

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**“DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPO MECANICO PARA
UNA PLANTA DE POLVO DE TARA DE 500 Kg/H”**

TESIS

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

LUIS ENRIQUE ESQUIVEL PANDO

PROMOCION 1998-I

LIMA-PERU

2003

**DISEÑO Y SELECCION DE EQUIPO MECANICO PARA UNA PLANTA DE
POLVO DE TARA DE 500 KG/HR. DE CAPACIDAD.**

INDICE

	<u>Página</u>
PROLOGO	01
CAPITULO I.....	03
1. INTRODUCCIÓN.....	03
1.1 Antecedentes	03
1.2 Datos estadísticos.....	04
II	06
2 MATERIA PRIMA.....	06
2.1 El cultivo y hábitat de la Tara	06
2.2 Aspecto fisiológico de la Tara.....	07
2.3 Cosecha	08
2.4 Usos del polvo de Tara.....	10
CAPITULO III.....	12
PLANTA DE MOLIENDA.....	12
3.1 Proceso de elaboración de la harina de Tara.....	12
3.1.1 Diagrama de Proceso para la obtención de polvo de Tara.....	13
3.1.2 Diagrama de Disposición de Planta	14

3.2	Selección y Diseño de Equipos.....	20
3.2.1	Selección del transportador Helicoidal	20
3.2.2	Diseño del Transportador Helicoidal	22
3.2.3	Dimensionamiento de los discos para fabricar las hélices	27
3.2.4	Potencia requerida en el eje del transportador helicoidal.....	29
3.2.5	Sistema de Transmisión del Transportador Helicoidal	33
3.3	Tromel-Clasificador y Trillador-.....	41
3.3.1	Consideraciones Preliminares	41
3.3.2	Objetivo.....	42
3.3.3	Tromel (Tamiz Centrífugo).....	43
3.3.4	Dimensiones del Tromel	44
3.3.5	Diseño del Trillador	46
3.3.6	Capacidad del Tromel Trillador	47
3.3.7	Potencia Requerida.....	48
3.3.8	Selección de eje, chumaceras, rodamientos	51
3.4	Transporte Neumático.....	55
3.4.1	Velocidad de corriente de aire	57
3.4.2	Caída de Presión en Transporte Neumático.....	63
3.4.3	Selección del Ventiladores	70
3.4.4	Selección de Ciclones	72
3.4.5	Selección de Filtros de Manga.....	77
3.5	Diseño del Molino de Martillos.....	81
3.5.1	Potencia de Molienda.....	89
3.5.2	Determinación de dimensiones de discos y martillos.....	95

3.5.3 Ejes Portamartillos.....103
3.5.4 Selección del Motor Accionador.....107

CAPITULO IV.....124

4. INSTALACIÓN ELECTRICA.....124
4.1 Consideraciones Preliminares.....124
 4.1.2 Demanda de Máxima Potencia125
4.2 Tableros de Fuerza y Control.....128

CAPITULO V.....130

5. ANALISIS ECONOMICO.....130
5.1 Costos de Materiales y equipos.....130
5.2 Costos Total de la Planta.....136

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....137

Anexo

Planos

PROLOGO

Este proyecto de tesis fue elaborado teniendo en consideración que las plantas agroindustriales donde se da al producto vegetal un valor agregado son el primer paso de la transformación de la materia prima y teniendo en cuenta que este producto (polvo de Tara), se exporta casi el 100% de la producción y además el significativo incremento en la economía de las personas involucradas en este tipo de labor.

En el presente trabajo se desarrolla un procedimiento para el diseño de una planta de polvo de tara en el que se diseñan y se seleccionan los equipos que se deben emplear en dicha planta, teniendo en cuenta el ahorro de energía eléctrica y por lo tanto con las respectivas utilidades y se llega a la conclusión de que es posible diseñar una planta que sea económica.

En un país pobre como el nuestro en donde los productos no tradicionales con valor agregado se cotizan a un precio que en la mayoría de los casos su valor de venta tiene un escaso margen de utilidad, y para poder ser competitivo se deben de evaluar los costos de producción y hacer el proceso de fabricación del polvo de tara más eficiente, sin pérdidas en materia prima, teniendo en cuenta que algunas veces los elementos que conforman la planta (tales como trilladoras, molinos, ventiladores, etc), están sobredimensionados existiendo de esta manera consumos excesivos de energía, con el consiguiente perjuicio económico para los productores de este elemento.

Este proyecto se ha ordenado en cinco capítulos.

En el primer capítulo, -Introducción- ha sido dedicado a los antecedentes, datos estadísticos y a la importancia de este producto que justifica este proyecto.

En el capítulo dos : -Materia Prima- se hace una reseña del cultivo de este vegetal, características físicas, cosecha, hábitat y usos de este vegetal en forma artesanal y en forma industrial.

En el capítulo tres –Planta de Molienda- está dedicado a la parte operativa de la planta donde se indica el proceso de elaboración del polvo de tara, diagramas de proceso, disposición de planta, selección y diseño de equipos que componen toda la planta tales como transporte helicoidal, trilladora, tromel clasificador, molino de martillos, transporte neumático, en unos casos se diseñan los equipos y en otros se seleccionan.

El capítulo cuatro está dedicado a la parte eléctrica donde se calcula los conductores sistemas de protección así como las instalaciones eléctricas alumbrado de oficinas taller servicios higiénicos etc.

El capítulo cinco –análisis económico- se indican los costos de materiales de instalaciones eléctricas cables conductores.

CAPITULO I

1. INTRODUCCION

1.1 ANTECEDENTES

En nuestro país, la agroindustria es un sector que ha estado descuidado. Sin embargo en la actualidad se le presta cada vez más atención y se le puede dotar de mayor dinamismo, presentando más productos que cubran las exigencias del mercado.

Aquí destacan productos que potencialmente pueden ingresar en este circuito de producción, procesamiento, comercialización y exportación. Tenemos la uña de gato, Tara, Maca, Camu Camu, Lúcumá, Cacao, Café, Manzanilla, Hierba Luisa, Páprika, Achiote, Papa, espárragos, etc. También otros productos como la cochinilla de la Tuna (obtención del carmín), algas marinas, etc.

OBJETIVO

El objetivo fundamental de la presente tesis, es presentar los procedimientos de cálculo y análisis que se deben ejecutar para diseñar algunos equipos componentes de una planta de molienda como son el transportador helicoidal, la trilladora, molino de martillos, ciclones y filtro de mangas; así como indicar los criterios a seguir para la selección de otros equipos como el separador magnético los ventiladores, etc.

Una planta de Molienda de tara, con capacidad de 500 Kg/Hr a malla 90 % 45 micrones, normalmente consta de los siguientes equipos:

Un gusano transportador.

Un trillador clasificador centrífugo.

Un ciclón de alta eficiencia.

Ductos.

Un molino micro pulverizador para tara.

Un ciclón de alta eficiencia.

Un filtro de mangas.

Actualmente hay una tendencia del mercado a nivel mundial de disponer de más productos naturales obtenidos con menos uso de aditivos artificiales en las etapas de pre y post cosecha. Dichos productos tienden a satisfacer las expectativas de un mercado exigente que presta cada día más atención al cuidado de la salud, de acuerdo al ideal de bienestar personal de nuestros tiempos.

El objetivo de este trabajo es el diseño de una planta completa para la obtención de polvo de tara, que como ya mencionamos, tiene múltiples aplicaciones, (Industria del cuero, industria textil, industria alimentaria, medicina, industria farmacéutica, etc.).

Darle un valor agregado tanto a la vaina como a la semilla, como veremos más adelante por el análisis químico de sus componentes ambos tienen potencial explotable.

1.2 DATOS ESTADISTICOS

Los datos siguientes son extraídos de la página web de www.aduanet.gob.pe donde se aprecian cuadros de valores de exportación de polvo de tara a los diferentes países de destino, en los que vemos el aumento de los valores en cada año, donde se indican los países de destino y las cantidades anuales como se ve en el anexo N° 1 cuadro

Nº1 , Nº 2 , Nº 3 de los cuales transcribimos los totales del los años 1996, 1999, y 2001 de lo que se deduce la importancia que tiene una planta de estas características

TOTAL DE EXPORTACIONES AÑO 1996 :	1,972,959.09
TOTAL DE EXPORTACIONES AÑO 1999 :	1,979,179.31
TOTAL DE EXPORTACIONES AÑO 2001 :	4,434,343.49

De los datos del anexo Nº 1 se puede ver que los valores van en aumento el valor aproximado por cada Kg de polvo de Tara es de \$ 1.00 si se divide el total del último año entre los doce meses del año , y luego entre los treinta días del mes y luego entre las ocho horas de trabajo normal tenemos la producción aproximada horaria que para este caso es :

$$\frac{Kg}{H} = \frac{\$4'434,343.49}{\text{año}} \times \frac{1Kg}{1\$} \times \frac{1\text{año}}{12\text{meses}} \times \frac{1\text{mes}}{30\text{días}} \times \frac{1\text{día}}{8\text{horas}} = 1,539.7 \frac{Kg}{H}$$

Teniendo en cuenta que en el país deben de existir como mínimo cuatro plantas de este tipo el valor de 500 Kg/H de producción de polvo de Tara para el presente proyecto es un valor que se ajusta a la realidad .

CAPITULO 2

2. MATERIA PRIMA

2.1 CULTIVO Y HABITAT DE LA TARA

La tara, también conocida como "taya", es una planta originaria del Perú. De nombre científico *CAESALPINA SPINOSA* o *CAESALPINA TINCTORIA*.

La *TARA* es una planta que nace en clima semitropical y subtropical de la costa, en las vertientes occidentales de los Andes y valles interandinos; y en suelos de diversa composición química.

Los suelos favorables para el cultivo de la TARA son los silíceos y arcillosos que predominan en la cuenca de Ayacucho y Cajamarca, aunque también existen otras zonas de menor producción.

La TARA se encuentra distribuida en el Perú formando vegetación natural conjuntamente con la puya s.p, acacia s.p y algunas gramíneas.

Las áreas de mayor volumen de producción en el país por su ecología favorable y buena infraestructura de acopio son:

Zona Norte: Su centro de acopio más importante es Cajamarca.

Zona central: Su centro de acopio más importante es Ayacucho.

Se tiene conocimiento de que la TARA de la zona norte tiene menor contenido de TANINOS que la del sur, a pesar de poseer vainas grandes. Aunque sus semillas más pequeñas.

2.2 ASPECTOS FISIOLÓGICOS DE LA TARA.

Sus características botánicas son las siguientes:

A Es un árbol pequeño, de dos a tres metros de altura, de fuste corto, cilíndrico y a veces tortuoso, y su tronco, esta provisto de una corteza gris espinosa, con ramillas densamente pobladas, en muchos casos las ramas se inician desde la base dando la impresión de varios tallos. La copa de la TARA es irregular, aparasolada y poco densa, con ramas ascendentes.

B Sus hojas son en forma de plumas, parcadadas, ovoides y brillantes ligeramente espinosa de color verde oscuro y miden 15 cm de largo.

C Sus flores son de color amarillo rojizo dispuestos en racimos de 8 cm a 15 cm de largo.

D Sus frutos son vainas explanadas e indehiscentes de color naranja de 8 cm a 10 cm de largo y 2 cm de ancho aproximadamente, que contienen de 4 a 7 granos de semilla redondeadas de 0.6cm a 0.7 cm de diámetro (ligeramente mas grandes que la lenteja), y son de color pardo negruzco cuando están maduros.

Cada árbol de *TARA* puede rendir un promedio de 25 Kg a 40 Kg de vaina cosechándolos dos veces al año. Generalmente un árbol da frutos a partir de los tres años, y si es silvestre a los cuatro años. Su promedio de vida es de cien años y el área que ocupa cada árbol es de 10 metros cuadrados.

CARACTERISTICAS DE LOS FRUTOS:

-PESO	1,0 a 2,5 g
-DIAMETRO	,0 a 2,5 cm

-LARGO	8,0 a 10cm
-ESPESOR	0,5 a 0,8cm
-COLOR	Naranja rojizo

PARTES PRINCIPALES DE LOS FRUTOS:

(*valores promedio de 40 frutos)

-EPICARPIO	1,58%
-MESOCARPIO	60,83%
-ENDOCARPIO	3,97%
-SEMILLA	<u>33,62%</u>
	100,00%

Las semillas tienen una composición porcentual de peso de 39% de cáscara, 37% de germen (almendra) y 24% de gomas, con alto contenido de proteínas grasas, grasas y aceites que podrían servir para el consumo humano, como se verá posteriormente.

Las características principales de las semillas son: forma ovalada, color marrón oscuro, con un diámetro promedio de 0,75cm.

2.3 COSECHA

El producto que se comercializa, es el fruto de la tara (vaina y semillas), el cual para ser aceptado, deberá estar maduro y seco, es decir debe tener un color rojizo, limpio de hongos y manchas que desmerecen su calidad y que muchas veces influyen en el contenido químico.

Se circunscribe a la oferta y demanda del producto, siendo las zonas de mayor producción los departamentos de Cajamarca, La libertad, Huánuco, y Lambayeque.

La oferta depende de la época de producción de frutos de cada lugar. Ver cuadro N°.1

CUADRO N°1


FLORACION Y FRUCTIFICACION DE LA TARA

LUGAR	MESES											
	EN	FB	MZ	AB	MY	JN	JL	AG	ST	OC	NO	DC
AREQUIPA	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION							FLORACION	FLORACION		
CUZCO	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION			FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION				FRUCTIFICACION
AYACUCHO	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION					FRUCTIFICACION
CAJAMARCA								FRUCTIFICACION		FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION	
HUANUCO	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION							FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION
JUNIN	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION		FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION	FRUCTIFICACION				FRUCTIFICACION

Fuente: Turkowsky A (1991)

PRONAMACHCS 1995

LEYENDA

FLORACION	
FRUCTIFICACION	

Fuente : Pronamachs

La época de cosecha depende de la región. Así se tiene que en el distrito forestal de Cajamarca la época de cosecha es de enero a abril y la época de floración de octubre a noviembre; en el distrito forestal de Ayacucho la cosecha se efectúa entre los meses de mayo y agosto, iniciándose la floración en el mes de Diciembre. La comercialización de la *TARA* en nuestro país consiste en la recolección de los

frutos (vainas), que caen por si solos cuando están secos, por los agricultores de cada zona donde existe *TARA*. Luego ésta es vendida a intermediarios para luego transportarlo a las empresas productoras exportadoras que se encargan de transformar el producto.

2.4 USOS DEL POLVO DE TARA.

La finalidad comercial que se circunscribe al fruto, es relativamente reciente y, en la mayoría de los casos, no tiene un carácter decisivo para el campesino.

Sin embargo, por el potencial que puede brindar, la ubica como una actividad económicamente rentable en terrenos marginales, haciendo posible la generación de nuevas fuentes de trabajo y coadyuvando al bienestar del poblador rural.

De la tara se obtiene el polvo de tara que contiene un gran porcentaje de taninos. El polvo de tara se consigue mediante un proceso mecánico simple de trituración de vaina, previamente despepitada, obteniendo como producto un aserrín fino de coloración amarilla clara, con un aproximado de 52% a 54% de taninos.

Posteriormente se obtiene extracto de tara o extracto tánico, mediante un proceso de concentración.

La Tara se encuentra al estado silvestre y poseen un inmenso potencial médico, alimenticio e industrial, siendo de gran utilidad para la producción de hidrocoloides o gomas, taninos y ácido gálico, entre otros.

