508^2 - 0.0254^2)/4 \times 0.1016 = 12.14 \text{ N}$

Total de pesos:

Canjilones mas frijol : 37.81

Canjilones vacios: 22.24

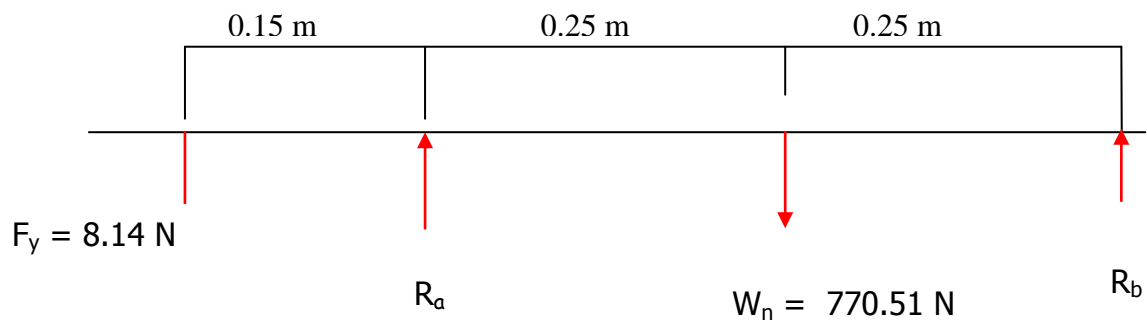
Polea: 502.60

 195.72

12.14

$W_n = 770.51 \text{ N}$

Análisis del plano Y



$$\sum M_a = 0$$

$$8.1(0.15) - 770.51(0.25) + R_b(0.5) = 0$$

$$R_b = \frac{1.22 + 192.62}{0.5} = 382.81 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_a - W_n - 8.14 + R_b = 0$$

$$R_a = 770.51 + 8.14 - 382.81$$

$$R_a = 395.84 \text{ N}$$

Análisis del plano X



$$\sum M_a = 0$$

$$33.3(0.15) - R_b(0.5) = 0$$

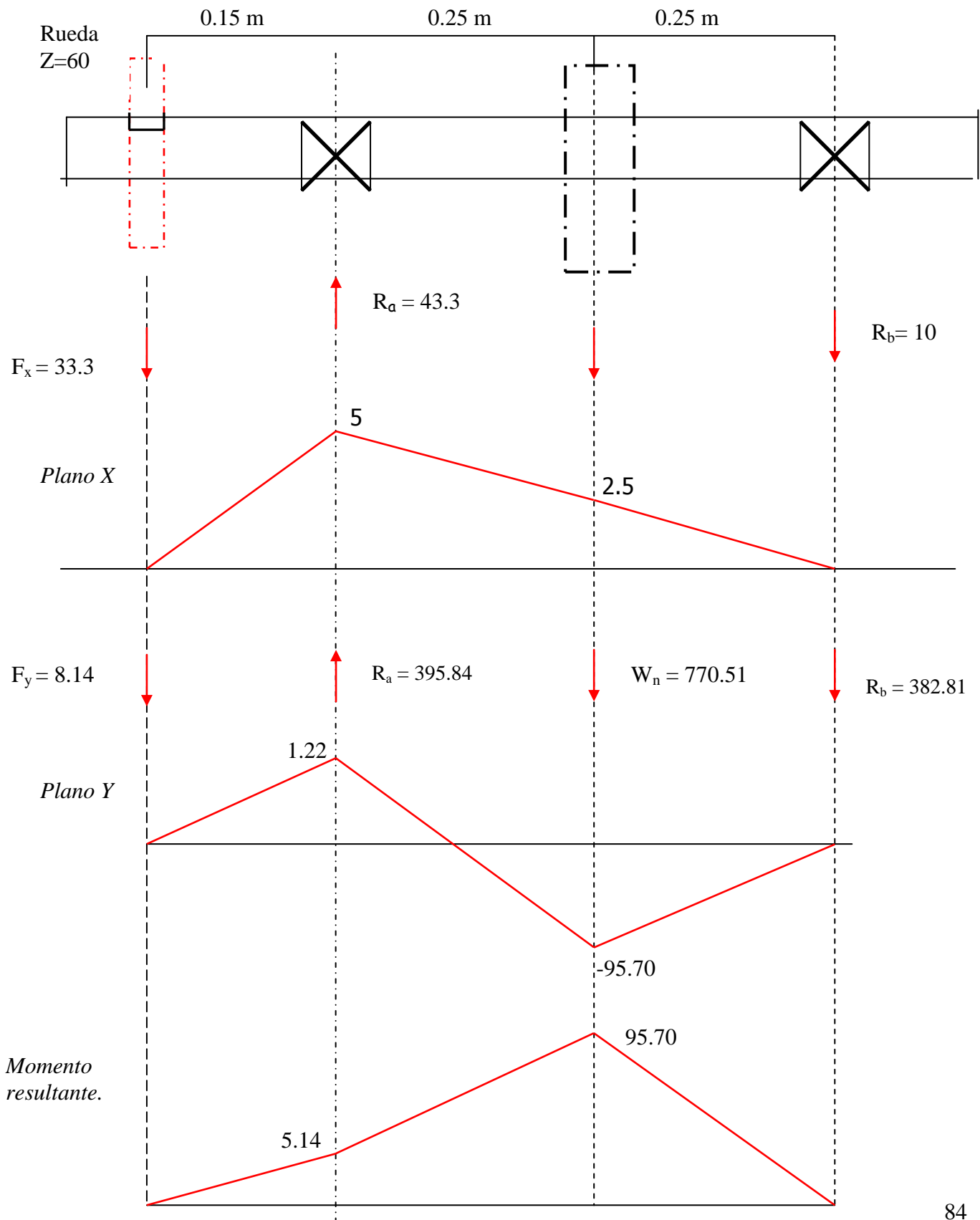
$$R_b = \frac{33.3(0.15)}{0.5} = 10 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_a - F_x - R_b = 0$$

$$R_a = 10 + 33.3 = 43.3 \text{ N}$$

DIAGRAMA DE MOMENTO EJE 1



DIMENSIONAMIENTO DEL EJE 1.

Tomando como material acero AISI 1020 HR

$$S_{ut} = 380 \text{ MPa}^{(1)}$$

$$K_a = a(S_{ut})^b = 4.51(380)^{-0.265} = 0.93 \quad (\text{Factor de acabado superficial, maquinado})$$

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} = \left(\frac{15.24}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.9244 \quad (\text{Factor de tamaño a flexion, } d = 15.24\text{mm})$$

$$K_f = 1.6 \text{ para cuñeros de patin.} \quad (\text{Concentrador de Esfuerzos})$$

$$S_n' = 0.5 (S_{ut}) = 0.5 (380) = 190 \text{ MPa} \quad (\text{Resistencia a la Fatiga})$$

$$S_n = K_a k_b S_n'$$

$$S_n = 0.93 \times 0.9244 \times 190 = 163.34 \text{ MPa.} \quad (\text{Resistencia a la fatiga corregida})$$

$$\sigma_a = \left(\frac{32M}{\pi D^3}\right) = 32\left(\frac{95.7}{\pi D^3}\right)(1.6) = \frac{1559.6}{D^3} \text{ Pa} \quad (\text{Esfuerzo Alterno})$$

$$\sigma_m = \frac{16T}{\pi D^3} = \frac{16(4.12)}{\pi D^3} = \frac{20.98}{D^3} \text{ Pa} \quad (\text{Esfuerzo Medio})$$

Resolviendo en la ecuación de Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad \text{donde } n = 2 \text{ Factor de seguridad.}$$

$$\frac{1559.6}{163.3 \times 10^6 D^3} + \frac{20.98}{380 \times 10^6 D^3} = \frac{1}{2}$$

Resolviendo:

$$\mathbf{D = 0.026 \text{ m.}}$$

(1) Propiedades mecánicas de los aceros. Anexos Cuadro A4.

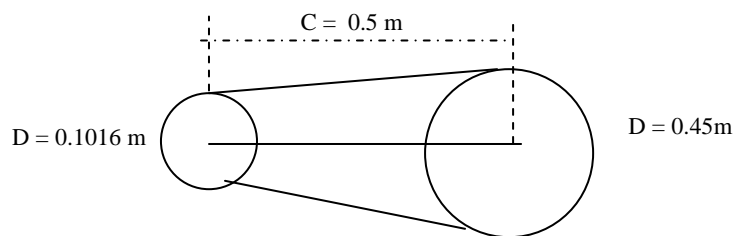
5.1.8 Diseño de eje 2

De la figura 5.3, el torque en el eje 1 es 4.12 N – m, por lo tanto las componentes de las fuerzas en la rueda de 11 y 60 dientes son iguales; F_x y F_y en ambas ruedas son de 33.35 N y 8.14 N respectivamente.

$$\text{El torque en el eje 2} = F_2 \times r_{z11} = 34.33 (0.0225) = 0.772 \text{ N} - m$$

$$\text{Fuerza en la polea de } 0.45\text{m} = F = \frac{0.772\text{N} - m}{0.225\text{m}} = 3.4\text{N}$$

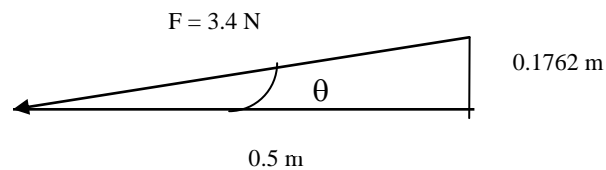
Teniendo en cuenta la diferencia de radios entre las poleas y descomponiendo la fuerza en dirección normal y tangencial en la polea 0.45m



La diferencia de los radios en ambas poleas es:

$$\Delta r = r_{0.45} - r_{0.1016} = 0.227 - 0.0508$$

$$\Delta r = 0.1762 \text{ m}$$



$$\text{Calculando el Angulo } \tan \theta = \frac{0.1791}{0.5} = 19.41^\circ$$

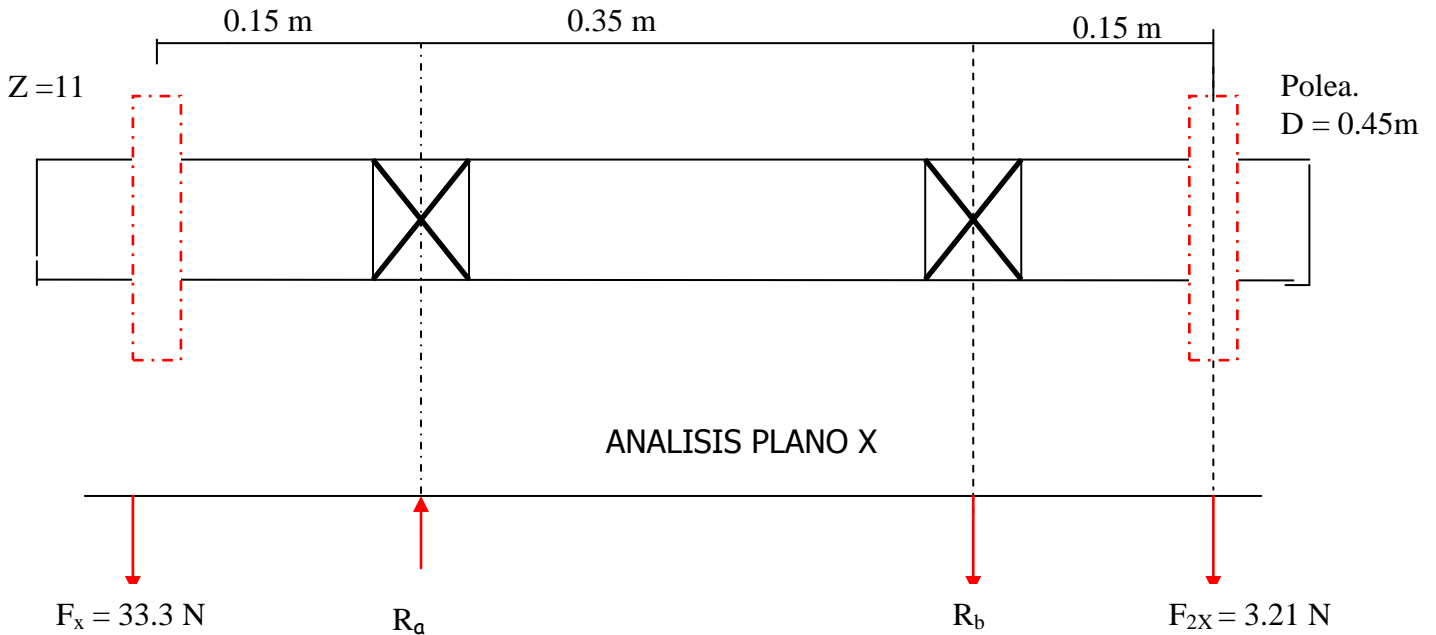
$$F_{2x} = F \cos \theta = 3.4 \cos 19.41^\circ = 3.21 \text{ N}$$

$$F_{2y} = F \sin \theta = 3.4 \sin 19.41^\circ = 1.13 \text{ N}$$

Por lo tanto estas son las fuerzas en la poleas de 0.45 m.

DISTRIBUCION DE FUERZAS EN EJE #2

En la siguiente figura se representa la configuración geométrica del eje.



$$\sum M_a = 0$$

$$33.3(0.15) - 0.35(R_b) - 3.21(0.5) = 0$$

$$\frac{5 - 1.6}{0.35} = 9.7 N = R_b$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-33.3 + R_a - R_b - 3.21 = 0$$

$$R_a = 46.21 N$$

ANALISIS PLANO Y

$$F_y = 8.14$$

$$\sum M_a = 0$$

$$8.1(0.15) - 0.35 R_b + 1.13(0.5) = 0$$

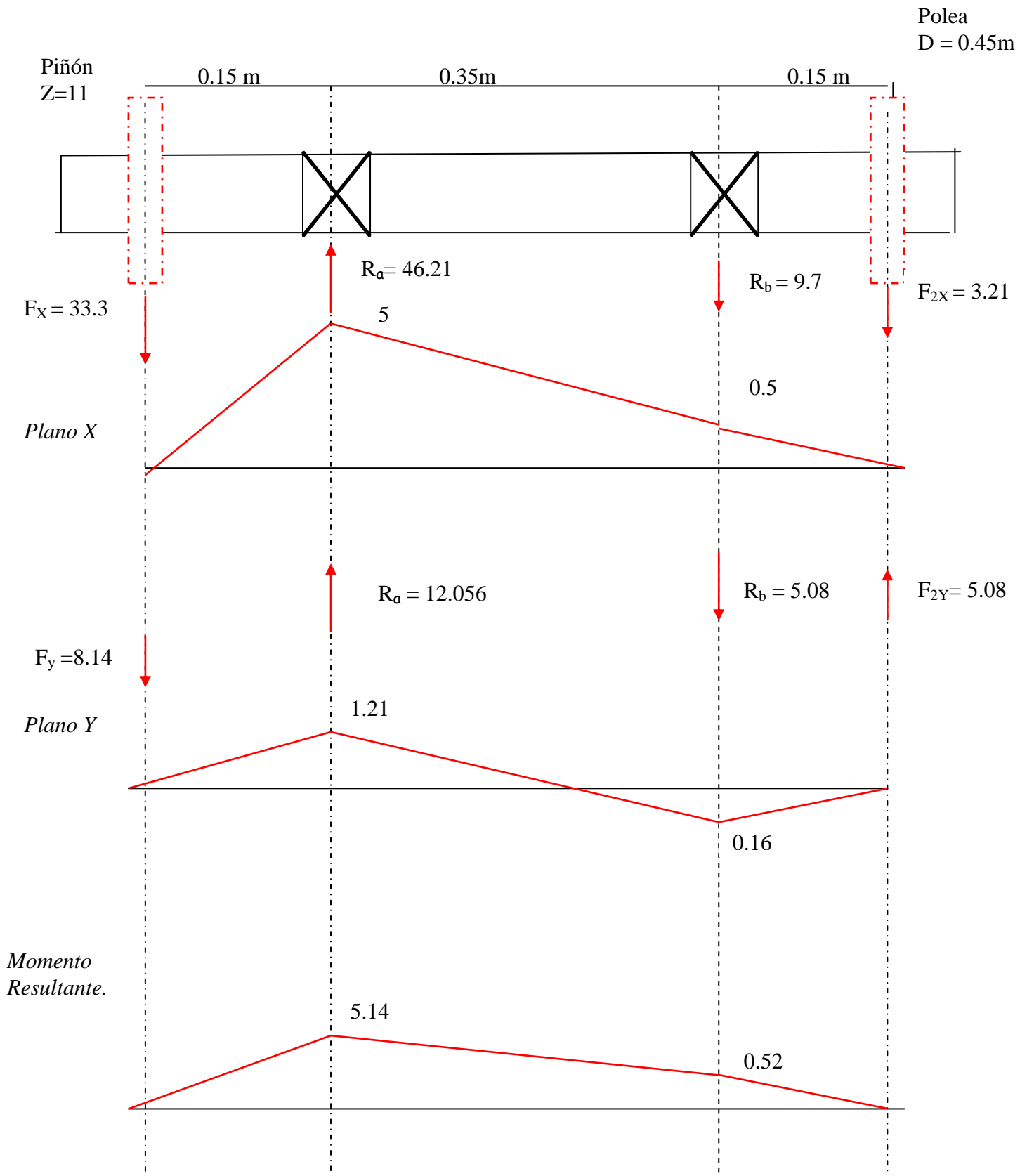
$$R_b = 5.08 N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-8.1 + R_a - 5.08 + 1.13 = 0$$

$$R_a = 12.05 N$$

DIAGRAMA DE MOMENTO EJE 2



DIMENSIONAMIENTO DEL EJE 2.

Tomando como material acero AISI 1020 HR

$$S_{ut} = 380 \text{ MPa}^{(1)}$$

$$K_a = a(S_{ut})^b = 4.51(380)^{-0.265} = 0.93 \quad (\text{Factor de acabado superficial, maquinado})$$

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} \left(\frac{15.24}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.9244 \quad (\text{Factor de tamaño a flexión, } d = 15.24\text{mm})$$

$$K_f = 1.6 \text{ para cuñeros de patin.} \quad (\text{Concentrador de Esfuerzos})$$

$$S_n' \cdot 0.5 (S_{ut}) = 0.5 (380) = 190 \text{ MPa} \quad (\text{Resistencia a la Fatiga})$$

$$S_n = K_a k_b S_n'$$

$$S_n = 0.93 \times 0.9244 \times 190 = 163.34 \text{ MPa.} \quad (\text{Resistencia a la fatiga corregida})$$

$$\sigma_A = \left(\frac{32M}{\pi D^3}\right) = 32 \frac{(5.14)(1.6)}{\pi D^3} = \frac{83.76}{D^3} \text{ Pa}$$

$$\sigma_M = \frac{16T}{\pi D^3} = \frac{16(0.772)}{\pi D^3} = \frac{3.93}{D^3} \text{ Pa}$$

Resolviendo en la ecuación de Goodman:

$$\frac{\sigma_A}{S_n} + \frac{\sigma_M}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad \text{donde } n = \text{Factor de seguridad.}$$

$$\frac{83.76}{163.34 \times 10^6 D^3} + \frac{3.93}{380 \times 10^6 D^3} = \frac{1}{2}$$

Resolviendo:

$$\mathbf{D = 0.011 \text{ m}}$$

5.1.9 Selección de cojinetes

Calculando las reacciones resultantes en el eje 1.

$$Re a = \sqrt{(43.3^2) + (395.84)^2} = 398N$$

$$Re b = \sqrt{(382.81)^2 + (10)^2} = 382.94N$$

$$C = Fe \left(\frac{Ld}{10^6} \right)^{1/k}$$

L_{10} = se escogió para equipo agrícola que esta entre 4000-8000h

se selecciono un valor medio de 6000h

k = 3 para cojinetes de bolas.

$$L_d = L_{10} \times n \times 60 = (6000) \times (71.6) (60) = 25.07 \times 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 398 \left(\frac{25.7 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 1174.5N = (264.04 \text{ lb}_f)$$

$$C = 382.94 \left(\frac{25.7 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 1130.07N = (254.05 \text{ lb}_f)$$

Calculando las cargas dinámicas podemos seleccionar los cojinetes que soporten la carga a la que están expuestos y que al mismo tiempo cumplan con el diámetro del eje, para estas condiciones satisface utilizar un cojinete **(6205)**. *

* Tabla 15-2 Diseño de elementos de Maq. Robert L. Mott 2da Ed. Pag. 611 Anexos Tabla A1.

Calculando las reacciones resultantes en el Eje 2

$$Re a = \sqrt{(46.21)^2 + (12.05)^2} = 47.75 N$$

$$Re b = \sqrt{(9.7)^2 + (5.08)^2} = 10.94 N$$

$$C = Fe \left(\frac{Ld}{10^6} \right)^{1/K}$$

L_{10} = se escogió para equipo agrícola que esta entre 3000-6000h

$$Ld = L_{10} \times n \times 60 = (6000) \times (390.846 \times (60)) = 140.7 \times 10^6 \text{ rev}$$

$K = 3$ para cojinetes de bolas.

$$C = 47.75 \left(\frac{140.7}{1} \right)^{\frac{1}{3}} = 248.35 N = (55.83 lb_f)$$

$$C = 10.94 \left(\frac{140.7}{1} \right)^{\frac{1}{3}} = 56.8 N = (12.77 lb_f)$$

De la tabla de rodamientos * se escoge un cojinete 6201 que tiene un diámetro de 0.012 m y una resistencia dinamica de 1180 lb_f , por lo tanto soporta las cargas antes mencionadas de 55.83 lb_f y 12.77 lb_f

* Tabla 15-2 Diseño de elementos de maq. Robert L. Mott 2da Ed. Pag. 611. Anexos Tabla A1.

5.1.10 Selección del Motor Eléctrico.

Para la selección del motor eléctrico se utilizara la siguiente ecuación:

Torque de Arranque en el Motor

T = Torque nominal + Torque inercial.

$$T = T_1 \frac{\left(\frac{N_1}{N_2}\right)}{\eta_C} \left(\frac{\left(\frac{N_2}{N_m}\right)}{\eta_B}\right) + \left[I_2 \frac{\left(\frac{N_2}{N_m}\right)^2}{\eta_B} + I_1 \frac{\left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \left(\frac{N_2}{N_m}\right)^2}{\eta_C \eta_B} \right] \frac{\Delta\omega}{\Delta T}$$

Donde: Considerando la fig. 5.3

N_2 = velocidad en el eje 2: 390.87 rpm

N_m = velocidad del motor: 1750 rpm

N_1 = velocidad en el eje 1: 71.6 rpm

$$\frac{N_2}{N_m} = \frac{390.84}{1750} = 0.22$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{71.6}{390.84} = 0.18$$

$\eta_B = 0.90$ (Considerando una eficiencia en la transmisión por banda de 90%)

$\eta_C = 0.97$ (Considerando una eficiencia en la transmisión por cadena de 97%)

$T_1 = 4.12 \text{ N} \cdot \text{m}$ (Torque de la carga en el eje 1)

$\Delta\omega = 2\pi n/60$ donde n: Velocidad del motor = 1750 rpm

$\Delta\omega = 183.25$

$\Delta t = 2.5$ segundos (Tiempo que se tarda el motor en lograr las revoluciones nominales, valor establecido por los fabricantes de motores)

Luego se determinan las inercias de los elementos en movimiento que forman los ejes, poleas y ruedas dentadas.

Inercia en el eje #1

$$I_1 = I_{Z60} + I_{\text{eje1}} + I_{\text{polea}}$$

Para la inercia de los elementos cilíndricos se utiliza la formula:

$$I = \frac{\rho \pi r^4 b}{2g}$$

donde: ρ : peso específico del material, Acero = 78,751 N/m³
r: Radio del elemento. (m)
b: Ancho del elemento.
g: Gravedad (m/s²)

Inercia para rueda Z = 60:

r: 0.12m

b: 0.008 m

$$I_{Z60} = \frac{78751\pi(0.12)^4(0.008)}{2(9.81)} = 0.02092 \text{ N} - \text{m} - \text{s}^2$$

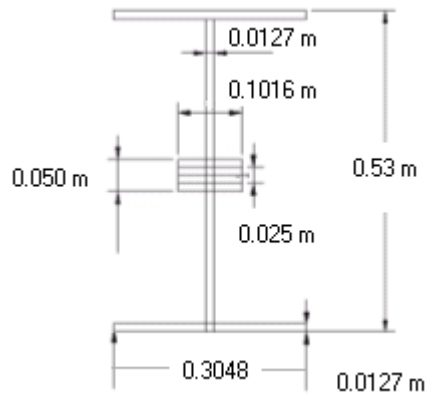
Inercia para el eje 1.

r: 0.0125 m

b: 0.65 m

$$\frac{78751\pi(0.0125)^4(0.65)}{2(9.81)} = 3.40 \times 10^{-3} \text{ N} - \text{m} - \text{s}^2$$

Inercia de la polea.



$$I_{p1} = \frac{\pi \cdot (R^4 - r^4) \cdot b \cdot \gamma}{2g} = \frac{\pi \cdot (0.2649^4 - 0.2413^4) \cdot (0.3048) \cdot (78751)}{2 \cdot (9.81)} = 5.90 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$I_{p2} = \frac{\pi \cdot (R^4 - r^4) \cdot b \cdot \gamma}{2g} = \frac{\pi \cdot (0.25^4 - 0.025^4) \cdot 0.0127 \cdot (78751)}{2 \cdot (9.81)} = 0.6376 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$I_{p3} = \frac{\pi \cdot (R^4 - r^4) \cdot l \cdot \gamma}{2g} = \frac{\pi \cdot (0.025^4 - 0.0127^4) \cdot 0.1016 \cdot (78751)}{2 \cdot (9.81)} = 5.00 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$I_{\text{total}} = I_1 + I_2 + I_3 = 5.90 + 0.6376 + 5 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$I_{\text{polea}} = 6.5381 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

Inercia en el eje 1 = $I_{Z_{60}} + I_{\text{Eje}} + I_{\text{volante}}$

$$0.02092 + 3.40 \times 10^{-3} + 6.538$$

$$\mathbf{I_1 = 6.566 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2}$$

Inercia en el eje 2.

$$I_2 = I_{z11} + I_{\text{eje2}} + I_{\text{Polea2}}$$

$$\text{Inercia para } Z=11 = \frac{78751\pi(0.0225)^4(0.008)}{2(9.81)} = 2.78 \times 10^{-4} \text{ lbins}^2 \text{ } N - m - s^2$$

$$\text{Inercia para Eje 2} = \frac{78751\pi(0.013)^4(0.65)}{2(9.81)} = 2.13 \times 10^{-4} \text{ } N - m - s^2$$

Inercia en la polea 2:

$$I_{p1} = \frac{\pi \cdot (R^4 - r^4) \cdot l \cdot \gamma}{2g} = \frac{\pi \cdot (0.25^4 - 0.21^4) \cdot 78751 \cdot (0.050)}{2(9.81)}$$

$$I_{p1} = 1.15 \text{ } N - m - s^2$$

$$I_{p2} = \frac{\pi \cdot (R^4 - r^4) \cdot l \cdot \gamma}{2g} = \frac{\pi \cdot (0.21^4 - 0.025^4) \cdot 78751 \cdot 0.0127}{2(9.81)}$$

$$I_{p2} = 0.339 \text{ } N - m - s^2$$

$$I_{p3} = \frac{\pi \cdot (R^4 - r^4) \cdot l \cdot \gamma}{2g} = \frac{\pi \cdot (0.025^4 - 0.0127^4) \cdot (0.1016) \cdot (78751)}{2(9.81)}$$

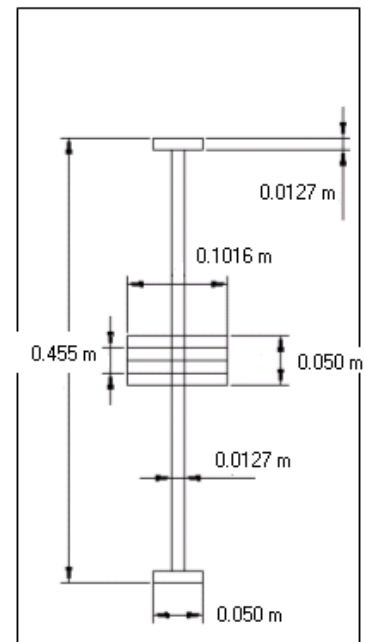
$$I_{p3} = 4.99 \times 10^{-4} \text{ } N - m - s^2$$

$$I_{\text{polea2}} = I_{p1} + I_{p2} + I_{p3} = 1.15 + 0.339 + 4.99 \times 10^{-4}$$

$$I_{\text{polea2}} = 1.489 \text{ } N - m - s^2$$

$$I_2 = I_{z11} + I_{\text{Eje2}} + I_{\text{Polea2}} = 2.78 \times 10^{-4} + 2.13 \times 10^{-4} + 1.489$$

$$I_2 = 1.489 \text{ } N - m - s^2$$



Determinación del torque del motor del elevador:

Sustituyendo valores en la ecuación del torque:

$$T = 4.12 \left(\frac{0.18}{0.97} \right) \left(\frac{0.22}{0.90} \right) + \left[1.489 \frac{(0.22)^2}{0.9} + 6.566 \frac{(0.18)^2}{0.97} \frac{(0.22)^2}{0.90} \right] \left[\frac{183.25}{2.5} \right]$$

$$T = 0.1869 + 6.69 = 6.88 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Torque nominal = 0.1869 N – m (0.1378 lb. ft)

Torque de arranque = 6.88 N – m (5.07 lb. ft)

Se selecciona un motor de 1 hp jaula de ardilla que posee un torque de arranque de 5.9 lb-ft por lo tanto este motor es el adecuado para mover la carga del elevador y vencer las inercias. ⁽¹⁾

5.1.11 Determinación de la banda a utilizar.

Dado que la transmisión a utilizar por medio de banda será la del motor hacia el eje intermedio, (ver figura 5.3) tomando en cuenta la polea de menor diámetro y la velocidad de esta se puede comenzar a hacer el análisis

$$d_1 = 0.1016 \text{ m} \text{ y } n_1 = 1750 \text{ rpm.}$$

Tomando en cuenta un factor de servicio para choque 1.3 ⁽²⁾ y con la potencia de 1 Hp del motor obtenemos la potencia de diseño.

$$\text{Potencia diseño} = 1 \times 1.3 = 1.3 \text{ Hp.}$$

Por lo tanto según la tabla ⁽³⁾ podemos escoger una banda tipo "A o B" porque soportan la potencia necesaria en nuestra transmisión (1.3Hp).

(1) Tabla de datos de comportamiento de los motores de inducción jaula de ardilla. Anexos Cuadro A2.

(2) Factor de servicio sugerido Ks. Diseño en Ing. Mec. Shigley. Tabla 17-11 Pag. 764. Anexos Tabla A8.

(3) Bandas Trapeciales Diseño en Ing mecanica Joseph Shigley 5ª ed. Tabla 17-6 Pag. 760. Anexos Tabla A4.

La longitud efectiva o de paso (L_p) esta definida por la ecuación.

$$L_p = 2C + 1.57(d_1 + d_2) + \left(\frac{d_2 - d_1}{4C} \right)^2$$

Donde:

d_2 = Diámetro polea mayor.

d_1 = Diámetro polea menor.

C = Distancia entre centros.

$$L_p = (2 \times 0.50) + 1.57(0.455 + 0.1016) + \left(\frac{0.455 - 0.1016}{4 \times 0.50} \right)^2 = 1.94m \text{ (76.21 plg)}$$

De tabla ⁽¹⁾ para tipo "B" el valor mas próximo es de 78 pulg.

A una velocidad de 1750 rpm;

$$v = \pi D n = \pi(0.1016)1750 = 558.6 \text{ m/min (1814.27 ft /min)}$$

Interpolando de tabla ⁽²⁾ para banda Tipo B.

Velocidad	Potencia	
1000	1.07	
1814.27	X	X = 1.48 HP potencia nominal por banda
2000	1.58	

Para calcular el ángulo de la envolvente de la banda de la polea mas pequeña a partir de la ecuación:

$$\phi_1 = 180 - 2 \text{sen}^{-1} \left(\frac{d_2 - d_1}{2c} \right)$$

$$\phi_1 = 180 - 2 \text{sen}^{-1} \left(\frac{0.455 - 0.1016}{2 \times 0.50} \right) = 138.66^\circ$$

(1) Circunferencia interna de bandas Diseño en Ing mecanica Joseph Shigley 5ª ed. Pag. 761. Anexos Tabla A5.

(2) Potencia nominal en bandas. Diseño en Ing mecanica, Joseph Shigley 5ª ed. Pag 763. Anexos Tabla A6.

De la figura ⁽¹⁾ $k_1 = 0.88$

De la Tabla ⁽²⁾ $K_2 = 1$

Potencia corregida $P' = k_1 \cdot k_2 \cdot X = 0.88 \times 1 \times 1.48 = 1.31 \text{ hp.}$

El numero de bandas a utilizar (N) = Potencia de diseño / Potencia corregida

$N = 1.3/1.31 = 1$ banda tipo B-78

5.2 DIMENSIONAMIENTO DE LA ZARANDA:

El conjunto estará formado por dos zarandas. En la primera, el tamaño de los orificios debe permitir el paso de los granos y retener todas las impurezas mayores que los granos. En la zaranda inferior, el tamaño de los orificios debe permitir únicamente el paso de las impurezas que son menores que los granos. La separación entre las zarandas será de 12 cm. Ambas zarandas formaran una especie de caja en el cual aparte de considerar el peso de las zarandas también se tiene que tomar en cuenta el peso de los laterales que la forman y el peso del frijol contenido en esta. Se ha determinado que sobre la zaranda pueda estar depositado dos capas de frijol distribuidas en toda el área de la zaranda.

Dimensiones de la zaranda, ver fig. 5.7

Largo: 1.5 m

Ancho : 1 m

Espesor : = 3 mm

δ del hierro = 78751 N / m^3

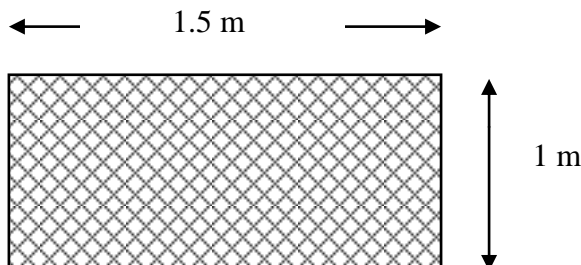


Fig. 5.7 Dimensiones de la zaranda

(1) Factor de corrección K_1 para ángulo de contacto. Diseño en Ing. Mec. Shigley. Fig 17-7 Pag. 762. Anexos Figura A2.

(2) factor de corrección de long. de banda K_2 . Diseño en Ing. Mec. Shigley. Tabla 17-10 Pag. 764. Anexos Tabla A7.

Peso de la lámina perforada:

Tipo Lamina 11-C (agujero 8mm)

Material: Hierro Acero

Calibre: 3mm

Peso: 245.5 N (55.2 lb) *

* Peso de los laterales:

$$\text{Área de los laterales} = 0.12 \times 1.5 = 0.18 \text{ m}^2$$

$$\text{Volumen de los laterales} = 0.18 \text{ m}^2 \times 0.003 \text{ m} = 0.00054 \text{ m}^3$$

$$\text{Peso de los laterales} = 78751 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \times 0.00054 \text{ m}^3 = 42.52 \text{ N}$$

$$\text{Peso de los 2 laterales} = 2 \times 42.52 = 85 \text{ N}$$

* Peso de las partes frontal y posterior de la zaranda.

$$\text{Área frontal} = 1(0.12) = 0.12 \text{ m}^2$$

$$\text{Volumen de los laterales} = 0.12 \text{ m}^2 \times 0.003 \text{ m} = 0.00036 \text{ m}^3$$

$$\text{Peso de las partes frontal y posterior de la zaranda} = 78751 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \times 0.00036 \text{ m}^3$$

$$\text{Peso} = 28.35 \text{ N} \text{ como son 2, el peso total} = 56.70 \text{ N}$$

* Peso del frijol (2 capas distribuidas en el área de la zaranda)

Se considera que la altura de las 2 capas de frijol es de 2 cm

$$\text{Volumen} = (1.5)(1)(0.02) = 0.03 \text{ m}^3$$

* Catalogo de productos laminas perforadas JORDOMEX S.A. San Jose Costa Rica. Anexos Cuadro A1.

La densidad del frijol es de 0.7 Tn/m^3

Peso del frijol = $0.7 \text{ Tn/m}^3 \times 0.03 \text{ m}^3 = 0.021 \text{ Tn} = 206 \text{ N}$

Peso total = $(245.5 \times 2) + 85 + 56.70 + 206 = 838.7 \text{ N}$

La zaranda estará suspendida por medio de cuatro barras que serán las que soportaran el peso total de la zaranda, estas pivotarán alrededor de un pin situado en las vigas de la estructura cuando esta sea movida por la excéntrica tal como se observa en la figura 5.9

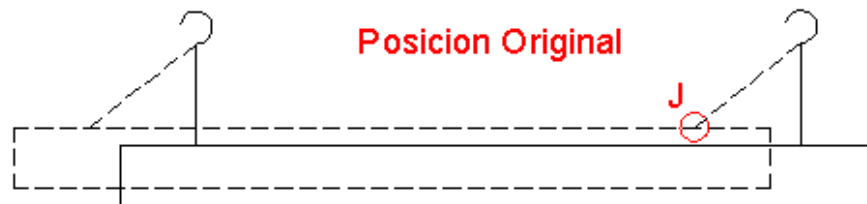
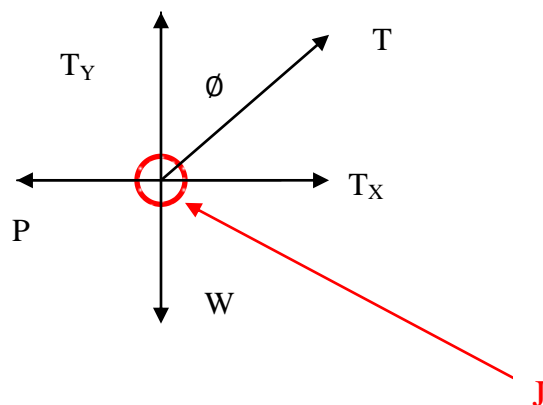


Fig. 5.8 Suspensión de la Zaranda

Analizando el punto "J" que es el punto donde se encuentra el gancho.



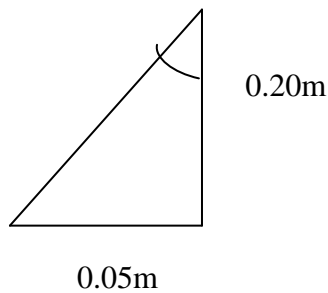
Donde:

T: Tensión en el gancho

W: Peso total

P_T : Fuerza de empuje

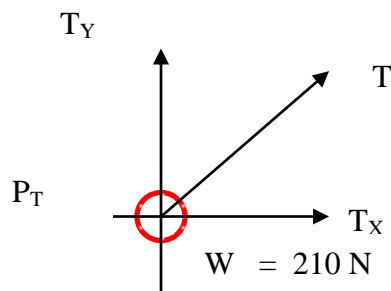
La longitud de la barra es de 20cm y el desplazamiento máximo generado por la excéntrica es de 5cm, por lo tanto:



$$\tan \theta = \frac{0.05}{0.20}$$

$$\theta = \tan^{-1} = 14^\circ$$

El peso total de la zaranda es de 838 N en cada barra será $838/4 = 210$ N



$$\sum F_y = 0$$

$$T_y - 210 = 0$$

$$T = \frac{T_y}{\cos \theta} = \frac{210}{\cos 14} = 214.31 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$T_x - P_T = 0$$

$$T_x = P_T$$

$$T_x = T \sin \theta$$

$$T_x = 214.31 \sin 14 = 51.84 \text{ N}$$

$$P_T = 51.84 \text{ N}$$

Por ser 4 soportes la fuerza de empuje P_T es: $P_T = 51.84 \times 4 = 207.4 \text{ N}$

Para evitar gran parte de la vibración en la estructura producto del movimiento oscilatorio de las zarandas se ha considerado colocar en los pivotes de las vigas y en los marcos de las zarandas un mecanismo articulado para evitar que se induzcan grandes fuerzas inerciales, esto se hará por medio de rodamientos radiales los cuales funcionarían como un apoyo articulado que disminuirían la vibración logrando que esta no se transmita con gran magnitud a la estructura principal de la máquina.

Con la implementación de los rodamientos se garantiza estabilidad en la estructura. Para seleccionar los cojinetes que soportarán el peso de las zarandas, es necesario conocer la carga radial a la que están expuestos por lo tanto esta carga es producto del peso en cada barra la cual es de 210 N (46.75 lb) .

Para calcular la carga equivalente cuando sólo se aplica una carga radial R , se debe de tomar en cuenta cuál de las dos pistas de bolas externa o interna es la que gira. Carga equivalente = (Factor de rotación) (Carga radial aplicada).

$$P = VR .$$

Donde:

P = Carga equivalente.

V = Factor de rotación. ($V = 0.2$ si la pista externa es la que gira).

R = Carga radial.

Calculando P

$$P = VR$$

$$P = 0.2 (210) = 42 \text{ N (9.35 lb)}$$

Se selecciona una vida útil de diseño L_{10} para equipo agrícola que se encuentra entre 3000 y 6000 horas, se selecciono un valor promedio de 4500 horas. ⁽¹⁾

Utilizando cojinetes de bolas se calcula f_n y f_l .

Donde:

f_n = Factor de velocidad.

f_l = Factor de vida útil.

(1) Vida útil de diseño para cojinetes, Diseño de elem. maq. Robert Mott. 2da Ed. Pag. 615. Anexos Tabla A2.

La carga dinámica, C para que un cojinete soporte la carga radial esta definida por la ecuación siguiente:

$$C = \frac{Pfl}{fn}$$

Para un L_{10} de 4500 horas, $fl = 2.2$ ⁽¹⁾

Para una velocidad de 390 rpm que es la velocidad a la cual va a estar girando el eje que va a mover la excéntrica y por consiguiente la zaranda el valor de $fn = 0.42$ ⁽¹⁾

Calculando la carga dinámica. $C = \frac{42(2.2)}{0.42} = 220 \text{ N (48.97 lb.)}$

Considerando que el diámetro del pin que se va alojar en el balero es de 25mm (AISI 1020) se selecciona un cojinete **6205** que soporta una carga dinámica de 2430 lb. la cual es mucho mayor que la carga a la cual estarán sometidos los rodamientos.

Montaje de los rodamientos en los apoyos:

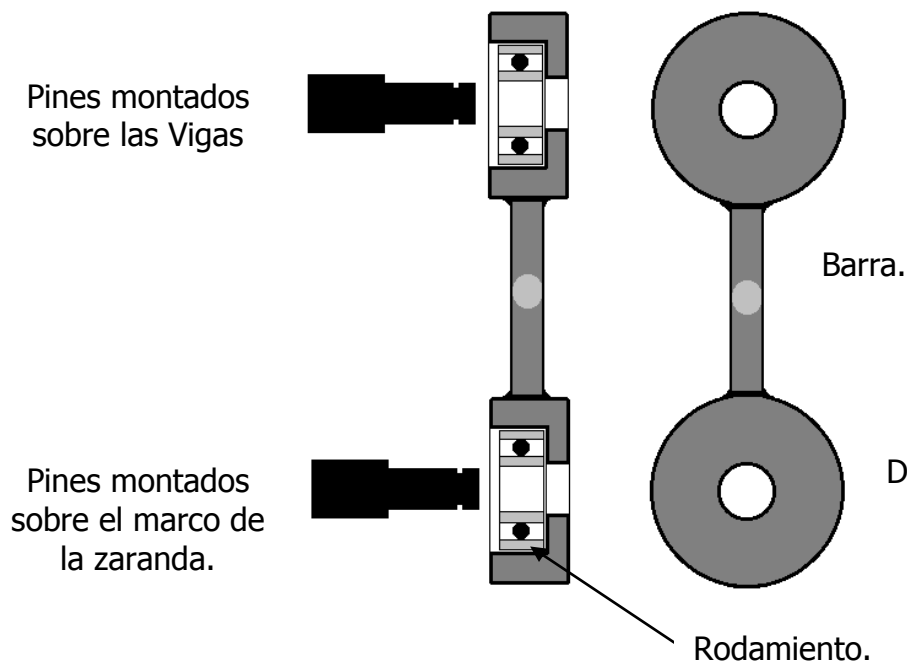


Fig. 5.9
Detalle de montaje de rodamientos.

(1) Factores de velocidad y vida útil de cojinete de bola, Robert Mott. Pag. 616. Anexos Figura A1.

5.2.1 Diseño de la transmisión de la zaranda.

El eje de la polea de 0.45 m estará girando a 390.76 rpm, debido a la transmisión presentada en la figura 5.10.

Estas revoluciones fueron tomadas de una zaranda existente en un beneficio con la cual se asegura que movimiento alternativo permita desplazar el producto.

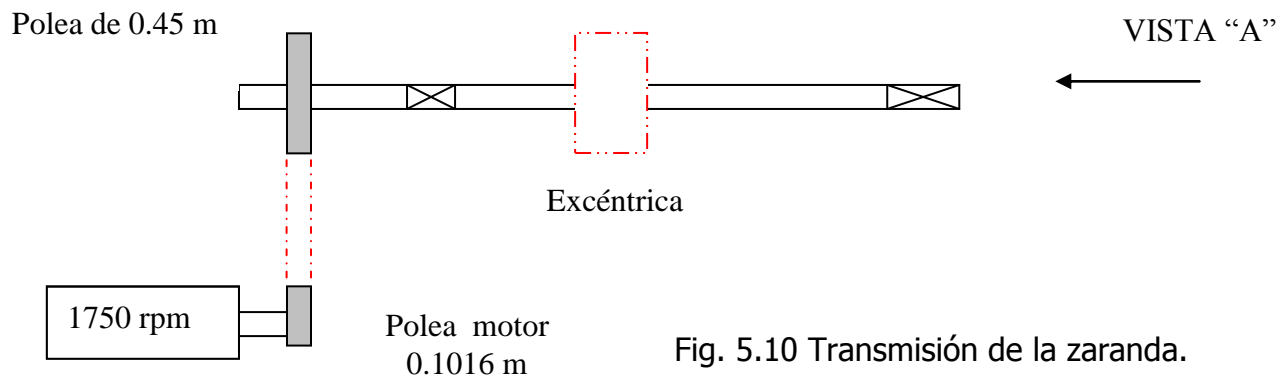
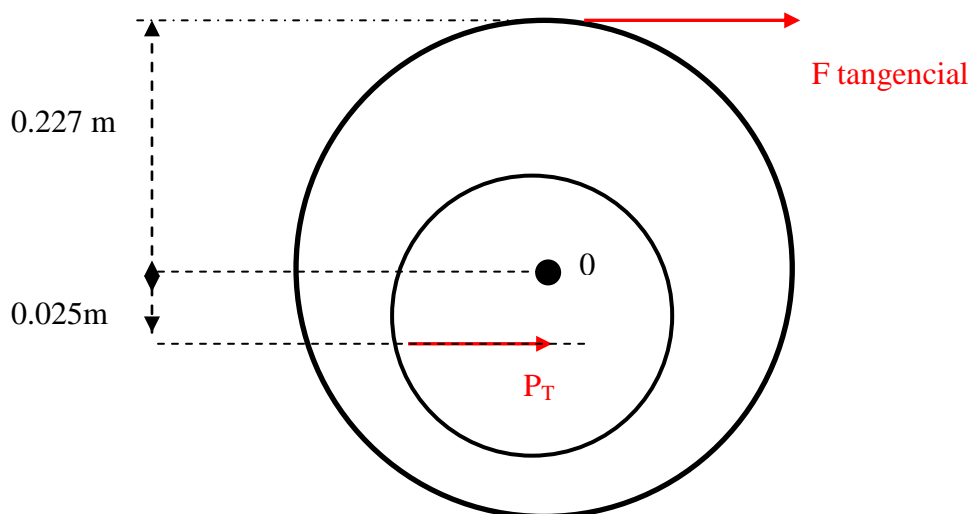


Fig. 5.10 Transmisión de la zaranda.

Desde la vista "A" se observa la polea y la excéntrica.

En la excéntrica actúa la fuerza radial (P_T) que empuja el conjunto de zarandas y genera el movimiento alternativo, esta fuerza P_T es producida por la fuerza tangencial en la polea.



Al hacer sumatoria de momento con respecto al punto "0"

$$P_T = 207.40 \text{ N}$$

$$\Sigma M_o = 0$$

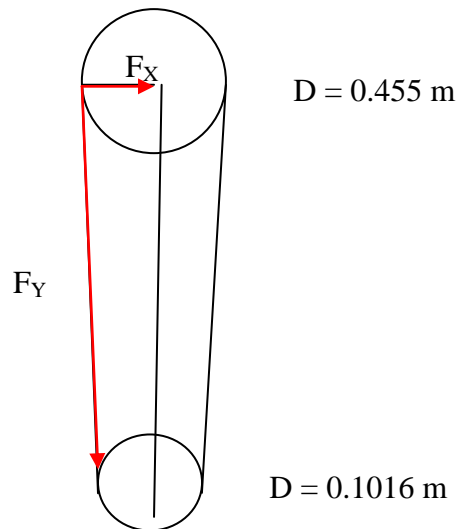
$$-F_T(0.227) + P_T(0.025) = 0$$

$$F_T = \frac{207.4(0.025)}{0.227} = 22.8N$$

$$TORQUE = F_T(r)$$

$$T = 22.8(0.227) = 5.18N - m$$

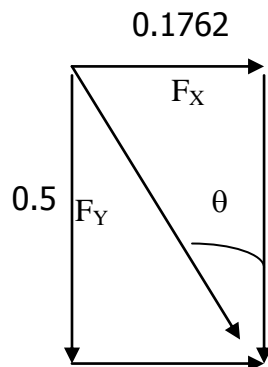
Descomposición de la fuerza tangencial, distancia entre centros 0.5 m = 20"



Teniendo en cuenta la diferencia de diámetros entre las poleas se descompone la fuerza tangencial.

$$\Delta r = 0.227 - 0.05 \text{ m}$$

$$\Delta r = 0.1762 \text{ m}$$



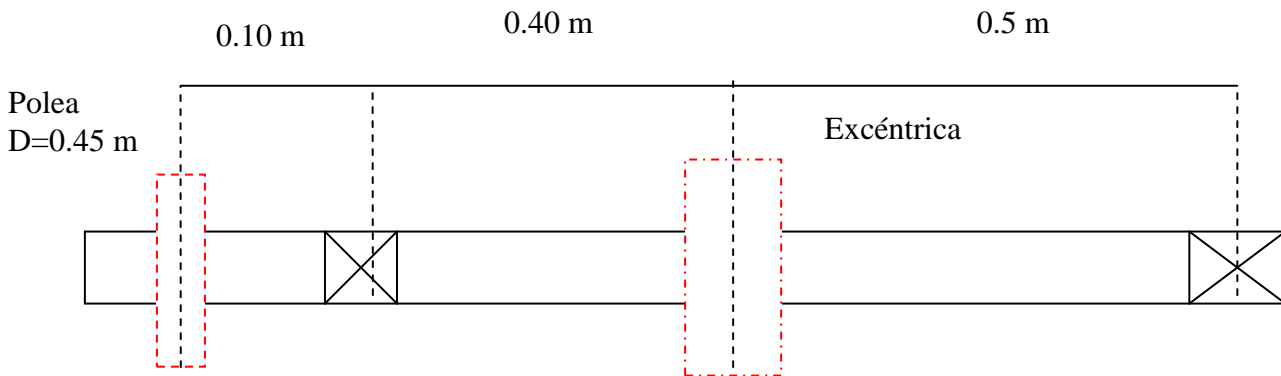
$$\tan \theta = \frac{0.1762}{0.5} = 19.41^\circ$$

$$F_y = F_T \cos \theta = 207.4 \cos 19.41 = 195.62 \text{ N}$$

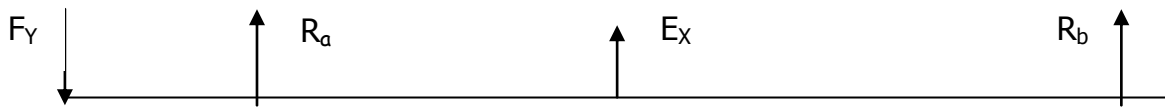
$$F_x = F_T \sin \theta = 207.4 \sin 19.41 = 68.9 \text{ N}$$

Con estos valores de fuerzas (F_x y F_y) se puede diseñar el eje determinado sus reacciones

5.2.2 Eje de Zaranda:



PLANO Y



$$\begin{aligned} \sum M_a = 0 \\ 195.62(0.1) - 133.4(0.4) + 0.9R_b = 0 \\ R_b = 37.55N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_Y = 0 \\ -195.62 + R_a - 133.4 + 37.55 = 0 \\ R_a = 291.47 \end{aligned}$$

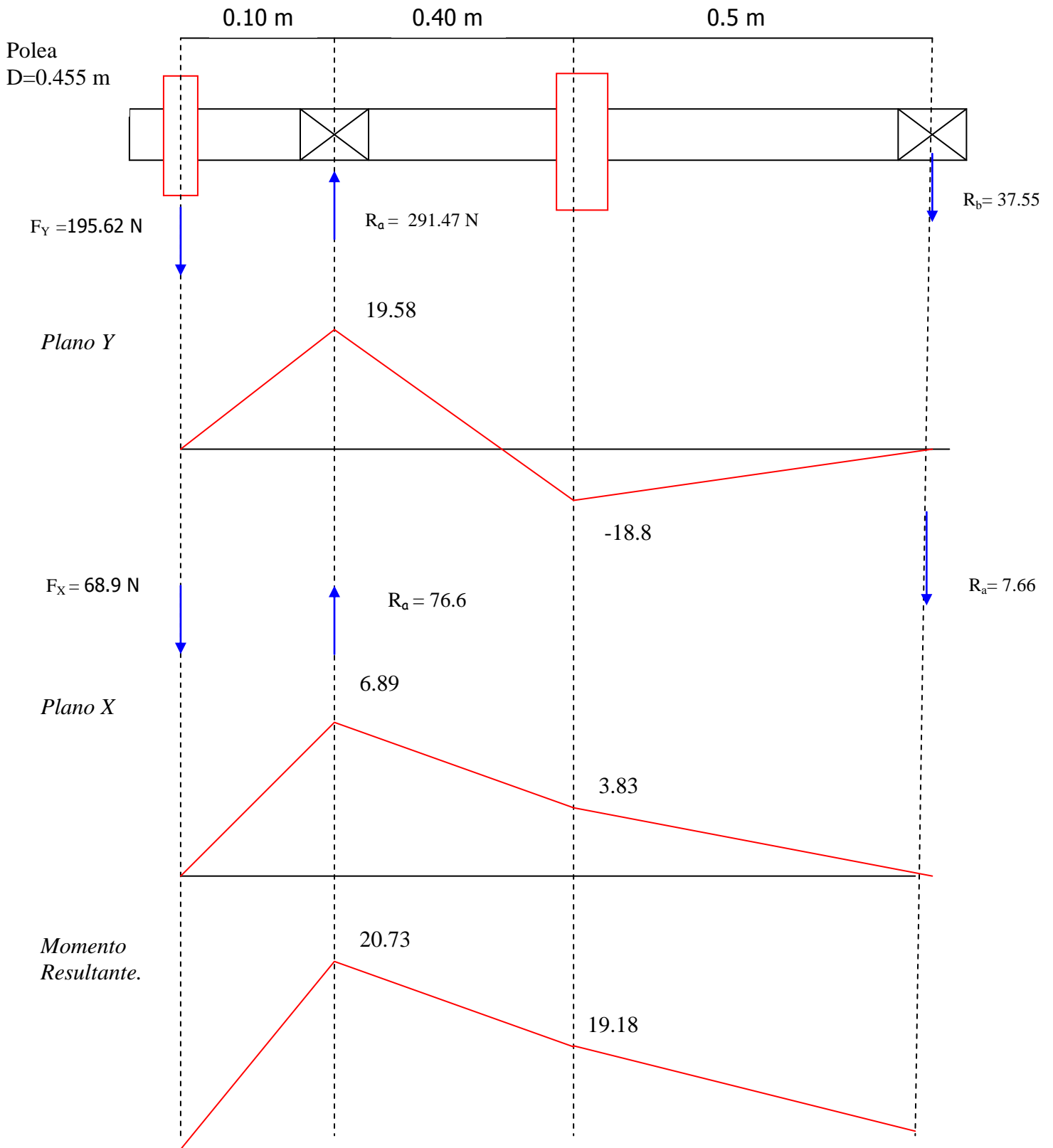
PLANO X



$$\begin{aligned} \sum M_a = 0 \\ 68.93(0.1) - 0.9R_b = 0 \\ R_b = 7.66N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_Y = 0 \\ -F_x + R_a - 17.66 = 0 \\ R_a = 76.6N \end{aligned}$$

DIAGRAMA DE MOMENTO EJE DE ZARANDAS



Momentos resultantes en los puntos A y B.

$$M_a = \sqrt{(19.56)^2 + (6.89)^2} = 20.73N$$

$$M_b = \sqrt{(18.8)^2 + (3.83)^2} = 19.18N$$

Dimensionamiento del eje para la zaranda.

Tomando como material acero AISI 1020 HR

$$S_{ut} = 380 \text{ MPa}^{(1)}$$

$$K_a = a(S_{ut})^b = 4.51(380)^{-0.265} = 0.93 \quad (\text{Factor de acabado superficial, maquinado})$$

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} = \left(\frac{15.24}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.9244 \quad (\text{Factor de tamaño a flexion, } d=15.24\text{mm})$$

$$K_f = 1.6 \text{ para cuñeros de patin.} \quad (\text{Concentrador de Esfuerzos})$$

$$S_n' = 0.5 (S_{ut}) = 0.5 (380) = 190 \text{ MPa} \quad (\text{Resistencia a la Fatiga})$$

$$S_n = K_a k_b S_n'$$

$$S_n = 0.93 \times 0.9244 \times 190 = 163.34 \text{ MPa.} \quad (\text{Resistencia a la fatiga corregida})$$

$$\sigma_a = \left(\frac{32m}{\pi D^3}\right)(1.6) = \left(\frac{32(20.73)(1.6)}{\pi D^3}\right) = \frac{337.85}{D^3} Pa$$

$$\sigma_m = \frac{16T}{\pi D^3} = \frac{16(5.26)}{\pi D^3} = \frac{26.78}{D^3} Pa$$

Resolviendo en la ecuación de Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad \text{donde } n = \text{Factor de seguridad.}$$

$$\frac{337.85}{163.3 \times 10^6 D^3} + \frac{26.78}{380 \times 10^6 D^3} = \frac{1}{2}$$

$$\mathbf{D = 0.025 \text{ m}}$$

5.2.3 Selección de cojinetes para la Zaranda

Calculando las reacciones resultantes en el eje 1.

$$Re a = \sqrt{(76.6)^2 + (291.47)^2} = 311.36N$$

$$Re b = \sqrt{(37.55)^2 + (7.66)^2} = 38.23N$$

$$C = Fe \left(\frac{Ld}{10^6} \right)^{1/K}$$

L_{10} = se escogió para equipo agrícola que esta entre 4000-8000h

Se selecciono un valor medio de 6000h

$k = 3$ para cojinetes de bolas.

$$Ld = L_{10} \times n \times 60 = (6000) \times (390.8 \times (60)) = 140 \times 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 311.36 \left(\frac{140.685 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 1619.38N \quad (364.05 \text{ lb}_f)$$

$$C = 38.23 \left(\frac{140.68 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 198.83N \quad (44.69 \text{ lb}_f)$$

Calculando las cargas dinámicas se seleccionan los cojinetes, para estas condiciones de carga dinámica y del diámetro del eje satisface utilizar un cojinete **(6205)** *

* Tabla 15-2 Diseño de elementos de Maq. Robert L. Mott 2da Ed. Pag. 611. Anexos Tabla A1.

5.2.4 Selección del Motor de la Zaranda.

Para la selección del motor eléctrico se utilizara la siguiente ecuación que se determina de la figura 5.10.

$$T_{motor} = T_1 \left(\frac{N_1}{N_m} \right) \frac{1}{\eta_B} + I_1 \left(\frac{N_1}{N_m} \right)^2 \frac{\Delta\omega}{\Delta T} + I_{exc} \left(\frac{N_1}{N_m} \right)^2 \frac{\Delta\omega}{\Delta T}$$

Donde: $N_1 = 390$ rpm (rpm en eje de zaranda)

$N_m = 1750$ rpm (rpm del motor electrico)

$\Delta\omega = 183.26$ rad / s

$\Delta T = 2.5$ s

$\eta_B = 0.90$ (eficiencia de las bandas)

$T_1 = 5.18$ N – m (Torque necesario para mover las zarandas)

$I_1 = 1.489$ N – m – s² (Inercia igual al eje 2 del elevador)

$I_{exc} = 2 \times 10^{-2}$ N – m – s² (Inercia de Excentrica)

$$T_{motor} = 5.18 \left(\frac{390}{1750} \right) \frac{1}{0.90} + 1.489 \left(\frac{390.8}{1750} \right)^2 \left(\frac{183.26}{2.5} \right) + 2 \times 10^{-2} \left(\frac{390.80}{1750} \right)^2 \left(\frac{183.26}{2.5} \right)$$

TORQUE DE ARRANQUE = 1.28 + 6.773 = 8.05 N – m

Torque Nominal = 1.28 N - m

Torque al arranque = 8.05 N – m (5.8 lb ft)

Por lo tanto de la tabla de motores de inducción * se selecciona un motor de 1 Hp. Jaula de ardilla 4 polos a 1750 rpm el cual posee un torque de arranque de 5.9 lb-ft.

* Tabla de datos de comportamiento de los motores de inducción jaula de ardilla. Anexos Cuadro A2.

5.2.5 Determinación de la banda a utilizar.

Tomando en cuenta la polea de menor diámetro y la velocidad de esta se puede comenzar a hacer el análisis $d = 0.1016\text{m}$. $n = 1750\text{ rpm}$.

Tomando en cuenta un factor de servicio de 1.3 y con la potencia de 1 hp del motor, obtenemos la potencia de diseño. $\text{Pot diseño} = 1 \times 1.3 = 1.3\text{ hp}$.

Por lo tanto se selecciona de la tabla ⁽¹⁾ una banda tipo "A o B" porque esta en el rango de nuestro caballaje.

La longitud efectiva o de paso esta definida por la ecuación.

$$L_p = 2C + 1.57(d_1 + d_2) + \left(\frac{d_2 - d_1}{4C} \right)^2$$

C = distancia entre centros.

d_2 = diámetro polea mayor.

d_1 = diámetro polea menor.

$$L_p = (2 \times 0.50) + 1.57(0.455 + 0.1016) + \left(\frac{0.455 - 0.1016}{4 \times 0.50} \right)^2 = 1.94\text{m} \text{ (76.21 plg)}$$

De tabla ⁽²⁾ para tipo "B" el valor mas próximo es de 78 pulg.