Los taninos son sustancias polifenólicas naturales de origen vegetal que tiene la propiedad de curtir la piel transformándola en cuero y dar, en conjunción con sales de hierro, coloraciones azul oscura, negra o verde.

La tara es comercializada en el mercado internacional bajo la forma de tara en polvo, extracto de tara, harina de goma de tara o Hidrocloides y ácido tánico, gálico y galotánico.

Estos productos tienen una gran variedad de usos tanto en el país como en el extranjero.

En el país no se cuentan con tecnología apropiada para la obtención de los productos finales derivados de la tara. Por ello la producción local se dirige al mercado químico-farmacéutico y alimentario de la Comunidad Económica Europea, siendo los principales compradores: Transmarcom NV o Omnicem S.A., Unipektin AG, Industria Chimica Legno SPA, H &P Export, Pilar River Place Corp. , S. Golmann GMBH & CO. LMF Bioquímica SPA. etc.

CAPITULO III

3. PLANTA DE MOLIENDA

Este capítulo es de mucha importancia para el cumplimiento del objetivo del presente trabajo de tesis. Por cuanto para realizar el diseño de los equipos componentes de una planta molinera, es necesario el conocimiento del proceso de elaboración del polvo de tara.

3.1 PROCESO DE ELABORACIÓN DE POLVO DE TARA

En primer lugar para visualizar el proceso completo tanto del polvo y fibra así como también de la semilla que no es materia de este proyecto.

En el diagrama N°1 es un esquema de todo el proceso completo donde se tienen los dos procesos separados, el de la semilla y el de el polvo de Tara. Para el primer caso solamente se lleva a cabo el proceso de clasificación de tamaños de la semilla, ya que únicamente se utilizará el tamaño de semilla más grande que se comercializa en forma de hojuelas para la industria alimenticia (como espesante para la fabricación de helados y como espesante para la fabricación de mostaza, etc), y en la industria del cartón, el tamaño intermedio es usado como insumo para la elaboración de alimento concentrado de ganado vacuno, el tamaño más pequeño es desechado por su escaso valor comercial ; para el segundo caso que es motivo de este trabajo es usado en la industria del cuero y después de un proceso químico se

obtienen ácidos tánico y gálico que son usados en la industria farmacéutica, en la industria textil etc.

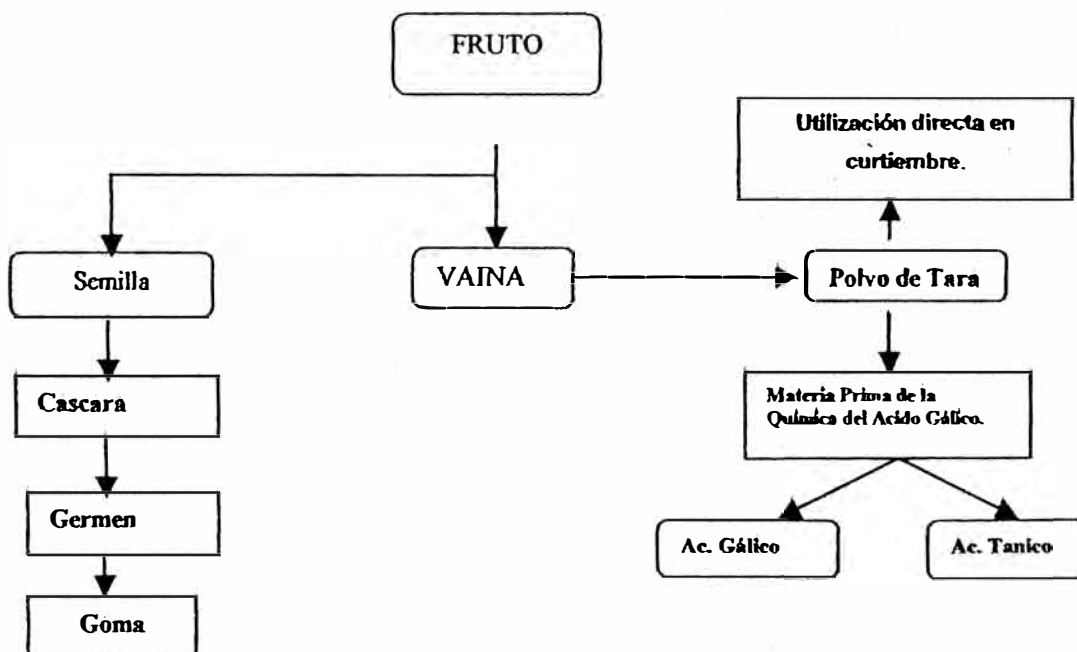


Diagrama 3.1 Usos de la vaina de Tara.

3.1.1 . Diagrama de Proceso de elaboración de Polvo de Tara.

En el diagrama N°3.1.1 se observa todos los elementos principales que conforman la planta de manera que el producto al final es envasado luego que sale del ciclón N°2 con el tamaño de partícula deseado a pedido del cliente, y también son envasados los ultrafinos que salen por el filtro de mangas.

También se puede apreciar en el plano N°5 titulado vista isométrica de la planta donde se puede ver toda la planta tal como es con sus instalaciones.

3.1.2 Diagrama de Disposición de Planta.

En esta disposición se aprecia en el diagrama 3.1.2 toda las instalaciones de la planta y también el resto de instalaciones administrativas, taller, servicios higiénicos, vías de acceso, áreas de almacenamiento, etc. que hacen posible el normal funcionamiento de una planta de estas características, se dan algunas recomendaciones básicas para la disposición del local:

DIMENSIONES, DISEÑO Y DISPOSICION EN EDIFICACIONES

Edificios e Instalaciones.

- Deberán ser de construcción sólida y mantenerse en buen estado.
- Estarán contruidos con materiales que no transmitan sustancias indeseable al alimento.

El diseño debe:

- Evitar la contaminación cruzada por aire o por el movimiento de mercadería de una zona limpia a otra sucia y permitir una limpieza fácil y adecuada con la correcta supervisión de la higiene e los alimentos.
- Contar con el espacio suficiente para realizar de manera satisfactoria todas las operaciones.
- Proyectar medidas para impedir la entrada o anidamiento de plagas y la entrada de contaminantes, como humo, polvo, etc.
- Facilitar la higiene de las operaciones, con un flujo regulado del proceso de elaboración desde la llegada de la materia prima hasta la culminación del proceso
- Proporcionar condiciones ambientales (temperatura) adecuadas para el proceso.

TECHOS

- Deberán proyectarse, construirse y acabarse de manera que se impida la acumulación de suciedad y se reduzca al mínimo la condensación, la formación de mohos y el descascarado. Deberán ser fáciles de limpiar.

INSTALACIONES PARA LA HIGIENE DEL PERSONAL

Diseño de vestuarios y cuartos de aseo.

- No deben tener acceso directo a la zona donde se manipulen alimentos.
- Deben disponer de cantidad y espacio suficiente para todos los operarios.
- Deben tener buena ventilación, suficiente iluminación y calefacción si fuera el caso.
- Las instalaciones deben estar provistas de tuberías debidamente sifonadas y conectadas a tuberías de desagüe, las que deben asegurar la eliminación higiénica de las aguas residuales.

ALUMBRADO

- El establecimiento deberá contar con suficiente luz, ya sea natural o artificial.
- La luz no deberá enmascarar los colores.
- Las bombillas y lámparas deberán estar protegidas para evitar contaminación con vidrio, polvo, etc.(rejillas, lámparas de seguridad, etc.).

VENTILACION

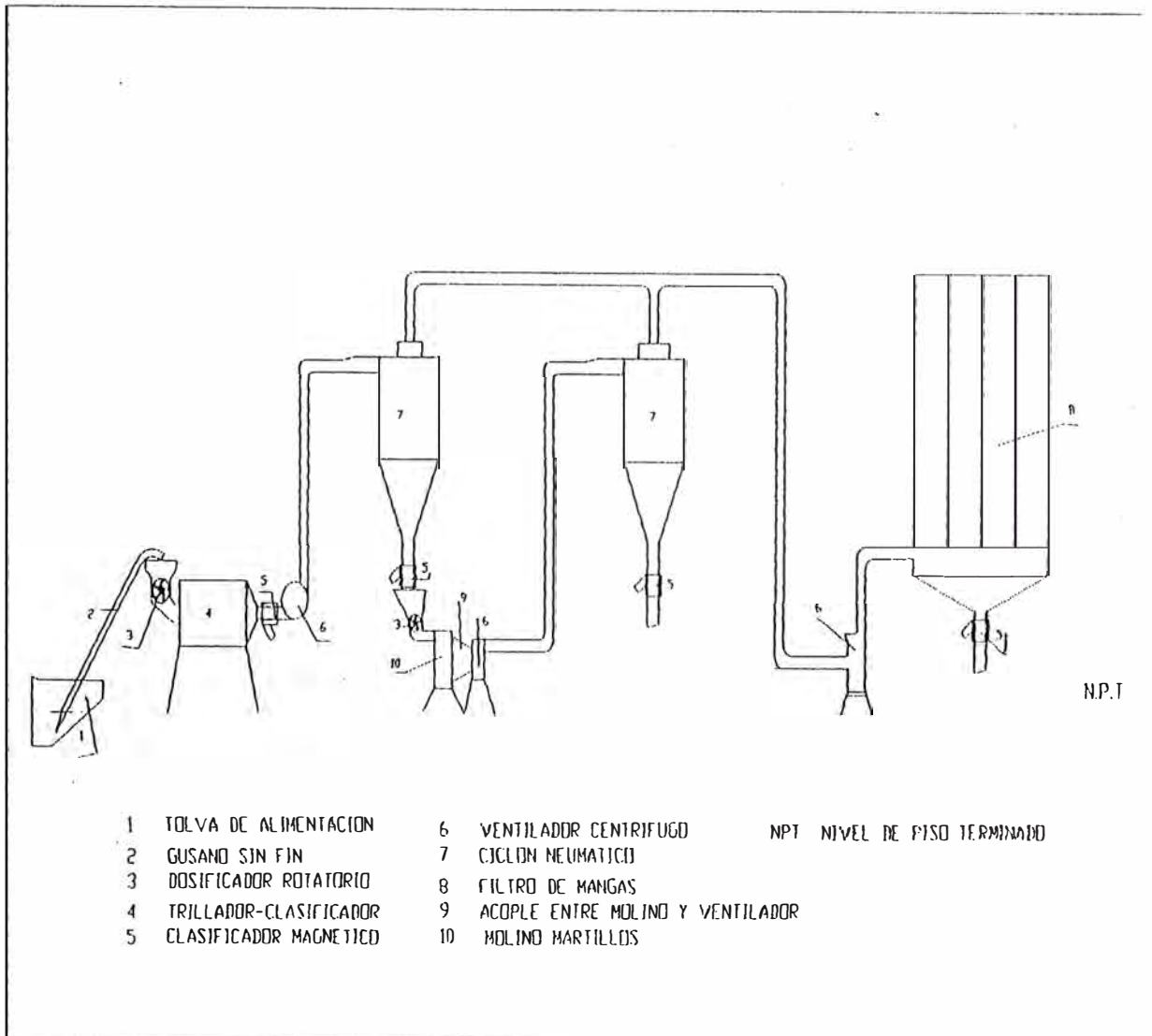
- Deberá evitarse el calor excesivo, la condensación de vapor, el polvo o la contaminación del aire.

- La dirección de la corriente de aire debe ir siempre desde una zona limpia hacia una sucia.
- Proteja las aberturas con mallas o materiales anticorrosivos.
- Las rejillas deben poder quitarse fácilmente para su limpieza.

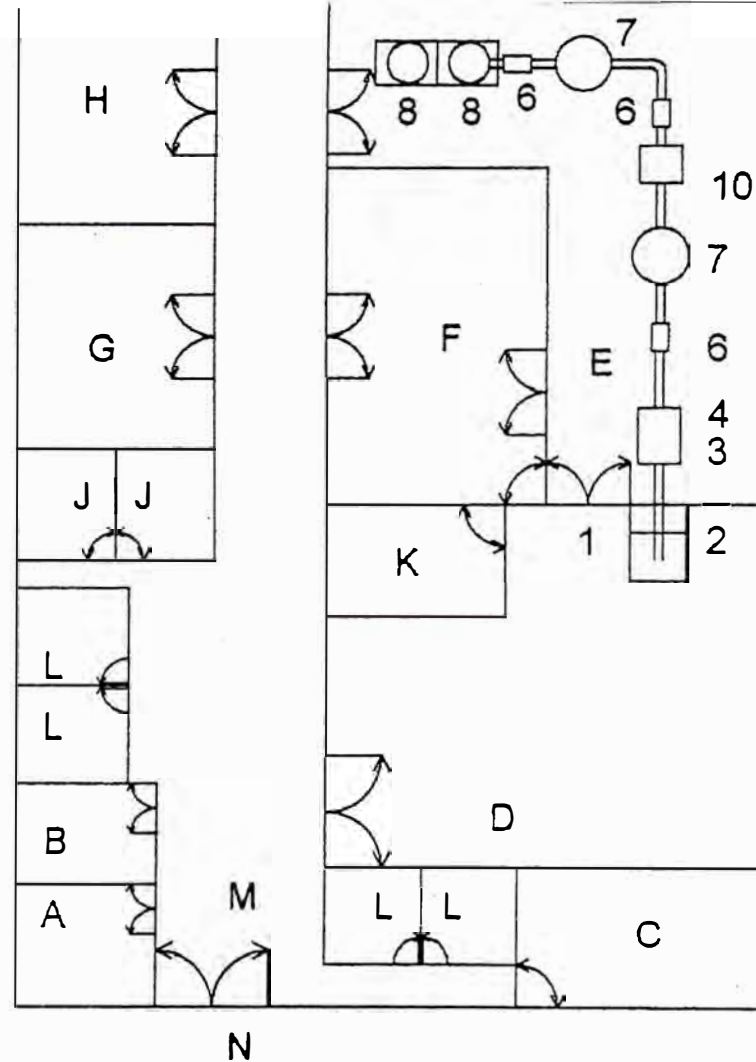
ALMACENAMIENTO

- Evitar posibles contaminaciones.
- Prevenir la infestación de plagas.
- Reducir al mínimo los daños.
- Que NO desarrollen mohos.
- Protegerlo de la humedad.

DIAGRAMA DE PROCESO DE ELABORACIÓN DE POLVO DE TARA PARA UNA
PRODUCCIÓN DE 500 Kg/H



- A: GERENCIA
- B: SECRETARIA
- C: AUDITORIO
- D: PATIO DE RECEPCION
MATERIA PRIMA
- E: ZONA DE PROCESO POLVO
DE TARA
- F: ZONA DE PROCESO
GOMA DE TARA
- G: ALMACEN GOMA DE TARA
- H: ALMACEN POLVO DE TARA
- J: DUCHAS - VESIBULO
- K: TALLER
- L: SERVICIOS HIGIENICOS
- M: ZONA DE ACCESO
- N: INGRESO DEL EXTERIOR



- 1: TOLVA DE ALIMENTACION
- 2: GUSANO HELICOIDE
- 3: DOSIFICADOR ROTATORIO
- 4: TROMEL-TRILLADOR
- 5: CLASIFICADOR MAGNETICO
- 6: VENTILADOR CENTRIFUGO
- 7: CICLON NEUMATICO
- 8: FILTRO DE MANGAS
- 9: ACOUPLE ENTRE
MOLINO Y VENTILADOR
- 10: MOLINO DE MARTILLOS

DIAGRAMA DE DISPOSICION DE PLANTA

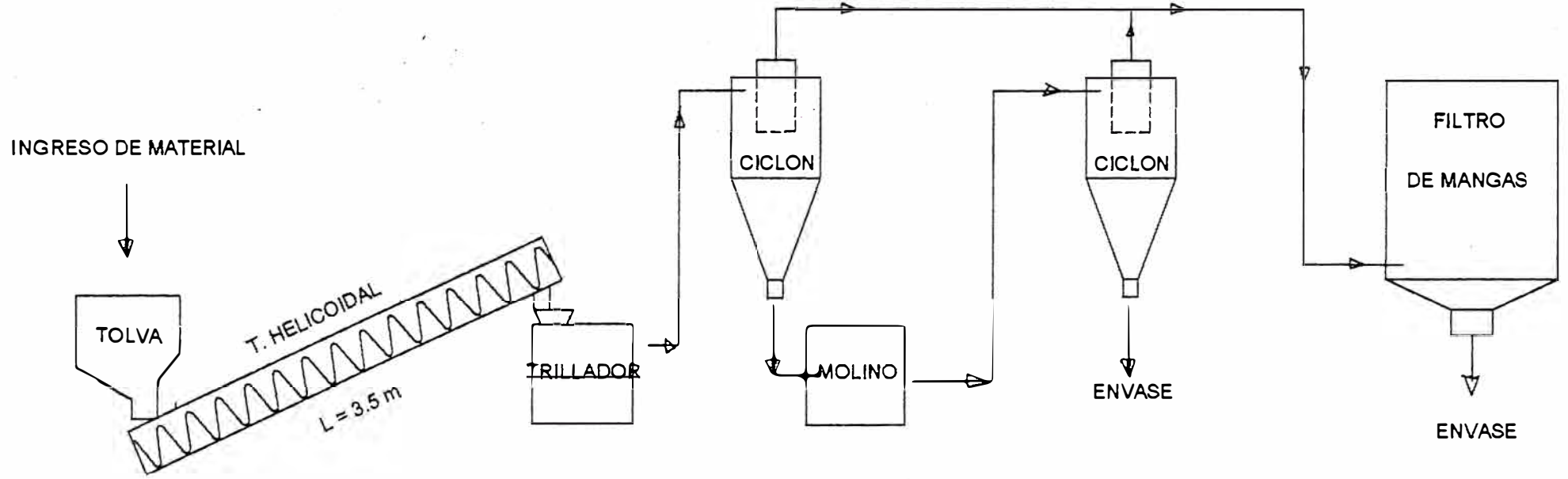


DIAGRAMA DE FLUJO

3.2 SELECCIÓN Y DISEÑO DE EQUIPOS.

3.2.1 Selección del Transportador Helicoidal.

Según lo indicado en los diagramas de proceso y disposición de planta, se conduce la vaina desde la tolva de almacenamiento hasta la tolva de alimentación de la trilladora mediante un transportador helicoidal.

Para el diseño del gusano transportador seguiremos el procedimiento señalado por el manual de **LINK BELT**.

A continuación transcribimos las indicaciones dadas por este manual bajo el título *COMO SELECCIONAR UN TRANSPORTADOR HELICOIDAL*

Considerando los siguientes factores cuando seleccione un transportador helicoidal horizontal:

1. Especificar y caracterizar el material a transportar, tales como: tamaño, fluidez, grado de abrasión, etc.
2. Peso específico del material en libras por pie cúbico.
3. Máxima capacidad de operación en pie cúbico por hora.
4. Máximo tamaño de grano del material en pulgadas, tamaño promedio del material y porcentaje del grano en volumen total.
5. Longitud del transportador en pies.

A partir de esta información, seguir los siguientes pasos:

- ***Establecer la clase del material.*** Recurrir a la tabla 1, página 282, y buscar la clase de material y peso del material a transportar. En el caso de tratarse de un material especial que no está listado considere uno de la lista con características similares o determine la clasificación usando la *Tabla 1* página 563.

- ***Determinar el tamaño del transportador helicoidal.*** Conociendo la clase de material, granulometría, y capacidad requerida, referirse a la *Tabla 2* y determinar el diámetro del gusano con base al tamaño de grano o en la capacidad a la velocidad máxima recomendada, las que regirán siempre.
- ***Determinar la velocidad del gusano transportador.*** Con el diámetro del helicoides obtenido de la tabla a, obtener la capacidad en una revolución por minuto. Calcular la velocidad final del gusano transportador por simple división de la capacidad requerida entre la capacidad en una revolución.
- ***Determinar las especificaciones de los componentes.*** Utilizando la clasificación del material, peso del material y diámetro del gusano, referirse a la *Tabla 3* y determine las especificaciones del grupo de componentes y los diámetros de los acoples requeridos para la longitud actual del transportador. Chumaceras, rodamientos para los ejes, colgadores, etc; son elementos mecánicos de uso común para condiciones de operación normal donde la lubricación es permisible. Aceite impregnado madera asientos de ejes y colgadores son usados donde la contaminación del material puede evitarse. El bronce para los asientos de ejes y colgadores se recomienda donde la temperatura es sofocante o así lo prefiere el cliente.

Conociendo el grupo de accesorios, diámetro del gusano, de los acoples; referirse a la *Tabla 4* para la especificación de esos componentes y determine el tipo de asientos de ejes, acoples, gusano, espesores de canoa y cubiertas. Varios tipos de fabricación de sujetadores, tapas, y canoas se mostraron en páginas anteriores del manual.

Cuando el eje motriz, ejes extremos y acoples operan sobre rodamientos de bolas, el torque de arranque es reducido y la eficiencia global del transportador se incrementa.

3.2.2 Diseño del Transportador Helicoidal.

Consideraciones para el diseño del transportador helicoidal

- ❖ Para transportar la vaina de tara que se encuentra a temperatura ambiente, se utilizará velocidades medianas de rotación en el rango de 30 a 50 rpm en el eje del transportador helicoidal.
- ❖ El transportador helicoidal tiene una inclinación de 30°
- ❖ El movimiento giratorio del eje será transmitido por un motorreductor a través de una transmisión por cadena.
- ❖ Tanto para el eje, helicoide, canoa, tapas se utilizará acero inoxidable AISI 314.
- ❖ El transportador llevará una tapa protectora en la parte superior, tanto para resguardarlo del polvo como para evitar su derrame debido a la inclinación.

Características de la vaina.

En el proceso de producción de harina de tara, el material a su salida del almacén la vaina tiene una forma alargada de sección elíptica achatada.

Para poder clasificar el material nos remitimos a la página 563 del manual de la *LINK BELT* que trata de la clasificación de materiales; y de la cuál transcribimos (traducido al español) de la *Tabla 1*

TABLA N°1

CLASIFICACION DE ACUERDO A CARACTERÍSTICAS DE MATERIAL

	CARACTERISTICADEL MATERIAL	CLASE
TAMAÑO	Muy fina malla 100 o más	A
	Fina malla 1/8" o menos	B
	Granular 1/2" o menos	C
	Terrones sobre 1/2"	D
	Irregular forma fibrosa, filamentos o parecido	H
FLUIDEZ	Alto grado de fluidez (ángulo de reposo > 30°)	1
	De libre fluidez (ángulo de reposo entre 30 y 45°)	2
	Pesado (ángulo de reposo > 45°)	3
ABRASION	No abrasivo	6
	Medianamente abrasivo	7
	Muy abrasivo	8
OTRAS CARACTE RISTICAS	Contaminante	K
	Higroscópico	L
	Altamente corrosivo	N
	Medianamente corrosivo	P
	Genera polvos o humos perjudiciales a la vida	R
	Contiene polvos explosivos	S
	Degradable	T

	Muy brillante y esponjoso (suave)	W
	Entrelazable o resiste a desenredarse	X
	Ventilable y convertirse en flujo	Y
	Compactable a presión	Z

El ángulo de reposo es el que forma el material apilado libremente con respecto a la horizontal; la vaina de la tara tiene un ángulo de reposo de 40°.

Datos para el diseño:

Como se vio en el Capítulo II acápite 2.2 en partes principales de los frutos la semilla representa aproximadamente el 34% del peso total del fruto, pero al final del proceso la producción será de 500 Kg/H de polvo de Tara sin semilla por lo que el flujo de ingreso será de: 757.6 Kg/H

- Flujo de masa a transportar : $m = 757.6 \text{ Kg/hr} = 1666.72 \text{ Lb/H}$

- Longitud del transportador (L): $L = 3.5 \text{ m} = 11.483 \text{ pie}$

- Inclinación del transportador (β) $\beta = 30^\circ$

- Peso específico del material (γ) $\gamma = 300 \text{ Kg/m}^3$

$$\gamma = 0.300 \text{ Ton/m}^3 = 18.27 \text{ lb/pie}^3 \approx 18.27 \text{ Lb/pie}^3$$

- Capacidad a transportar: C (pie³/H)

$$C = \frac{Q}{\gamma} \Rightarrow C = \frac{1666.72}{18.27} = 91.227 \approx 91.23 \text{ pie}^3 / \text{H}$$

La siguiente figura muestra la ubicación del transportador helicoidal con sus respectivas dimensiones de longitud así como la ubicación del trillador.

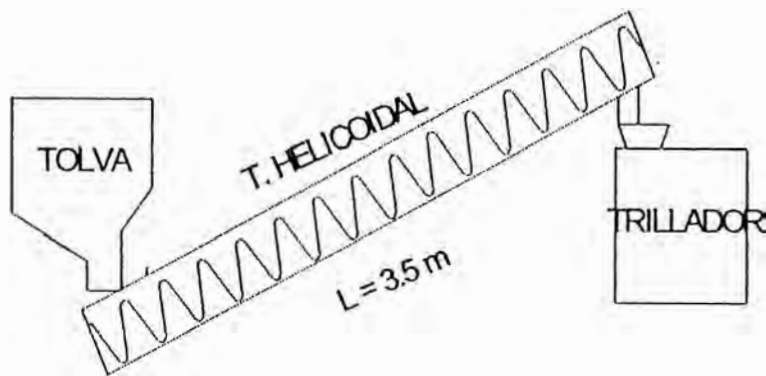


Figura 4.1 Transportador helicoidal, ubicado entre la tolva de alimentación y el trillador clasificador.

En seguida determinamos la clase a la que pertenece el material a transportar:

- Tamaño: sobre $\frac{1}{2}$ " \Rightarrow H
- Fluidez: ángulo de reposo menor a 45° \Rightarrow 3
- Abrasión: medianamente abrasivo \Rightarrow 7
- Otras características: suave, esponjoso \Rightarrow W

Por lo tanto, el material pertenece a la clase $H\ 37\ W$

Como tenemos un transportador inclinado, debemos tomar en cuenta la eficiencia del transportador según el grado de inclinación.

TABLA N°2

EFICIENCIA VOLUMÉTRICA CON ANGULO DE INCLINACION

INCLINACIÓN (°)	0	10	15	20	25	30	35
η (Volumétrico)	1.00	0.90	0.74	0.55	0.42	0.30	0.22

Para nuestro caso la inclinación del transportador helicoidal es de 30°; lo que nos da una eficiencia volumétrica del 30 % = 0.3.

Luego, la capacidad de diseño se transforma en:

$$C_{\text{diseño}} = C_d = \frac{91.23}{0.3} = 304.10 \text{ pie}^3 / \text{hr}$$

Para nuestro cálculo consideramos $C_d = 304.10 \text{ pie}^3 / \text{hr}$

En el manual de LINK BELT, Tabla 2 con H37, se determina el coeficiente de llenado que es igual a 30 %; y con la capacidad de diseño que es de 304 pie^3 / hr , hallamos un transportador helicoidal que satisface y es de 1410 pie^3 / hr . El diámetro de hélice es de 18", también la capacidad por cada RPM es de 45.4 pie^3 / hr ; y la velocidad máxima recomendada es de 40 RPM.

Sintetizando se tiene:

- Diámetro de hélice $D = 18''$
- Capacidad en 1 RPM: $C_u = 45.4 \text{ pie}^3/\text{hr}$
- Velocidad máxima recomendada $n_{\text{max}} = 40 \text{ RPM}$
- Coeficiente de llenado: $\lambda = 30 \%$

3.2.3 Dimensionamiento de los Discos para Fabricar las Hélices.

Consideramos rosca a derecha

- P : paso de la hélice.
- D : diámetro.
- d : diámetro del eje.
- H : altura de la hélice.

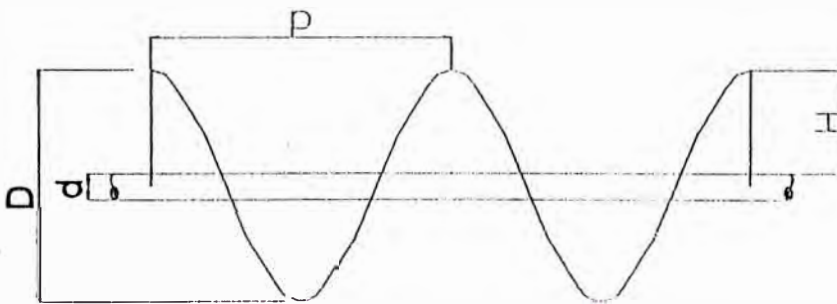


Figura 3.2.3.a Dimensiones características de la hélice.

desarrollando la hélice

NOTA: Tener en cuenta lo siguiente para el diseño:

- Para transportadores horizontales se debe de considerar el paso igual al diámetro de hélice: $p = D$

- Para transportadores inclinados se debe de considerar según el ángulo, el paso en un rango de 0.5 a 0.75 del diámetro de la hélice.

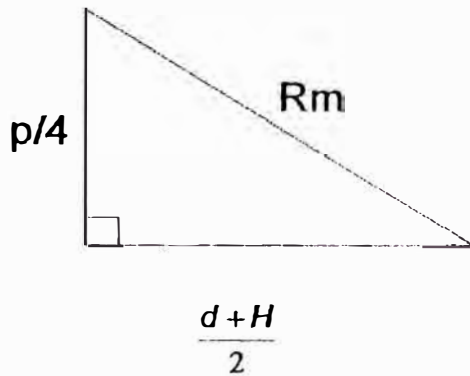


Figura 3.2.3.b Desarrollo de hélice.

De la figura 3.2.3.b, se tiene:

$$R_m = \sqrt{\left(\frac{p}{4}\right)^2 + \left(\frac{d+H}{2}\right)^2} \quad (3.2.3.a)$$

Las dimensiones características del disco cumplen la relación:

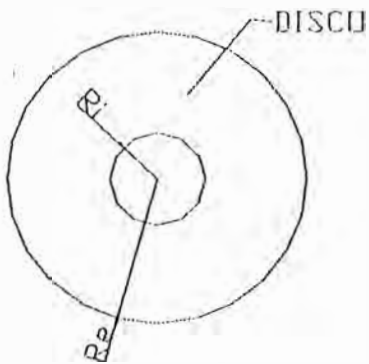


Figura 3.2.3

$$R_e = R_m + \frac{H}{2} \quad (3.2.3.b)$$

$$R_j = R_m - \frac{H}{2} \quad (3.2.3.c)$$

3.2.4 Potencia Requerida en el Eje del Transportador Helicoidal.

Utilizaremos el método del manual de LINK BELT.

Cálculo de la potencia requerida. La siguiente fórmula nos da la potencia:

$$H = A G \quad (3.2.4.a)$$

Donde H = potencia en el eje del gusano.

$$A = \text{potencia equivalente} = \frac{C L K}{1,000,000} \quad (3.2.4.b)$$

C = capacidad en pie cúbico por hora.

L = longitud del transportador.

K = factor de potencia de la Tabla 3.pag.