A una velocidad de 1750 rpm ;

$$v = \pi D n$$

$$v = \pi(0.1016)1750 = 558.6\text{ m/min} \text{ (1762.43 ft/min)}$$

(1) Tabla 17-6 (Bandas Trapeciales) Diseño en Ing. Mec. Shigley 5ª Ed. Pag. 760. Anexos Tabla A4.

(2) Tabla 17-7 (Circunferencia interna de bandas) Shigley. Pag. 761. Anexos Tabla A5.

Interpolando de tabla ⁽¹⁾ para banda Tipo B.

Velocidad	Potencia	
1000	1.07	
1762.43	X	X = 1.46 Potencia nominal
2000	1.58	

Para calcular el ángulo de la envolvente de la banda de la polea mas pequeña a partir de la ecuación:

$$\phi_1 = 180 - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{d_2 - d_1}{2c} \right).$$

$$\phi_1 = 180 - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{0.455 - 0.1016}{2 \times 0.50} \right) = 138.66^\circ$$

De la Figura ⁽²⁾ $K_1 = 0.88$

De la Tabla ⁽³⁾ $K_2 = 1$

Potencia corregida $P' = k_1 k_2 X = 0.88 \times 1 \times 1.46 = 1.31$ hp.

El numero de bandas a utilizar = Potencia de diseño / Potencia corregida

$N = 1.3/1.31 = 1$ banda tipo B de 1.94 m.

(1) Tabla 17-9 (Potencia nominal en HP) Shigley. Pag. 763. Anexos Tabla A6.

(2) Figura 17-7 (Angulo de contacto) Diseño en Ing. Mec. Shigley. Pag. 762. Anexos Tabla A5.

(3) Tabla 17-10 (Factor de corrección de long. de banda) Shigley. Pag. 764. Anexos Tabla A7.

5.2.6 Selección de la campana de extracción y ventilador

El caudal para un costado abierto de la campana esta definido por la ecuación:

$$Q = 3600 L H V. \quad (1)$$

donde:

L: es el ancho de la campana.(m)

H: Altura desde el foco de contaminación hasta la campana. (m)

V: Velocidad de las partículas en suspensión.(m/s)

En todas las campanas: Las velocidades en el conducto $V_c = 5$ a 15 m/s.

Perdidas en la entrada de la campana $n = 0.25$.

Sustituyendo en la ecuación de caudal.

$$Q = 3600(1)(0.5)(2) = 3600 \frac{m^3}{h}$$

Con el caudal encontrado y una velocidad de 10 m/s se determina un diámetro de tubería de 0.35 m

La presión dinámica a velocidad de 10 m/s = 6 mm de columna de agua (mmcda). (2)

Conociendo el caudal de $3600 \frac{m^3}{h}$ el diámetro de tubería de 0.35 m y la velocidad de

10 m/s se encuentra la presión de carga por metro de longitud del conducto. $P_d \times$ longitud = 0.3 mmcda. (3)

La perdida total de la instalación = $P_{total} = P_{t1} + P_{t2} + P_{t3}$.

P_{t1} = Perdida de carga por los tramos rectos

$$P_{t1} = (0.30+0.8+1+0.5)(0.3) = 0.78 \text{ mmcda.}$$

P_{t2} = Perdidas en los codos continuos donde $\frac{R}{D} = 1$ es 0.2 (4)

Considerando las perdidas en los codos de la instalación de la campana

$$P_{t2} = (0.2+0.2+0.2)(6) = 3.6 \text{ mmcda.}$$

P_{t3} = Perdidas en la campana.

(1) Campanas de extracción. Manual de ventilación Soler & Palau, Anexo Cuadro A6.

(2) Circulación de aire en conductos. Catalogo de ventilación Soler & Palau. Anexo Cuadro A7.

(3) Perdida de carga en conductos. Catalogo de ventilación Soler & Palau. Anexo Cuadro A9.

(4) Velocidad de captación. Catalogo de ventilación Soler & Palau. Anexo Cuadro A10.

Las pérdidas para este tipo de campana es $n = 0.25$ ⁽¹⁾

$$P_{t3} = (0.25) (6) = 1.5 \text{ mmcda}$$

$$P_{\text{total}} = 0.78 + 3.6 + 1.5 = 5.88 \text{ mmcda}$$

Se escoge el modelo CET-4000 que tiene una descarga libre de $4000 \frac{m^3}{h}$ y a pesar de las pérdidas de carga que existen en el sistema el caudal es lo suficiente para realizar la extracción del polvo en la zaranda ⁽²⁾

ETAPA DE CLASIFICACION:

5.3 SEPARADOR NEUMÁTICO:

5.3.1 Selección de Ventilador para el Separador Neumático

Aplicando la conservación de la energía en los puntos 1 y 2 de la figura 5.11 expresada de la siguiente manera:

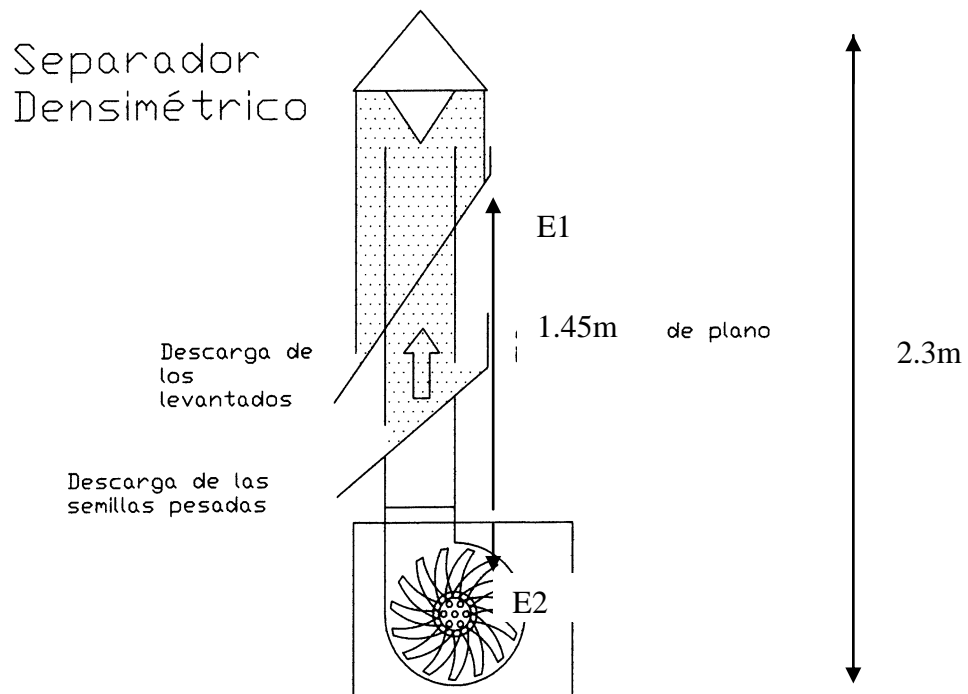


Fig 5.11 Separador densimétrico.

(1) Campanas de extracción. Manual de ventilación Soler & Palau, Anexo Cuadro A6.

(2) Características de los ventiladores. Catalogo de ventilación Soler & Palau. Anexo Cuadro A3.

Energía potencial = Energía Cinética

$$mgh = \frac{1}{2}mv^2$$

por lo tanto $v = \sqrt{2gh}$ donde $h = 1.45$ m

$$v = \sqrt{2(9.81)(1.45)} = 5.33 \text{ m/s}$$

La velocidad para polvos de semillas es de 10 m/s, ⁽¹⁾ Para esta velocidad la presión dinámica que se lee de la figura ⁽²⁾ es de 6 mmcda.

Se escoge un caudal de $1900 \frac{m^3}{h}$ y con la velocidad de 10 m/s se obtiene un diámetro de 0.25 m = 25 cm . Ahora conociendo el diámetro de la tubería se calculara la velocidad del aire a la salida del ventilador.

$$Q = VA$$

$$A = \frac{\pi}{4}D^2, \text{ por lo tanto el área es igual a } \frac{\pi}{4}(0.25)^2 = 4.91 \times 10^{-2}$$

$$Q = 1900 \frac{m^3}{h} = 0.53 \frac{m^3}{s}$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.53}{4.91 \times 10^{-2}} = 10.79 \text{ m/s}$$

La velocidad es aproximadamente el doble que la velocidad que traerán las semillas cuando ingresen al separador, pero la cantidad de aire se puede regular con la compuerta del ventilador por eso existe ese margen que permitirá regular la cantidad de aire.

Por lo tanto la única pérdida que existe en el catador es la que se encuentra en el tramo recto que tiene una longitud de 1.45 m, ahora la pérdida de carga por unidad de longitud se saca teniendo en cuenta la velocidad, diámetro y el caudal, por lo que se encuentra que la pérdida es igual 0.4 mmcda . (dato leído de tabla ⁽³⁾)

(1) Velocidad de captación. Folleto de ventilación Soler & Palau , Anexos Cuadro A10.

(2) Circulación de aire en conductos. Folleto de ventilación Soler & Palau, Anexos Cuadro A7.

(3) Pérdida de carga en conductos. Folleto de ventilación Soler & Palau. Anexos Cuadro A9.

La pérdida es igual a : (longitud de la tubería X Precarga)

Perdida = (1.45)(0.4) = 0.58 mmcda. (milímetros de columna de agua)

Tomando en cuenta las pérdidas por longitud y el caudal necesario para levantar las partículas inherentes a los granos se selecciona el ventilador CET-B2600 cuyo caudal

es de $3000 \frac{m^3}{h}$. (1)

ETAPA DE PULIDO

5.4 ELEVADOR DE CANJILONES:

El diseño del Elevador de cangilones que transportara el grano de la salida del separador neumático hasta la entrada de los gusanos se analizara de la misma manera que el que se analizo en la etapa de limpieza ya que posee las mismas dimensiones y esta sometido a la misma carga; por lo tanto la selección de materiales, diámetro de los ejes y demás elementos serán los mismos.

5.5 TRANSPORTADOR DE TORNILLOS SINFIN:

5.5.1 Potencia requerida.

La potencia necesaria para transportadores horizontales de tornillo esta regida a partir de la formula:

$H = hp$ en la flecha de la cabeza del transportador. (2)

$H = (ALN+CWLF) \times 10^{-6}$

La ecuación anterior esta dada según el manual del ingeniero mecanico en sistema ingles, por lo tanto para este analisis se utilizara este sistema ya que tiene implícitos factores que estan considerados para unidades inglesas.

(1) Características de los ventiladores. Anexos Cuadro A3.

(2) MARKS. "Manual del ingeniero Mecánico." 9ª Edición. Pag. 10-53.

Donde:

A: Factor para el tamaño del transportador

C: Cantidad de material, $\frac{ft^3}{h}$

L: Longitud del transportador; ft

F: Factor por el material.

N : rpm del transportador.

W: peso especifico del material $\frac{lb}{ft^3}$

Tabla 5.1 **Factor A** para transportadores sin fin. ⁽¹⁾

Diámetro de transportador	Pulgadas	6	9	10	12	16	18	20	24	
Factor A		54	96	114	171	255	336	414	510	690

Tomando como referencia para el diseño las indicaciones de transporte de materiales para tornillos sin fin según el manual del Ingeniero Mecánico Marks 9ª Edición .

Se define que:

Diámetro del transportador = 150mm (6 plg) (Dato del diseñador)

Factor A = 54 (Tabla 5.1)

L = 1.5 m (4.92 ft)

n = 170 rpm

Se considero una velocidad de 170 rpm ⁽²⁾ en base al material a trasportar (frijol) y el diámetro del externo del tornillo.

Se considero implementar 2 tornillos sin fin debido a que si existe una falla en uno de ellos la máquina podrá seguir trabajando al 50 % de su capacidad ya que cada tornillo sin fin será capaz de transportar 40 quintales por hora.

Cada tornillo será capaz de transportar: $\frac{40qq}{h} = 17,792 \frac{N}{h}$

(1) MARKS. "Manual del ingeniero Mecánico." 9ª Edición. Pag. 10-55.

(2) MARKS. "Manual del ingeniero Mecánico." 9ª Edición. Pag. 10-54.

Peso específico frijol: $\frac{0.7T_n}{m^3} = 6867 \frac{N}{m^3} = (39.64 \frac{lb}{ft^3})$

Cantidad de material en $\frac{m^3}{h} = \frac{\text{Capacidad de transportar en } \frac{N}{h}}{\text{Peso específico en } \frac{N}{m^3}}$

Cantidad de material = $\frac{17792}{6867} = 2.6 \frac{m^3}{h} \quad (100.90 \frac{ft^3}{h})$

Sustituyendo en la ecuación:

$H = (ALN + CWLF) \times 10^{-6}$

$H = (54 \times 4.92 \times 170 + 100.90 \times 39.64 \times 4.92 \times 0.5) \times 10^{-6}$

$H = 0.055 \text{ Hp}$

El tamaño del motor depende de la eficiencia E de la impulsión (por lo general cercana al 90%); se considera un margen adicional G, que depende del caballaje como sigue en la Tabla 2.0 ⁽¹⁾

H	1	1-2	2-4	4-5	5	6
G	2	1.2	1.25	1.1	1	1

$H_p \text{ del motor} = HG/E$

por lo tanto $H_p \text{ del motor} = \frac{0.055(2.7)}{0.9} = 0.16HP = 119.31 \text{ W}$

$H_p = 0.16 \text{ HP}$ c/u de los gusanos transportadores.

$H_p = 119.31 \text{ watts}$

$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi 170}{60} = 17.80 \text{ rad / seg.}$

(1) MARKS. "Manual del ingeniero Mecánico." 9ª Edición, Pag. 10-54. Anexos Tabla A16.

Torque = Potencia / ω (velocidad angular)

$$= \frac{119.31}{17.80} = 6.7 \text{ N - m}$$

5.5.2 Selección de cadenas para los tornillos sin fin.

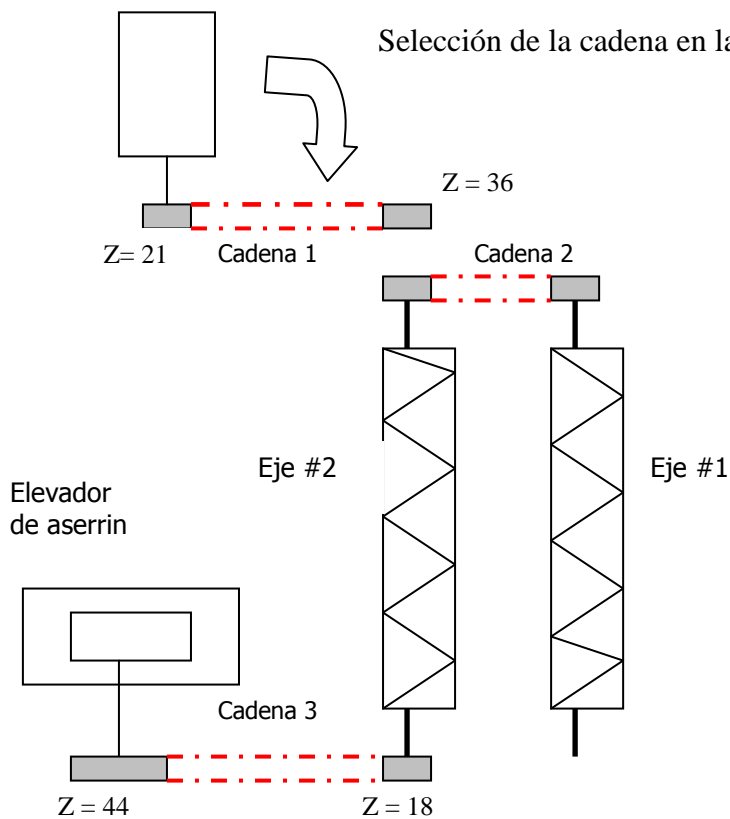


Fig 5.12
Transmisión de Tornillos sin fin
y elevador de aserrín

Selección de cadena 1:

La potencia encontrada para mover los tornillos sin fin es de 0.16 Hp por lo tanto en el eje 2 se encuentran la potencia del sin fin 1, del sin fin #2 y del elevador de canjilones #2.

Por lo tanto en el eje 2 será el punto de análisis ya que sobre este están involucradas las mayores fuerzas y sobre este eje se concentra toda la carga que tendrá que mover el primer segmento de cadenas.

La potencia en el eje #2 = Potencia de los sinfines + potencia del elevador #2.

La potencia del elevador 2 es 0.04 HP (Ya se calculo en el elevador 1 sección 5.1.5)

La potencia en el eje 2 = $2(0.16)+(0.04)/0.97 = 0.361$ HP

Donde:

0.97 es el valor de la eficiencia de la cadena.

Considerando un valor de choque ligero K_s para la cadena de 1.4 ⁽¹⁾

La velocidad de los gusanos es de 170 rpm,

Potencia de diseño = $0.361 (1.4) = 0.5054$ Hp

De tabla ⁽²⁾ para la rueda dentada mas pequeña de 21 dientes $K_1 = 1.26$.

De tabla ⁽³⁾ para dos torones $K_2 = 1$

De tabla ⁽⁴⁾ para una velocidad de 170 rpm interpolando para cadena # 40

Velocidad	Potencia
-----------	----------

150	0.99
-----	------

170	X
-----	---

200	1.29
-----	------

X = 1.11 hp

Potencia corregida = $H' = k_1 k_2 X = 1.263 \times 1 \times 1.11 = 1.39$ Hp.

Por lo tanto como la potencia requerida es 0.5054 hp, es satisfactorio este numero de cadena 40-1. (cadena paso 40, un toron).

(1) Factores de servicio para cadenas . Diseño en Ing. Mec. Shigley. 5 Ed. Anexos Tabla A8.

(2) Factores de corrección por dientes. Diseño en Ing. Mec. Shigley 5da Ed. Anexos Tabla A11.

(3) Factores K_2 para torones múltiples. Diseño en Ing. Mec. Shigley 5da Ed. Anexos Tabla A12.

(4) Capacidad de potencia en HP. Diseño en Ing. Mec. Shigley 5da Ed. Anexos Tabla A10.

Longitud de la cadena 1:

Teniendo una distancia entre centros de 0.5m entre la rueda dentada de 21 dientes y la de 36 dientes, se calcula la longitud total de la cadena con la siguiente formula:

$$Lp = 2C + 1.57(d_{z21} + d_{z36}) + \left(\frac{d_{z36} - d_{z21}}{4C} \right)$$

C = Distancia entre centros.

d_{z36} = Diámetro rueda mayor Z36

d_{z21} = Diámetro rueda menor Z21

Se calcula el diámetro para las ruedas dentadas:

Rueda de 21 dientes P40 (paso 12.7mm)

$$d_{z21} = P / \text{sen}(180 / 21) = 0.0127 / \text{sen}(180 / 21) = 0.085m$$

Rueda de 36 dientes P40 (paso 12.7mm)

$$d_{z36} = P / \text{sen}(180 / 36) = 0.0127 / \text{sen}(180 / 36) = 0.1455m$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$Lp = 2(0.5) + 1.57(0.085 + 0.1455) + \left(\frac{0.1455 - 0.085}{4(0.5)} \right)$$

$$Lp = 1.39m$$

Numero de pasos = Longitud total de la cadena / paso de la cadena

$$\text{Numero de pasos} = 1.39 \text{ m} / 0.0127 \text{ m}$$

$$\text{Numero de pasos} = 110$$

Selección de la cadena 2.

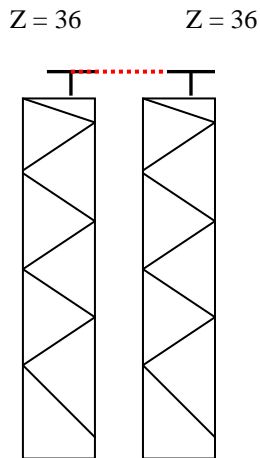


Fig 5.13 Transmisión de Tornillos sin fin

Cada tornillo transportador necesita un caballaje de 0.16 HP

La velocidad de los gusanos es de 170 rpm, se escogerá un factor de servicio K_s de 1.3 que es equivalente a choque ligero

Potencia de diseño = $0.16 (1.3) = 0.208$ Hp

De tabla ⁽¹⁾ para la rueda dentada mas pequeña de 36 dientes $K_1 = 1.95$.

De tabla ⁽²⁾ para dos torones $K_2 = 1$

De tabla ⁽³⁾ para una velocidad de 170 rpm interpolando para cadena #40

Velocidad	Potencia
-----------	----------

150	0.99
-----	------

170	X
-----	---

200	1.29
-----	------

$X = 1.11$ Hp

Potencia corregida = $H' = k_1 k_2 X = (1.95)(1)(1.11) = 2.15$ Hp, por lo tanto es satisfactorio este numero de cadena 40-1. (cadena paso 40, un torón).

(1) Factores de corrección por dientes) Diseño en Ing. Mec. Shigley 5da Ed. Anexos Tabla A11.

(2) Factores K_2 para torones múltiples) Diseño en Ing. Mec. Shigley 5da Ed. Anexos Tabla A12.

(3) Capacidad de potencia en HP) Diseño en Ing. Mec. Shigley 5da Ed. Anexos Tabla A10.

Longitud de la cadena 2:

Teniendo una distancia entre centros de 0.5m entre las ruedas dentadas de 36 dientes, se calcula la longitud total de la cadena:

El diámetro para las ruedas dentadas:

Rueda de 36 dientes P40 (paso 12.7mm)

$$d_{z36} = P / \text{sen}(180/36) = 0.0127 / \text{sen}(180/36) = 0.1455m$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$Lp = 2(0.5) + 1.57(0.1455 + 0.1455) + \left(\frac{0.1455 - 0.1455}{4(0.5)} \right)$$

$$Lp = 1.45m$$

Numero de pasos = Longitud total de la cadena / paso de la cadena

$$\text{Numero de pasos} = 1.45 \text{ m} / 0.0127 \text{ m}$$

$$\text{Numero de pasos} = 115$$

Selección de la cadena 3.

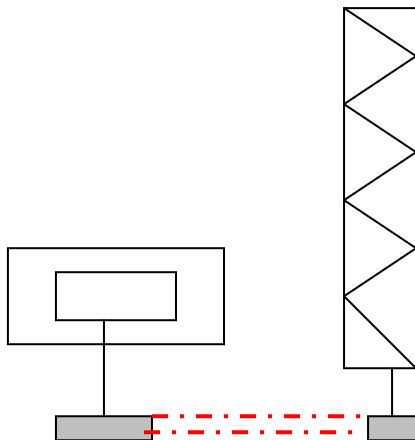


Fig 5.14 Transmisión de Tornillos sin fin y elevador de aserrín.

La potencia que consume el elevador es de 0.04HP

Potencia de diseño = $0.04 (1.3) = 0.052 \text{ Hp}$

De tabla ⁽¹⁾ para la rueda dentada mas pequeña de 18 dientes $K_1 = 2.37$.

De tabla ⁽²⁾ para dos torones $K_2 = 1$

De tabla ⁽³⁾ para una velocidad de 170 rpm interpolando para cadena #40

Velocidad	Potencia
150	0.99
170	X
200	1.29

$X = 1.11 \text{ hp}$

Potencia corregida = $H' = k_1 k_2 X = (1.11)(2.37)1 = 2.63 \text{ hp}$, por lo tanto es satisfactorio este numero de cadena 40-1.(cadena paso 40, un torón).

Longitud de la cadena 3:

Teniendo una distancia entre centros de 1m entre las ruedas dentadas de 18 dientes y 44, se calcula la longitud total de la cadena:

El diámetro para las ruedas dentadas:

Rueda de 18 dientes P40 (paso 12.7mm)

$$d_{z18} = P / \text{sen}(180/18) = 0.0127 / \text{sen}(180/18) = 0.073m$$

Rueda de 44 dientes P40 (paso 12.7mm)

$$d_{z44} = P / \text{sen}(180/44) = 0.0127 / \text{sen}(180/44) = 0.178m$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$Lp = 2(1) + 1.57(0.073 + 0.178) + \left(\frac{0.178 - 0.073}{4(1)} \right) \quad Lp = 2.42m$$

Numero de pasos = $2.42 \text{ m} / 0.0127 \text{ m}$

Numero de pasos = 191

(1) Factores de corrección por dientes) Diseño en Ing. Mec. Shigley 5da Ed. Anexos Tabla A11.

(2) Factores K2 para torones múltiples) Diseño en Ing. Mec. Shigley 5da Ed. Anexos Tabla A12.

(3) Capacidad de potencia en HP) Diseño en Ing. Mec. Shigley 5da Ed. Anexos Tabla A10.

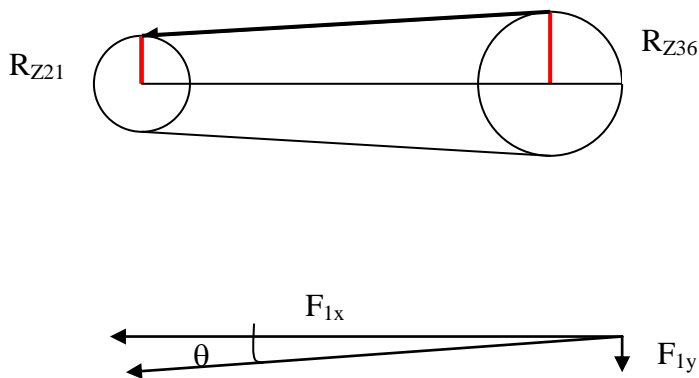
5.5.3 Diseño de eje 2.

En la figura 5.12 de la transmisión que va del motor a los tornillos por medio de los ruedas de 21 y 36 dientes nos proporcionarían las componentes de las fuerzas en la dirección "X" y "Y" para así determinar las cargas a las cuales estará sometido el eje de los tornillos.

$$T_1 = F_1 \times R$$

El Torque en el eje conductor de los tornillos (eje 2) por estar a las mismas revoluciones que el eje 1, el torque total es la suma de cada uno de los tornillos, por lo tanto el torque total es $2(6.7 \text{ N} \cdot \text{m}) = 13.4 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$\text{Por lo tanto } F_1 = \frac{T_1}{R_{Z36}} = \frac{13.4}{0.0707} = 189.4 \text{ N}$$



$$\Delta R = R_{Z36} - R_{Z21} = 0.0707 - 0.0240 = 0.0467$$

$$\Delta R = 0.046 \text{ m.}$$

Calculando el ángulo de la fuerza resultante resulta:

$$\tan \theta = \frac{0.046}{0.15} = 17^\circ$$

$$F_{1x} = F_1 \cos 17 = 189.14 \cos 17 = 181 \text{ N}$$

$$F_{1y} = F_1 \sin 17 = 189.14 \sin 17 = 55.75 \text{ N}$$

En el mismo eje de los tornillos existen otras fuerzas producto de la transmisión de los ruedas de 18 y 44 dientes.

La diferencia de los radios de las ruedas de 18 y 44 dientes dará el las componentes en dirección radial y tangencial.

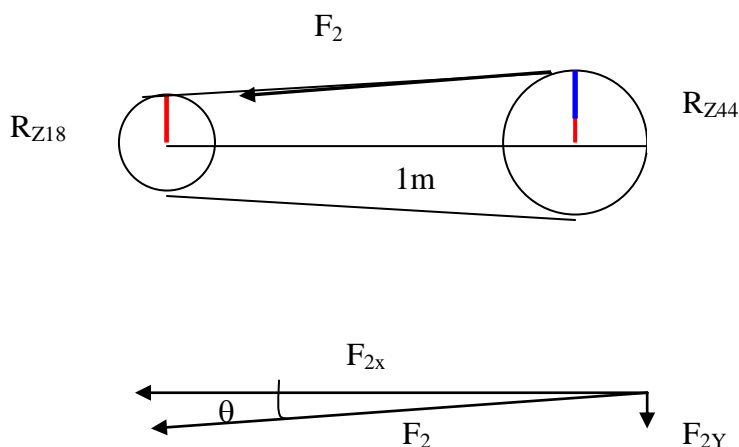
$$T_2 = F_2 \times R$$

Torque en el eje del piñón de 44 dientes es igual a 4.12 N - m (Torque del elevador)

$$\text{Por lo tanto } F_2 = \frac{T_2}{R_{z18}} = \frac{4.12}{.036} = 113 \text{ N}$$

$$\Delta R = R_{z44} - R_{z18} = 0.08 - 0.036 = 0.052 \text{ m}$$

Distancia entre centros = 1 m



$$\tan \theta = \frac{0.052}{1} = 3^\circ$$

$$F_{2X} = F_2 \cos \theta = 113 \cos 3^\circ = 112.85 \text{ N}$$

$$F_{2Y} = F_2 \sin \theta = 113 \sin 3^\circ = 5.91 \text{ N}$$

Por lo tanto las fuerzas a la entrada del tornillo son:

$$\mathbf{F_{1X} = 181\text{ N}}$$

$$\mathbf{F_{1Y} = 55.75\text{ N}}$$

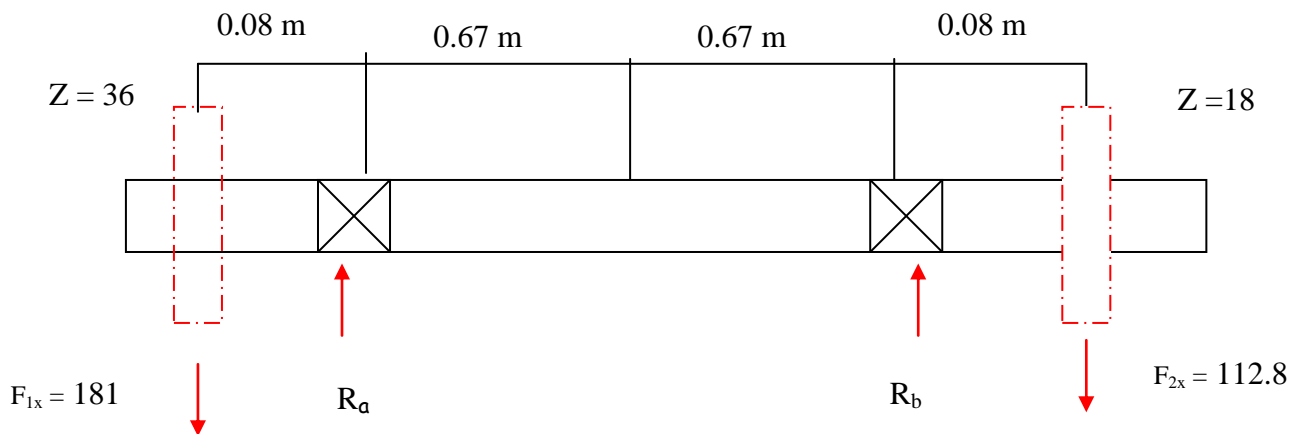
Por lo tanto las fuerzas a la salida del tornillo Transportador son:

$$\mathbf{F_{2X} = 112.85\text{ N}}$$

$$\mathbf{F_{2Y} = 5.94\text{ N}}$$

A continuación se presenta la configuración geométrica del eje y la ubicación de las cargas:

PLANO X



$$\sum F_y = 0$$

$$-181 + R_a + 108.72 - 112.8 = 0$$

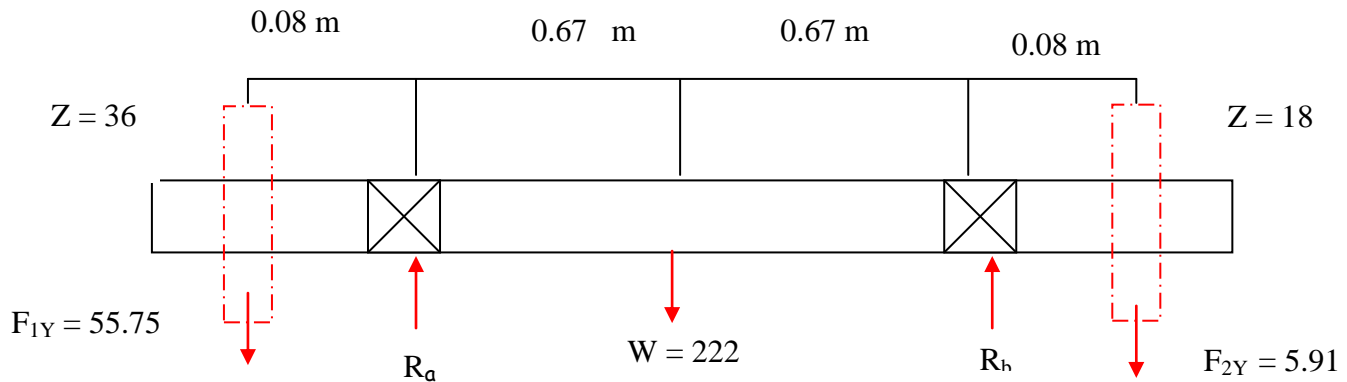
$$R_a = 185.08 \text{ N}$$

$$\sum M_a = 0$$

$$181(0.08) + 1.34(R_b) - 1.42(112.8) = 0$$

$$R_b = 108.72 \text{ N}$$

PLANO Y



$$\sum M_a = 0$$

$$55.75(0.08) - 222(0.67) + 1.34R_b - 5.91(1.42) = 0$$

$$R_b = 113.93N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-55.75 + R_a - 222 + R_b - 112.8 = 0$$

$$R_a = 185.08N$$

Peso del eje y alabes:

Dimensiones del eje:

Diámetro: 38mm

Largo: 1.5m

Dimensiones de los alabes:

Diámetro: 150mm

Largo total (incluyendo 10 alabes de 6.35mm de espesor) = 6.35 cm

$$\text{Peso eje} = \gamma \times V$$

Donde: γ = Peso específico acero (78751 N/m³)

$$V = \text{Volumen (m}^3\text{)} = A \times L$$

$$A = \pi D^2/4 = \pi (0.038)^2/4 = 0.00113 \text{ m}^2$$

$$V = A \times L = 0.00113 \times 1.5 = 0.0017 \text{ m}^3$$

$$\text{Peso eje} = 78751 \times 0.0017 = 134 \text{ N}$$

$$\text{Peso alabes} = \gamma \times V$$

Donde: γ = Peso específico

$$V = \text{Volumen} = A \times L$$

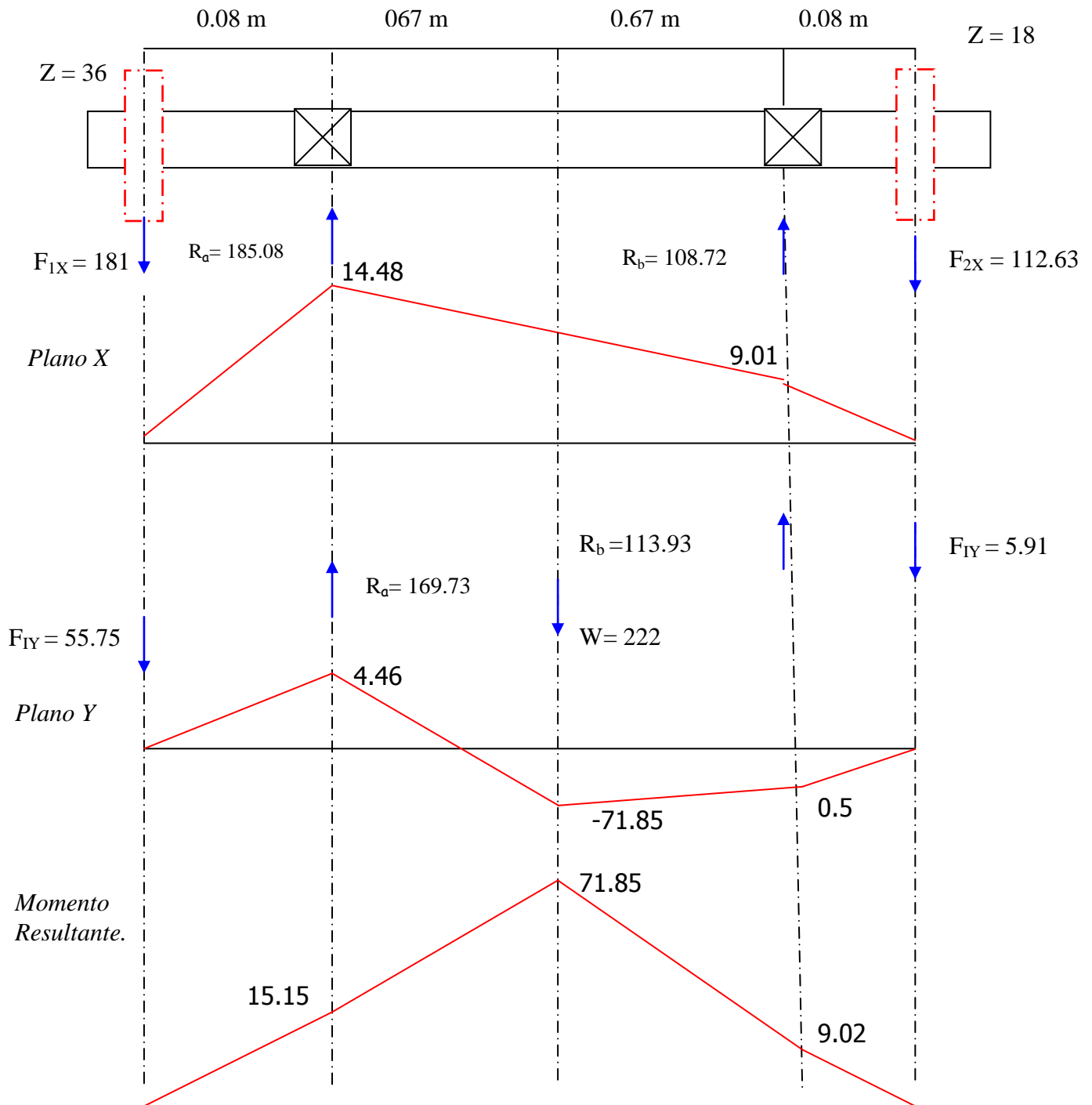
$$A = \pi D^2/4 = \pi (0.15)^2/4 = 0.01767 \text{ m}^2$$

$$V = A \times L = 0.01767 \times 0.0635 = 0.00112 \text{ m}^3$$

$$\text{Peso alabes} = 78751 \times 0.00112 = 88.4 \text{ N}$$

$$\text{Peso total} = P_{\text{eje}} + P_{\text{alabes}} = 134 + 88.4 = 222 \text{ N}$$

DIAGRAMA DE MOMENTO DEL EJE DEL TORNILLO



Momentos resultantes en los puntos A y B.

$$M_{Ra} = \sqrt{(14.48)^2 + (4.46)^2} = 15.15N$$

$$M_{Rb} = \sqrt{(9.01)^2 + (0.56)^2} = 9.02N$$

Dimensionamiento del eje para los tornillos:

Tomando como material acero AISI 1020 HR

$$S_{ut} = 380 \text{ MPa}$$

$$K_a = a(S_{ut})^b = 4.51(380)^{-0.265} = 0.93 \quad (\text{Factor de acabado superficial, maquinado})$$

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right) = \left(\frac{15.24}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.9244 \quad (\text{Factor de tamaño a flexion. } d=15.24\text{mm})$$

$$K_f = 1.6 \text{ para cuñeros de patin.} \quad (\text{Concentrador de Esfuerzos})$$

$$S_n' = 0.5 (S_{ut}) = 0.5 (380) = 190 \text{ MPa} \quad (\text{Resistencia a la Fatiga})$$

$$S_n = K_a k_b S_n'$$

$$S_n = 0.93 \times 0.9244 \times 190 = 163.34 \text{ MPa.} \quad (\text{Resistencia a la fatiga corregida})$$

$$\sigma_a = \left(\frac{32m}{\pi D^3}\right) = \left(\frac{32(71.85)}{\pi D^3}\right)(1.6) = \frac{1170.97}{D^3} Pa$$

$$\sigma_m = \frac{16T}{\pi D^3} = \frac{16(17.52)}{\pi D^3} = \frac{89.22}{D^3} MPa$$

$$\frac{1170.97}{163.3 \times 10^6 D^3} + \frac{89.22}{380 \times 10^6 D^3} = \frac{1}{2}$$

Resolviendo:

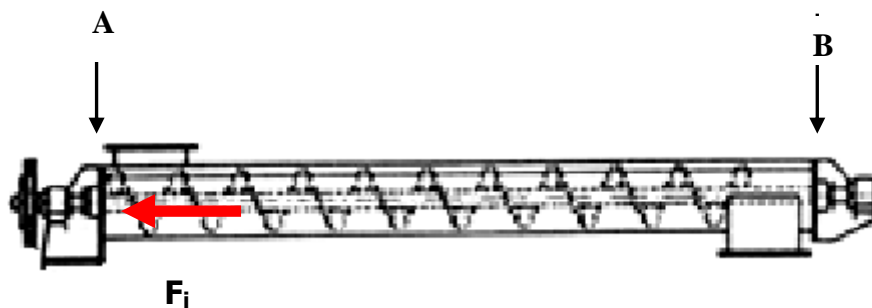
$$D = 0.025 \text{ m}$$

5.5.4 Selección de cojinetes.

Fuerza de empuje en el tornillo transportador

En el tornillo transportador existe una fuerza de empuje F_i que es la encargada de transportar todo el frijol a través del gusano, por lo tanto esta fuerza por acción y reacción es recibida en el cojinete A aparte de la fuerza radial que existe en este mismo punto. Esta fuerza que es la que empuja el frijol es la misma fuerza que recibe el cojinete.

Tomando la carcasa como un cilindro dentro del cual están las hélices del gusano con un diámetro de 0.15m que es el diámetro de las hélices y el largo del tornillo de 1.5m calcularemos el volumen.



$$\text{Volumen del cilindro} = \pi R^2 H$$

$$\pi (.075)^2 (1.5) = 0.0265 m^3$$

$$\text{Densidad del frijol} = \frac{0.7 \text{ ton}}{m^3} = 6867 \frac{N}{m^3}$$

$$\text{masa} = \delta V = (6867)(0.0265) = 170 N$$

$$\text{La fuerza de empuje } F_i = 170 N$$

Las reacciones equivalentes en los apoyos a y b son:

$$R_{\text{equivalente en a}} = \sqrt{(169.66)^2 + (185.09)^2} = 251 N$$

$$R_{\text{equivalente en b}} = \sqrt{(108.72)^2 + (169)^2} = 200 N$$

Para el punto "a" están expuestos a cargas radiales y de empuje:

Para carga radial y de empuje se utiliza la ecuación siguiente.

$$P = VR + YT$$

Donde:

P = Carga equivalente.

V = Factor de rotación

T = Carga de empuje aplicada.

Y = Factor de empuje.

R = Carga radial aplicada.

X = Factor Radial.

X = 1, Y = 1.5

$$P = VR + YT$$

$$P = (1)(0.56)(251) + (1.5)(170)$$

$$P = 395.56 \text{ N (89 lb)}$$

Se toma un valor de L_d de la tabla ⁽¹⁾

Para un L_{10} de 250000

De la Figura ⁽²⁾ se selecciona un factor de velocidad y un factor de vida útil

Donde:

f_n = Factor de velocidad.

f_l = Factor de vida útil.

La carga dinámica, C para que un cojinete soporte una carga de diseño P será entonces:

$$C = \frac{P f_l}{f_n}$$

Para un L_{10} de 25000 horas, $f_l = 3.8$

Para 170 rpm, $f_n = 0.58$

$$C = \frac{(3.8)395.56}{0.58} = 2591 \text{ N} = (583 \text{ lb})$$

(1) Vida útil de diseño para cojinetes, Diseño de elem. maq. Robert Mott. 2da Ed. Pag. 615. Anexos Tabla A2.

(2) Factores de velocidad y vida útil de cojinete de bola, Robert Mott. Pag. 616. Anexos Figura A1.

De tablas de cojinetes ⁽¹⁾ se selecciona un 6205 porque soporta una carga dinámica de 2430 lb y tiene un diámetro de 25mm, por lo que el eje del tornillo maquinándolo quedaría en este cojinete.

Para el cojinete 6205 carga dinámica = 2430 lb = 10809 N

$$\text{Al encontrar } \frac{T}{C_o} = \frac{F_i}{C_o} = \frac{170}{10809} = 0.0157$$

De la tabla ⁽²⁾ (factores radiales y de empuje para cojinetes de hilera única)

$$e = 0.19$$

$$\frac{T}{R} \triangleright e$$

$$\frac{170}{251} = 0.67$$

Como $T/R > e$ se calcula nuevamente el valor de Y

$$0.67 > 0.19$$

Con el nuevo valor de e se encuentra que el valor de Y = 2.3

por lo tanto el nuevo valor de $P = V \times R + YT$

$$P = (1)(0.56)(251) + 2.3(170)$$

$$P = 119.35 \text{ N}$$

$$C = \frac{Pfl}{fn}$$

$$C = \frac{(3.8)119.35}{0.58} = 782.92 \text{ N (176 lb)}$$

Por lo tanto el rodamiento 6205 soporta (2430 lb), es decir satisface las condiciones para el punto A.

(1) Diseño de elementos de maq. Robert L. Mott 2da Ed. Anexos Tabla A1.

(2) Factores radiales y de empuje. Robert Mott. 2da. Ed. Anexos Tabla A3.

Selección de cojinete apoyo "b"

Calculando las reacciones resultantes en el apoyo B.

$$\text{Requivalente en b} = \sqrt{(108.72)^2 + (169)^2} = 200N$$

$$C = Fe \left(\frac{Ld}{10^6} \right)^{1/k}$$

L_{10} = se escogió para equipo agrícola que esta entre 4000-8000h

se selecciono un valor medio de 6000h

$k = 3$ para cojinetes de bolas.

$$L_d = L_{10} \times n \times 60 = (25000) \times (170) \times (60) = 255 \times 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 200 \left(\frac{255 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 1268N \quad (286.47 \text{ lb})$$

Calculando las cargas dinámicas podemos seleccionar los cojinetes, para estas condiciones nos cumple un cojinete **(6205)** ⁽¹⁾

(1) Cojinetes de bola. Diseño de elementos de maq. Robert L. Mott 2da Ed. Pag. 611. Anexos Tabla A1.

5.5.5 Selección de Moto-reductor para elevador de aserrín y tornillos transportadores.

Los tornillos transportadores tienen que estar girando a 170 rpm por lo que es necesario hacer una reducción de velocidades a partir de un motor-reductor, por lo que se utilizara diversos piñones para lograr esta velocidad en los tornillos, simultáneamente se necesita una transmisión que conecte los tornillos con el elevador, el cual debe estar girando a 69.6 rpm. (con esta velocidad se asegura que la descarga será centrífuga según se analizo en la sección 5.1.2)

Considerando que se utilizara un moto reductor de 292 rpm, se necesita una transmisión que reduzca la velocidad de 292 rpm a 170 rpm en el eje de los tornillos, esto se lograra con la combinación de piñones desde la salida del eje del moto reductor hasta el eje de los tornillos. Dicha transmisión se muestra en la fig. 5.12

El eje conductor de los tornillos posee 2 torques uno producto de la carga del material a transportar y un torque adicional que es el de la carga del elevador que tiene que mover.

Calculo de inercias para las ruedas dentadas:

$$\text{Inercia} = \frac{\delta\pi R^4 b}{2g}$$

Rueda de $z = 44$ paso 40

$D = 0.1778$ m

$b = 0.008$ m

$$\text{Inercia} = \frac{78751\pi 0.0889^4 (0.008)}{2(9.81)} = 0.00644 \text{ N} - \text{m} - \text{s}^2$$

Rueda de $Z = 18$

$$D = 0.073 \text{ m}$$

$$b = 0.008 \text{ m}$$

$$\text{Inercia} = \frac{78751\pi(0.036)^4(0.008)}{2(9.81)} = 0.000184 \text{ N} - \text{m} - \text{s}^2$$

Rueda de $Z = 21$

$$D = 0.085 \text{ m}$$

$$b = 0.008 \text{ m}$$

$$\text{Inercia} = \frac{78751\pi(0.042)^4(0.008)}{2(9.81)} = 0.000337 \text{ N} - \text{m} - \text{s}^2$$

Rueda de $Z = 36$

$$D = 0.1455 \text{ m}$$

$$b = 0.008 \text{ m}$$

$$\text{Inercia} = \frac{78751\pi(0.072)^4(0.008)}{2(9.81)} = 0.00288 \text{ N} - \text{m} - \text{s}^2$$

Calculo de las inercias en las transmisiones

$I_1 = \text{Inercia del polea elevador} + \text{Inercia del piñón de } Z \text{ 44}$

$$\text{Inercia del Polea} = 6.53 \text{ (Ver Sección 5.1.9)}$$

$$\text{Inercia del rueda } Z44 = 0.00644 \text{ N} - \text{m} - \text{s}^2$$

$$\mathbf{I_1 = 6.53 + 0.00644 = 6.53 \text{ N} - \text{m} - \text{s}^2}$$

$I_2 = (\text{Inercia eje} + \text{discos}) + \text{Inercia } z \text{ 18} + \text{Inercia } z \text{ 36} + \text{Inercia } z \text{ 36}$

$$\text{Inercia Eje} = \frac{\gamma\pi r^4 L}{2g} = \frac{78751\pi(0.019)^4 1.7}{2(9.81)} = 2.82 \times 10^{-5} \text{ N} - \text{m} - \text{s}^2$$

Inercia Discos: Diámetro 0.15 m x 0.0635 m espesor. total de discos 10

$$= \frac{\gamma\pi r^4 L}{2g} = \frac{78751\pi(0.075)^4 0.0635}{2(9.81)} = 2.71 \times 10^{-2} \text{ N} - \text{m} - \text{s}^2$$

$$\text{Inercia Rueda Z18} = 0.000184 \text{ N} - m - s^2$$

$$\text{Inercia Rueda Z36} = 0.00288 \text{ N} - m - s^2$$

$$I_2 = 2.82 \times 10^{-5} + 2.71 \times 10^{-2} + 0.000184 + 2(0.00288)$$

$$\mathbf{I_2 = 3.31 \times 10^{-2} \text{ N} - m - s^2}$$

$$I_3 = (\text{Inercia eje} + \text{discos}) + \text{Inercia piñón z 36}$$

$$I_3 = 2.82 \times 10^{-5} + 2.71 \times 10^{-2} + 0.00288$$

$$\mathbf{I_3 = 3.0 \times 10^{-2} \text{ N} - m - s^2}$$

CALCULO DEL TORQUE EN EL MOTOR

Para la selección del motor eléctrico se utilizara la siguiente ecuación que se determina de la figura 5.12

$$\frac{T_1 \left(\frac{N_1}{N_2} \right) \left(\frac{N_2}{N_M} \right)}{(\eta_A)(\eta_B)} + \frac{T_2 \left(\frac{N_2}{N_M} \right)}{\eta_C} + T_3 \frac{\left(\frac{N_3}{N_2} \right) \left(\frac{N_2}{N_M} \right)}{\eta_B \eta_C} + \left[I_1 \frac{\left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \left(\frac{N_2}{N_M} \right)^2}{\eta_A \eta_C} + I_2 \frac{\left(\frac{N_2}{N_M} \right)^2}{\eta_C} + I_3 \frac{\left(\frac{N_3}{N_2} \right)^2 \left(\frac{N_2}{N_M} \right)^2}{\eta_B \eta_C} \right] \frac{\Delta \omega}{\Delta t}$$

$$n = 292 \text{ rpm}$$

$$t = 2 \text{ seg.}$$

$$\Delta \omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi(292)}{60} = 30.57 \text{ rad/seg}$$

$$4.12 \frac{\left(\frac{69.5}{170} \right) \left(\frac{170}{292} \right)}{0.97^2} + 6.7 \frac{\left(\frac{170}{292} \right)}{0.97} + 6.7 \frac{\left(\frac{170}{170} \right) \left(\frac{170}{292} \right)}{0.97^2} + \left[6.53 \frac{\left(\frac{69.5}{170} \right)^2 \left(\frac{170}{292} \right)^2}{0.97^2} + 3.31 \times 10^{-2} \frac{\left(\frac{170}{292} \right)^2}{0.97} + 3.0 \times 10^{-2} \frac{\left(\frac{170}{170} \right)^2 \left(\frac{170}{292} \right)^2}{0.97^2} \right] \frac{30.57}{2}$$

$$\text{Torque en el reductor} = 9.2 + 6.34 = 15.55 \text{ N-m}$$

Por lo tanto:

$$\text{Torque nominal} = 9.2 \text{ N-m} \quad (6.78 \text{ lb ft})$$

$$\text{Torque de arranque} = 15.55 \text{ N-m} \quad (11.46 \text{ lb ft})$$

Solución:

se necesita un motor-reductor con un torque nominal de aprox. (7 lb ft) = 84 Lb in.

Del catalogo de motor-reductores SUMITOMO se selecciona uno de 1/2 hp que posee un torque de 100 lb in. *

5.6 DISEÑO DE LA ZARANDA SEPARADORA DE ASERRÍN.

El diseño de la zaranda que va a separar el frijol del aserrín se analizara de la misma manera que se analizo la zaranda de limpieza ya que posee las mismas dimensiones, y esta sometida a la misma carga, por lo tanto la selección de materiales, diámetro de del eje, selección del motor, y de las bandas se hará de la misma manera. Por lo que consideramos no desarrollar los cálculos de nuevo ya que están desarrollados en la zaranda de limpieza

* Características de Motoreductores. Anexos Cuadro A5.

5.7 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DE LA MAQUINA:

La estructura de la máquina será diseñada de acuerdo a la carga estática a la cual estará sometida y a la carga dinámica generada por el movimiento de vaivén de la zaranda. Para la carga estática, se consideraron todos los pesos de los diferentes elementos que componen la máquina como son las zarandas, tornillos transportadores, ejes, motores y el peso del producto a procesar.

La estructura lateral estará sometida al peso de las zarandas y el producto según la figura 5.15

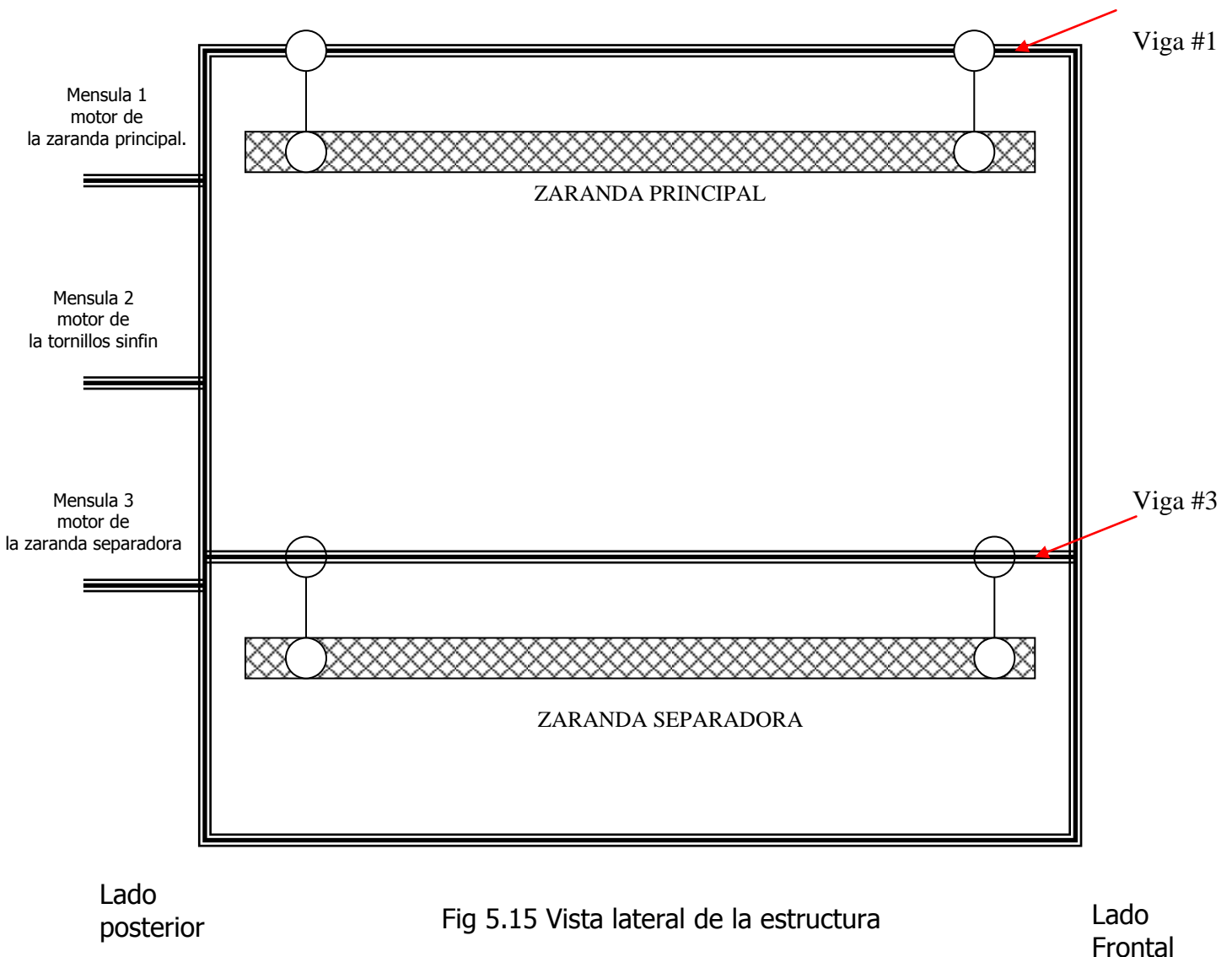


Fig 5.15 Vista lateral de la estructura

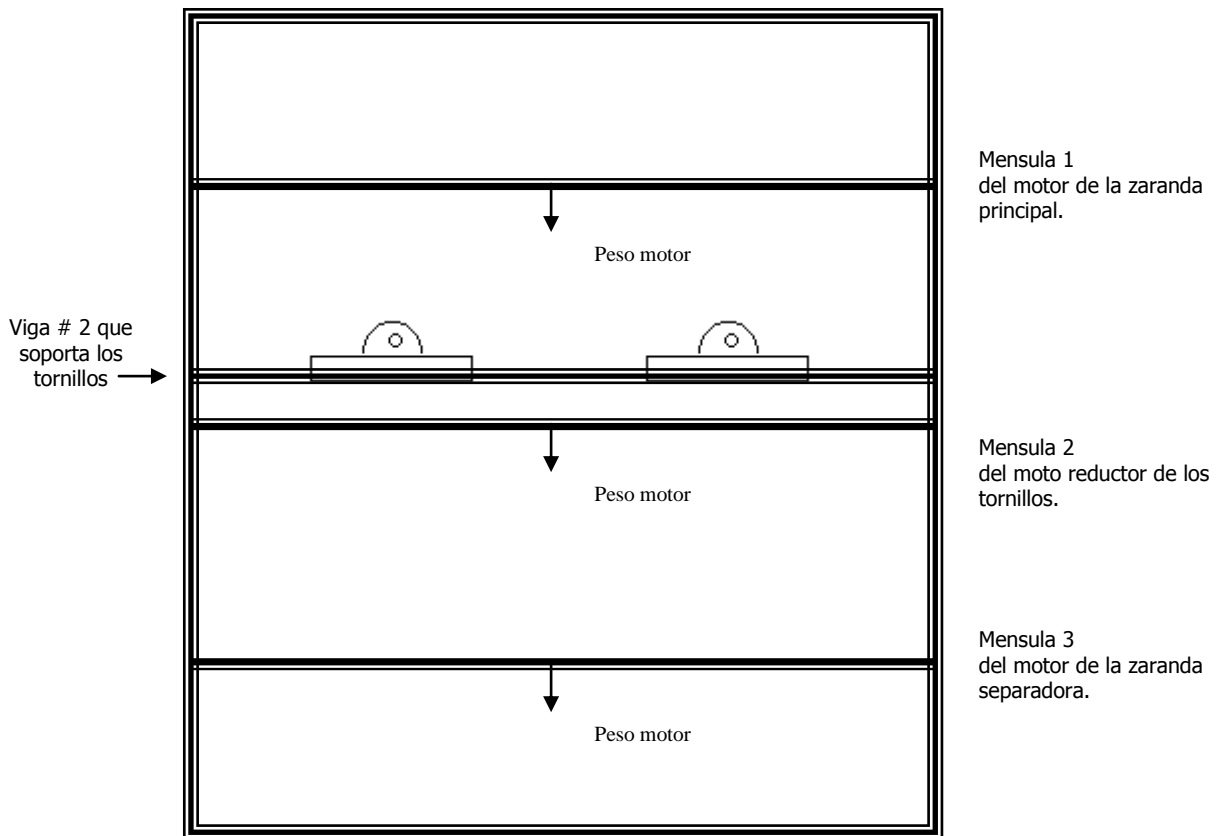


Fig 5.16 Vista Posterior de la estructura.

5.7.1 Análisis de la viga lateral #1

Esta se encuentra sometida a la fuerza generada por el peso de la zaranda y el frijol que es de 834.84 N (187.68 lb), pero este peso debe de distribuirse en los cuatro puntos de apoyo por lo tanto el peso en cada uno de los apoyos es de 208.71 N.

Por lo tanto en la viga 1 las fuerzas están distribuidas tal como se ve en la figura 5.17

"DIAGRAMA DE MOMENTO DE LA VIGA LATERAL"

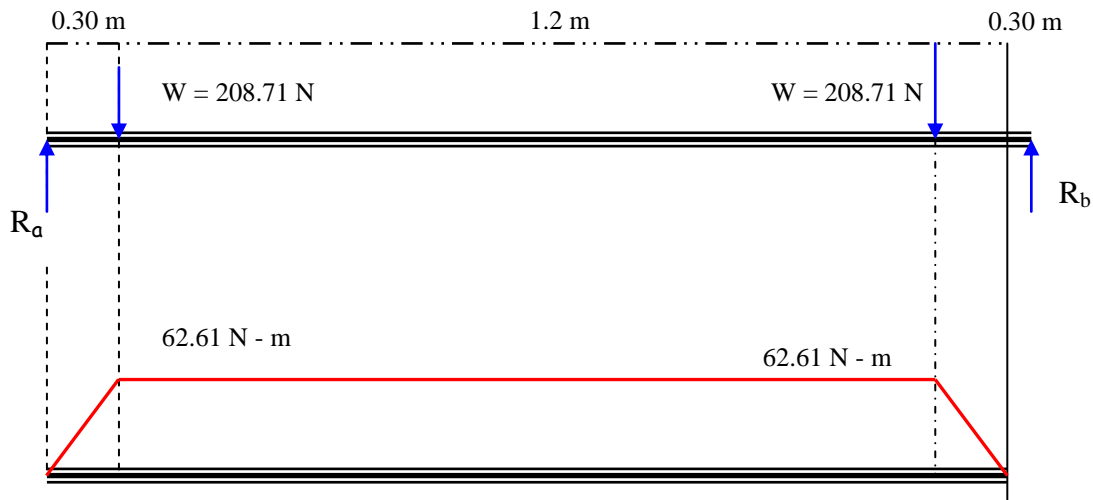


Fig 5.17 Diagrama de momento de las viga lateral

$$\sum M_a = 0$$

$$-208.71(0.3) - 208.71(208.71) + 1.5R_b = 0$$

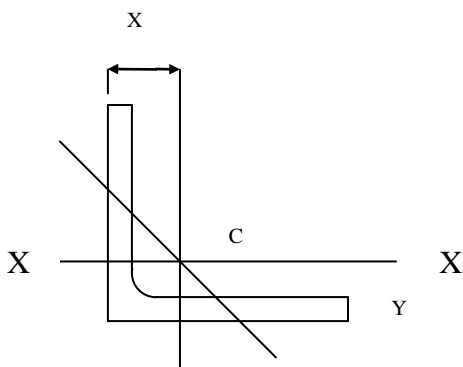
$$R_b = 208.71 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_a - 2(208.71) + R_b = 0$$

$$R_a = 208.71 \text{ N}$$

Conociendo a partir del diagrama anterior el momento al cual va a estar sometido se calculara el esfuerzo, teniendo en cuenta que se utilizaran ángulos de piernas iguales las cuales poseen una sección y espesor de $1 \frac{1}{4}'' \times 1 \frac{1}{4}'' \times \frac{1}{4}''$.



Donde:

$$Y = 0.403 \text{ in} = 0.0102 \text{ m}$$

$$W = 1.92 \text{ lb/ft} = 2.85 \text{ Kg/m}$$

$$A = 0.563 \text{ in}^2 = 36.32 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$I = 0.077 \text{ in}^4 = 3.20 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$C = 1 \frac{1}{4}'' - Y = 0.0215 \text{ m}$$

El esfuerzo esta expresado a partir de la ecuación:

$$\sigma_t = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_t = \frac{62.61(0.0215)}{3.20 \times 10^{-8}} = 42.09.44 \text{MPa}$$

Calculando el factor de seguridad (n):

$$n = \frac{S_y}{\sigma_t} = \frac{250}{42.09} = 5.93$$

Con este factor de seguridad se garantiza que las vigas no se flexionaran y además se considera un margen de sobrecarga que podría existir en ellas. El material a utilizar es el acero ASTM A-36 que posee una resistencia de fluencia S_y de 250 MPA

NOTA:

La viga #3 se encuentra sometida al peso de la zaranda, el frijol y el aserrín. En esta zaranda el peso total es menor que la zaranda principal pero por estética para que se vea igual la estructura se utilizara el mismo perfil angular de la viga # 1.

5.7.2 Análisis de la viga #2 (posterior de la estructura).

La viga central posterior esta expuesta al peso de los tornillos sin fin en el que están involucrados el peso se los ejes, de las hélices, carcaza, y el material a transportar en el interior de los tornillos. Ver Fig. 5.16

El peso total esta compuesto por :

Eje de los Tornillos = 133.4 N

Hélices = 89.00 N

Carcaza = 222.41 N

Frijol = 169.00 N

PESO TOTAL = 614 N

“DIAGRAMA DE MOMENTO DE LA VIGA 2 (POSTERIOR) ”

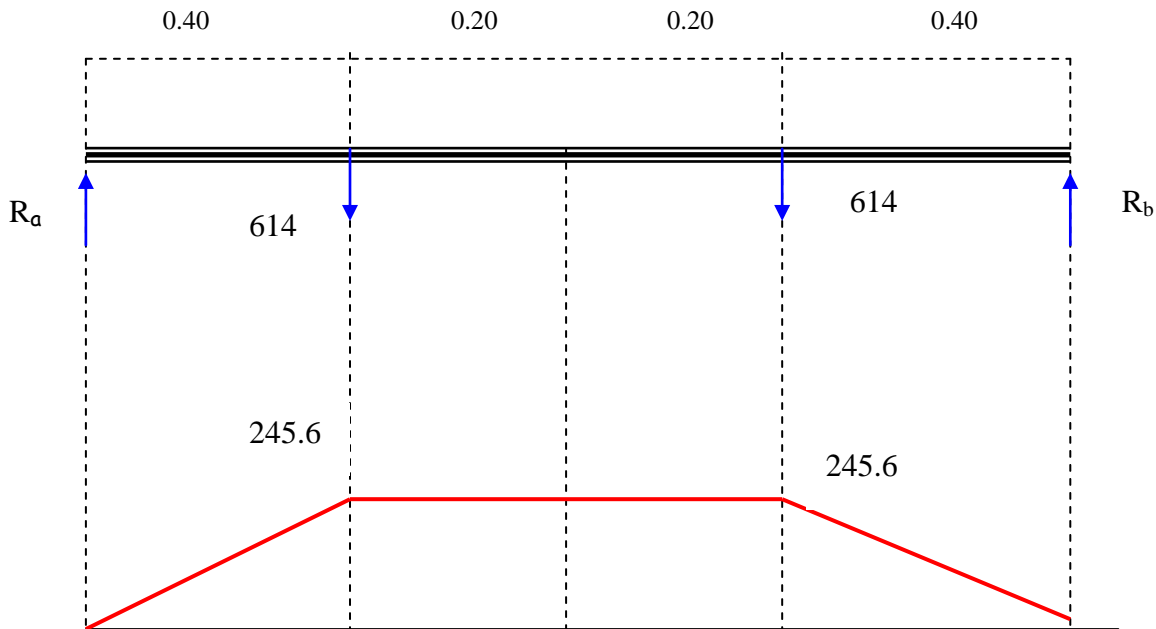


Figura 5.18 Diagrama de momento de la viga posterior

$$\sum M_a = 0$$

$$-614(0.4) - 614(0.8) + 1.2R_b = 0$$

$$R_b = 614N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_a - 614 - 614 + R_b = 0$$

$$614 - 614 - 614 + R_b = 0$$

$$R_a = 614N$$

El esfuerzo esta expresado a partir de la ecuación:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \sigma_t = \frac{245.6(0.0215)}{3.2 \times 10^{-8}} = 165.01 MPa$$

Calculando el factor de seguridad (n): $n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{250}{165.01} = 1.52$

Con este factor de seguridad se garantiza que las vigas no se flexionaran y además se considera un margen de sobrecarga que podría existir en ellas. El material a utilizar es el acero ASTM A-36 que posee una resistencia de fluencia S_y de 250 MPa

La viga frontal esta sometida a las mismas cargas por lo tanto su análisis es el mismo al de la viga #2 (posterior).

5.7.3 Análisis de las Columnas:

Las cuatro columnas principales estarán sometidas a esfuerzos de compresión producto de las reacciones generadas en las vigas de toda la estructura. Ver Fig. 5.15

Estas columnas además de la carga axial, deben soportar cargas laterales debido a las fuerzas inerciales generadas por el movimiento de vaivén de las zarandas.

La mayor cantidad de carga esta soportada por las columnas posteriores, ya que en estas no solo se encuentran las reacciones de las vigas sino también el peso generado por los 3 motores (zaranda principal, Tornillos sinfín y zaranda separadora).

La columna 1 o posterior estará sometida al total de fuerzas generadas por las reacciones de la vigas laterales que soportan las zarandas mas la reacción de la viga trasera que soporta el Tornillo sinfín mas el peso de los 3 motores.

Calculo de Carga Estática:

Fuerza total: sumatoria de reacciones de las vigas.

R_a (Viga 1) + R_b (Viga 2) + R_a (Viga 3) + W de los motores

R_a (zaranda principal) = 208.71 N

R_a (zaranda separadora) = 208.71 N

R_b (tornillos) = 245.6 N

W motores zarandas y tornillo:

Zarandas 1HP 355.85 N c/u	711.71 N
Moto reductor de sinfín	622.75 N

TOTAL: 1334.46 N (distribuidos en 3 mensulas)

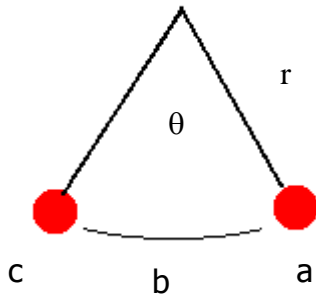
Estos motores serán soportados por las dos columnas por lo tanto el peso a soportar en cada columna es 667.23 N

Fuerza total = 208.71 + 208.71 + 614 + 667.23

Fuerza total = 1698.65 N

Calculo de carga dinámica:

Para determinar la carga dinámica generada por el movimiento de las zarandas se ha considerado que los apoyos de la zarandas (Fig. 5-9) se comportan como un pendulo simple, donde se inducen fuerzas inerciales debido a la aceleración de la masa que se esta oscilando.



Donde:

Posición a: Velocidad instantánea 0

Posición b: Velocidad maxima.

Posicion c: Velocidad instantanea 0

$\theta = 14^\circ$ (0.25 rad) Pag. 101.

$r = 0.20$ m

$W = 210$ N ($m = 20.2$ kg)

La frecuencia: 390.76 rpm en la excentrica (Fig. 5-10), una revolucion de la excentrica es un ciclo completo del pendulo, por lo tanto 390.79 rpm equivalen a 390.79 ciclos por minuto = 6.5 ciclos/seg

$\omega =$ frecuencia x desplazamiento angular (θ). (Velocidad angular)

$\omega = 6.5$ ciclos/seg x 0.25 rad = 1.63 rad / s

periodo = 1/Frecuencia = 1/6.5 = 0.15 s, en completar un ciclo completo de la posición "a" a la "b" y viceversa.

Considerando la ecuación cinemática del movimiento circular con aceleración angular

constante: $\omega = \omega_0 + \alpha t$ donde: $\alpha =$ Aceleración angular

$t =$ tiempo (s)

Analizando desde la posición "a" a la posición "b"

$t =$ cuarta parte del periodo de un ciclo completo: $0.15/4 = 0.038$ seg.

Resolviendo la ecuación cinemática:

$1.63 = 0 + \alpha(0.038) \rightarrow \alpha = 42.90$ rad/s² (aceleración angular)

$a_t = r \times \alpha = 0.20$ m x 42.90 = 8.6 m/s² (aceleración tangencial)

Aplicando la Segunda Ley de Newton para el equilibrio dinámico:

$$\Sigma F_{\text{inerciales}} = ma_t = 20.2 \times 8.6 = 173 \text{ N}$$

En el diseño se ha seleccionado un material el ASTM A-36 que poseen un modulo de elasticidad E de 200 GPa y una resistencia de fluencia S_y de 250 MPa.⁽¹⁾

Evaluación con carga estática:

Como primer paso para analizar la columna es determinar el radio de giro.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{Donde: } I: \text{ Inercia del perfil.}$$
$$A: \text{ Área del perfil}$$

El perfil a utilizar será un ángulo de piernas iguales de 1 ¼ X 1 ¼ X 1/4 para este tipo de perfil la inercia es $3.20 \times 10^{-8} m^4$ y el área es $36.32 \times 10^{-5} m^2$.⁽²⁾

$$\text{Por lo tanto } r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{3.20 \times 10^{-8}}{36.32 \times 10^{-5}}} = 9.39 \times 10^{-3} m.$$

Ahora calculando la razón de delgadez o relación de esbeltez = $L/r = KL/r$

Donde:

L: longitud real de la columna entre los soportes.

K : Es una constante que depende de la fijación de los extremos.

En nuestro caso $k = 0.65$ por que las vigas van a estar restringidas al movimiento en las partes superior e inferior.⁽²⁾

$$\text{La razón de delgadez} = KL/r = \frac{0.65(2)}{9.39 \times 10^{-3}} = 138.5$$

Ahora se calculara la razón de transición de delgadez o constante C_c que se define de la siguiente manera:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 200 \times 10^9}{250 \times 10^6}} = 125.66$$

(1) Apéndice B. Pag 698. Propiedades típicas de materiales, Mecánica de Materiales 2a Ed. Beer Johnston

(2) Apéndice C. Prop. de perfiles laminados de acero, Mecánica de Materiales 2ªEd. Beer Johnston. Pag. 710

(3) Valores de K para longitud efectiva. Diseño de elementos de maquinas 2ª Ed. Robert L. Mott. Pag 178. Anexos Figura A4.

Obteniendo los resultados de C_c y Kl/r se comparan, si kl/r es mayor que C_c quiere decir que la columna es larga y se debe de utilizar la ecuación de Euler que se describe a continuación:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{(KL/r)^2}$$

Donde P_{cr} = La carga critica a la cual la columna empezara a pandearse.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 (200 \times 10^9)(36.32 \times 10^{-5})}{(138.5)^2} = 37.37 \text{ KN}$$

A esta carga debe de empezar a pandearse. Una carga segura sería un valor reducido que se encuentra al aplicar el factor de diseño a la carga critica, si se utiliza $n = 3.5$

$$P_a = \frac{P_{cr}}{n} = \frac{37370}{3.5} = 10677.14 \text{ N}$$

Donde:

P_a = Carga permisible.

P_{cr} = Carga critica.

Al comparar la carga permisible de 10677.14 N con la carga a la cual van a estar sometida la columna que es de 1698.65 N existe una diferencia marcada por lo que se puede concluir que las columnas soportaran la carga. El material a Utilizar sera ángulo 1 ¼ " x 1 ¼ " x ¼ " ASTM A-36.

La otra columna posterior estará sometida a la misma carga que la columna 1 y las otras 2 columnas frontales estarán sometidas a menor carga ya que no estará involucrado el peso de los motores.

Por lo tanto se concluye que la columnas posteriores son las que están sometidas a mayores cargas, pero el perfil a utilizar para que sea uniforme en la estructura tanto en las columnas como en las vigas será el mismo sabiendo de antemano que para las columnas frontales estará sobredimensionado.

Evaluación de la columna utilizando esfuerzos combinado de compresión y flexión:

$$f = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} \quad (\text{Esfuerzo máximo})$$

Donde:

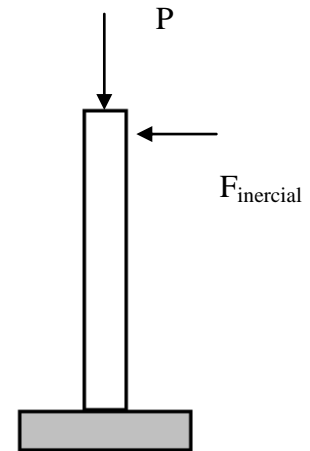
P = Fuerza de compresión, 1698.65 N

A = Area del perfil, angular 1-1/4" x 1/4"

M = momento flector

c = Distancia del eje neutro al punto máximo

I = Inercia del perfil



$$M = 2 F_{\text{inercial}} \times \text{excentricidad} = 2(173.4) \times 0.006 = 2.08 \text{ N} - \text{m}$$

$$f = \frac{1698.65}{36.32 \times 10^{-5}} + \frac{2.08(0.0215)}{3.2 \times 10^{-8}} = 6.07 \text{ MPa} \quad (\text{Esfuerzo máximo})$$

Comparando este valor con la resistencia a la fatiga del acero A-36, $S_n = 189.8 \text{ MPa}$ se observa que aunque exista una carga que produzca momento flexionante, el material seleccionado resiste mas que los esfuerzos aplicados a la columna.

5.7.4 Análisis de la soldadura de la mensula:

Para unir la mensula que soportara el peso del motor de los sinfines es necesario analizar la soldadura entre la columna y la mensula, la soldadura estará aplicada tal como se muestra en la figura 5.19.

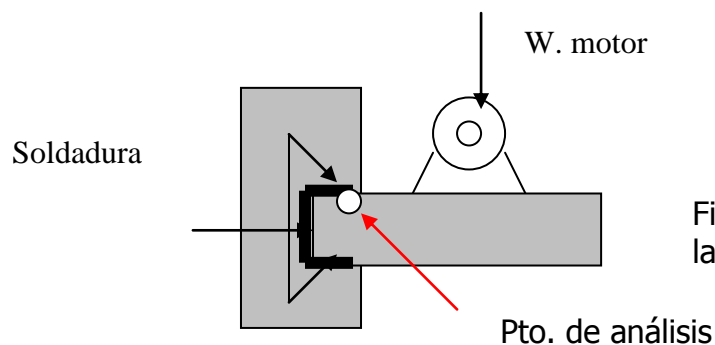
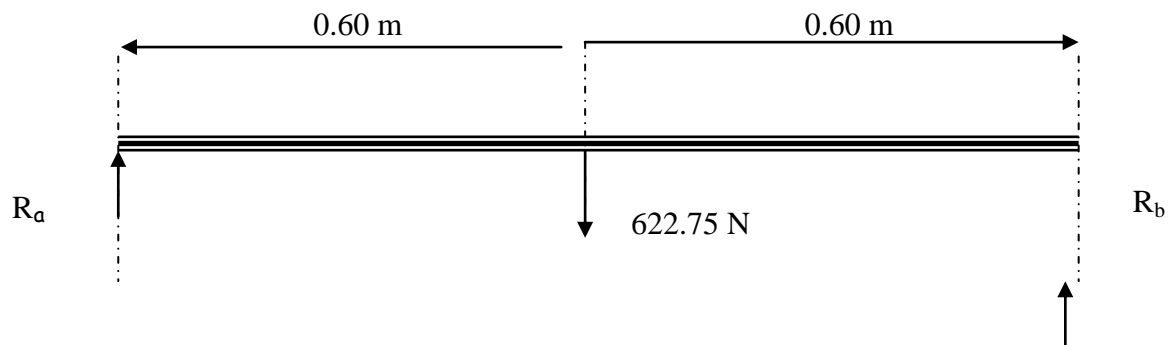


Fig.5.19 Unión de la mensula en las columnas.

Las dimensiones del ángulo son 1 1/4 x 1 1/4 x 1/4. La parte que esta empotrada en la columna es de 2".

La fuerza que estará aplicada es la del peso del moto reductor 622.75 N, pero con la mensula estará soldada en las dos columnas traseras su peso se reparte en 311.37 N en cada columna, según el análisis siguiente



$$\sum M_a = 0$$

$$-622.75(0.6) + 1.2R_b = 0$$

$$R_b = 311.37N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_a - 622.75 + 311.37 = 0$$

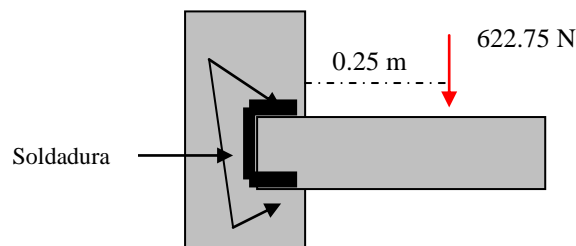
$$R_a = 311.37N$$

La Mensula 2 soportara la mayor carga debido a que en esta se encuentra el moto reductor por lo tanto el análisis de la carga se hará con respecto a esta.

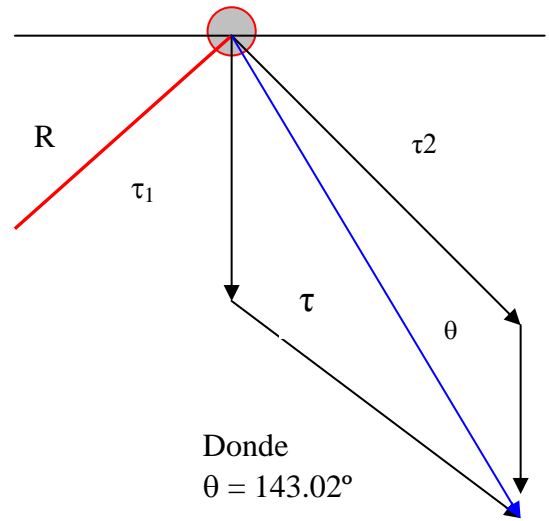
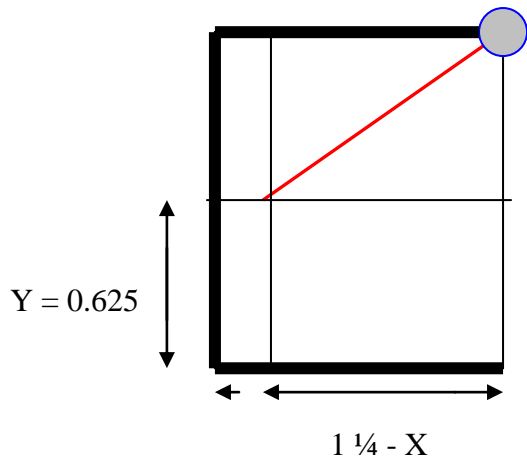
La mensula 1 y 3 solo soportaran el peso de los motores de 355.86 N, por lo tanto como el peso es menor y están distribuidos de la misma manera basta con analizar la mensula con mayor carga.

Al analizar la viga 1 y 3 se puede observar que las fuerzas a las que van a estar expuestas son menores por lo tanto el análisis se hará con base a la ménsula 20.

La distancia desde donde esta aplicada la fuerza hasta donde esta el ángulo es de 0.25 m (9.84 in)



Para este tipo de perfil C las dimensiones de soldadura están definidas de la siguiente manera:



A_w : área del cordón de soldadura.

x : x barra de la figura geométrica.

J_w = Es el segundo momento polar de área del grupo de juntas con respecto al centroide de este.

$$A_w = d + 2b$$

$$X = \frac{b^2}{2b + d}$$

$$J_w = \frac{(2b + d)^3}{12} - \frac{b^2(b + d)^2}{(2b + d)}$$

Por lo tanto:

$$A_w = 1.25 + 2(1.25) = (3.75 \text{ in}) = 0.095 \text{ m}$$

$$X = \frac{1.25^2}{2(1.25) + 1.25} = 0.42 \text{ in} = 0.0101 \text{ m}$$

$$J_w = \frac{(2.5 + 1.25)^3}{12} - \frac{1.56(2.5)^2}{3.7} = 1.76 \text{ in}^3 = 0.0447 \text{ m}$$

$$\tau_1 = \frac{F}{Aw} \text{ (Fuerza por pulgada de soldadura).}$$

$$\tau_1 = \frac{70}{3.75} = 18.66 \text{ lb/in.} = 3270 \text{ N/m}$$

$$\tau_2 = \frac{Mr}{J} \text{ (Fuerza por pulgada de soldadura)}$$

M : Momento flector

r : La distancia mayor existente entre el centroide del grupo de juntas y el punto de interés de la unión soldada.

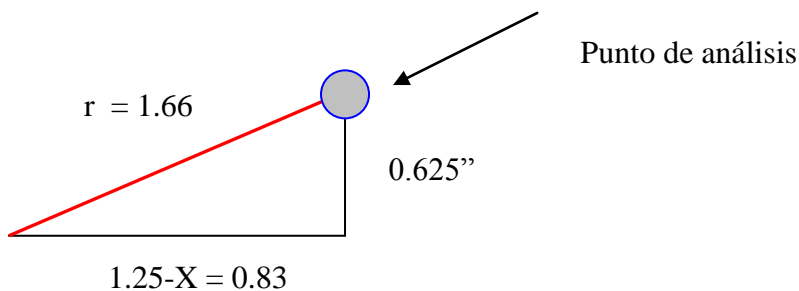
Sustituyendo:

$$M = F (9.84 + (1.25 - X)).$$

$$M = 70 (9.84 + 0.83) = 746.90 \text{ lb/in} = 130854 \text{ N/m}$$

$$r = \sqrt{0.83^2 + .625^2} = 1.03 \text{ in} = 0.026 \text{ m}$$

$$\tau_2 = \frac{Mr}{J} = \frac{746.9(1.03)}{1.76} = 440.93 \text{ lb/in} = 77249 \text{ N/m}$$



Conociendo τ_1 y τ_2 se calculará El τ resultante, a partir de la ley de los cosenos.

$$\tau_1^2 + \tau_2^2 - 2\tau_1\tau_2 \cos \phi = \tau^2$$

$$18.66^2 + 440.93^2 - 2(18.66)(440.93) \cos 143.02 = \tau^2$$

$$\tau = 457.036 \text{ lb/in} = 80070 \text{ N/m}$$

Obteniendo este Valor τ se divide la fuerza máxima de la soldadura entre la fuerza permisible por pulgada de lado, se selecciono un electrodo E6013 el cual posee una fuerza permisible por pulgada de lado de 9600 lb/ in por pulgada de lado

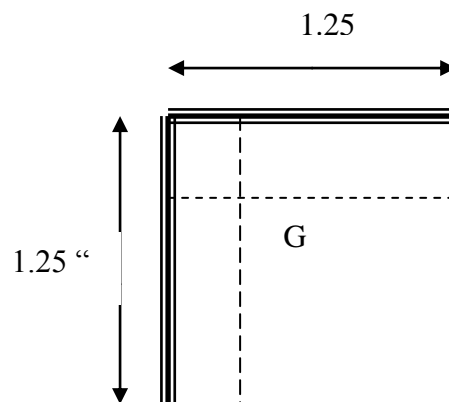
$$W = \frac{457.03}{9600} = 0.0476in = 1.2mm$$

Este resultado nos da el tamaño de lado de la soldadura, pero está establecido que el tamaño mínimo para soldadura de chaflán para un espesor menor de 1/2 plg. Es de 3/16" por lo tanto este se le aplicará a la mensula.

5.7.5 Soldadura de la Viga 2 que soportara la carga de los Tornillos Transportadores sobre la columna.

La viga posterior (Viga 2) y las columnas soportará el peso de los tornillos transportadores por eso se debe analizar esta unión para determinar que tipo de soldadura se debe aplicar entre la columna y la viga.

De la vista frontal de esta unión entre la columna y la viga se puede determinar el tipo de figura geométrica que va de acuerdo a esta configuración, esa se muestra en la figura siguiente.



Para este montaje la figura geométrica que va acorde es la de forma "L" *

Donde:

$$A_w = b + d$$

* Factores de geometría para análisis de soldadura. Diseño de elementos de maq. Robert Mott. Pag. 770, Anexos Figura A3.

$$X = \frac{b^2}{2(b+d)}$$

$$Y = \frac{d^2}{2(b+d)}$$

$$J_w = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$$

Sustituyendo:

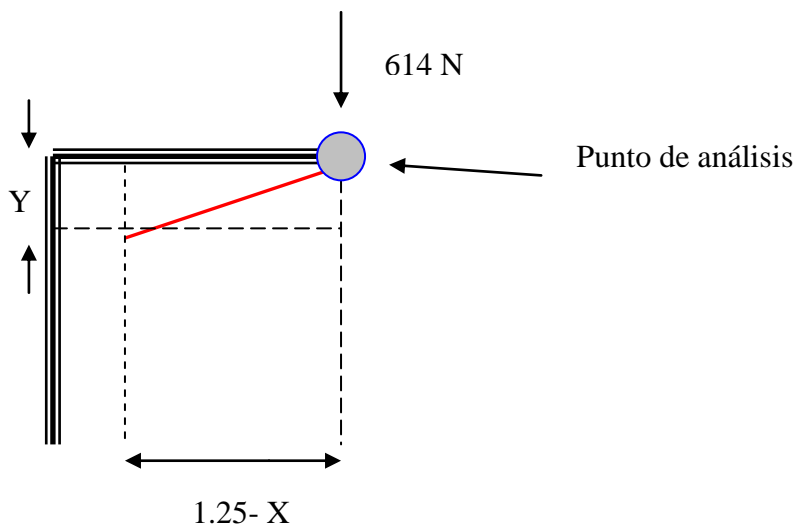
$$A_w = 1.25 + 1.25 = 2.5 \text{ in} = 0.0635 \text{ m}$$

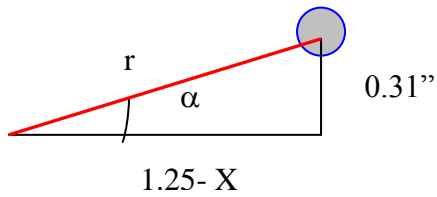
$$X = \frac{1.25^2}{2(1.25 + 1.25)} = 0.31 \text{ in} = 0.0078 \text{ m}$$

$$Y = \frac{1.25^2}{2(1.25 + 1.25)} = 0.31 \text{ in} = 0.007874 \text{ m}$$

$$J_w = \frac{(1.25 + 1.25)^4 - 6(1.25)^2(1.25)^2}{12(1.25 + 1.25)} = 0.81 \text{ in}^3 = 1.32 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

En la fig. 5.18, considerando únicamente la carga cortante de 614 N (peso total de los tornillos)





$$r = \sqrt{0.94^2 + 0.31^2} = 0.99 \text{ in} = 0.025 \text{ m}$$

$$\tan \alpha = \frac{0.31}{0.94} = 18.25^\circ$$

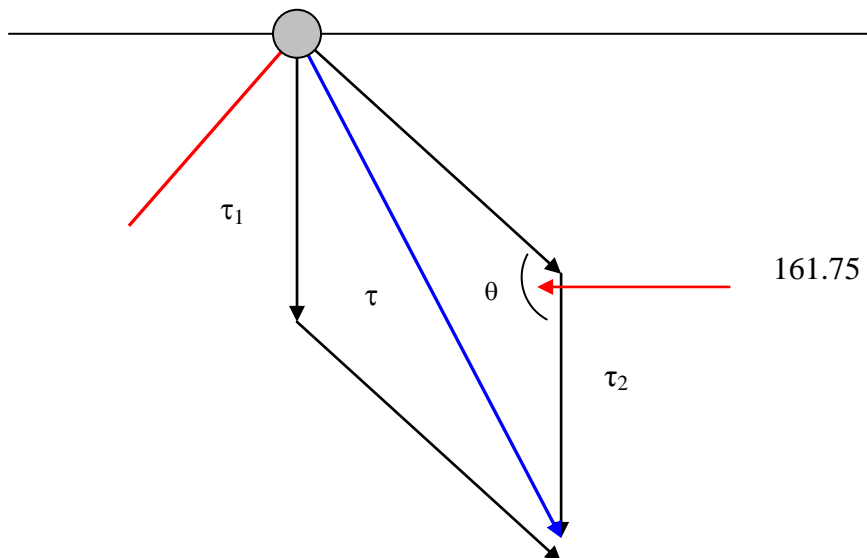
Conociendo el valor de r , el área del cordón y el segundo momento polar de área del grupo de juntas con respecto al centroide de este se puede calcular la fuerza perpendicular a la soldadura.

$$\tau_1 = \frac{140}{2.5} = 56 \text{ lb/in} = 9811 \text{ N/m}$$

$$M = F(2-X).$$

$$M = 140(0.94) = 131.6 \text{ lbin} = 15.35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\tau_2 = \frac{Mr}{J} = \frac{131.6(1.12)}{0.81} = 181.97 \text{ lb/in} = 31880 \text{ N/m}$$



Conociendo τ_1 y τ_2 se calculará El τ resultante, a partir de la ley de los cosenos.

$$\tau_1^2 + \tau_2^2 - 2\tau_1\tau_2 \cos \phi = \tau^2$$

$$56^2 + 181.97^2 - 2(56)(181.97)\cos 161.75 = \tau^2$$

$$\tau = 235.81 \text{ lb/in} = 41313 \text{ N/m}$$

Obteniendo este Valor τ se divide la fuerza máxima de la soldadura entre la fuerza permisible por pulgada de lado, se selecciono un electrodo E6013 el cual posee una fuerza permisible por pulgada de lado de 9600lb/ in .

$$W = \frac{235.81}{9600} = 0.0138" = 0.6 \text{ mm}$$

Este resultado nos da el tamaño de lado de la soldadura, pero esta establecido que para espesores menores de 1/2" el tamaño mínimo de lado para soldadura de chaflán es de 3/16 " por lo tanto este valor se aplicara entre la viga y la columna que soportara el peso de los tornillos sinfines.

NOTA:

Las demás vigas se soldaran con el mismo tamaño de soldadura que la anterior, ya que están sometidas a condiciones de trabajo menor.

5.7.6 Sujeción de la Maquina al Suelo.

La máquina estará sujeta al piso por medio de cuatro placas independientes de 0.15 x 0.15m x 12.7mm, que se fijaran al suelo (concreto) por medio de anclas, estas placas tendrán pernos roscados los cuales se utilizaran para sujetar la estructura principal de la maquina y al mismo tiempo nivelar la maquina debido a cualquier imperfección en el suelo. Ver figura 5.16.

Para determinar que tipo de sujeción se usaran en el anclaje de la maquina se considero lo siguiente:

Para que la maquina no se mueva de su posición original es necesario que la fuerza inercial producida por las zarandas y alguna fuerza sísmica, no supere la resistencia en los pernos de anclaje para así asegurar la firmeza en la estructura de la maquina.