G = 1.0 cuando $A = 5.0$ o más. Cuando $A < 5$, obtener valor de G de la Tabla 5.

Con la potencia y la velocidad del eje motriz conocidas, referirse a las páginas 276 – 277, para arreglos típicos de gusanos transportadores.

La potencia del motor se obtiene considerando la eficiencia de la transmisión.

Cálculo de la velocidad de operación:

$$n = \frac{C_d}{C_u} \quad (3.2.4.c)$$

Reemplazando valores en (3.2.4.c)

$$n = \frac{304.1}{45.4} = 6.7 \text{ RPM}$$

El porcentaje de máxima velocidad recomendada será:

$$\% H_{\max} = \frac{6.7}{40} \times 100 = 16.75 \%$$

En instalaciones harineras es común utilizar transportadores helicoidales con velocidades de 30 a 50 RPM.

Por lo tanto aquí utilizaremos $n = 30$ RPM

De la fórmula (3.2.4.a)

$$H = A G$$

Primero calculamos la potencia equivalente "A"

$$A = \frac{C L K}{10^6} \quad (3.2.4.d)$$

$C = C_d$ (capacidad de diseño en pie cúbico por hora)

L = longitud del transportador

K = factor de potencia de la *Tabla 3* de Link Belt.

Para hallar el valor de K , se ingresa con la clase de material H37, el peso específico ($\gamma = 18.27 \text{ Lb/pe}^3$) y el diámetro del gusano ($D = 18''$), obtenemos el valor de $K = 69$

Reemplazando en la ecuación (3.2.4.d) :

$$A = \frac{304.1 \times 23.622 \times 69}{10^6} = 0.498 \text{ HP}$$

Siendo este valor de A menor que 0.5, recurrimos a la tabla 5 con el porcentaje de máxima velocidad recomendada de 26 % y obtenemos $G = 1.53$

Por lo tanto la potencia:

$$H = A G \Rightarrow H = 0.498 \times 1.53 = 0.762 \text{ HP}$$

En nuestro caso el transportador es inclinado, por lo que debemos adicionar la potencia de elevación al valor calculado:

$$P_{ELEV} = m g h \quad (3.24.e)$$

donde h es la altura de elevación

reemplazando valores:

$$P_{ELEV} = \frac{1666.72}{3600} \times 32.2 \times \left(\frac{3500}{25.4 \times 12} \text{SEN} 30^\circ \right) \times \frac{1}{550} = 0.13 \text{ HP}$$

Por lo tanto, la potencia total es

$$\text{Pot} = 0.915 + 0.13 = 1.045 \text{ HP}$$

Tenemos entonces para el gusano transportador :

- $\text{Pot}_{EJE} = 1.4 \text{ hp}$
- $n = 30 \text{ RPM}$
- $D = 18''$ (diámetro de la hélice)
- $L = 3.5 \text{ m}$ (longitud del transportador)
- $\beta = 30^\circ$ (ángulo de elevación)
- $p = 0.75 D = 13 \frac{1}{2}''$ (paso del transportador)

Selección del Motorreductor.

Para la operación del transportador, es conveniente utilizar un sistema de transmisión de potencia, ya que no es recomendable suministrar la potencia directamente al eje del transportador. El sistema de transmisión por cadena de rodillos es el apropiado para los transportadores helicoidales que giran a bajas

velocidades de rotación; y además la cadena de rodillos tiene un tiempo de duración prolongado a condición de realizarle un buen mantenimiento con grasa lubricante.

Por lo tanto, para seleccionar el motorreductor se debe considerar las pérdidas de potencia en la transmisión desde el motor hasta el eje del transportador:

$$\eta = \eta_c^2 \eta_r \eta_t \quad (3.2.4.f)$$

donde

- η : eficiencia total

- η_c : eficiencia en los rodamientos de apoyo ($\eta_c = 0.96$)

como se tiene dos rodamientos, uno en cada extremo del eje del transportador, se elevará al cuadrado

- η_r = eficiencia del reductor ($\eta_r = 0.75$)

- η_t = eficiencia en la cadena de rodillos ($\eta_t = 0.94$)

Sustituyendo valores para calcular la eficiencia η

$$\eta = 0.96^2 \times 0.75 \times 0.94 = 0.676$$

Luego, con este resultado tenemos para la potencia del motor:

$$\Rightarrow P_{MOTOR} = \frac{1.34}{0.676} = 1.98 \text{ HP}$$

$$\Rightarrow P_{MOTOR} = 2 \text{ HP}$$

Con esta potencia seleccionamos el motorreductor. En nuestro medio se comercializan marcas importadas como SEW, SUMITOMO entre otras; sin embargo en apoyo a nuestra industria, el motorreductor que consideramos

para operar el gusano, es de fabricación nacional marca ELECTROVARA.

Las especificaciones técnicas son las siguientes:

-Voltaje de operación	380 Voltios
-Potencia	2 HP
-R.P.M	30

3.2.5 Sistema de transmisión del transportador helicoidal.

Seleccionado nuestro motorreductor, debemos completar el sistema de transmisión que dará una velocidad de giro de 30 rpm en el eje del gusano.

Es típico utilizar una transmisión de cadena. Las características básicas de las transmisiones de cadena son una relación de velocidad constante (puesto que no hay deslizamiento ni distensión), larga duración o vida útil, y la aptitud de impulsar varios ejes desde una misma fuente de potencia.

- VELOCIDAD DEL PIÑÓN (n_p)

$$n_p = \frac{N_{motor}}{Reduccion} = \frac{1800}{15} = 120 \text{ RPM}$$

Con este valor, la relación de transmisión de la cadena es de.

$$m_g = \frac{120}{30} = 4$$

Número de dientes

Aunque se considera deseable un gran número de dientes en una rueda impulsora, en el caso usual es ventajoso una rueda catarina lo mas pequeña posible, y esto requiere una rueda con pocos dientes. En el caso de una operación uniforme a velocidades moderadas y altas se considera una buena práctica usar una rueda impulsora con por lo menos 17 dientes; 19 o 21 darán, desde luego, una expectativa mejor de vida útil con menor ruido de la cadena.

Asumiendo $Z_1 = 17$ (número de dientes del piñón), tenemos para el número de dientes de la catarina Z_2 :

$$Z_2 = Z_1 m_g = 17 \times 3 = 51$$

Potencia Nominal equivalente: HP_e

Consideramos, según la Tabla 17-11 del Factor de servicio K_s para transmisiones de cadena del libro “Diseño en Ingeniería Mecánica” de Shigley-Mishke: $K_s = 1$

Por lo tanto $HP_e = 2 \text{ HP}$

Tipo de cadena a utilizar:

Recurriendo a la Tabla 17-14 del mismo libro, para 2 HP y 120 RPM se obtiene: tipo de cadena ANSI 60 A con lubricación manual o por goteo.

Cálculo de la Rueda Dentada.

d_p : diámetro del piñón; D_c : diámetro de la catalina.

$$D_c = \frac{p}{\text{sen}(180/Z_2)}$$

De la tabla 17-13, el paso de la cadena ANSI 60 A es de $\frac{3}{4}$ "

$$D_c = \frac{0.75}{\text{sen}\left(\frac{180}{51}\right)} 12.18'' \approx$$

en forma similar, para el diámetro del piñón, $d_p = \frac{0.75}{\text{sen}\left(\frac{180}{17}\right)} = 4.08''$

Velocidad de la cadena (V)

Para la velocidad tenemos la ecuación:

$$V = \frac{\pi d_p n_p}{12} = \frac{\pi \times 4.08 \times 120}{12} = 128.177 \text{ pie/min}$$

$$V = 0.651 \text{ m/s}$$

Longitud de la cadena

La longitud de una cadena debe determinarse en función del número de pasos.

Es preferible que el número sea par; de otro modo necesitaría un eslabón de compensación.

De acuerdo a recomendaciones de la pág. 775 del texto de Shigley – Mishke, la distancia entre centros de mejor opción está en el rango de 30 a 50 pasos.

Tenemos entonces: $C = 30 \times 0.75 = 22.5 \text{ pulg} = 571.5 \text{ mm}$

La longitud aproximada de la cadena será:

$$L_c = 2xC + 0.53(Z_1 + Z_2) =$$

$$L_c = 2 \times 22.5 + 0.53(17 + 51) = 81 \text{ pulgadas unos } 108 \text{ pasos}$$

Ejes, Hélice, cubierta canoa, Tapa, tapas extremas.

El manual de la Link belt, en su Tabla 4 adjunto en el anexo 2, recomienda usar diámetro del eje de 3". Este valor está sobredimensionado para nuestra potencia y la liviandad del material; y además eleva los costos de los accesorios como chumaceras, colgantes, etc. Si embargo las características constructivas no permiten reducir significativamente este valor, por lo que usaremos un diámetro de 2" en el eje.

El tubo de 2" Sch 40 tiene un diámetro exterior de 2.375 pulgadas y 0.154 pulg. de espesor de pared, lo que nos da un diámetro de 2" para el eje.

En cuanto al espesor de la plancha para la hélice, también obviaremos el cálculo por las mismas razones ya mencionadas; y recurrimos a la experiencia del Ingeniero asesor de este trabajo, quien sugiere un espesor de 1/8", por cuanto el material a transportar no es abrasivo y el acero AISI 304 ya es

resistente a la corrosión, que dicho sea de paso, es muy bajo en nuestra sierra andina. Este espesor es cómodo de trabajar además de ser económico en su costo.

Calcularemos el desarrollo de la hélice según las ecuaciones (3.2.3.a), (3.2.3.b) y (3.2.3.c)

Datos: $D = 16'' = 406.4$ $d = 2 \frac{3}{8}'' = 60.325$ mm $p = 304.8$ mm

De la figura (3.2.3.a) tenemos:

$$H = \frac{D-d}{2} = \frac{406.4 - 60.325}{2} = 173.04 \text{ mm}$$

De la ecuación (3.2.3.a) :

$$R_m = \sqrt{\left(\frac{304.8}{4}\right)^2 + \left(\frac{60.325 + 173.04}{2}\right)^2} = 139.36 \text{ mm}$$

Luego, los radios interior y exterior:

$$Re = 139.36 + \frac{173.04}{2} = 225.88 \text{ mm} \Rightarrow D' = 2 \times Re = 451.76 \text{ mm}$$

$$Ri = 139.36 - \frac{173.04}{2} = 52.84 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow d' = 2 \times Ri = 105.68 \text{ mm}$$

el espesor del disco, como se indicara: $t = 1/8'' = 3.175$ mm

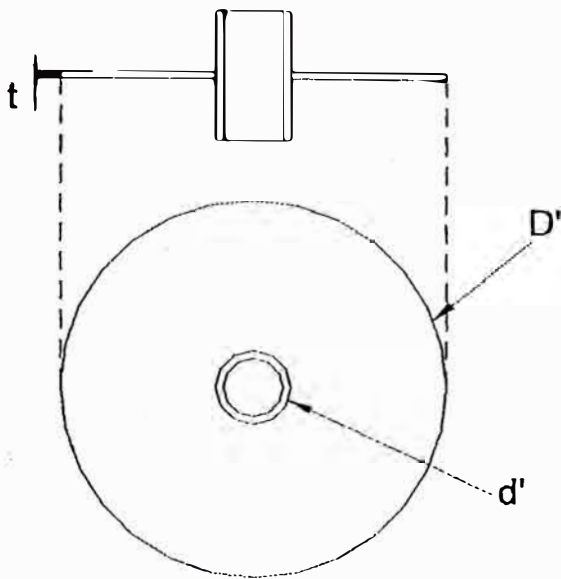


Figura 3.2.7.a

Peso del eje.

Quedo establecido que vamos a utilizar un eje tubular $\text{Ø } 2''$ Sch 40, cuyo peso, del manual de tuberías de SANDVIK es de 5.53 kg/m. Según este dato, el peso total del eje es: $W_{\text{eje}} = 5.53 \times 3.5 = 18.25 \text{ Kg}$

Número de hélices y peso:

$$N^{\circ}_{\text{PASOS}} = \frac{L}{p} = \frac{3500}{304.8} = 11.5 \Rightarrow N^{\circ}_{\text{PASOS}} = 12 \text{ pasos}$$

La cantidad de discos para las hélices será:

$$N^{\circ}_{\text{DISCOS}} = n^{\circ}_{\text{PASOS}} \times 2 \Rightarrow N^{\circ}_{\text{DISCOS}} = 24$$

Para el acero AISI 304 la plancha de 1/8" tiene un peso de 25.4 Kg/m²

Luego, el peso total de los 24 discos será:

El peso individual de cada disco:

$$W_{DISCO} = \left[25.4 \left(\frac{\pi}{4} \times (D'^2 - d'^2) \right) \right] \Rightarrow W_{DISCO} = \left[(25.4 \times (0.45176^2 - 0.10568^2)) \right]$$

$$W_{DISCO} = 3.85 \text{ Kg}$$

Lo que da un peso total para los 24 discos: $W_{T \times \text{Discos}} = 24 \times 3.85 = 92.40 \text{ Kg}$.

Consideraciones a tener en cuenta para la selección del eje.

Para la selección del eje se deberá tener en cuenta las cargas de todos los elementos: catarina, cadena, peso propio, peso de las hélices, peso del material, pendiente del gusano, tipos de apoyo, etc. El cálculo debe considerar tanto el efecto de flexión de las cargas transversales como de torsión debido a la transmisión de potencia.

Selección de Rodamientos y Chumaceras.

Del manual de la SKF seleccionamos las chumaceras con sus respectivos rodamientos para un eje de las siguientes características:

- Longitud total del eje 3.5 metros de eje tubular.

- Diámetro exterior de 2”.
- En la parte media del eje tiene un colgante para evitar flexión del mismo.
- Las cargas axiales y radiales a que está sometido el eje no son de consideración por lo que las reacciones en los apoyos tampoco son de consideración.
- La selección de chumaceras de la serie SY 5, o tapas con rodamientos de la serie FY 5, se hace siguiendo disposiciones simples y económicas.
- De acuerdo a la geometría del transportador helicoidal seleccionamos las tapas de los extremos que puede ser del tipo de soporte FY 5, FYBT 5, que se adaptan a este tipo transportador.
- De acuerdo a las tablas del manual SKF página 373 elegimos Rodamientos Y con prisioneros de fijación, con un diámetro $d=45$ mm la designación del rodamiento es 630309 BA
- La codificación completa del soporte y rodamiento es como sigue:
Serie FY-TB con rodamiento 630309 BA., los que serán colocados en el extremo superior y el extremo inferior, en la parte central se colocará una bocina de bronce grafitado que estará en contacto con el colgante del transportador helicoidal.

3.3 TROMEL – CLASIFICADOR Y TRILLADOR

3.3.1 Consideraciones Preliminares:

El trillado es la operación de separar el grano de la vaina. Este proceso se realiza manualmente o en forma mecanizada. En el caso del proceso mecanizado se implementan en el equipo otras operaciones adicionales que permiten optimizar el proceso de trillado.

Trilla manual

En muchos lugares del mundo la operación de trilla se realiza en forma manual de la siguiente manera:

- El material a trillar es recolectada en forma manual y colocada sobre el terreno, en un área circular y plana.
- Para la trilla se utilizan animales de carga para que caminen (atropellen) sobre dicho material, cuando la cantidad a trillar es relativamente grande; o se golpea con varillas los montones de vainas, para cantidades menores. Ambas operaciones permiten la separación del grano de la vaina.
- Terminada la operación anterior, el personal lanza la vaina hacia arriba de manera que una corriente de aire complete la operación de separar el grano de la vaina trozada. Esta operación se realiza de preferencia en el momento de mayor viento en la zona, que ayude a separar las partes.

Trilla Mecanizada

En este tipo de trilla, se utilizan equipos mecánicos para la separación del grano de la vaina (o paja), que aumentan la capacidad de trilla y además

optimizan el proceso. Estos equipos permiten realizar la operación de separación del grano de la paja y adicionalmente realizan operaciones complementarias como limpieza del grano, almacenamiento del grano y facilitar su posterior tratamiento.

Es uno de los componentes de la planta cuya función es la de reducir el tamaño de partícula del tamaño original a uno menor y a la vez que separa la semilla de la protección que envuelve a ésta que lo llamaremos fibra por ser de consistencia dura y elástica.

Comenzaremos por decir que no existe ninguna teoría matemática aplicable a este tipo de máquina por lo que se emplearán fórmulas también empíricas que son utilizadas para el diseño de molinos rotatorios, ya que la semejanza y geometrías lo permiten.

Desde el punto de vista de la introducción de los productos en el trillador pueden ser de dos maneras:

- Equipos de alimentación central.
- Equipos de alimentación periférica.

3.3.2 Objetivo.

1. Separar la semilla de la vaina,
2. No maltratar ni romper la semilla para no contaminar el resto con materias extrañas, ya que lo que se busca es únicamente polvo y fibras.
3. Aprovechar al máximo la disposición de los elementos para ahorrar energía.
4. Clasificar las semillas por tamaños para su posterior tratamiento.
5. Para clasificar las semillas emplearemos un tromel.
6. Que sea una máquina económica y eficiente.

7. Que sea parte de la planta pero con funcionamiento independiente.

3.3.3 Tromel (Tamiz Centrifugo).

El tamiz consiste en un cilindro horizontal, (metálico ó plástico), en este caso es metálico, los sólidos se impelen sobre un eje central por palas helicoidales en este caso son aspas metálicas rectas que también sirven como trituradores de las vainas, en este caso el eje central tiene una inclinación regulable para calibrar la velocidad de paso por el tromel.

Las semillas son separadas del resto de las vainas por medio de la rotación del eje con aspas que caen al tamiz por su propio peso y son clasificadas en el tamiz en tres tamaños (chico, mediano y grande), haciéndolos pasar por unos agujeros de tamaños apropiados hechos en las planchas, el material mas liviano es succionado por la parte central del otro extremo del tromel colocando un ventilador centrifugo, y , por la parte de la descarga es enviado a un ciclón clasificador.

En este tipo de tromel se aprovecha el principio llamado de estratificación en el cual las partículas mas finas se posan en la parte inferior del depósito seguido de las medianas y grandes, motivo por el que se colocan tamices de diferentes dimensiones de agujeros.

La razón por la que se reducen los diámetros en la plancha, a medida que las semillas avanzan por el tromel es que una parte pasa por los agujeros del primer clasificador, luego por el segundo clasificador va quedando otra parte y pasan las partículas mas gruesas a la tercera parte del tromel reduciéndose el volumen que ocupan.

3.3.4 Dimensiones del Tromel.

Como ya se dijo anteriormente sólo existen fórmulas empíricas y recomendaciones de fabricantes , las que serán usadas para el diseño del tromel.

1. Las relaciones de largo (L) y diámetro (D) están en la relación $L/D = 1$ ó $L/D=1.5$
2. Para ayudar al paso del material por el tromel se recomienda un ángulo de inclinación del 10 al 20%
3. Las dimensiones del diámetro son recomendadas en los rangos de 60 y 270 centímetros, teniendo en cuenta la densidad y el volumen del material.

Elegimos $L/D=1$ o lo que es lo mismo $L=D$.(Anexo 3 Manual del Ingernero Mecánico tabla 23)

Como el material a clasificar tiene una densidad de 293.33 Kg/ m^3 . se elige un diámetro de 80 centímetros o 0.8 metros, los otros diámetros se eligen de 0.60 m. Y de 0.50 m.

Como el trabajo realizado es una cantidad determinada, el consumo de energía también lo es. Los fabricantes recomiendan el empleo de tamaños de motor que se determinan por extrapolación; en la siguiente ecuación se resume una aproximación de este tipo:

$$P = \frac{d(246 + \pi d)}{473} \quad (3.3.4.a)$$

P : Potencia en C.V/ton.

d: Diámetro en metros.

l : Longitud en metros.

Equipos de Molienda y Clasificación (Luis Fueyo)

Manual del Ingeniero Mecánico (Maks)

$$P_T = P_A + P_B + P_C \quad (3.3.4.b)$$

Reemplazando los datos de l y d en la fórmula (3.3.4.a), y luego sumando para hallar la potencia total P_T . según la fórmula (3.3.4.b)

$$P_T = \frac{0.70(246 + \pi \times 0.70)}{473} + \frac{0.60(246 + \pi \times 0.60)}{473} + \frac{0.50(246 + \pi \times 0.50)}{473} = 0.9320$$

CV/Tn

La potencia para accionar el tromel será de 0.9320 CV/Tn que multiplicando por el número de toneladas por hora nos resulta $0.9320 \times 0.5 = 0.466 \text{ CV}$ que para este caso elegimos de 1HP, luego asumiendo una eficiencia mecánica del 80% resulta 1.25 H.P , para seleccionar el motor eléctrico se tiene en cuenta la eficiencia de transmisión de 80% entonces la potencia al eje del motor eléctrico será de 1.56 HP , se selecciona un motoreductor eléctrico de 2 HP.cuya velocidad de salida es de 53 RPM.y es reducida a 5 RPM en el sistema de transmisión.

Sistema de transmisión de Potencia : Para este tipo trabajos el sistema más indicado es el de transmisión de potencia por cadenas , que tendrá una

velocidad de rotación de 5 RPM cuyos detalles se indican en el anexo 3 y en los planos de detalle.

3.3.5 Diseño del Trillador.

La fragmentación por impacto permite resolver toda una gama de operaciones, desde el machaqueo primario hasta la molienda ultrafina, tanto en materias secas como húmedas, blandas, duras, fibrosas, elásticas, etc.

Si asumimos una semejanza con el molino de martillos y empleando las mismas fórmulas empíricas se tiene lo siguiente:

Tiempo de paso entre dos aspas:

$$T = \frac{60(\pi D - NE)}{\pi D n N} \quad (3.3.5a)$$

$$V = \frac{R}{T} = \frac{R\pi D n N}{60(\pi D - NE)} \quad (3.3.5.b)$$

$$H = \frac{V^2}{2g} = \frac{(R\pi D n N)^2}{3600(\pi D - NE)^2 (2g)} \quad (3.3.5.c)$$

Donde:

T : tiempo de paso entre las aspas en segundos.

D : diámetro exterior de la trayectoria de los percutores en metros.

N : número de hileras de percutores.

E : espesor de percutores en metros.

nrev/min.

R :radio en metros.

Sin embargo existen unas velocidades recomendadas por el texto “Equipos de molienda y clasificación, tecnología diseño y aplicación”, cuyo autor es Luis Fueyo, en el que dice:

“puede afirmarse que para ser eficaz la molienda por percusión centrífuga debe de utilizarse las velocidades de percusión mínimas siguientes.

- 6 m/s a 9 m/s para las machacadoras o molinos de caída libre.
- 15 m/s a 40 m/s para el machaqueo y molienda hasta 2mm.
- 40 m/s a 80 m/s para molienda hasta 100 micras.
- 80 m/s a 150 m/s para molienda ultrafina (hasta 5 micras).

Por lo que para nuestro caso elegiremos la segunda alternativa por ser la mas apropiada.

En el rango de <15m/s a 40 m/s> calculamos las rpm respectivas y hallamos la energía cinética y la potencia requerida en H.P.

$$V_r = \frac{w}{R} = \frac{2\pi N}{60} R$$

$$\Rightarrow \dots N = \frac{60V_r R}{2\pi} \quad (3.3.5.d)$$

$$E_c = \frac{1}{2} m V_r^2 \quad (3.3.5e)$$

3.3.6 Cálculo de la Masa a Procesar.

Teniendo en cuenta que en una vaina de Tara la semilla representa el 33% del peso total y es separada en el trillador, entonces para producir 500 Kg/h

de harina de Tara se necesita alimentar con 746.268 Kg/h , por minuto se necesita la cantidad de 12.438 Kg/min.

La densidad del material original (Tara en vaina) es de aproximadamente 293.33Kg/m³, que para este caso redondeamos a d=300 Kg/m³.

El volumen de la primera división del tromel es :

$$V = \frac{\pi D^2 L}{4} = \frac{\pi 0.70^2 \times 0.70}{4} = 0.27 m^3$$

Multiplicando la densidad por el volumen del tromel :

$$m = d \times V = 300 \times 0.27 = 81 \text{ Kg.}$$

Para que el trillador funcione sin atascamientos hacemos trabajar con el 30% del peso total que puede admitir, entonces el peso será $m' = 81 \times 0.30 = 24.3$ Kg. Si lo hacemos pasar esta cantidad en un minuto se tiene el flujo de masa 24.3Kg/min.

Entonces el rango de trabajo será de <12.44Kg/min – 24.3Kg/min>.

Eligiendo el punto promedio de masa :

$$m' = \frac{12.44 + 24.3}{2} = 18.3685 \approx 18.37 \text{ Kg/min.}$$

Por segundo $m' = 0.306 \text{ Kg/sg.}$

3.3.7 Cálculo de la Potencia

De la Ecuación (3.3.5.e) de la Energía Cinética tenemos:

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}m(\omega R)^2$$

$$E_c = \frac{1}{2}m\left(2\pi\frac{N}{60}R\right)^2 = \frac{1}{2}m\left[\frac{4\pi^2N^2R^2}{60^2}\right]$$

$$E_c = 0.005483mN^2R^2 \quad (\text{Kg-m/sg}^2\text{-m})$$

$$E_c = 0.0538mN^2R^2 \quad (\text{N-m}) \quad (3.3.7.a)$$

Aplicando la ecuación (3.3.7.a) para las tres divisiones del tromel y para vencer la inercia de la masa metálica del eje y de las aspas.

- La masa del producto a trillar en la división primera luego de pasar las pepas pasan a la segunda división con un porcentaje menos debido a que las semillas han pasado a la tolva a través del tromel. Este porcentaje se considera como un 30%, que también ocurre lo mismo en el tercer tromel.
- La masa total del producto a trillar se considera como 0.306 Kg/sg.
- Masa en la primera división 0.2142; masa en la segunda división 0.145; masa en la tercera división del tromel 0.105.
- La masa del eje y de las aspas con todos sus accesorios se considera como dos veces la masa del producto a trillar $m_{\text{eje}}=0.612$ Kg
- Las velocidades de rotación son las recomendadas por fabricantes y son tabuladas en el siguiente cuadro.

Para radios de 0.33 metros en la primera división del tromel,
 0.23 metros en la segunda división del tromel,
 0.13 metros en la tercera división del tromel.

E_{c1} :energía cinética en la primera división del tromel.

Ec_B :energía cinética en la segunda división del tromel.

Ec_C :energía cinética en la tercera división del tromel.

Ec_{eje-A} :energía cinética en la primera división del eje con sus aspas.

Ec_{eje-B} :energía cinética en la segunda división del eje con sus aspas.

Ec_{eje-C} :energía cinética en la tercera división del eje con sus aspas.

TABLA N°3

TABULACION DE LAS ENERGIAS CINÉTICAS EN EL MATERIAL Y EN EJE DEL
TRILLADOR

	Ec_A	Ec_B	Ec_C	Ec_{ejeA}	Ec_{ejeB}	Ec_{ejeC}	Ec_{TOTAL}
N(RPM)	RADIO: 0.33	RADIO: 0.23	RADIO: 0.13	RADIO: 0.33	RADIO: 0.23	RADIO: 0.13	$\sum Ec$
700	878.47	426.73	136.33	1,282.40	622.95	199.01	3,545.89
800	1,147.39	557.36	178.06	1,674.97	813.64	259.94	4,631.36
900	1,452.17	705.41	225.36	2,119.88	1,029.77	328.98	5,861.57
1000	1,792.80	870.88	278.22	2,617.13	1,271.32	406.15	7,236.50
1100	2,169.29	1,053.77	336.65	3,166.73	1,538.29	491.44	8,756.17

Se elige el recuadro de 1000 RPM que resultan 7,236.50 N-m
dividiendo entre 1 segundo se tiene 7,236.50 Watts ó lo que es lo mismo
7.2365 Kw que en HP resulta 9.70.HP., asumiendo una eficiencia mecánica

del 80% ya que el material de trabajo es corrosivo, trabaja con una inclinación de 10% , y tiene pocas áreas de engrase.

$$P_{TOTAL} = \frac{9.70}{0.80} = 12.12 \approx 12HP$$

Asumiendo una eficiencia de transmisión de 80% tenemos una potencia al eje del motor eléctrico de 15 HP.

Será accionado por un motor eléctrico con transmisión por cadena cuyas características se indican en el anexo 3 y detalles en los planos respectivos

Las características del motor eléctrico son como sigue:

Potencia de accionamiento	15 HP
Velocidad de giro	1175RPM, 6 polos, 60 Hz.
Voltaje de operación	380/440 volts.

Selección de Chumaceras y Rodamientos.

Eje : Se asume un eje de 3" de diámetro tubular de acero AISI 316 de acuerdo a las recomendaciones del Manual del Ingeniero Mecánico - Marks. La longitud del eje será de 2.25 metros..

$$S_y = 40,00PSI$$

$$S_u = 65,000PSI$$

La figura 3.3.7.a representa la disposición que se tendrá en el eje del trillador con sus respectivos elementos , para hacer el diagrama de cuerpo libre resumiendo las cargas que representan las aspas se tiene la figura 3.3.7.b

Consideraciones de fabricación del tromel

1. Para la fabricación del cilindro del tromel tenemos las medidas de longitud de cada cuerpo , que para nuestro caso son tres cuerpos, cuyo diámetro es igual a la longitud de cada cuerpo , para nuestro caso son tres cuerpos cuyos diámetros van disminuyendo.
2. Cada cuerpo de tromel tiene sus respectivos agujeros para el paso de las semillas los cuales varían en cada cuerpo siendo el primer cuerpo el de menor tamaño, el segundo cuerpo de tamaño intermedio, el del tercer cuerpo para un tamaño grande de semilla.
3. Para el primer cuerpo $L=D= 0.80$ m., diámetro de agujeros $1/4''$.
4. Para el primer cuerpo $L=D= 0.70$ m., diámetro de agujeros $5/16''$.
5. Para el primer cuerpo $L=D= 0.50$ m., diámetro de agujeros $3/8''$.