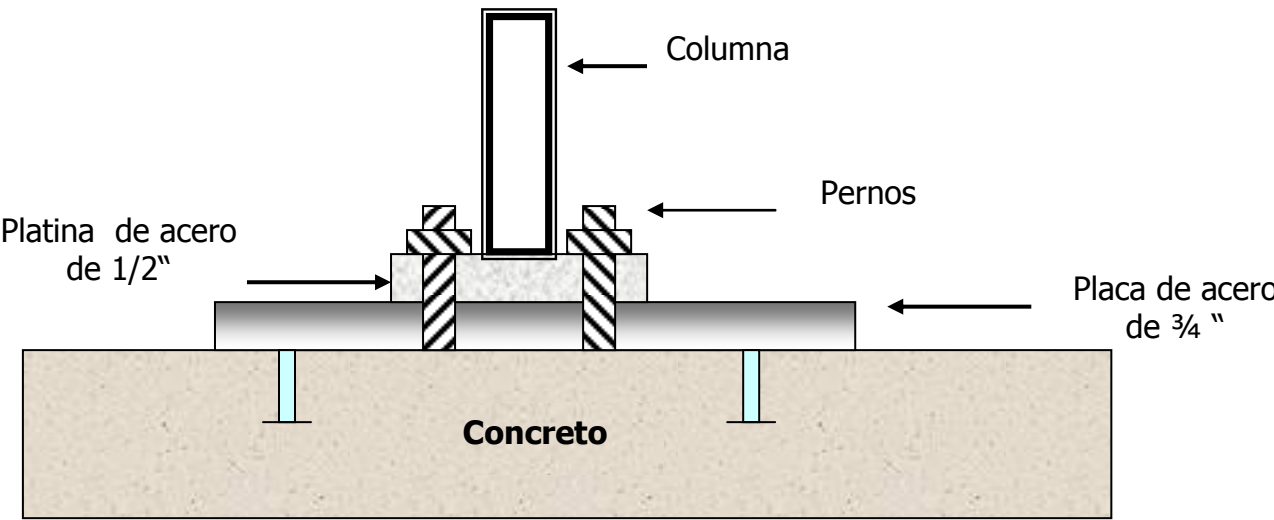


Fig. 5.20 Anclaje de la máquina sobre el suelo.

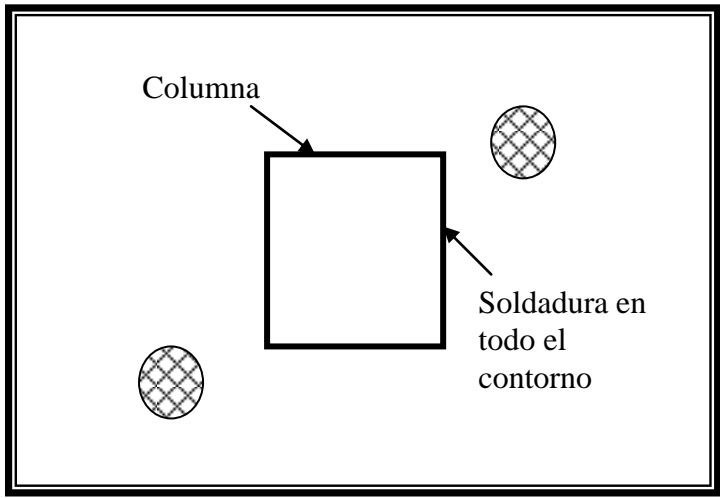


Fig. 5.21 Detalle de sujeción de la columna a la placa de acero

La distribución de los pernos sobre la platina se muestra en la figura 5.22 en la cual actúa la fuerza de corte directo en cada uno de tornillos, donde se supone que todos los tornillos comparten la carga en partes iguales.

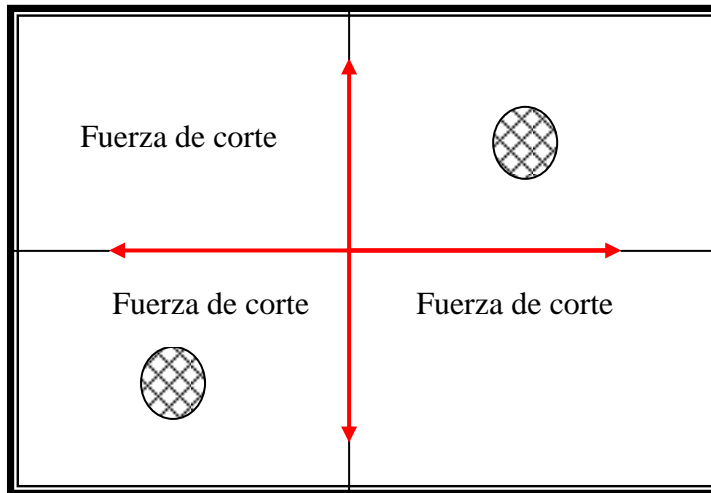
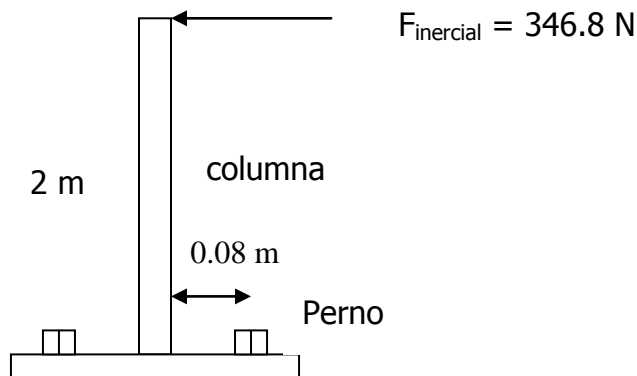


Fig. 5.22 Distribución de los pernos sobre la platina de acero.

Analizando las fuerzas en los tornillos de sujeción:



La fuerza inercial produce un momento flector de $346.8 \times 2 = 693.6 \text{ N} \cdot \text{m}$

Este momento es soportado por el perno el cual recibe una fuerza axial de:

$$F_{\text{axial}} (\text{perno}) = \frac{693.6}{0.08} = 8670 \text{ N}$$

$$\frac{\sigma}{n} = \frac{F}{A} \quad \text{Donde: } \sigma = \text{esfuerzo de tracción permisible. y } n = \text{factor de seguridad}$$

Tomando un perno A449 con $\sigma = 138 \text{ MPa}$

$$A = \frac{F(n)}{\tau} = \frac{8670(2.5)}{138 \times 10^6} = 1.57 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(1.57 \times 10^{-4})}{\pi}} = 14 \text{ mm}$$

Para conocer la fuerza de corte en los tornillos es necesario involucrar el peso total de la maquina y el coeficiente de fricción existente entre la platina y la placa de acero.

Fuerza de corte = coeficiente de fricción x el peso de la máquina + Fuerza inercial.

$$F_c = (\mu_e) w + F_{\text{inercial}}$$

Donde:

μ_e = Coeficiente de fricción del acero con acero (0.74) ⁽¹⁾.

w = Peso total de la máquina.

$$w = 1150 \text{ kg} \left(\frac{9.81 \text{ m}}{\text{s}^2} \right) = 11281.5 \text{ N}$$

Esta fuerza será distribuida en los cuatro ensambles atornillados por lo tanto la fuerza

en cada apoyo es de $\frac{11281.5}{4} = 2820 \text{ N}$

$$F_c = (0.74) (2820) + 346.8 = 2433.6 \text{ N}$$

Ahora es necesario considerar la carga que soportara cada perno, en su respectiva platina, se colocaran 2 pernos, por lo tanto la fuerza en cada apoyo se subdivide en 2. Por consiguiente $\frac{2433.6}{2} = 1216.8 \text{ N}$, esta será la fuerza de corte en cada perno.

Los pernos que sujetarán la máquina serán ASTM A449 o SAE Grado 5, los cuales se encuentran con facilidad en el mercado, dichos pernos poseen una tensión por esfuerzo de corte permisible de 17.5 Ksi.

(1) Coeficientes de fricción, Física Tomo I 4ªEd. Raymond A. Serway. Pág. 127. Anexos Tabla A19.

Se establecerá un factor de seguridad de 2.5 para asegurar que el esfuerzo cortante en el perno sea menor que el esfuerzo permisible.

$$\frac{\tau}{n} = \frac{F}{A}$$

Por lo tanto el área que se requiere para el perno es:

$$A = \frac{F(n)}{\tau} = \frac{1216.5(2.5)}{121 \times 10^6} = 2.5110^{-5} \text{ m}^2$$

El diámetro que se requiere es:

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(2.51 \times 10^{-5})}{\pi}} = 5.65 \text{ mm}$$

En base a los resultados obtenidos se observa que en el análisis por tracción es el más crítico, por lo tanto el perno a utilizar en la sujeción será de M14 x 1.5 Grado 5 o ASTM A449.

Análisis de la soldadura de la columna a la placa de acero. Ver Fig. 5.21

En base al peso total de la máquina y a la fuerza inercial se analizará la soldadura entre la base y la columna.

w = Peso total de la máquina.

$$w = 1150 \text{ kg} \left(\frac{9.81 \text{ m}}{\text{s}^2} \right) = 11281.5 \text{ N} = (2536.18) \text{ lb}$$

La reacción en cada apoyo es $11281.5 \text{ N} / 4 = 2820.4 \text{ N} = (634 \text{ lb})$

Para este montaje la figura geométrica que va acorde es de forma cuadrada, debido a que la columna es de ángulo de (1-1/4 in) y estará encajuelado.

Donde:

$$A_w = 2b + 2d$$

$$J = (b + d)^3 / 6$$

La

$$A_w = 2(1.25 \text{ in}) + 2(1.25 \text{ in}) = 5 \text{ in.}$$

$$\tau_1 = \frac{\text{Fuerza}}{A_w} = \frac{634}{5} = (126.8) \text{ lb/in} = 22206 \text{ N/m}$$

El esfuerzo de torsión es igual a: $\tau_2 = \frac{Tc}{J} = \frac{346.8(2)}{0.066} = 10509 \text{ N/m} \text{ (60 lb/in)}$

Con el valor de τ_1 mas el esfuerzo de torsión τ_2 , obtenemos el esfuerzo neto que al dividirlo entre la fuerza permisible por pulgada de lado, da el tamaño de la soldadura. Considerando un electrodo E6013 que posee una fuerza permisible de 9600 lb/in.

$$\text{Esfuerzo neto} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} = \sqrt{126.8^2 + 60^2} = 140.27 \text{ lb/in}$$

$$W = \frac{140.27}{9600} = 0.0146 \text{ in} = 0.7 \text{ mm}$$

Este resultado es el tamaño de lado de la soldadura, pero como ya mencionamos antes que para espesores menores de 1/2" el tamaño mínimo de la soldadura es 3/16" Y en nuestro caso como la platina a soldar es de 12.7mm (1/2 in), por lo tanto el tamaño de la soldadura será de 3/16".

CAPITULO 6

"ANALISIS ECONOMICO"

6.1 INTRODUCCION.

6.2 INVERSION INICIAL.

6.3 COSTOS DE OPERACIÓN.

6.4 INGRESOS ESTIMADOS POR LAS VENTAS.

**6.5 CALCULO DE INDICADORES ECONOMICOS
TIR, VAN, R B/C, TRI**

6.6 CONCLUSIONES FINANCIERAS.

6.1 INTRODUCCION

En el presente capítulo se desarrollaran las técnicas necesarias para realizar el análisis económico que ayudara a evaluar si la adquisición de la maquina es o no rentable y así poder tomar una decisión acertada.

El análisis económico se realizo tomando como base la inversión de la maquina, los costos de operación, y los ingresos generados por la venta del grano terminado.

Aquí se plantearan dos alternativas financieras para el análisis económico de la maquina, en la primera se considera la posibilidad de que la maquina sea adquirida en un 100% por el inversionista y en la otra alternativa se considera un financiamiento del 50% por una entidad financiera y el otro 50% por el inversionista.

Con estas dos alternativas planteadas se pretende brindar opciones para que sean evaluadas por los inversionistas y estos se puedan decidir por la que les sea más conveniente.

6.2 INVERSION INICIAL:

COSTO DE LA MAQUINA	
Materiales (Ver Anexos)	\$ 5,610.00
Mano de obra (M.O.) (Ver anexos)	1825 horas de trabajo estimadas es equivalente a 229 dias. Considerando una mano de obra a \$17.14 diarios. Total M.O. = \$ 17.14 x 229 dias = \$ 3,925.00
SUB – TOTAL	\$ 9,535.00
Imprevistos (15%) (Transporte, Instalación eléctrica,)	\$ 1,430.25
TOTAL	\$ 10,965.25

Se considera un Tasa mínima atractiva de retorno (TMAR) del 40%
Se fija esta tasa de interés ya que es mas alta que la tasa esperada de un banco y en base a este valor se comparara la rentabilidad del la maquina.

DEPRECIACION:

Inversión
Maquinaria: \$ 10,965.25

Valor de Rescate: \$ 1,096.50
Debido a que es una maquina industrial su valor de rescate generalmente se toma como un 10% de la inversión inicial.

Vida Útil: 10 años

Depreciación = Inversión Inicial - Valor de Rescate / Vida útil en años

Depreciación = \$ 10,965.25 - \$ 1,096.50 / 10
Depreciación = \$ 986.87

INVERSION CON FINANCIAMIENTO

Considerando una opción de financiamiento del 50% del costo total de la maquina y el otro 50% proporcionado por el inversionista:

INVERSION DEL PROYECTO					
Rubro	Valor total	Empresa (%)	Valor	Banco(%)	Valor
ACTIVO FIJO					
Maquinaria	10,965.25	50.0%	5,482.63	50.0%	5,482.63
TOTALES	10,965.25		5,482.63		5,482.63

La siguiente tabla se ha calculado tomando como tasa de interés el 13.5%.
Según el Banco Agrícola para prestamos para la MyPE
www.bancoagricola.com

TABLA DE AMORTIZACION				
año	Interés	Pago fin de año	Amortización	saldo
0	0.00	0.00	0.00	5,482.63
1	740.16	1,030.66	290.51	5,192.12
2	700.94	1,030.66	329.73	4,862.40
3	656.42	1,030.66	374.24	4,488.16
4	605.90	1,030.66	424.76	4,063.39
5	548.56	1,030.66	482.10	3,581.29
6	483.47	1,030.66	547.19	3,034.10
7	409.60	1,030.66	621.06	2,413.04
8	325.76	1,030.66	704.90	1,708.14
9	230.60	1,030.66	800.06	908.07
10	122.59	1,030.66	908.07	0.00

6.3 COSTOS DE OPERACIÓN (ANUAL)

SUELDOS:

CARGO	SUELDO MENSUAL	SUELDO ANUAL	PRESTACIONES ANUALES AFP Y ISSS 13.50%	AGUINALDO 10 Dias	VACACION 15 Dias + 30%	LIQUIDACION 30 Dias	SUELDO DEVENGADO AÑO
Operador	\$ 275.00	\$ 3,300.00	\$ 445.50	\$ 91.67	\$ 178.75	\$ 275.00	\$ 4,290.92

TOTAL DE OPERADORES NECESARIOS = 3 PERSONAS

TOTAL DE SALARIOS EN UN AÑO = 3 x \$ 4,290.92 = **\$ 12,872.76**

CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA:

Consumo Mensual = Potencia total x horas laboradas diariamente x dias laborados al mes x tasa (\$ / Kw * h)

Potencia Total a Plena Carga: 5.75 HP = 4.28 KW

Tasa: 0.075 \$ / Kw.h

Horas trabajadas x dia: 8

Dias trabajador x mes: 22

Consumo = 4.28 Kw x 8 h/dia x 22 dia/mes x 0.075 \$/Kw.h

Consumo = \$ 56.50 / mes

Consumo Anual: \$ 678.00

COSTO DE MANTENIMIENTO:

Estimado: \$ 80.00 / mes (En base a la compra de algunas partes que se puedan dañar con el uso como: fajas, rodamientos, grasas, aceites para lubricar.)

Costo Anual: \$ 960.00 + 20% imprevistos = **\$ 1,152.00**

6.4 INGRESOS ESTIMADOS: (Por el servicio de limpieza, clasificación y pulido del frijol).

INGRESOS ESTIMADOS (Considerando que el total que se produzca en el día se vende)

Capacidad nominal de la
maquina:

60 qq / hora

Horas Trabajadas al día

6 hrs.

Total de qq/díarios

$60 \text{ qq/hora} \times 6 \text{ hora/día} = 360$

Precio por procesar un
qq de frijol.

\$ 0.46 / qq.

(Según encuestas.)

Ingresos diarios =

$\text{Total de qq/día} \times \$ / \text{qq.}$
 $360 \text{ qq /día} \times 0.46 \text{ \$/qq}$

Ingresos diarios =

\$ 165.60

Ingresos mensuales =

\$ 3,643.20 (22 días hábiles x mes)

Ingresos Anuales =	\$ 43,718.40
---------------------------	---------------------

NOTA:

La capacidad máxima de la maquina es 75 qq / hora pero considerando las perdidas de producto debido a:

- Impurezas que contenga el frijol.
- Tiempos muertos por los operarios.
- Tiempo que se tardar el frijol en pasar por las diferentes etapas de procesamiento,

Se estima que del total de 75 qq/hora que ingresaran al elevador se obtendría un 80% a la salida de producto terminado = 60 qq/hora.

6.5 CALCULO DE INDICADORES ECONOMICOS:

VER HOJA DE CALCULO EN MICROSOFT EXCEL

6.6 CONCLUSIONES FINANCIERAS

1. Los dos análisis que se han planteado al utilizar o no el financiamiento, representan diferentes alternativas al inversionista, en las cuales es claro que el primer caso al utilizar el financiamiento la Tasa Interna de Retorno es mayor y en el caso contrario al no utilizar el financiamiento, la TIR a obtener es menor, pero ambas alternativas el tiempo de recuperación de la inversión es aproximadamente el mismo.
2. Con la obtención de la "TIR" en ambos casos con o sin financiamiento se puede predecir que el proyecto es rentable ya que supera a la TMAR y cualquier tasa de interés dada por las instituciones financieras.
3. Con el resultado que se logró de la VAN en ambos casos, por ser positivo significa que esa cantidad es la ganancia equivalente que se posee en este momento si se realizara el proyecto, por lo tanto se justifica y se acepta la inversión.
4. Mediante los resultados obtenidos, se pudo observar que la evaluación de la rentabilidad del proyecto es favorable por lo tanto es posible recomendar su implementación.
5. Queda a opción del inversionista cual ruta tomar, pero lo que si se puede afirmar es que las dos representan alternativas favorables.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES:

Conclusiones:

Con el diseño propuesto se ofrece a la Micro y Pequeña Empresa de El Salvador una herramienta que les permita procesar el frijol de una manera rápida, económica y con una buena calidad.

Se diseñó una máquina cuya capacidad de producción de 50 a 75 qq/hora está acorde a los niveles de la demanda en las ventas de granos.

La principal ventaja de este diseño es que contiene las tres etapas de procesamiento integradas en una sola estructura, lo cual reduce los tiempos muertos y las pérdidas por traslado del producto.

Las etapas de limpieza y clasificación se complementaron con la utilización de equipos que ayudan a mejorar la calidad del grano y que protegen el medio ambiente.

Con este diseño la Micro y Pequeña empresa comercializadora de granos ya no tendrá necesidad de recurrir a terceros para procesar el grano ya que estos podrán procesarlo por sí mismos lo que conllevará a reducir los costos de producción cuyos beneficiados serán los consumidores.

Recomendaciones:

Se recomienda a las Micro y Pequeñas empresas evaluar la posibilidad de adquirir esta maquina ya que les ofrece muchos beneficios para que puedan competir en el mercado con una buena calidad de grano terminado.

A los interesados en construir esta maquina se les recomienda apegarse a las indicaciones de materiales y dimensiones indicadas en el diseño.

A todas aquellas personas interesadas en adquirir esta maquina se les recuerda regirse a las indicaciones de funcionamiento y mantenimiento, con el objetivo de mantener en buenas condiciones todo el equipo y asi garantizar una buena calidad en el producto.

A los dueños o empresarios tener presente las normas de seguridad indicadas en este documento y capacitar a los operarios para evitar accidentes en el lugar trabajo y asi ser mas eficientes en el desempeño de sus labores.

BIBLIOGRAFIA

1. ASÍ SE INVESTIGA PASOS PARA HACER UNA INVESTIGACIÓN.
Eladio Zacarías Ortez. 2a edición, 2001.
2. CATALOGO TÉCNICO DE VENTILACIÓN
(Soler & Palau). 2da. Edicion.
3. CENTRO NACIONAL DE TECNOLOGÍA AGROPECUARIA Y FORESTAL
(CENTA) Boletín Técnico No. 2 Año 2002
4. DIRECCIÓN GENERAL DE ESTADÍSTICAS Y CENSOS. (DIGESTYC).
5. DISEÑO DE PLANTA PROCESADORA DE HARINA DE ARROZ
Trabajo de graduación, Nelson A. Salazar, 1999
Universidad Don Bosco.
6. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINA.
Rober L. Mott 2ª Edición, Año 1992
Editorial PHH
7. DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA
Joseph Edward Shigley, 5ª Edicion, Año 1990
Editorial McGrawHill
8. GUÍA PARA LA ELABORACIÓN DE TRABAJOS DE INVESTIGACIÓN
MONOGRÁFICO.
Salvador Iglesias Mejía 3ª edición.

9. MANUAL DEL INGENIERO MECÁNICO
Marks, 9ª Edición, Año 1998
Editorial McGrawHill

10. MANUAL DE MANEJO POSCOSECHA DE GRANOS A NIVEL RURAL.
Editor: Oficina regional de la FAO para América latina y el caribe
Santiago, Chile 1993

11. MECÁNICA DE FLUIDOS Y MÁQUINAS HIDRÁULICAS
Claudio Mataix, 2ª Edición, Año 1982
Editorial Harla

12. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN
Roberto Hernández Sampieri. (2ª edición).

13. MINISTERIO DE AGRICULTURA Y GANADERÍA DE EL SALVADOR
"Producción y Comercialización de Frijol en El Salvador"

14. Web Site : www.fao.org ,

GLOSARIO

A:

AERODINAMICO: Menor resistencia al aire.

C:

CHASIS: Armazón, Caja.

CRIBA: Utensilio que consiste en un aro al que esta sujeto un fondo de material agujeteado.

CUBIERTA: Aquello que cubre algo para taparlo o resguardalo

CICLON: Colector que se utilizar para separar partículas de suspensión del aire.

D:

DESENVAINADO: Golpear la vaina para su rotura y así extraer los granos que están en su interior.

DIGESTYC: Dirección general de estadísticas y censos.

E:

ELEVADOR: Máquina transportadora utilizada para levantar el grano y otros productos.

M:

MYPE: Micro y pequeña empresa.

msnm: Metros sobre el nivel del mar.

mmcda: Milímetros de columna de agua.

Muestra: Parte significativa que representa una población.

P:

PULIDO: Alisar o afinar la superficie de un objeto.

S:

SEPARADOR NEUMATICO: Máquina que realiza la separación de impurezas por medio de una corriente de aire.

T:

TOLVA: Deposito abierto por abajo en cuyo interior se vierten granos u otros cuerpos para que caigan poco a poco.

TORON: Numero de filas de una cadena.

TMAR: Tasa mínima atractiva de Retorno.

V:

VELOCIDAD TERMINAL: velocidad máxima o final que una semilla alcanzara en su caída libre antes que la resistencia del aire le impida seguir cayendo mas aprisa.

Z:

ZARANDA: Cedazo rectangular con fondo de red.

ANEXOS

CARACTERISTICAS TECNICAS DE LA MAQUINA

Dimensiones exteriores:	
Altura Máxima (m)	2.50
Ancho (m)	1.20
Largo (m)	1.50
Producción (qq / hora)	50 – 75
Potencia total a Plena Carga (HP)	5.75
Tipo de Corriente	220 V Trifasica a 60 Hz
Peso total de la maquina (Kg)	1150

ESPECIFICACION DE LAS PARTES PRINCIPALES DE LA MAQUINA:

1. ELEVADOR DE CANJILONES
2. ZARANDA LIMPIADORA
3. CAMPANA DE EXTRACCION
4. SEPARADOR NEUMATICO
5. CICLON
6. ELEVADOR DE CANJILONES
7. TRANSPORTADOR DE TORNILLOS SINFIN
8. ZARANDA SEPARADORA
9. CHASIS O ESTRUCTURA ANGULAR

MOTORES ELECTRICOS UTILIZADOS EN LA MAQUINA

	Motor Elevador	Motor Zaranda	Motoreductor de tornillos sinfín y elevador.	Motor zaranda	Motor ventilador Separador	Motor ventilador campana
Posicionamiento del motor	En el elevador	En la zaranda limpiadora	En los tornillos sin-fines	En la zaranda separadora	Separador neumático	Campana de extracción
Potencia	1 HP	1 HP	1/2 HP	1 HP	3/4 HP	1-1/2 HP
Tensión	220 V	220 V	220 V	220 V	220 V	220 V
RPM	1750	1750	292	1750	1725	1725
Clase de corriente	Trifásica	Trifásica	Trifásica	Trifásica	Trifásica	Trifásica
Función del motor	Transportar el frijol hacia la zaranda.	Accionar la zaranda y separar las impurezas	Transportar el frijol con aserrín para su pulido.	Accionar la zaranda y separar el frijol del aserrín.	Accionar el ventilador del separador neumático	Accionar el ventilador de la campana para extraer polvo.

MEDIDAS DE SEGURIDAD.

- ❑ Aconsejamos copiar y ampliar todas las PRECAUCIONES DE SEGURIDAD incluidas en los manuales de instrucciones, y colocarlas en lugar visible en el lugar donde se instale la máquina.
- ❑ LEER detenidamente los manuales de Instrucciones antes de iniciar el primer servicio. GUARDALOS en lugar fácilmente accesible a fin de solventar cualquier duda.
- ❑ Cualquier omisión de las indicaciones descritas en los manuales de instrucciones, de la normativa de seguridad e higiene en el trabajo de las normas generales del sentido común, PUEDEN OCASIONAR daños personales al usuario e incluso la muerte.
- ❑ Los PELIGROS, ATENCIONES e instrucciones IMPORTANTES incluidas en los manuales de instrucciones no pueden cubrir todas las condiciones y situaciones que se pueden presentar. Por lo tanto el sentido común, precaución y cuidado de los factores que DEBEN ser aportados por la(s) persona(s) que instalen, utilicen o mantenga la máquina.
- ❑ Esta máquina DEBE SER UTILIZADA por personal debidamente instruido.
- ❑ Las máquinas NO DEBEN ser manipuladas por niños o por personal con minusvalías incompatibles con el uso de la misma.
- ❑ Delimitar áreas de peligro e IMPEDIR el acceso de las personas a las mismas con la maquina en funcionamiento.

- ❑ Al finalizar el uso diario de la máquina DESCONECTAR la alimentación eléctrica mediante el interruptor succionador de la máquina.
- ❑ NUNCA operar con la máquina sin estar todas las tapas y protecciones correctamente colocadas y fijadas.
- ❑ NO UTILIZAR la máquina si se percibe algún ruido u olor anormal o con alguna pieza defectuosa.
- ❑ NO ELIMINAR ningún dispositivo de seguridad. NI MODIFICAR O MANIPULAR ningún elemento eléctrico o mecánico de la máquina.
- ❑ El FABRICANTE declina toda responsabilidad en caso de no seguimiento de las instrucciones de los manuales correspondientes.
- ❑ Esta máquina ha sido diseñada para la limpieza, clasificación y pulido del frijol .CUALQUIER OTRA UTILIZACION distinta a la descrita se considerará contradicción de uso.
- ❑ UBICAR cerca de la máquina extintores adecuados y fácilmente accesibles.
- ❑ NO ACTUAR innecesariamente sobre los órganos de control de la máquina.
- ❑ NO INTENTAR ABRIR la compuerta de los elevadores cuando estos estén funcionando.

RIESGOS Y MEDIDAS DE PREVENCION

RIESGOS MECANICOS	PREVENCION/ ACTUACION
Generados por la forma	<input type="checkbox"/> Ángulos Achaflanados o Redondeados.
Generados por la masa	<input type="checkbox"/> Maquina estable fijada al suelo mediante pernos de anclaje.
Generados por la masa y la velocidad	<input type="checkbox"/> Resguardos fijo <input type="checkbox"/> Paro de todos los elementos Móviles de manera individual.
Riesgos de corte	<input type="checkbox"/> Eliminación de todas las aristas vivas.
Enrollamiento en poleas, correas cadenas y piñones	<input type="checkbox"/> Resguardos Fijos.
RIESGOS ELECTRICOS	PREVENCION/ ACTUACION
Generados por contacto directo o indirecto con el circuito eléctrico	<input type="checkbox"/> Conexión de los elementos al circuito de protección eléctrica. <input type="checkbox"/> Resguardos Fijos.
Generados por la mala selección de los dispositivos de corto circuito y sobre carga.	<input type="checkbox"/> Fusibles <input type="checkbox"/> Termo magnéticos
RIESGOS ERGONOMICOS	PREVENCION/ ACTUACION
Generados por posturas peligrosas esfuerzos excesivos.	<input type="checkbox"/> Cotas de altura de las puertas de carga .(Tolvas)
Generados por iluminación inadecuada	<input type="checkbox"/> Poseer un nivel necesario de iluminación en el local
Generados por error humano.	<input type="checkbox"/> Indicaciones claras en el funcionamiento de la máquina.

MANUAL DE FUNCIONAMIENTO

INTRODUCCION AL FUNCIONAMIENTO.

Primera puesta en marcha.

1 Asegurarse que no exista ningún objeto extraño en el interior de las zarandas, tolvas y elevadores que puedan causar daño a los elementos mecánicos.

2 Revisar el anclaje de la máquina.

3 Examinar que posea todas las guardas de seguridad.

4 Inspeccionar el correcto montaje de los diversos accesorios de la máquina tales como salidas del grano, tubos , carcazas, tolvas.

5 Poner en marcha todos los elementos de la máquina antes de ser cargado el grano, en el siguiente orden:

- Elevador Principal.
- Zarandas de limpieza.
- Campana de extracción.
- Separador neumático
- Elevador de aserrín.
- Tornillos Transportadores.
- Zaranda de Separación.

6 Asegurarse que las compuertas de los elevadores estén abiertas.

7 Depositar el grano en la tolva del elevador principal de una manera gradual para no atascarlo.

8 Cuando en las tolvas de los gusanos transportadores comiencen a ingresar frijol que sale del elevador de aserrín abrir la compuerta gradualmente para ir dejando pasar el frijol y que comience a mezclarse con el aserrín y aceite vegetal. Nota: Previamente los tornillos Transportadores tienen que estar cargados con aceite vegetal y aserrín.

9 Recibir en sacos el producto ya pulido a la salida de la zaranda separadora.

10 Recoger las impurezas o polvo recolectado por el ciclón al finalizar la jornada laboral o cuando el operario considere necesario.

MANTENIMIENTO PREVENTIVO

OBJETIVO GENERAL

Brindar una orientación en la ejecución de actividades de mantenimiento preventivo que garanticen el buen funcionamiento del equipo, reduciendo así los tiempos muertos y costos por mantenimiento correctivo.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Desarrollar eficientemente un programa básico de mantenimiento en Lubricación, Electricidad y Mecánica (LEM)
- Aumentar la eficiencia del equipo.
- Reducir considerablemente las actividades de mantenimiento Correctivo.

PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO					
S = SEMANAL, M = MENSUAL, T = TRIMESTRAL, SE = SEMESTRAL, A = ANUAL					
					OPERACIONES A EJECUTAR POR EL USUARIO
S	M	T	SE	A	<i>PARTES MECANICAS</i>
		X			Revisar las tensión de las fajas del elevador principal
		X			Revisar las tensión de la cadena del elevador principal.
	X				Verificación del anclaje del motor del elevador principal
				X	Verificación de conicidad y excentricidad del eje del elevador principal y de aserrín
X					Limpiar la Zaranda principal y la de aserrín
		X			Revisar las tensión de las fajas del motor de la zaranda de limpieza y aserrín
		X			Revisar la tensión de la cadena de los gusanos.
				X	Revisar la excentricidad del eje de los gusanos Transportadores
			X		Verificar el estado de las tuberías de la campana y del separador neumático
		X			Revisar las tensión de la cadena que va de los gusanos a elevador de aserrín .
<i>PARTES ELECTRICAS</i>					
	X				Revisar el estado de las botoneras de los motores
		X			Revisar el consumo de corriente de los motores eléctricos.(Elevadores, Tornillos, Ventiladores)
	X				Revisar la temperatura de los motores
	X				Revisar alineamiento de los motores
		X			Revisar el estado de los conductores de los motores
		X			Revisar las protecciones eléctricas de los motores(Termo magnéticos o fusibles)
		X			Verificar el anclaje de los motores
<i>PARTES DE LUBRICACION</i>					
		X			Lubricación de las chumaceras en los elevadores(Principal y de aserrín)
		X			Lubricación de las chumaceras en los gusanos
		X			Lubricación de las chumaceras en las zarandas principal y de aserrín
		X			Lubricación de las cadenas en los elevadores principal aserrín y gusanos

DETECCION DE FALLAS Y POSIBLES SOLUCIONES

FALLA	CAUSA PROBABLE	ACTUACION
No encienden los motores	Interruptores Desconectados	Conectar Interruptores
	Termo magnético o fusible dañado	Sustituir o cambiar
	Deficiencia en circuito eléctrico	Contactar un especialista.
Deslizamiento en las Bandas de los motores	Falta de tensión.	Ajustar la distancia entre centros entre las ruedas dentadas.
Cadenas Flojas	Falta de tensión.	Ajustar la distancia entre centros entre las ruedas dentadas.
Vibración de la estructura	Pernos sin suficiente apriete.	Apretar los pernos.
Deficiencia en el separador neumático.	Obstrucción en la tubería.	Limpiar tubos y malla
Deficiencia en la campana de extracción.	Obstrucción en la tubería	Limpiar tubos.
Deslizamiento en las Bandas del elevador.	Falta de tensión.	Ajustar la distancia entre centros entre las poleas.
Atoramiento de elevador principal.	Exceso de carga a la entrada	Apagar el motor y descargarlo manualmente.
Excesiva velocidad del aire en el separador.	Compuerta demasiado abierta	Regular la entrada del aire de los ventiladores.
Deficiencia en el separado de las zarandas.	Suciedad en las zarandas	Limpiar periódicamente las zarandas.
Deslizamiento de las poleas en los ejes	Desgaste en los ejes o cuñeros dañados	Reemplazar eje o reconstruirlo.

METODO PARA MEDIR EL CONTENIDO DE LA HUMEDAD EN LOS GRANOS.

El contenido de humedad de los granos es expresado por la relación entre las cantidades de agua y la materia seca. Para efectos de secado, almacenamiento y procesamiento, se han considerado éstos como los componentes mas importantes del grano.

El contenido de humedad es el factor de mayor importancia en la prevención del deterioro de granos almacenados. Si se mantiene bajas las humedades y la respiración de los granos, el desarrollo de microorganismos tendrá sus efectos minimizados. Es necesario conocer el concepto de humedad de los granos desde la cosecha hasta el proceso final. Por encima del contenido de humedad ideal representa perdida para el comprador, porque estará pagando por el exceso de agua. Un exceso de humedad de granos significa gastos extras en energía para el secado de los granos, deterioro de equipos, además de perdida en calidad del producto. Los pasos para determinar el contenido de la humedad de los granos se detalla a continuación:

1. Hacer un muestreo representativo.
2. Pesar 100 gr del producto (en balanza de 500 g, con precision de +- 0.5g) y colocarlo en un recipiente con aproximadamente 10 cm de diámetro y 20cm de altura, resistente a altas temperatura, con una tapa perfora (tipo delgado), debe tener un agujero más grande para insertar un termómetro graduado entre 200 y 250 C.
3. Agregar aceite de soja un otros hasta cubrir los 100 gr del producto.
4. Pesar el recipiente +Producto +aceite +termómetro y registrar el peso inicial (pi).
5. Calentar el conjunto durante + o – 15 minutos, hasta alcanzar la temperatura mostrada en el Cuadro 1. Luego se retira la fuente de calor y se espera cesar las burbujas, debe pesar el conjunto (pf).

6. Sustraer Pf de Pi y registrar el contenido de humedad directamente en % base humedad.

Ejemplo:

Pi = 458.9 g

Pf = 445.4 g

La diferencia = $458.9 - 445.4 = 13.5$ gr o 13.5 % b.h.

Cuadro 1. Temperatura para determinación del contenido de humedad por el método EDABO.

PRODUCTO	TEMPERATURA	PRODUCTO	TEMPERATURA
Arroz en Cáscara	200	Maíz	195
Arroz Beneficiado	195	Soja	135
Café en Cáscara	200	Sorgo	195
Café Beneficiado	190	Trigo	190
Frijol	175		

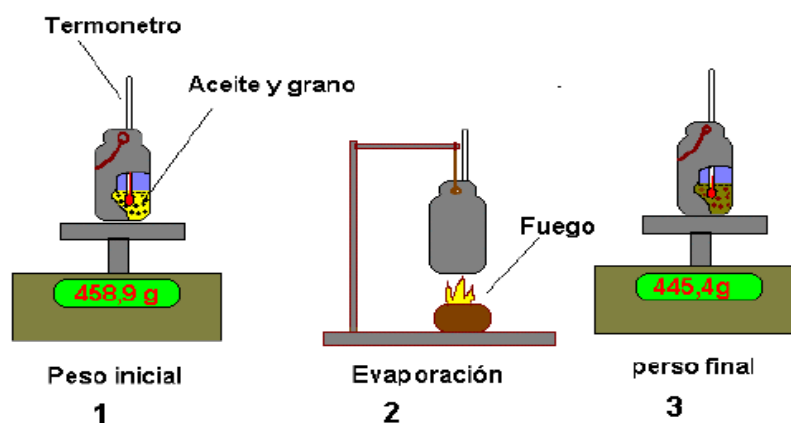


Figura 1- Esquema físico del método EDABO.

IMPACTO AMBIENTAL.

La máquina ha sido diseñada con cero impacto ambiental en todas sus etapas de operación. En el diseño de la máquina la parte más propensa a contaminar el ambiente es la etapa de limpieza y clasificación ya que en estas el frijol viene con grandes cantidades de suciedad, pero para dichas etapas se han implementado elementos como la campana de extracción y el ciclón, los cuales permiten manejar y controlar las impurezas, como material inerte y el polvo, todo con el objetivo de mantener un ambiente de trabajo limpio y libre de todas aquellas impurezas que puedan afectar en la salud de los operarios.

**LISTA DE MATERIALES A UTILIZAR Y TIEMPO ESTIMADO PARA FABRICAR
CADA PARTE DE LA MAQUINA.**

ELEVADOR DE CANJILONES

CANTIDAD	DESCRIPCION	COSTO UNITARIO	TOTAL	Tiempo estimado en fabricación (hrs.)
8	Lamina A-36 1/16"	\$ 8.00	\$ 64.00	350
8	Angulos 1-1/4" x 1/4"	\$ 15.00	\$ 120.00	
3	Ejes AISI 1020 ø1" x 75cm	\$ 15.00	\$ 45.00	
6	Chumaceras de banco ø1"	\$ 23.00	\$ 138.00	
2	Volante de Banda	\$ 45.00	\$ 90.00	
1	Banda lona 10" x 8mt	\$ 120.00	\$ 120.00	
1	Polea de aluminio ø4"	\$ 25.00	\$ 25.00	
1	Polea de hierro de ø17.91"	\$ 85.00	\$ 85.00	
1	Piñon de cadena Z11 P1/2"	\$ 23.00	\$ 23.00	
1	Piñon de cadena Z60 P1/2"	\$ 72.00	\$ 72.00	
1	Motor de 1 HP 1750 RPM	\$ 250.00	\$ 250.00	

ZARANDA LIMPIADORA

CANTIDAD	DESCRIPCION	COSTO UNITARIO	TOTAL	Tiempo estimado (hrs.)
2	Lam. Perforadas 1/8"	\$ 110.00	\$ 220.00	200
5	Lamina de 1/16"	\$ 8.00	\$ 40.00	
5	Angulos de 1-1/4" x 1/4"	\$ 15.00	\$ 75.00	
1	Eje AISI 1020 ø1" x 1m	\$ 25.00	\$ 25.00	
1	Excentrica de AISI 1020	\$ 30.00	\$ 30.00	
2	Chumaceras de banco de ø1"	\$ 23.00	\$ 46.00	
1	Motor de 1 HP a 1750 RPM	\$ 250.00	\$ 250.00	

SEPARADOR NEUMATICO, CICLON Y CAMPANA

CANTIDAD	DESCRIPCION	COSTO UNITARIO	TOTAL	Tiempo estimado (hrs)
2	Ventilador Centrifugo	\$ 250.00	\$ 500.00	150
11	Laminas de hierro 1/16"	\$ 8.00	\$ 88.00	
5	Angulos de 1" x 1/8"	\$ 5.00	\$ 25.00	
3	Angulos de 1-1/2 x 1/8"	\$ 8.00	\$ 24.00	
1	Ciclon (Marengo Ventiladores)	\$ 400.00	\$ 400.00	

ELEVADOR DE CANJILONES #2

CANTIDAD	DESCRIPCION	COSTO UNITARIO	TOTAL	Tiempo estimado (hrs)
8	Lamina A-36 1/16"	\$ 8.00	\$ 64.00	350
8	Angulos 1-1/4" x 1/4"	\$ 15.00	\$ 120.00	
2	Ejes AISI 1020 ø1" x 75cm	\$ 15.00	\$ 30.00	
4	Chumaceras de banco ø1"	\$ 23.00	\$ 92.00	
2	Volante de Banda	\$ 45.00	\$ 90.00	
1	Banda lona 10" x 8mt	\$ 120.00	\$ 120.00	
1	Piñones de cadena (2)	\$ 95.00	\$ 95.00	

TORNILLOS SIN FIN

CANTIDAD	DESCRIPCION	COSTO UNITARIO	TOTAL	Tiempo estimado (hrs)
1	Lamina de hierro 1/4"	\$ 78.00	\$ 78.00	400
2	Eje AISI 1020 ø1-1/2"x 1.5m	\$ 58.00	\$ 116.00	
4	Chumaceras de banco de ø1"	\$ 23.00	\$ 92.00	
1	Motoreductor 1/2HP 292 rpm	\$ 740.00	\$ 740.00	
4	Piñones de cadena		\$ 150.00	
4	Lamina de hierro de 1/16"	\$ 8.00	\$ 32.00	

ZARANDA SEPARADORA

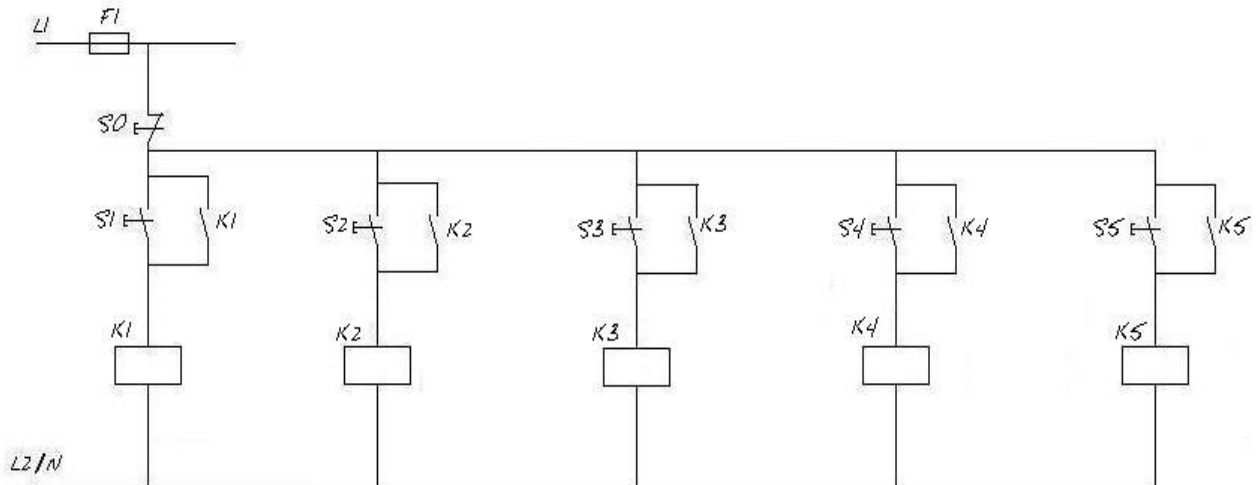
CANTIDAD	DESCRIPCION	COSTO UNITARIO	TOTAL	Tiempo estimado (hrs)
2	Lam. Perforadas 1/8"	\$ 108.00	\$ 216.00	200
5	Lamina de 1/16"	\$ 8.00	\$ 40.00	
5	Angulos de 1-1/4" x 1/4"	\$ 15.00	\$ 75.00	
1	Eje AISI 1020 ø1" x 1m	\$ 24.00	\$ 24.00	
1	Excentrica de AISI 1020	\$ 30.00	\$ 30.00	
2	Chumaceras de banco de ø1"	\$ 23.00	\$ 46.00	
1	Motor de 1 HP a 1750 RPM	\$ 250.00	\$ 250.00	

ESTRUCTURA DE MAQUINA

CANTIDAD	DESCRIPCION	COSTO UNITARIO	TOTAL	Tiempo estimado en fabricación (hrs)
10	Angulos de 1-1/4" x 1/4"	\$ 24.00	\$ 240.00	175
50	Lb. de Electrodo AWS 6016	\$ 0.80	\$ 40.00	
5	Gal. Pintura Anticorrosivo.	\$ 15.00	\$ 75.00	

Gran total Materiales	\$ 5,610.00	1825 hrs.
------------------------------	--------------------	------------------

CIRCUITO DE CONTROL PARA LA MAQUINA.



FUNCIONAMIENTO

Conexión (Arranque): El Pulsador S1 aplica tensión a la Bobina del Contactor K1 y este a su vez cierra su contacto NA (Normalmente Abierto) creando así la retención para la alimentación de su bobina.

De la misma manera que el pulsador S1 acciona la bobina de Contactor K1 así lo hace el pulsador S2 alimentando la bobina del contacto K2 y así sucesivamente para Arrancar in distintivamente cualquiera de los motores que se necesite.

Desconexión (Parada): Con el pulsador S0 se desconectan todos los contactores que puedan estar alimentados en el momento parando así todos los motores al mismo tiempo.

S0: Parada general de todos los motores.

S1: Arranque Motor de Elevador Principal.

S2: Arranque Motor de la Zaranda limpiadora.

S3: Arranque Motor del ventilador del separador neumático.

S4: Arranque Motor de los tornillos pulidores.

S5: Arranque Motor de la zaranda separadora.

K1: Bobina Contactor 1 Alimentación de Motor de elevador Principal.

K2: Bobina Contactor 2 Alimentación de Motor de la Zaranda limpiadora.

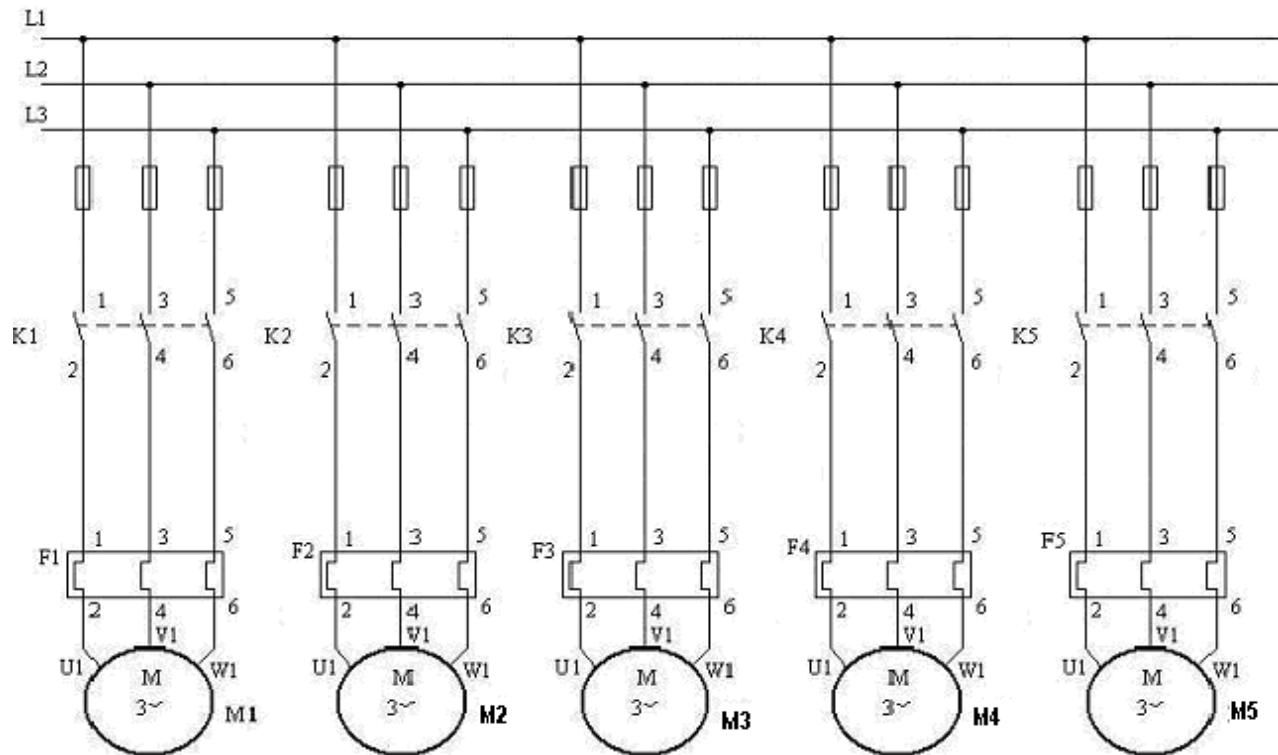
K3: Bobina Contactor 3 Alimentación de Motor del separador neumático.

K4: Bobina Contactor 4 Alimentación de Motor de los tornillos pulidores.

K5: Bobina Contactor 5 Alimentación de Motor de la zaranda separadora.

Cada Contactor contiene un Contacto Normalmente Abierto para la Retención.

CIRCUITO DE POTENCIA PARA LA MAQUINA



M1: Motor de Elevador Principal.

M2: Motor de Zaranda Limpiadora y campana de extracción.

M3: Motor de ventilador del separador neumático.

M4: Motor de Tornillos sin-fin.

M5: Motor de Zaranda Separadora.

INDICE DE TABLAS UTILIZADAS:

Tabla A1: Cojinetes de bola, Diseño de elementos de Maq. Robert L. Mott 2da Ed. Pág. 611. Tabla 15-2	214
Tabla A2: Vida útil para cojinetes, Diseño de elementos de Maq. Robert L. Mott 2da Ed. Pág. 615. Tabla 15-3	214
Tabla A3: Factores radiales y de empuje, Diseño de elementos de Maq. Robert L. Mott 2da Ed. Pag. 619. Tabla 15-4	215
Tabla A4: Bandas Trapeciales, Diseño en Ing. Mec. Shigley 5ª Edición. Pág. 760. Tabla 17-6	215
Tabla A5: Circunferencia interna de bandas, Diseño en Ing. Mec. Shigley 5ª Edición. Pág. 761. Tabla 17-7	216
Tabla A6: Potencia nominal en HP, Diseño en Ing. Mec. Shigley 5ª Edición. Pág. 763. Tabla 17-9	217
Tabla A7: Factor de corrección de longitud de banda. Shigley. 5ª Edición. Pág. 764. Tabla 17-10	218
Tabla A8: Factor de servicio Ks. Diseño en Ing. Mec. Shigley. 5ª Edición. Pag. 764. Tabla 17-11	218
Tabla A9: Dimensiones de cadenas de rodillos. Shigley. 5ª Edición. Pág. 768. Tabla 17-13	219
Tabla A10: Capacidad de potencia en HP. Diseño de Ing. Mec. Shigley. 5ª Edición. Tabla 17-14	220
Tabla A11: Factor de corrección por dientes. Diseño en Ing. Mec. Shigley. 5ª Edición. Tabla 17-16	220
Tabla A12: Factor K2 para torones múltiples. Diseño de Ing. Mec. Shigley. 5ª Edición. Tabla 17-17	221
Tabla A13: Fuerza permisible por pulgada de lado en la soldadura. Diseño de elementos de Maq. Robert L. Mott 2da Ed. Pág. 769. Tabla 19-3	221

Tabla A14:	Perfiles angulares, Diseño de elementos de Maq. Robert L. Mott 2da Ed. Pag. 769. Apéndice A-38	222
Tabla A15:	Tensiones permisibles para pernos, Diseño de elementos De maquina. Robert Mott, 2da Ed. Pág. 762. Tabla 19-11	222
Tabla A16:	Capacidad y velocidad de los elevadores en espiral, Manual del Ing. Mecánico. Marks. 9ª Ed. Pág. 10-54	223
Tabla A17:	Especificación SAE para pernos de acero, Shigley 5ª Edición. Pág. 386. Tabla 8-4	224
Tabla A18:	Especificación ASTM para pernos de acero, Shigley 5ª Edición. Pág. 387. Tabla 8-5	225
Tabla A19:	Coefficientes de fricción, Física Tomo I. 4ª Ed. Raymond A. Serway. Pág. 127.	226
Tabla A20:	Diámetro de polea del elevador. Tesis de Diseño de planta procesadora de arroz, UDB 1999. Nelson Armando Torres	226

INDICE DE FIGURAS UTILIZADAS:

Figura A1:	Factores de vida útil para cojinetes, Diseño de elementos de Maq. Robert L. Mott 2da Ed. Pág. 616 Figura 15-12	227
Figura A2:	Factor de corrección K1. Diseño en Ing. Mec. Shigley 5ª Edición. Figura 17-7.	227
Figura A3:	Factores de geometría para análisis de soldadura Diseño de elementos de Maq. Robert L. Mott 2da Edición. Pág. 770. Figura 19-8	228
Figura A4:	Valores de K para longitud efectiva para diferentes conexiones en los extremos, Diseño de elementos de Maq. Robert L. Mott 2da Ed. Pág. 178. Fig. 6-3	229

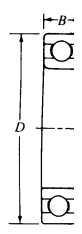
INDICE CUADROS:

Cuadro A1: Catálogo de productos láminas perforadas JORDOMEX S.A. San José Costa Rica.	230
Cuadro A2: Comportamiento de los motores de inducción jaula de ardilla.	231
Cuadro A3: Características de los Ventiladores. Soler & Palau	232
Cuadro A4: Resistencia a la tensión de algunos aceros.	233
Cuadro A5: Características de los motores eléctricos y Motores Reductores Catálogo técnico Sumitomo	234
Cuadro A6: Información sobre campana de extracción	236
Cuadro A7: Circulación de aire por conductos	237
Cuadro A8: Pérdidas de carga en codos	238
Cuadro A9: Pérdida de carga en conductos circulares	239
Cuadro A10: Velocidades de captación para diferentes materiales	240
Cuadro A11: Características de separadores de polvo	241

TABLA A1:

Tabla 15-2 Datos para selección de cojinetes bola, de hilera única, ranura profunda, tipo Conrad

Serie 6200



Número de cojinete	Dimensiones nominales de los cojinetes							Diámetro de hombro que se prefiere		Peso del cojinete	Especif. básica en cuanto a carga estática	Especif. básica en cuanto a carga dinámica
	d		D		B		r*	Flecha	Carcasa			
	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	pulg	pulg	pulg			
6200	10	0.393 7	30	1.181 1	9	0.354 3	0.024	0.500	0.984	0.07	520	885
6201	12	0.472 4	32	1.259 8	10	0.393 7	0.024	0.578	1.063	0.08	675	1 180
6202	15	0.590 6	35	1.378 0	11	0.433 1	0.024	0.703	1.181	0.10	790	1 320
6203	17	0.669 3	40	1.574 8	12	0.472 4	0.024	0.787	1.380	0.14	1 010	1 660
6204	20	0.787 4	47	1.850 4	14	0.551 2	0.039	0.969	1.614	0.23	1 400	2 210
6205	25	0.984 3	52	2.047 2	15	0.590 6	0.039	1.172	1.811	0.29	1 610	2 430
6206	30	1.181 1	62	2.440 9	16	0.629 9	0.039	1.406	2.205	0.44	2 320	3 350
6207	35	1.378 0	72	2.834 6	17	0.669 3	0.039	1.614	2.559	0.64	3 150	4 450
6208	40	1.574 8	80	3.149 6	18	0.708 7	0.039	1.811	2.874	0.82	3 650	5 050
6209	45	1.771 7	85	3.346 5	19	0.748 0	0.039	2.008	3.071	0.89	4 150	5 650
6210	50	1.968 5	90	3.543 3	20	0.787 4	0.039	2.205	3.268	1.02	4 650	6 050
6211	55	2.165 4	100	3.937 0	21	0.826 8	0.059	2.441	3.602	1.36	5 850	7 500
6212	60	2.362 2	110	4.330 7	22	0.866 1	0.059	2.717	3.996	1.73	7 250	9 050
6213	65	2.559 1	120	4.724 4	23	0.905 5	0.059	2.913	4.390	2.18	8 000	9 900
6214	70	2.755 9	125	4.921 3	24	0.944 9	0.059	3.110	4.587	2.31	8 800	10 800
6215	75	2.952 8	130	5.118 1	25	0.984 3	0.059	3.307	4.783	2.64	9 700	11 400
6216	80	3.149 6	140	5.511 8	26	1.023 6	0.079	3.504	5.118	3.09	10 500	12 600
6217	85	3.346 5	150	5.905 5	28	1.102 4	0.079	3.740	5.512	3.97	12 300	14 600
6218	90	3.543 3	160	6.299 2	30	1.181 1	0.079	3.937	5.906	4.74	14 200	16 600
6219	95	3.740 2	170	6.692 9	32	1.259 8	0.079	4.213	6.220	5.73	16 300	18 800
6220	100	3.937 0	180	7.086 6	34	1.338 6	0.079	4.409	6.614	6.94	18 600	21 100
6221	105	4.133 9	190	7.480 3	36	1.417 3	0.079	4.606	7.008	8.15	20 900	23 000
6222	110	4.330 7	200	7.874 0	38	1.496 1	0.079	4.803	7.402	9.59	23 400	24 900
6224	120	4.724 4	215	8.464 6	40	1.574 8	0.079	5.197	7.992	11.4	26 200	26 900

TABLA A2:

Tabla 15-3 Vida útil de diseño recomendada para cojinetes

Uso	Vida útil de diseño L ₁₀ , h
Aparatos domésticos	1 000–2 000
Motores para aviones	1 000–4 000
Automotriz	1 500–5 000
Equipo agrícola	3 000–6 000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple	8 000–15 000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20 000–30 000
Bombas y compresoras	40 000–60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100 000–200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, eds. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill Book Company, 1986.

TABLA A3:

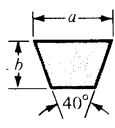
Tabla 15-4 Factores radiales y de empuje para cojinetes de hilera única, ranura profunda

e	T/C_o	Y	e	T/C_o	Y
0.19	0.014	2.30	0.34	0.170	1.31
0.22	0.028	1.99	0.38	0.280	1.15
0.26	0.056	1.71	0.42	0.420	1.04
0.28	0.084	1.55	0.44	0.560	1.00
0.30	0.110	1.45			

Nota: $X = 0.56$ para todos los valores de Y .

TABLA A4:

TABLA 17-6 Secciones de bandas trapeciales (o en V) estándares



SECCIÓN	ANCHO a , in	ESPESOR b , in	MINIMO DIÁMETRO DE POLEA, in	POTENCIAS PARA UNA O MÁS BANDAS, hp
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 o mayor

TABLA A5:

TABLA 17-7
Circunferencias internas de bandas en V estándares

SECCIÓN	CIRCUNFERENCIA, in
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

TABLA A6:

TABLA 17-9
Potencias nominales en hp de bandas trapeciales (o en V) estándares

SECCIÓN DE BANDA	DIÁMETRO DE PASO DE POLEA, in	VELOCIDAD DE LA BANDA, ft/min				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 o más	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.0 o más	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 o más	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
	17.0 o más	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28.0 o más	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

TABLA A7:

764 Diseño de elementos mecánicos

TABLA 17-10
Factor de corrección de longitud de banda K_2^*

FACTOR DE LONGITUD	LONGITUD DE BANDA NOMINAL, in				
	BANDAS A	BANDAS B	BANDAS C	BANDAS D	BANDAS E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 o más	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 o más	330 o más	540 o más	660

*Multiplique por este factor el valor de potencia nominal en hp por banda para obtener la potencia corregida.

TABLA A8:

TABLA 17-11
Factores de servicio sugeridos K_S para transmisiones de bandas en V

CARACTERÍSTICA DEL IMPULSO	FUENTE DE POTENCIA MOTRIZ	
	CARACTERÍSTICA DE MOMENTO TORSIONAL NORMAL	MOMENTO TORSIONAL ALTO O NO UNIFORME
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Choque ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Choque mediano	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Choque fuerte	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

TABLA A9:

768 Diseño de elementos mecánicos

TABLA 17-13
Dimensiones de cadenas de rodillos estándares (fabricación estadounidense)

NÚMERO DE CADENA ANSI	PASO, in (mm)	ANCHO in (mm)	RESISTENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN lb (N)	PESO MEDIO lb/ft (N/m)	DIÁMETRO DE RODILLO in (mm)	ESPACIAMIENTO DE TORONES in (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 ^r (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)

Fuente: Recopilado de ANSI B29.1-1975

TABLA A12:

TABLA 17-17
Factores K_2 por torones múltiples

NÚMERO DE TORONES	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3

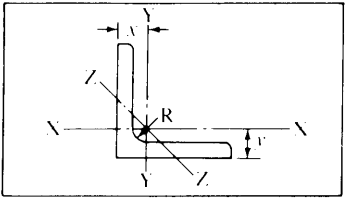
TABLA A13:

Tabla 19-3 Tensiones por esfuerzo de corte permisibles y fuerzas en soldaduras

<i>Metal base Grado ASTM</i>	<i>Electrodo</i>	<i>Tensión por esfuerzo de corte permisible</i>	<i>Fuerza permisible por pulgada de lado</i>
<i>Estructuras tipo edificio</i>			
A36, A441	E60	13 600 psi	9 600 lb/pulg.
A36, A441	E70	15 800 psi	11 200 lb/pulg.
<i>Estructuras tipo puente</i>			
A36	E60	12 400 psi	8 800 lb/pulg.
A441, A242	E70	14 700 psi	10 400 lb/pulg.