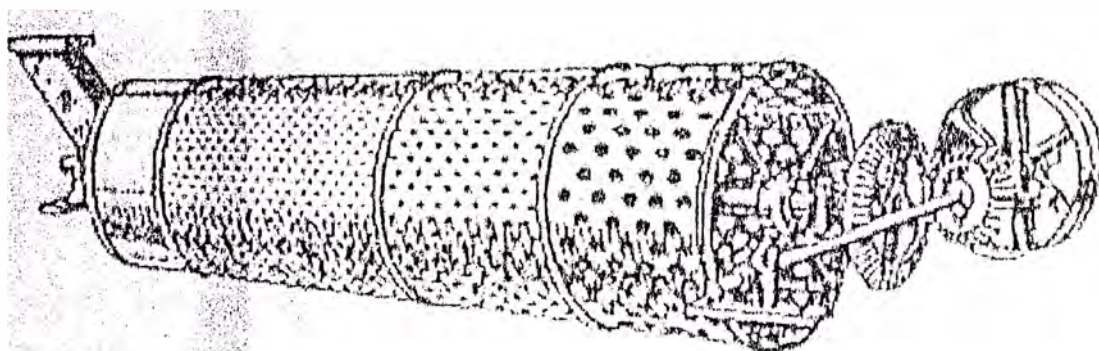


Fig. 28.—Tromel cónico

Diametro mm	500	700	800				
Longitud m	0,5	0,7	0,8				
Número de Secciones . .	1	1	1				
Rendimiento (Cribando gravas y gravillas). M3/h	0.75	0.75	0.75				

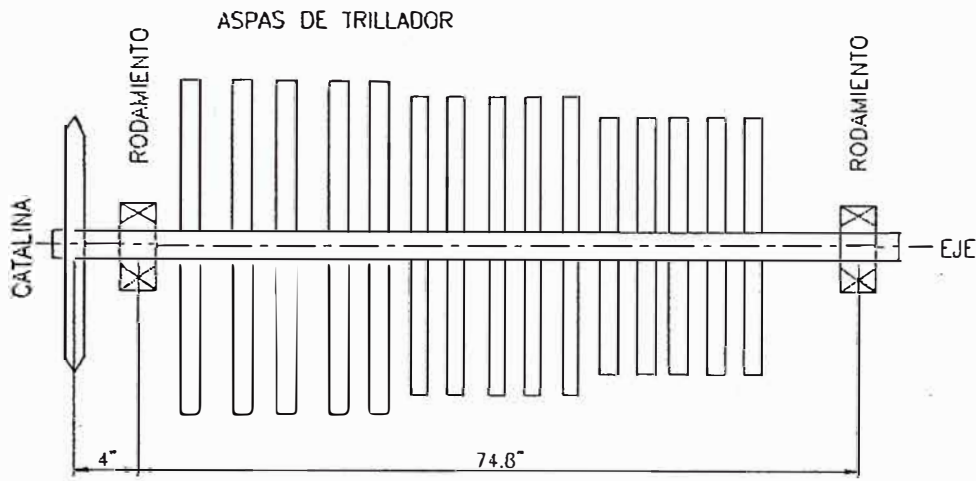


figura 3.3.7.a disposición del eje con todos sus componentes.

Haciendo la conversión al sistema Ingles para homogenizar con las unidades de S_y , y de S_u , se determina el valor de T

$$T = \frac{63000 \times 5}{1000} = 315 \text{ lb-pulg}$$

Tentativamente se asumen la dimensiones de las espigas para reemplazarlos en la fórmula cuadrática que se desarrolla en el acápite del molino de martillos:

$$c^2 + \left(\frac{bl^2}{\pi d^2} - \frac{l}{2} \right) c - \left[\frac{bl(b^2 + l^2)}{6\pi d^2} + \frac{d^2}{4} \right] = 0$$

$$l \quad : \quad 8''$$

$$b \quad : \quad 3''$$

$$d \quad : \quad 0.5''$$

Lo que resulta un valor de c de 1.6"., del valor de $\gamma_{\text{acero}} = 787 \text{ lb/ pie}^3$, el peso

del aspa es de $m_1 = 8 \times 3 \times 1/4 \times 787/1728 = 2.7 \text{ lb}$ el peso del volumen del

agujero es de $m_2 = \frac{\pi}{4} 0.5^2 \times 1/4 \times 787/1728 = 0.022 \text{ lb}$

El peso total de cada aspa sin agujeros es de $m_T = 2.6 \text{ lb}$.

El número total de aspas es del eje es de 80 ,teniendo en cuenta que en un plano existen cuatro aspas.

Peso total de aspas = $80 \times 2.6 = 208 \text{ lb}$

Peso del eje = $\frac{\pi 3^2 \times 70}{4} = 400 \text{ lb}$

Haciendo un diagrama de las fuerzas y momentos que actúan en el eje se tiene lo siguiente:

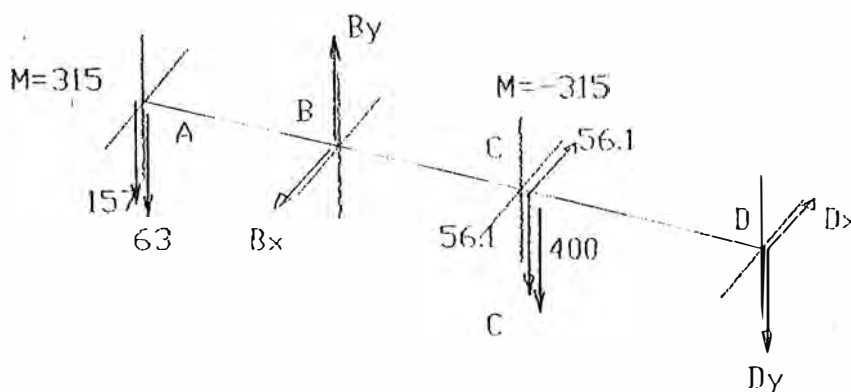


figura 3.3.7.b Diagrama de fuerzas y momentos actuantes en el eje.

Reacciones en los apoyos:

En el plano horizontal:

$$D_x = -37.56 \text{ lb}$$

$$B_x = 18.05 \text{ lb.}$$

En el plano Vertical::

$$B_y = 506 \text{ lb}$$

$$D_y = 171 \text{ lb}$$

Se tiene que : $F_h = 19.5 \text{ lb}$

$$F_v = 335 \text{ lb}$$

$$R = \sqrt{19.5^2 + 335^2} = 335.5 \text{ lb.}$$

Del Catálogo de SKF se tiene

$$\frac{F_A}{F_R} < e \text{ por lo que } X=1, Y=0$$

$$P = xF_R + yF_A = 1 \times 335.5 + 0 \times 19.5$$

La duración expresada en millones de revoluciones :

$$L = \frac{60 \times L_n \times N}{1000000} = \frac{60 \times 10000 \times 1000}{1000000} = 600$$

Seguridad e Carga:

$$C/P = L^{1/P} = 600^{1/3} = 8.43$$

Capacidad Dinámica:

$$C = P \times 8.43 = 335 \times 8.43 = 2824$$

Del catálogo SKF , teniendo en cuenta una reducción en el diámetro del eje

se tiene Diámetro = 50mm

Soporte del tipo : serie SY-W con rodamiento 446210D.

3.4 TRANSPORTE NEUMÁTICO

GENERALIDADES

Cuando el material es trillado y clasificado (las semillas han sido separadas del polvo y fibras, y clasificadas en el tromel-clasificador) simultáneamente el polvo y las fibras son inmediatamente absorbidos por el tubo de succión del ventilador N° 1 que se encarga de transportar el material (polvo y fibras) hacia el ciclón N°1 por medio de un ducto. A este conjunto de ductos, ventiladores, ciclones y filtro de mangas se denominan transporte neumático.

En el transporte neumático el material se traslada bajo la acción de la presión del chorro de aire, creado por la diferencia de presiones en los puntos inicial y final.

La velocidad del movimiento el aire debe ser suficiente para asegurar el desplazamiento del material transportado en todas las secciones de los ductos. Esta velocidad no debe ser excesiva, ya que en tal caso aumenta el consumo de energía.

Los transportadores neumáticos se emplean para el transporte de:

- Materiales a granel en suspensión en la corriente de aire.
- Materiales a granel en un estado especial conocido como “fluidificación”, que se logra mediante la inyección de aire en los citados materiales.

Los transportadores neumáticos son apropiados para materiales granulares y de movimiento libre cuando se encuentran dispersos en la corriente de gas, de manera que no se adhieren a las paredes del transportador ni se aglomeran. Los materiales pegajosos, como los conglomerados de filtro, se manejan en muchos casos

dispersándolos y desecándolos parcialmente en un desintegrador con barrido de aire, sometiéndolos a una trituración fina en un molino de martillos.

Los materiales a transportar pueden ser todos aquellos de naturaleza “suelta” , tales como cereales, cenizas, polvo de carbón, serrín, cemento, etc,.

Las capacidades a transportar pueden llegar hasta 300 Tn/hora. Y en longitudes de hasta 500 metros.

Las ventajas principales son:

- Gran limpieza de la instalación, al efectuarse el transporte mediante tuberías herméticas, y por consiguiente pocas pérdidas.
- Economía de espacio y facilidad de adaptación de las conducciones.
- Pocos operarios necesarios para su mantenimiento y facilidad para la automatización del proceso de transporte.

Como desventajas principales se pueden citar:

- El significativo consumo de energía por Tm/Hora de producto transportado, que para longitudes de 25 a 400 metros puedan llegar consumir de 1 a 6 CV por Tm/hora.
- Desgaste rápido de las tuberías si los productos son algo abrasivos.

FUNDAMENTO

El fundamento del transporte reside en crear una diferencia de presiones entre los puntos de carga y descarga; por lo tanto existen dos grandes grupos de transportadores neumáticos:

1. Los que actúan por succión, o sea, el material es transportado en aire a presión inferior a la atmosférica.
2. Los que actúan por presión del aire, o sea el material es transportado en aire comprimido.

Los hay también instalaciones compuestas de ambos sistemas.

Velocidad de la corriente de aire.

El parámetro básico que determina el rendimiento y la seguridad de las instalaciones de transporte neumático es la velocidad del movimiento del aire por las cañerías, que depende de la presión, longitud y diámetro de la cañería.

3.4.1 Velocidad de la Corriente de Aire

La velocidad de la corriente de aire con la cual se produce el proceso normal de transporte de material, se determina en base a la velocidad límite de deposición (también llamada velocidad crítica), que es la velocidad en que el material puede estar en movimiento con el aire o puede estar en reposo.

El régimen en la zona de transporte depende de la relación aire/polvo transportado, de la zona de homogeneidad de la mezcla aire/polvo; de la velocidad mínima permisible de transporte del polvo; y de la caída de presión

en la tubería para la mezcla aire/polvo. Debido al resbalamiento aerodinámico, el polvo nunca alcanza la velocidad del aire de acarreo.

Varios factores discernibles en la zona de transporte son comunes a todos los sistemas de transporte de polvos, y en particular:

- La velocidad de aire de acarreo. En el punto de partida desde la zona de mezcla es donde su magnitud es la mínima.

Para un transporte vertical puede bastar una velocidad apenas mayor que la crítica, pero para el transporte horizontal se requiere una velocidad mayor.

- Las pérdidas de carga por rozamiento y las caídas de presión inducidas por los codos de la tubería, especialmente los de pequeño radio. Debido a tales pérdidas, los radios de todas las curvas de la zona de transporte deberían tener el mayor radio posible.
- Otro aspecto importante es que con curvas de gran radio se reduce el desgaste por abrasión.
- La presión de trabajo . Debe hallarse un punto de equilibrio económico entre gastos de instalación y de explotación . Para decidirse entre transporte por presión o por aspiración, es preciso considerar varios factores.

Como para este caso particular los tramos de ductos son pequeños las diferencias de presión entre ductos horizontales y verticales son pequeñas y los cálculos serán similares, asimismo las pérdidas por fricción en las paredes del ducto serán también pequeñas.

La fórmula de la velocidad límite o crítica es la siguiente:

$$v_l = n\sqrt{28.4d\gamma_m/\gamma_a} \text{ m/seg.} \quad (3.4.1.a)$$

Donde:

- n Coeficiente de corrección, igual a $\langle 0.7 - 0.9 \rangle$; para trozos de granos muy pequeñas entre 3 y 30 mm
- d Diámetro de la esfera equivalente según volumen a los trozos mayores del relleno mm.
- γ_m peso específico del material transportado, que para este caso (fibras y polvo) es de 151.31 kg/m^3
- γ_a peso específico del aire 1.293 kg/m^3 a 20°C y 760 mm de Hg.

TABLA N°4

CUADRO DE VELOCIDADES LIMITE DE CORRIENTE DE AIRE

Item	n	d(metros)	$v_l = n\sqrt{28.4d\left(\frac{151.31}{1.27}\right)}$
1	0.9	0.015	6.42 m/seg
2	0.9	0.010	5.23 m/seg
3	0.9	0.005	3.70 m/seg

Los valores arriba tabulados representan las mínimas velocidades para poder transportar el material a través de los ductos.

Para la conservación del proceso de transporte estable, la velocidad de la corriente debe ser superior a la velocidad límite.

La siguiente fórmula representa la velocidad media de transporte de materiales :

$$v_e = k_1 v_l \quad (3.4.1.b)$$

donde :

k_1 coeficiente de reserva entre <1.1 – 2> que nos indican el rango en que se puede trabajar.

v_l Velocidad límite de transporte.

v_e Velocidad media de aire.

Asumiendo k_1 como =2

La velocidad media del movimiento del aire en los ductos se toma entre los rangos de <15 y 30 > m/seg. Dependiendo del diámetro del ducto.

Caudal de Aire:

El gasto de aire en el transporte neumático se determina por la fórmula:

$$Q_a = \frac{\varepsilon Q_m}{3600} \text{ m}^3/\text{seg.} \quad (3.4.1.c)$$

ε gasto específico del aire <60 – 150>

Q_m Capacidad de la instalación en $\text{m}^3/\text{seg.}$

Por otra parte

$$Q_a = \frac{\pi D^2 v_e}{3600} \text{ m}^3/\text{seg.} \quad (3.4.1.d)$$

Despejando el diámetro del ducto:

$$D = 2 \sqrt{\frac{Q_a}{\pi v_e}} = 2 \sqrt{\frac{\varepsilon Q_m}{3600 \pi v_e}} = 0.0188 \sqrt{\frac{\varepsilon Q_m}{v_e}} \text{ m (metros)} \quad (3.4.1.e)$$

Donde:

Q_m Los valores recomendados son <50 – 100> m³/seg.

Tabulando estos valores para escoger un diámetro apropiado de ducto que será usado en todos los tramos de la planta.

ε Gasto específico de aire <60 – 150>

Asumiendo un coeficiente de corrección de 0.9 y asumiendo diámetros de ductos de <0.15 – 0.25> metros, reemplazando datos y tabulando tenemos:

TABLA N°5

TABLA DE RESULTADOS DE DIÁMETROS APROXIMADOS

Item	$Q_m(\text{m}^3/\text{seg})$	ε	$V_a(\text{m}/\text{seg})$	D(m)
1	<u>45</u>	<u>50</u>	<u>30</u>	<u>0.160</u>
2	55	70	42	0.180
3	60	80	44	0.200
4	65	85	46	0.210
5	70	90	48	0.220
6	75	95	50	0.226
7	80	100	52	0.230
8	85	110	54	0.250

9	90	120	56	0.260
10	95	130	58	0.270
11	100	140	60	0.290

El valor más comercial es el del ítem N°1, estos valores son referenciales y están sujetos a cálculos posteriores, como se verá más adelante.

Necesidades de Energía:

La energía necesaria es la gastada en vencer las diversas resistencias que se oponen al flujo del polvo a través de la tubería transportadora.

Esta energía puede expresarse en función de la diferencia de presión de uno a otro extremo de la tubería, del área de la sección transversal y de la velocidad el aire en la tubería.

La potencia consumida queda expresada por:

$$CV = \frac{(P_1 - P_2) \cdot A \cdot V}{75} \quad (3.4.1.f)$$

P_1 :Presión en el extremo de alta presión (kg/m²).

P_2 :Presión en el extremo de baja presión (kg/m²).

A :Area de la sección transversal de la tubería en m².

V :Velocidad media del aire (m/seg).

3.4.2 Caida de Presion en Transporte Neumático:

De los conceptos extraídos del manual “Transporte Neumático de Materiales Pulverulentos” de la EEUA Engineering Equipment Users Association.