TABLA A14:

L
Tamaños de barras en ángulo de lados iguales
 Dimensiones y Propiedades para diseño



Designación y tamaño nominal	Espesor	Peso por pie	Area	Eje X - X		Eje Y - Y		Eje Z-Z	Radio del chalfán R	Ubicación de la siderúrgica que lo fabrica
				I	Z	r	x O y			
pulg.	pulg.	Lbs	pulg. ²	pulg. ⁴	pulg. ³	pulg.	pulg.	pulg.	pulg.	
L2½x2½	¾	5.9	1.73	.984	.566	.753	.762	.487	¾	†
	⅝	5.0	1.46	.849	.482	.761	.740	.489		
	¼	4.1	1.19	.703	.394	.769	.717	.491		
L2x2	¾	3.07	.902	.547	.303	.778	.694	.495	¾	†
	⅝	4.7	1.36	.479	.351	.594	.636	.389		
	¼	3.92	1.15	.416	.300	.601	.614	.390		
	205	3.19	.938	.348	.247	.609	.592	.391		
L1¾x1¾	¾	2.65	.778	.294	.207	.615	.575	.393	¾	†
	⅝	2.44	.715	.272	.190	.617	.569	.394		
	¼	2.77	.813	.227	.186	.529	.529	.341		
L1½x1½	¾	2.12	.621	.179	.144	.537	.506	.343	¾	†
	⅝	2.34	.688	.139	.134	.449	.466	.292		
L1¼x1¼	¾	1.80	.527	.110	.104	.457	.444	.293	¾	†
	⅝	1.92	.563	.077	.091	.369	.403	.243		
	¼	1.48	.434	.061	.071	.377	.381	.244	¾	†

† Fabricado en Fairless, Pensilvania.

Para formas de tamaños de barras que se ordenan según su composición química y no por sus propiedades mecánicas quizá resulte útil la tabla de la página 67.

Fuente: *Structural Steel Shapes* (Pittsburgh, Pa.: U.S. Steel Corporation, 1982).

TABLA A15:

Tabla 19-1 Tensiones permisibles para pernos

<i>Grado ASTM</i>	<i>Tensión por esfuerzo de corte permisible</i>	<i>Tensión por esfuerzo de tracción permisible</i>
A307	10 Ksi (69 MPa)	20 Ksi (138 MPa)
A325 y A449	17.5 Ksi (121 MPa)	44 Ksi (303 MPa)
A490	22 Ksi (152 MPa)	54 Ksi (372 MPa)

TABLA A16:

Tabla 10.5.3 Capacidades y velocidad de los transportadores en espiral

Grupo	Porcentaje máximo de sección transversal ocupada por el material	Densidad máxima del material, lb/pie ³ (kg/m ³)	rpm máximas para diámetros de:	
			6 pulg (152 mm)	20 pulg (508 mm)
1	45	50 (800)	170	110
2	38	50 (800)	120	75
3	31	75 (1200)	90	60
4	25	100 (1600)	70	50
5	12½		30	25

Grupo 1 incluye materiales ligeros, como cebada, frijol, granos de cervecería (secos), carbón (pulverizado), harina de maíz, harina de semilla de algodón, linaza, harina, malta, avena, arroz, trigo. El valor del factor F es de 0.5.

Grupo 2 incluye materiales finos y granulados. Los valores de F son: alumbre (pulverizado), 0.6, carbón (cisco o finos), 0.9; café en grano, 0.4; serrín, 0.7; sosa comercial (ligera), 0.7; frijol de soya, 0.5; ceniza volátil, 0.4.

Grupo 3 incluye materiales con terrones pequeños mezclados con finos. Los valores de F son: alumbre, 1.4; ceniza (seca), 4.0; bórax, 0.7; granos de cervecería (húmedos), 0.6; semilla de algodón, 0.9; sal, gruesa o fina, 1.2; sosa comercial (pesada), 0.7.

Grupo 4 incluye materiales semiabrasivos, finos, granulares y terrones pequeños. Los valores de F son: fosfato ácido (seco), 1.4; bauxita (seca), 1.8; cemento (seco), 1.4; arcilla, 2.0; tierra de batán, 2.0; sales de plomo, 1.0; caliza cribada, 2.0; azúcar (sin refinar), 1.0; litargirio, 1.0; azufre (terrones), 0.8; óxido de zinc, 1.0.

Grupo 5 incluye materiales abrasivos en terrones, que se deben mantener fuera de contacto con los cojinetes de los colgadores. Los valores de F son: cenizas húmedas, 5.0; hollín, 4.0; cuarzo (pulverizado), 2.5; arena de sílice, 2.0; lodos de drenaje (mojados y arenosos), 6.0.

TABLA A17:

TABLA 8-4
Especificaciones SAE para pernos de acero









GRADO SAE Núm.	INTERVALO DE TAMAÑOS, INCLUSIVF in	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de mediano o bajo carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{8}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55 33	74 60	57 36	Acero de mediano o bajo carbono	
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de mediano carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de mediano carbono, templado y revenido (T y R)	
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

TABLA A18:

TABLA 8-5
Especificaciones ASTM para pernos de acero










DESIGNACIÓN ASTM Núm.	INTERVALO DE TAMAÑOS, INCLUSIVE	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
A307	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo carbono	
A325, tipo 1	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de mediano carbono, templado y revenido (T y R)	
A325, tipo 2	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
A325, tipo 3	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero intemperizado, T y R	
A354, grado BC					Acero de aleación, T y R	
A354, grado BD	$\frac{1}{2}$ -4	120	150	130	Acero de aleación, T y R	
A449	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ $1\frac{3}{4}$ -3	85 74 55	120 105 90	92 81 58	De mediano carbono, T y R	
A490; tipo 1	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación, T y R	
A490, tipo 3					Acero intemperizado, T y R	

Tabla A19:

TABLA 8.2 Coeficientes de fricción		
	μ_s	μ_k
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Hule sobre concreto	1.0	0.8
Madera sobre madera	0.25-0.5	0.2
Vidrio sobre vidrio	0.94	0.4
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Madera encerada sobre nieve seca	—	0.04
Metal sobre metal (lubricados)	0.15	0.06
Hielo sobre hielo	0.1	0.03
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Articulaciones sinoviales en humanos	0.01	0.003

*Todos los valores son aproximados.

Tabla A20:

Cuadro N° 9: Diámetro del Tambor según el Número de Telas	
Diámetro mínimo	Número de telas
500	4
600	5
750	6
900	7
1100	8

(R8)

FIGURA A1:

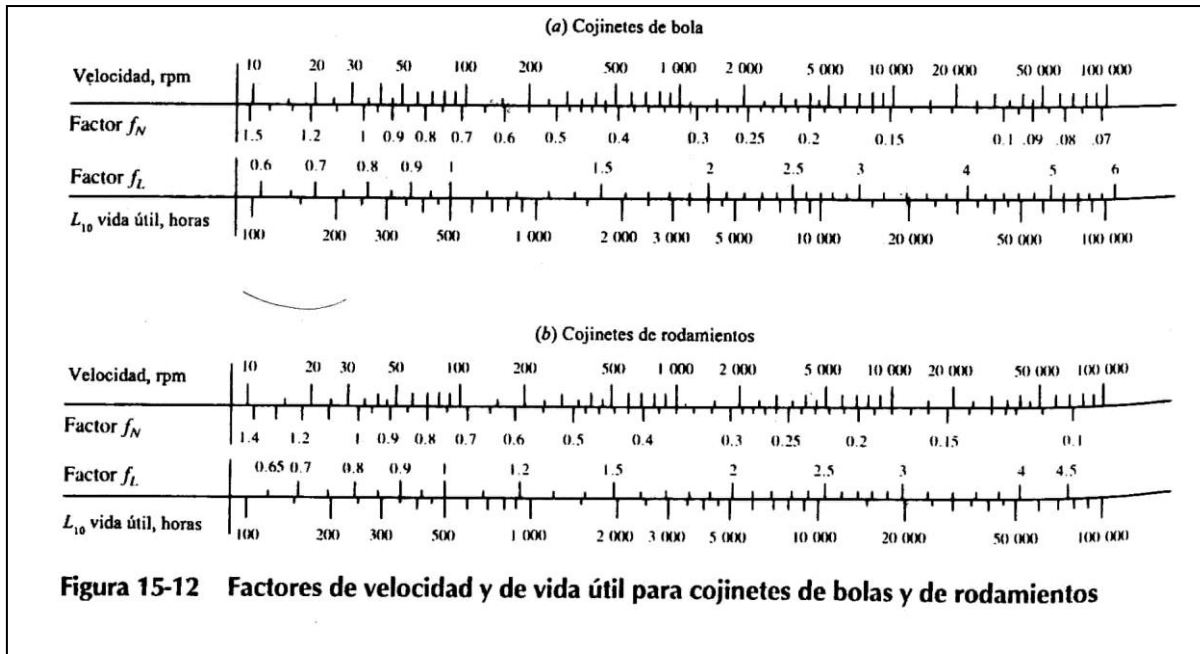


FIGURA A2:

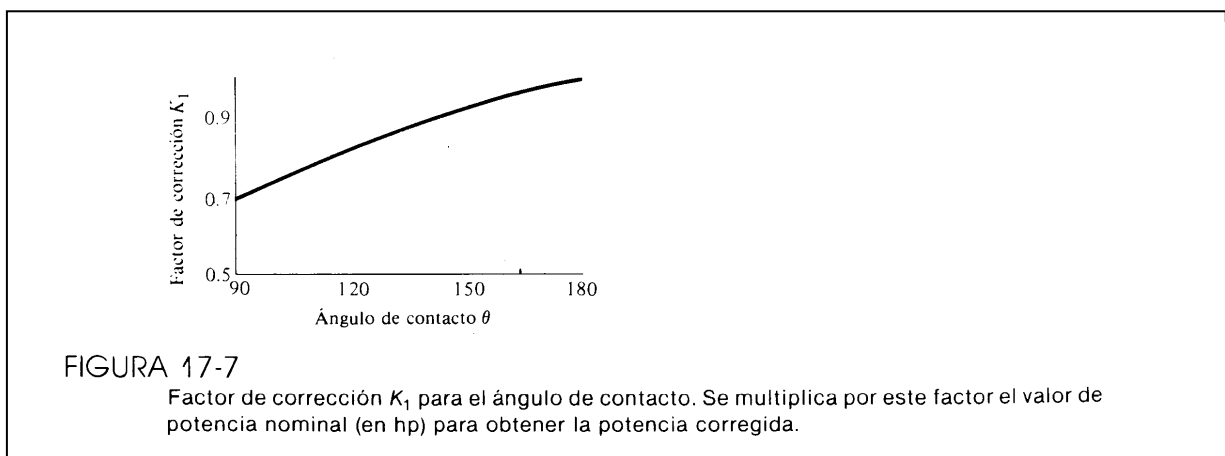


FIGURA A3:

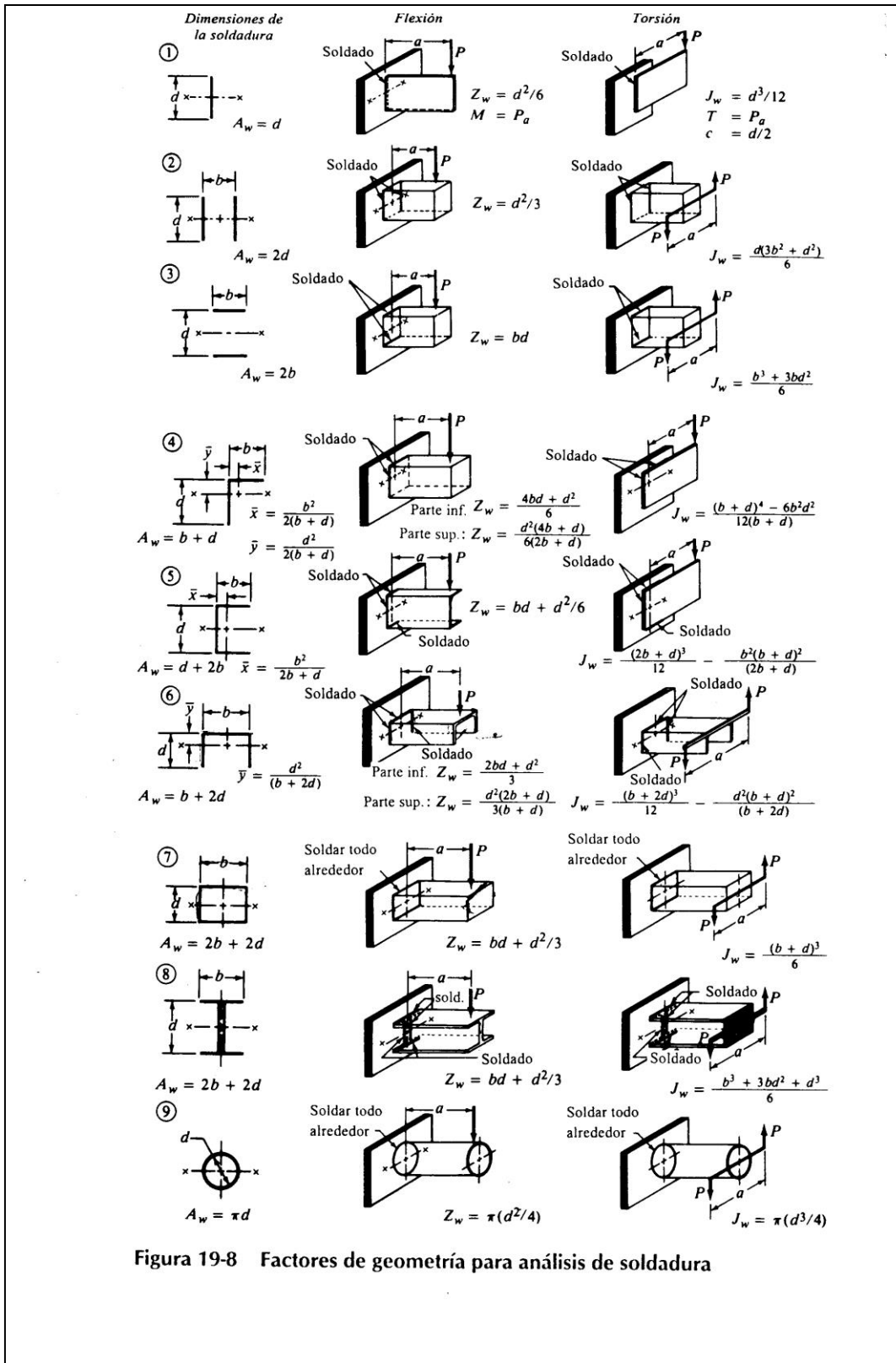
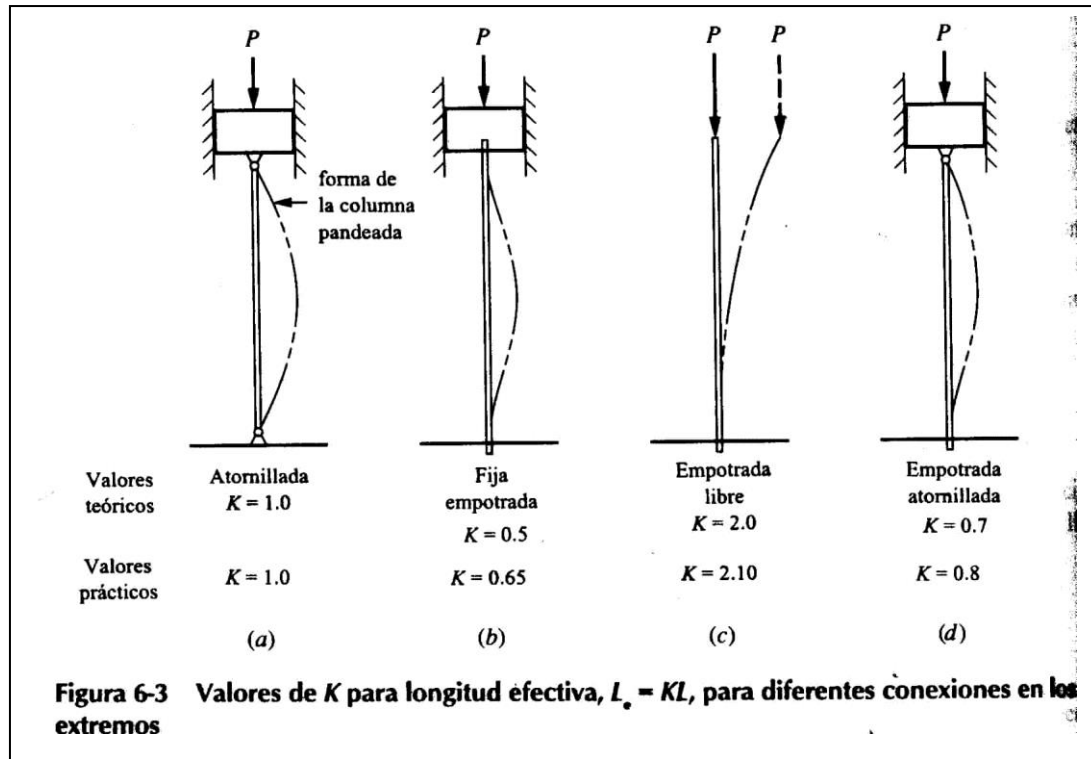


Figura 19-8 Factores de geometría para análisis de soldadura

FIGURA A4:



CUADRO A1:

J O R D O M E X, S.A.

CATALOGO DE PRODUCTOS
LAMINAS PERFORADAS
HIERRO ACERADO

DESCRIPCION PESO:16.69 Kg. (*)	DISEÑO
LAMINA : 11-C MATERIAL : Hierro Acerado CALIBRE : 1, 2 y 3mm. PERFORACION: Circular 8mm-2 TAMAÑO : 4 x 8 pies	

DESCRIPCION PESO:16.69 Kg. (*)	DISEÑO
LAMINA : 12-D MATERIAL : Hierro Acerado CALIBRE : 1, 2 y 3mm. PERFORACION: Decorativa-1 TAMAÑO : 4 x 8 pies	

DESCRIPCION PESO:16.69 Kg. (*)	DISEÑO
LAMINA : 14-D MATERIAL : Hierro Acerado CALIBRE : 1, 2 y 3mm. PERFORACION: Decorativa-2 TAMAÑO : 4 x 8 pies	

DESCRIPCION PESO:11.13 Kg. (*)	DISEÑO
LAMINA : 15-D MATERIAL : Hierro Acerado CALIBRE : 1, 2 y 3mm. PERFORACION: Decorativa-3 TAMAÑO : 4 x 8 pies	

DESCRIPCION PESO:16.69 Kg. (*)	DISEÑO
LAMINA : 16-C MATERIAL : Hierro Acerado CALIBRE : 1, 2 y 3mm. PERFORACION: Oblongo 3x19mm-1 TAMAÑO : 4 x 8 pies	

(*) Este peso corresponde a láminas en 1mm. Para obtener el de 2mm. multiplique por dos (2). Para obtener el de 3mm. multiplique por tres (3).

CUADRO A2:

TABLA DE DATOS DE COMPORTAMIENTO PARA MOTORES DE INDUCCION DE 60 CICLOS PARA USO GENERAL DE JAULA DE ARDILLA

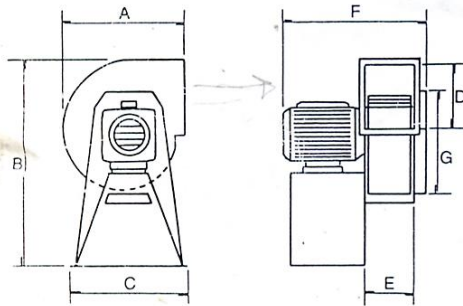
Hp	Polos	Rpm a plena carga	Amps a plena carga		Amps con rotor trabado a 220 volts	Torque, lb-pie			Porcentaje de eficiencia a plena carga	Factor de potencia a plena carga
			220 volts	440 volts		A plena carga	Máx.	En el arranque		
1	2	3 450	2.9	1.45	25	1.52	4.5	2.6	82	0.82
	4	1 750	3.2	1.6		3.00	9.0	5.9	80	0.76
	6	1 160	3.6	1.8		4.53	12.4	9.0	80	0.68
	8	870	4.0	2.0		6.01	15.0	9.0	78	0.63
2	2	3 500	5.4	2.7	45	3.0	8.2	5.2	83	0.87
	4	1 750	5.8	2.9		6.0	18.0	15.0	83	0.81
	6	1 160	6.6	3.3		9.1	22.7	16.0	82	0.72
	8	870	7.6	3.8		12.1	27.4	18.0	79	0.65
3	2	3 500	7.8	3.9	60	4.5	11.2	7.8	85	0.89
	4	1 750	8.4	4.2		9.0	25.0	23.0	85	0.82
	6	1 160	9.6	4.8		13.6	31.0	24.0	81	0.73
	8	870	10.8	5.4		18.1	40.7	27.9	81	0.65
5	2	3 500	13.0	6.5	90	7.5	16.8	11.0	85	0.89
	4	1 750	13.6	6.8		15.0	33.7	28.0	85	0.85
	6	1 160	15.0	7.5		22.7	51.0	36.0	85	0.77
	8	870	16.4	8.2		30.2	68.0	39.0	84	0.71
7½	2	3 500	19.2	9.6	120	11.3	24.0	17.0	85	0.90
	4	1 750	20.0	10.0		22.5	48.0	39.0	85	0.87
	6	1 160	21.6	10.8		34.0	73.0	51.0	85	0.80
	8	870	23.0	11.5		45.3	97.0	56.0	81	0.76
10	2	3 500	25.6	12.8	150	15.0	30.0	22.0	85	0.90
	4	1 750	26.4	13.2		30.0	60.0	52.0	85	0.87
	6	1 160	28.0	14.0		45.3	90.0	68.0	85	0.82
	8	870	30.0	15.0		60.4	120.0	75.0	85	0.77
15	2	3 500	38.0	19.0	225	22.5	45.0	34.0	86	0.90
	4	1 750	39.0	19.5		45.0	90.0	71.0	86	0.88
	6	1 160	40.0	20.0		68.0	136.0	95.0	86	0.85
	8	870	43.0	21.5		90.0	181.0	113.0	86	0.79
20	2	3 500	50.0	25.0	295	30.0	60.0	45.0	87	0.90
	4	1 750	51.0	25.5		60.0	120.0	90.0	87	0.88
	6	1 160	53.0	26.5		90.6	181.0	122.0	87	0.85
	8	870	56.0	28.0		121.0	242.0	151.0	87	0.80
25	2	3 500	62.0	31.0	365	37.5	75.0	56.0	88	0.90
	4	1 750	62.0	31.0		75.0	150.0	112.0	88	0.89
	6	1 160	64.0	32.0		113.0	226.0	152.0	88	0.87
	8	870	69.0	34.5		151.0	302.0	188.0	88	0.81

CUADRO A3:

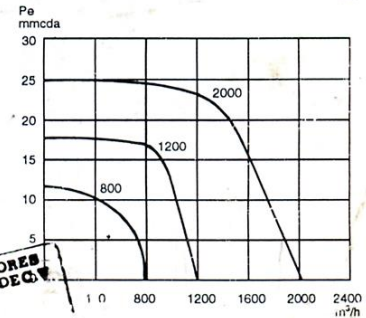
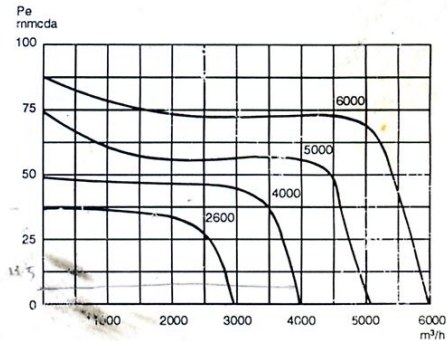
Características y dimensiones principales



Características técnicas								
Modelo	Velocidad	Potencia	Intensidad Admisible AMP.			Caudal descarga libre	Nivel sonoro	Peso aprox.
	R.P.M.	H.P.	127 V.	220 V.	440 V.	m ³ /hr.	dB	kg.
CEB 800	1550	1/20	0.9			800	53	5.6
CEB 1200	1625	1/10	1.23			1200	56	7
CET-B 2000	1725	1/2	8/3.8	2.2	1.1	1900	60	15
CET-B 2600	1725	3/4	12/6	2.8	1.4	3000	63	22
✓ CET 4000	1725	1 1/2		5	2.5	3950	72	31
CET 5000	1725	2		7	3.5	5200	75	36
CET 6000	1725	3		8.8	4.4	6500	80	40



Dimensiones mm.							
Modelo	A	B	C	D	E	F	G
CEB 800	251	310	195	151	77	220	153
CEB-1200	278	400	230	170	93	225	177
CET-B 2000	315	438	289	185	125	358	185
CET-B 2600	348	488	337	244	147	455	216
CET 4000	445	573	373	271	172	463	231
CET 5000	493	634	396	298	193	488	279
CET 6000	572	704	513	350	210	582	333



Distribuidor:



MOTORES Y VARIADORES
DZ EL SALVADOR, S. A. DE C. V.
Puebla, Pue.
(S&P se reservan el derecho de modificación sin previo aviso)
Impreso Enero 96



CUADRO A4:

TABLA A-20

Características y propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros rolados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).

[Las resistencias indicadas son valores mínimos ASTM estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm (¾ a 1¼ in). Tales resistencias son adecuadas para el uso con el factor de diseño definido en la sección 1-9, siempre que los materiales cumplan los requisitos ASTM A6 o A568, o sean requeridos en las especificaciones de compra. Conviene recordar que una designación numérica no es una especificación. Véanse en la tabla 1-1 las propiedades de algunos aceros ASTM.]

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS NÚM.	SAE Y/O AISI NO.	PROCESAMIENTO	RESISTENCIA ÚLTIMA, MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA, MPa (kpsi)	ELONGACIÓN EN 2 in, %	REDUCCIÓN EN ÁREA %	DUREZA BRINELL
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

STANDARD MOTOR CHARACTERISTICS

Motor Characteristics

The SM-CYCLO® gearmotors full load ratings and amperage can be found at right in table M-1. These ratings are based on the motors design values. If additional information is required please consult factory.

Table M-1 — 230/460 Volt, Synchronous Speed 1800 rpm, 60 Hz, Continuous Duty, TEFC

HP	Frame Size	Full Load rpm	Full Load Torque in. lb.	Full Load Current Amperage			Starting Current Amperage		Torque % of F.L. Break-down		Efficiency %	Power Factor %	Code Letter*	Inertia WR ² lb. ft ²
				230V	460V	208V	230V	460V	Starting	Break-down				
1/8**	F-63S	1750	4.50	0.7	0.35	0.65	3.2	1.6	378	393	65.6	54.1	M	0.0077
1/4	F-63M	1740	9.06	1.2	0.60	1.1	5.4	2.7	309	343	69.4	60.0	K	0.0119
1/3	F-63M	1730	12.3	1.3	0.65	1.3	5.4	2.7	244	272	71.3	67.4	H	0.0119
1/2	F-71M	1740	18.3	2.1	1.1	2.0	10.0	5.0	343	331	75.3	63.2	J	0.0154
3/4	F-80S	1730	27.4	2.5	1.2	2.5	12.3	6.2	266	277	77.7	73.7	H	0.0227
1	F-80	1750	36.0	3.6	1.8	3.5	20.6	10.3	341	314	78.2	66.5	K	0.0285
1.5	F-90S	1730	54.7	4.9	2.4	4.8	30.4	15.2	287	297	79.9	71.1	K	0.0451
2	F-90L	1740	72.5	6.1	3.0	6.1	36.4	18.2	266	273	81.9	75.7	J	0.0504
3	F-100L	1730	109	8.2	4.1	8.5	54.7	27.4	285	270	84.9	78.9	J	0.0789
5	F-112M	1720	183	12.6	6.3	13.6	92	46	248	254	86.8	84.9	J	0.201
7.5	F-132S	1710	277	18.1	9.0	20.1	123	61	230	223	86.9	88.1	H	0.271
10	F-132M	1740	361	23.6	11.8	26.4	147	73.5	212	214	89.6	88.9	G	0.635
15	F-160M	1740	542	34.3	17.2	38.2	231	115	248	221	90.4	89.0	G	0.891
20	G-160L	1740	725	45.8	22.9	51	272	136	222	220	91.6	89.9	F	2.13
25	G-180M	1770	891	57	28.4	63	343	171	199	235	92.6	88.2	F	5.34
30	G-180M	1760	1075	68	34.2	77	388	194	192	226	91.5	88.1	F	5.34
40	F-180L	1750	1442	93	46.3	100	704	352	310	274	92.2	88.3	H	5.93
50	F-200L	1740	1812	114	57	124	904	452	340	286	92.1	88.5	J	7.30
60	F-200L	1740	2175	138	69	150	1078	539	340	279	92.5	88.4	J	8.13
75	F-225S	1750	2703	167	83	183	1257	629	277	282	92.2	89.8	H	16.0

*Code letter shown is for 230V or 460V operation. Consult factory for other voltages.

**1/8 HP is TENV

Table B Synchronous Speed 1200 rpm, 60 Hz Continuous Duty

HP	Frame Size	Full Load rpm	Full Load Torque in. lb.	Full Load Current Amp.		Starting Current Amp.		Torque % of F.L. Break-down		Efficiency %	Power Factor %	Code Letter*	Inertia WR ² lb. ft ²
				230V	460V	230V	460V	Starting	Break-down				
20	G-180M	1160	1087	52	25.9	327	163	263	254	91.3	79.5	H	7.53
25	F-180L	1160	1359	59	29.7	412	206	261	286	90.9	86.0	H	8.60
30	F-180L	1170	1617	71	35.6	506	253	273	297	92.4	83.8	H	8.60
40	F-200L	1180	2138	95	47.6	703	352	318	305	93.1	85.0	H	11.3
50	F-200L	1170	2695	117	59	923	462	348	327	92.9	85.1	J	14.2
60	F-225S	1170	3234	140	70	963	481	290	267	92.6	86.9	H	23.7
75	F-250S	1160	4078	170	85	1141	570	289	259	93.0	87.2	G	27.9

*Code letter shown is for 230V or 460V operation. Consult factory for other voltages.

RATING TABLE

1/2 HORSEPOWER

OUTPUT RPM	RATIO	OUTPUT TORQUE (IN. LB)	CLASS I		SM-CYCLO S.F. = 1.0 AGMA S.F. = 1.0			
			OVERHUNG LOAD (LB)	MODEL	UNIT WEIGHT TYPE (LBS)		DIMENSION TYPE (PAGE)	
					H	V	H	V
292.00	6	100	280	4085-YA	24	29	108	112
219.00	8	133	311	4085-YA				
159.00	11	183	353	4085-YA				
135.00	13	217	341	4085-YA				
117.00	15	250	375	4085-YA				
103.00	17	283	397	4085-YA				
83.00	21	350	397	4085-YA				
70.00	25	416	750	4090-YA	39	36	108	112
60.30	29	483	750	4090-YA				
50.00	35	583	750	4090-YA				
40.70	43	716	750	4095-YA				
34.30	51	849	750	4097-YA				
29.70	59	983	750	4097-YA				
24.60	71	1180	1210	4105-YA				
20.10	87	1450	1210	4105-YA	46	40	108	112
17.20	102	1560	1210	4105-DA-YA				
14.50	121	1850	1210	4105-DA-YA	51	47	110	114
10.60	165	2530	1940	4115-DB-YA				
10.10	174	2660	1940	4115-DB-YA	81	79	110	114
9.36	187	2860	1940	4115-DB-YA				
8.33	210	3210	1940	4115-DB-YA				
7.58	231	3540	1940	4115-DB-YA				
6.78	258	3950	1940	4115-DB-YA				
6.06	289	4420	1940	4115-DB-YA				
5.49	319	4880	1940	4115-DB-YA				
4.55	385	5890	3310	4135-DC-YA	118	114	110	114
4.02	435	6660	3310	4135-DC-YA				
3.55	493	7550	3310	4135-DC-YA				
2.94	595	9110	3600	4145-DB-YA	114	112	110	114
2.39	731	11200	4960	4165-DC-YA	226	217	110	114
2.08	841	12900	4960	4165-DC-YA				