La potencia total que se necesita para el transporte se determina agregando al valor obtenido en la ecuación anterior , las pérdidas de potencia que hubiera en el compresor, la potencia consumida en introducir o sacar polvo de la tubería transportadora y las pérdidas que pudieran ocurrir por caída de presión a través de separadores ciclónicos y filtros en el extremo de descarga.

La caída de presión Δp en un ducto es la suma de las caídas de presión para vencer la resistencia al movimiento de la mezcla de aire y material Δp_m , para vencer el peso del aire y del material en los ductos inclinados Δp_i , y para comunicarle al material la velocidad de movimiento Δp_d .

$$\Delta p = \Delta p_m + \Delta p_i + \Delta p_d$$

Pérdidas de Presion por Aceleración del Polvo desde el estado de Reposo

(Δp_m)

El polvo entra al tubo a una velocidad aproximadamente igual a cero y es acelerado hasta la velocidad de transporte, absorbiendo energía en el proceso.

La fuerza necesaria para acelerar el polvo expresada como diferencia de presión en la tubería queda dada por:

$$\Delta p_m = \frac{F_1}{2g} \cdot \frac{V_2^2 \gamma}{1} \tag{3.4.2.a}$$

F_1 :Constante para considerar las pérdidas en la zona de aceleración debidas a turbulencia, reacceleración de partículas en colisión con la pared, etc.

γ :Peso específico de la mezcla polvo/aire (kg/m^3).

$$\gamma = \frac{(\text{peso.del.aire}) + (\text{peso.del.polvo})}{(\text{volumen.del.aire.enlas.condiciones.existentes.en.la.tuberia}) + (\text{volumen.del.polvo})}$$

g :aceleración de la gravedad (m/seg^2)

Generalmente el peso del aire es pequeño comparado con el del polvo, y el volumen del polvo es pequeño en comparación con el del aire. En la mayoría de los sistemas de transporte de polvos, estas diferencias son tan grandes que pueden despreciarse el peso del aire y el volumen del polvo a fin de simplificar la estimación de γ .

El valor de F_1 varía según el diseño de los dispositivos de alimentación de polvo y es necesario determinarlo experimentalmente.

Para cálculos aproximados, se usa un valor convencional de 2.5. La velocidad el polvo después de la aceleración inicial no se mide fácilmente y en este punto puede usarse la velocidad calculada del aire.

Pérdidas de Presión por Rozamiento en las Paredes de la Tubería:

Una vez que el polvo ha sido acelerado es transportado a lo largo de la tubería a velocidad relativamente constante y produce un rozamiento que puede expresarse como una diferencia de presión

El comportamiento del polvo transportado neumáticamente por tuberías varía considerablemente. En un caso extremo, una masa fluidizada de un tipo de material que mantenga constantemente su fluidez, se moverá lentamente como un todo más o menos homogéneo. En otro caso extremo, gránulos grandes (como carbón menudo o trigo) , pueden ser acarreados por volúmenes relativamente grandes de aire en rápido movimiento especialmente en tuberías horizontales.

En tuberías horizontales una partícula es obligada a avanzar debido al arrastre aerodinámico y se desplaza a menor velocidad que el aire de acarreo. Por acción de la gravedad se hunde constantemente hasta la superficie inferior de la tubería en donde la frena el rozamiento con dicha superficie y es nuevamente acelerada por el arrastre aerodinámico.

El gránulo está también sujeto a colisiones aleatorias que pueden retardarlo o acelerarlo con respecto a la dirección del transporte.

En tuberías verticales la tendencia a desviarse hacia las paredes es menos pronunciada, pero subsiste, debido al movimiento turbulento del aire.

Un parámetro cuya influencia en la diferencia de presión es notoria, es la velocidad del aire de acarreo en la tubería, y otro es la densidad de la mezcla aire/polvo. Como el flujo de aire es turbulento, se puede deducir que la configuración del flujo sea similar a la de un fluido en movimiento turbulento que se conduce a la relación de flujo fluido:

$$\Delta P_r = \frac{F_2 \cdot L \cdot V^2 \cdot \gamma}{D \cdot 2 \cdot g} \quad (3.4.2.b)$$

Pérdidas de Presión por Cambios de Dirección:

Los codos producen una resistencia adicional, y la pérdida en codos puede expresarse como una función de la altura dinámica

$$\text{Pérdida por codos} = F_3 \frac{V^2}{2g} \cdot \gamma \cdot N \quad (3.4.2.c)$$

F_3 Factor que varia con la razón entre radio de curvatura y diámetro de la tubería del modo convencional, pero es difícil medirlo con precisión.

N Número de codos de 90°.

Siempre que sea posible deberían usarse codos de gran radio de curvatura (con una razón mínima de 6:1), a fin de reducir las pérdidas y evitar el riesgo de embotellamientos. Para materiales abrasivos el valor de dicha razón de ser mucho mayor.

Para facilitar el cálculo, la pérdida en un codo puede expresarse como una longitud adicional de tubería recta equivalente. Si se prefiere de este modo la relación se transforma en :

$$L_3 = \frac{F_3 D}{F_2} \quad (3.4.2.d)$$

Pérdidas de Presión debido a Fuerzas Gravitacionales :

Es posible que el polvo tenga que ser elevado durante su recorrido hasta el punto de descarga . Esto exigirá una cantidad neta de energía que puede expresarse :

$$E_G = WH \quad (3.4.2.e)$$

también:

$$E_G = \Delta P_G \cdot A \cdot 60 \cdot V \quad (3.4.2.f)$$

Entonces:

$$\Delta P_G = \frac{WH}{A \cdot 60V} = \frac{WH}{(\text{volumen. del. aire} / \text{min})} = \gamma H \quad (3.4.2.g)$$

Resistencia Total en la zona de Transporte:

Los efectos totales de los componentes mencionados dan la resistencia total o la diferencia de presión en la zona de transporte. Esta diferencia de presión, junto con la debida tolerancia correspondiente a las fuerzas gravitacionales, puede expresarse como sigue:

$$\Delta P_T = \gamma \left[\frac{V^2}{2g} \left(F_1 + \frac{LF_2}{D} + F_3 N \right) + H \right] \quad (3.4.2.h)$$

Donde:

L :Longitud de la tubería (m).

F₂ :Coeficiente de rozamiento para tubos rectos.

F₃ :Coeficiente de rozamiento para codos.

D :Diámetro de la tubería (m).

N :Número de codos en ángulo recto.

H :Elevación vertical (m).

“Transporte Neumático de Materiales Pulverulentos” Engineering Equipment Users Association.

Reemplazando datos

El valor de γ se encuentra en la Tabla 5 del anexo 4

Como el material con que trabajamos no existe se selecciona un material de características similares a la tara (con datos de medición de densidad de fibras y polvo se tiene 151.3 kg/m^3).

El material más cercano es el kieselguhr., donde la densidad aparente promedio de este material es de 240 kg/m^3 . y aplicando un margen de seguridad del 50% a la velocidad mínima de transporte señalada en la tabla 5 tenemos .

Valor mínimo de $V=11.25 \text{ m/seg.}$

Valor máximo de $\gamma =32 \text{ kg/m}^3$. Aplicando una regla de tres podemos aproximar el valor de la densidad que sería de 20.17 kg/m^3 .

El valor recomendado para $F_1=2.5$.

El valor para $F_2=0.015$ (ver anexo 4 fig 3.31 valor intermedio para una velocidad de 40 m/seg.).

El valor de $F_3=0.5$ (ver anexo 4 tabla 4 suponiendo una relación radio de curvatura/diámetro de la tubería mayor que 6).

$L = 7 \text{ m.}$ (longitud de tubería 7 metros aprox desde la succión en la salida del trillador hasta la entrada en el ciclón N° 1)

$N = 2$ (numero de codos de 90°)

$H = 5$ (altura aproximada de elevación de la tubería hasta la entrada del ciclón N°1)

Reemplazando datos de la fórmula (3.4.2.h) tenemos y tabulando para encontrar los diámetros y velocidades apropiadas:

En la siguiente tabla se indican valores de :

- (γ) peso específico de la mezcla polvo aire en Kg/m^3 .
- V velocidad en m/seg. ,
- L longitud del ducto en mts. ,
- D diámetro del ducto en mts,
- H del ducto que alimenta al ciclón N°1
- ΔP diferencia de presiones total hasta el ingreso al ciclón N°1 en m/Kg^2

TABLA N° 6

TABULACION DE CAIDAS DE PRESION DEBIDO A DIÁMETROS DE DUCTO-
LONGITUD DE TUBERÍA-CODOS-PESO ESPECIFICO DEL MATERIAL

ITEM	γ	V	L	D	H	$\Delta P = \gamma \left[\frac{V^2}{2g} \left(F_1 + \frac{LF_2}{D} + F_3N \right) + H \right]$
1	20.00	15.00	7.00	0.20	5.00	1,137.84
2	15.00	15.00	7.00	0.15	5.00	1,933.49
3	20.00	15.00	7.00	0.15	5.00	3,737.31
4	20.00	20.00	7.00	0.09	5.00	4,106.69
5	20.00	29.00	7.00	0.15	5.00	3,700.61
6	12.00	12.00	7.00	0.15	5.00	1,133.94

Seleccionamos el ítem 3 por ser el diámetro más comercial y por dar un margen de holgura al peso específico de la mezcla aire polvo.

POTENCIA DEL VENTILADOR

$$CV = \frac{\Delta P_T \cdot AV}{75\eta}$$

η :Eficiencia total del ventilador.

ΔP_T :Diferencia de presión en mm de columna de agua

A :Area de la sección transversal de la tubería en m².

V :Velocidad media del aire (m/seg).

3.4.3 Selección de Ventiladores:

Con los datos de caudal y velocidad de la mezcla aire y polvo se seleccionan los ventiladores que en este caso son tres.

De los datos de la tabla N° 6 tenemos que :

V_a :29 m/seg

Q_m :30.75 m³/min

γ :20Kg/m³.

Para los tres ventiladores que son necesarios en esta planta se escogerá el mismo tipo de ventilador ya que la densidad de la mezcla aire y polvo es casi la misma en todo el trayecto de la planta.

Seguidamente se darán algunas condiciones que se deben tener en cuenta para escoger el tipo de ventilador.

Información Necesaria para la Selección del Ventilador:

1. volumen requerido (cfm).
2. Presión estática del ventilador.
3. Tipo de material que pasará a través del ventilador.
 - Material fibroso, polvo pesado que es una carga para el ventilador, se selecciona el tipo de alabes radial.
 - Servicio ordinario, se selecciona ventilador centrífugo o axial de acuerdo a los requerimientos de presión.
4. Material explosivo o inflamable Si el material transportado tiene elementos inflamables. Seleccionar de acuerdo standares Internacionales para productos inflamables.
5. El número de revoluciones del rotor.
6. El incremento total de presión.
7. la demanda de la eficiencia para la energía, que pueden ser obtenidos de la familia de curvas características.
8. Limitaciones de espacio.
9. Ruido.
10. Temperatura de operación.
11. Eficiencia. Seleccionar las dimensiones del ventilador de acuerdo a las condiciones mínimas de potencia, presión y temperatura.
12. Aplicaciones corrosivas. Los ventiladores son fabricados capas protectoras especiales anticorrosivas.

Bibliografía "American Conference of Governmental Industrial Hygients"

3.4.4 Selección de Ciclones:

Generalidades:

Los ciclones son estructuras sin partes móviles que separan las partículas de material, transformando el flujo de gases en una vorticial. El mecanismo caracterizado de los ciclones es el continuo uso de la inercia para producir el movimiento tangencial en la partícula, hacia las paredes del colector, cualquier partícula para el cual la fuerza centrífuga es mayor que la fuerza de arrastre, alcanzará las paredes y será fácilmente separada.

Es el equipo de recolección de polvo que se usa con mayor frecuencia en el cual el gas cargado de polvo penetra tangencialmente en una cámara cilíndrica o cónica, en uno o más puntos, y sale de la misma a través de una abertura central. Como se aprecia en la figura N°6 del anexo 4.

El ciclón es esencialmente una cámara de sedimentación en la que la aceleración gravitacional se sustituye con la aceleración centrífuga. En las condiciones de operación comúnmente usadas. La fuerza ó aceleración centrífuga de separación varía de cinco veces la gravedad, en los ciclones de baja resistencia y diámetro muy grande hasta 2,500 veces la gravedad en la unidades muy pequeñas de alta resistencia. La entrada inmediata a un ciclón es casi siempre rectangular.

PATRON DE CIRCULACIÓN En un ciclón, la trayectoria del gas comprende un doble vórtice en donde el gas dibuja una espiral descendente en el lado de fuera y ascendente en el lado interior.

Cuando el gas penetra en el ciclón su velocidad sufre una redistribución, de tal modo que la componente tangencial de la velocidad aumenta al reducirse

el radio, como lo indica la expresión $V_c \approx r^{-n}$. La velocidad espiral dentro de un ciclón puede alcanzar un valor varias veces mayor que la velocidad promedio del gas de entrada. Los análisis teóricos indican debe ser igual a 1.0 en ausencia de fricción de pared. Sin embargo las mediciones reales señalan que puede variar de 0.5 a 0.7 en la porción grande del radio del ciclón

CAIDA DE PRESION La caída de presión en un ciclón, así como la pérdida de presión por fricción, se expresa de un modo más conveniente en términos de la carga de velocidad basada en el área de entrada inmediata del ciclón. La carga de velocidad de área de entrada, expresada en pulgadas de agua, se relaciona con la velocidad promedio del gas de entrada y la densidad mediante la ecuación:

$$h_{vi} = 0.0030 \rho V_c^2 \quad (3.4.4.a)$$

La pérdida por fricción en un ciclón es una medida directa de la presión estática y la potencia que debe desarrollar un ventilador y se relaciona con la caída de presión mediante la expresión:

$$F_{cv} = \Delta p_{cv} + 1 - \left(\frac{4A_c}{\pi D_c^2} \right)^2 \quad (3.4.4.b)$$

Velocidad de ingreso de Ciclón: el rango trabajable de la velocidad de ingreso, en el que caso todos los autores coinciden es de 15 a 27 m/seg. En la industria del cemento se distingue dos tipos de ciclones: los de despolvorización y lo de proceso. Los ciclones para despolvorización son los empleados para una amplia gama de tamaños de partículas (de 20 a 200 micras) y la velocidad de ingreso es del orden de 17 a 20 m/seg. En los ciclones de proceso usados en los Hornos, las partículas de material puede ser

de 18 a 22 micras de tamaño y la velocidad de ingreso es del orden de 21 a 27 m/seg.

Caída de Presión en el Ciclón: las pérdidas de presión ocurridas en el cuerpo del ciclón representa aproximadamente el 77 % del total. Las pérdidas al ingreso del ciclón representa el 12.5 % y a la salida del ciclón unos 10 % del total. por lo general. Los ciclones sencillos o de uso general, ofrecen menos pérdidas (de 2 a 4 pulgadas de columna de agua) y los ciclones de alta eficiencia tienen pérdidas de presión del orden de 8 a 10 pulg., de columna de agua.

Tanto como 50% de ahorro en pérdidas de presión se pueden lograr con la presencia de alabes direccionales y grandes diámetros del tubo de inmersión: o que deberá ser compatible con la reducción de la eficiencia del ciclón por efecto de la contramezcla.

Para nuestro caso emplearemos como pérdidas de presión en el ciclón como el 22% de las pérdidas de presión en tuberías, las que son tabuladas y se muestran los resultados en la tabla N°7

Configuración Geométrica de Ciclones Diseñados para óptimas Eficiencias:

La TABLA 06 del anexo 4 recopila varios diseños de ciclones de diferente configuración geométrica fraccional y velocidad de salto, que ha permitido identificarlos como de: Alta Eficiencia o de Uso General.

En la TABLA 06 se presentan los valores del factor de configuración y al Numero de velocidad de ingreso, que muchas veces suelen ser de calculo engorroso.

Caídas de Presión por Separador Magnético:

La separación de partículas metálicas producto de la fricción entre elementos metálicos se efectúa para proteger el equipo empleado en el proceso y

también para liberar al producto acabado, ya que después se efectúa un proceso químico y siendo este producto corrosivo.

Existen imanes permanentes que son instalados dentro del ducto como una forma de parrilla que son operados manualmente y son los más económicos, las caídas de presión están en el rango de <4-al-8>%, y son usados para medianos y bajos flujos de transporte.

Imanes accionados por Electricidad: existen separadores magnéticos de alta intensidad y de baja intensidad usándose los primeros principalmente para minerales ferromagnéticos, y los segundos para minerales paramagnéticos de más baja susceptibilidad magnética,

En la tabla N°7 se muestran los resultados usando, los mismos datos de velocidad de aire y de diámetro del ducto, el valor de

ΔP_1 Representa la caída de presión en el ciclón unidades en Kg/m².

ΔP_2 Representa la caída de presión en el separador magnético. Kg/m²

ΔP_T La suma de las caídas de presión en Kg/m²

ΔP Caída de presión en tuberías codos etc. En Kg/m²

TABLA N°8

SELECCION DE POTENCIA PARA EL VENTILADOR N°1

ITEM	ΔP	POT. EN C.V	ΔP_1	ΔP_2	ΔP_T	POT _T . EN C.V	$\Sigma(POT + POT_T)$ EN C.V
1	1,137.84	7.15	261.70	56.89	310.60	2.00	9.15
2	1,933.49	6.83	44.70	96.67	541.38	1.91	8.75
<u>3</u>	<u>3,437.31</u>	<u>12.15</u>	<u>790.58</u>	<u>171.87</u>	<u>962.45</u>	<u>3.40</u>	<u>15.55</u>
4	4,106.69	6.97	944.54	205.33	1,149.87	1.95	8.92
5	4,707.70	7.89	1,082.77	235.38	1,318.15	2.21	10.10
6	1,133.94	3.21	260.81	56.70	317.50	0.90	4.10

Seleccionamos el ventilador del ítem N°3 cuyas características son las siguientes:

Potencia consumida en C.V	15.5.
Velocidad del viento en m/seg.	15.0
Peso Específico del material en Kg/m ³	20.0
Diámetro del ducto en mts	0.15

- La potencia que resulta representa aproximadamente a 11.55 H.P el ventilador que se encuentra de manera comercial es de 15 H.P., como se verá en el anexo 4.
- La selección de la potencia del ventilador N°2 que se encuentra en el molino de martillos será la misma ya que los tramos de tubería son los mismos y los diámetros también, las caídas de presión que hay que tener en cuenta es la de el tamiz cernidor.

- Lo mismo ocurre en el ventilador N°3 que esta antes del filtro de mangas la caída de presión significativa representa la que se ubica en vencer la resistencia de la lona de mangas.

Para la selección de los ciclones N° 1 y N°2 asumimos las mismas caídas de presión debido a que la geometría de las tuberías son las mismas y los diámetros son los mismos de la Tabla N° 8 la caída de presión por el ciclón ΔP_1 de 790.58 Kg/m² que en pulgadas es igual a 566 CFM.

En la Tabla N°9 de la página se observa diferentes tipos de ciclones con sus respectivas dimensiones cada modelo es para un fin específico y se adapta de acuerdo al trabajo que va a realizar los datos de entrada son velocidad y caudal y se usan las ecuaciones 3.4.4.a y 3.4.4.b que como ya se mencionó el procedimiento del cálculo es engorroso, el ciclón que se selecciona es el de ciclón de procesos cuyas dimensiones están indicados en la tabla y transcribimos a continuación:

Dc	1.00 m
A	0.34 m
B	0.153m
S	1.40 m
De	0.50 m
h	0.50 m
H	3.40 m

3.4.5 Selección de Filtros de Mangas :

Los filtros de mangas se seleccionan teniendo en cuenta que deben tener una buena área de filtración y una buena eficiencia de colección (99.5%).

Se selecciona las mangas del tipo Pulsa Pleat de 11.74 cm de diámetro por 200.10 cm de longitud, con un área de filtración de 2.166 m² por cada manga. Por tener las mangas una buena área de filtración, se ha asignado una relación aire/tela igual a 3 (a/c=3). La relación aire tela es el principal factor de diseño de este tipo de colector de polvo, y mide la cantidad de aire (m³/seg) que atraviesa un metro² de tela filtrante dentro del colector. Cuando se incrementa la relación aire/tela también se incrementa la caída de presión dentro del colector.

Cálculo del Número de Mangas :

$$N^{\circ}_{MANGAS} = \frac{Q}{\text{AreadeFiltreox}(a/c)} \quad (3.4.4.a)$$

Reemplazando datos en la ecuación (3.4.4.a):

$$N^{\circ}_{MANGAS} = \frac{15.91(m^3 / \text{min})}{0.177m^2 \times (3)} = 29.9 \approx 30 \text{ mangas.}$$

El filtro tendrá una sección de 6x5 mangas en su interior del tipo Pulse Pleat de 11.75 cm de diámetro por 2. metros de longitud. Su construcción será hecha de planchas de acero inoxidable de 1/8" y ángulos de fiero de 1/4" la altura aproximada será de 7 metros y serán dos conjuntos que trabajen alternativamente.

TABLA N°9

CONFIGURACIONES DE DISEÑO PARA CICLONES TANGENCIALES

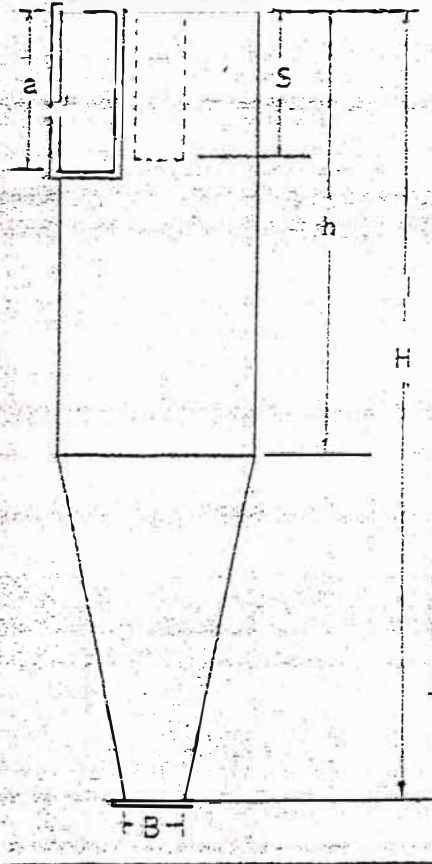


TABLA 06 Configuraciones de diseño para ciclones tangenciales

Dc	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
a	0.5	0.44	0.5	0.5	0.583	0.2-0.3	0.5	0.34	0.34
b	0.2	0.21	0.25	0.25	0.208	0.1-0.2	0.25	0.153	0.34
s	0.5	0.5	0.625	0.6	0.583	0.4-0.5	0.625	1.4	0.5
De	0.5	0.4	0.5	0.5	0.5	0.2-0.25	0.5	0.5	0.34
h	1.5	1.4	2.0	1.75	1.33	0.6-1.0	2.0	5	0
H	4.0	3.9	4.0	4.0	3.17	1.4-2.0	4.0	3.4	5.0
B	0.375	0.4	0.25	0.4	0.5	0.1-0.12	0.25		0.71
l	2.48	2.04	2.3	2.3	1.8				
G	551.3	699.2	402.9	381.8	324.8				
N _H	6.4	9.24	8.0	8.0	7.76				
	STAIRMAND	SWIFT	LAPPLE	SWIFT	PETERS	BLODMFIELD	PERRY	CICLONES DE PROCESO	ALTAMENTE EFICIENTE

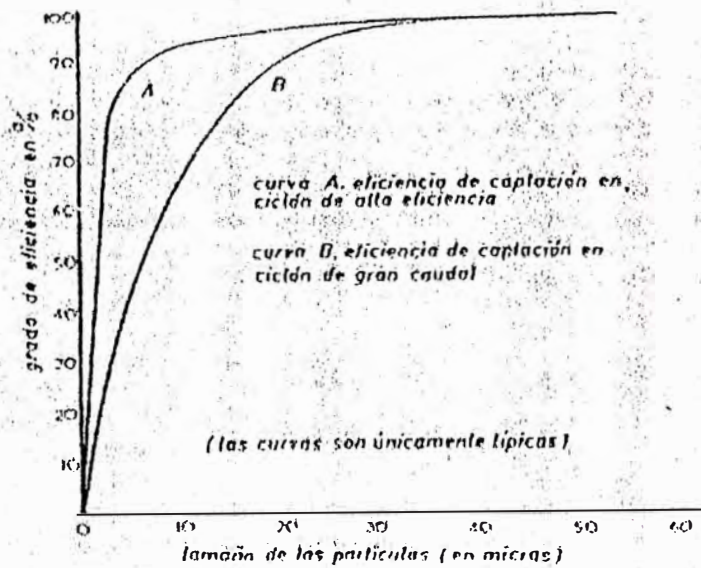


FIG. 3.33. Curvas típicas de eficiencia de separadores ciclónicos.

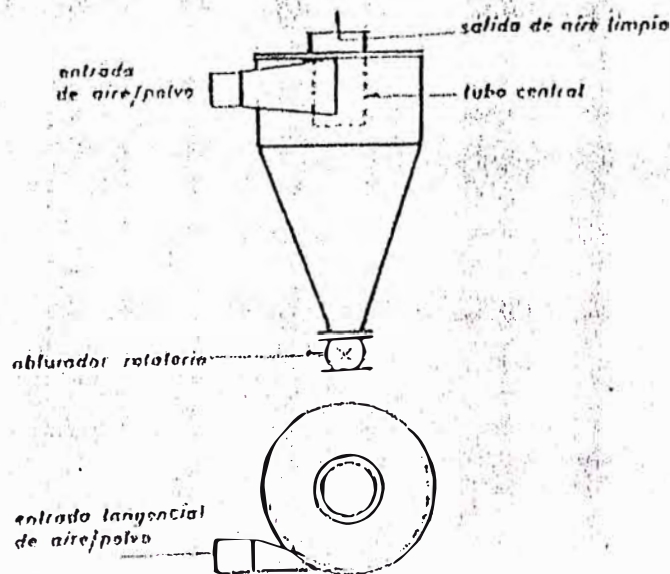


FIG. 3.34. Ciclón simple.

Figura 3.4.4.a Curvas típicas de eficiencia para ciclones. Por encima de cierto tamaño, la eficiencia de captación será casi de 100%, por debajo del mismo disminuirá muy rápidamente y las partículas muy finas serán captadas sólo ocasionalmente. (Transporte Neumático de Materiales Pulverulentos)

3.5 DISEÑO DEL MOLINO DE MARTILLOS

GENERALIDADES

- **Sistema de molturación**

Su función principal es moler las fracciones de vainas y fibras de forma eficiente. Depende de este sistema la calidad, el tamaño de partícula, la homogeneidad del producto, etc. Se compone a su vez de las siguientes partes:

Molinos de Martillos

Estos molinos contienen un rotor que gira a alta velocidad en el interior de una carcasa cilíndrica. El eje generalmente es horizontal. La alimentación entra por la parte superior de la carcasa, se trocea y cae a través de una abertura situada en el fondo. En un molino de martillos las partículas se rompen por una serie de martillos giratorios acoplados a un disco rotor. Una partícula que ingresa en la zona de molienda no puede salir sin ser golpeada por los martillos. Se rompe en pedazos, se proyecta contra la carcasa rompiéndose todavía en fragmentos más pequeños. Estas a su vez son pulverizadas por los martillos y son impulsadas a través de una rejilla o tamiz que cubre la abertura de descarga.

Con frecuencia se montan sobre el mismo eje *varios discos rotores*, cada uno de 6 a 18 pulgadas de diámetro y con cuatro a ocho martillos. Los martillos pueden ser barras rectas de metal con los extremos planos o alargados, o bien afilados para formar un borde cortante.

En molinos de martillos para una molienda fina la velocidad periférica de los extremos de los martillos puede llegar a ser de 22 000 pies/min (112 m/s), y tratan de 0.1 a 15 toneladas/h hasta tamaños de partícula más finos que 200 mallas. Los molinos de martillos pueden tratar casi cualquier producto: sólidos fibrosos como cortezas o cuero, virutas de acero, pastas blancas y húmedas, arcilla plástica o una roca dura. *Para obtener una molienda fina están limitados a los materiales más blandos.*

Tanto la capacidad como el consumo de energía de un molino de martillos varían mucho con la naturaleza de la alimentación y no se pueden estimar con confianza a partir de consideraciones teóricas, sino que es preferible obtener estos valores a partir de la información publicada, o todavía mejor a partir de ensayos a pequeña o gran escala realizados en el molino con una muestra real del material a tratar. Los molinos comerciales típicamente tratan de 100 a 400 lb de sólido por caballo – hora (60 a 240 Kg/Kw-h) de energía consumida

- Tolva de suministro. Recepciona el material, lo almacena brevemente y luego por gravedad caen a la cámara de molienda.
- Cámara de molienda. Es el lugar donde se da el estrangulamiento y retención de las fibras y fracciones de vaina de tara. Tiene forma de un cilindro corto horizontal y la parte inferior plana. Debido a las condiciones de trabajo, el espesor de plancha de las paredes es mayor respecto al resto. La ventana con bisagras tiene un cierre seguro y no se abre durante el funcionamiento.

- Marco inferior. Sirve para facilitar el empalme entre la cámara de molienda y la tolva de descarga, lo cuál da mayor estabilidad a ambos.
- Tapa frontal. Es una plancha de unos 5 mm de espesor que facilita el recambio de zaranda. Está acoplada con la cámara de molienda. Es girable gracias a su bisagra.
- Placas porta ejes. Su función es soportar a los ejes portamartillos y van unidas firmemente al eje principal. Son dos planchas cuadradas con cuatro agujeros pasantes, uno cerca de su vértice y otro de mayor diámetro al centro. Sobre la cara externa del agujero central en cada placa, se suelda un cubo tipo tubular de pared gruesa. Cada cubo tiene dos agujeros roscados internamente y diametralmente opuestos, en los que se alojan los tornillos de ajuste por presión, que permitirán unirse firmemente al eje principal y así transmitir el movimiento giratorio a la placa soporte. cada placa se encuentra ubicada en los extremos de los ejes portamartillos.
- Placas guía. Sirven como guías de distribución homogénea de los granos y también darle rigidez al conjunto de ejes portamartillos. Se instalan a lo largo de los ejes, cada dos martillos. Su geometría, por tanto, es similar a la de las placas porta - ejes.
- Separadores de martillos. Son tubos cortos de diámetro interior igual a los ejes, sirven para separar los martillos en forma ordenada, de manera que

los martillos de un eje tengan trayectoria de giro libre con respecto al grupo de martillos del eje vecino; evitando de esta manera impactos entre martillos.

- Eje portamartillos. Son ejes macizos con diseño especial en sus extremos para asegurar su montaje a las placas que los soportan. Los martillos con sus separadores tubulares y de placas se montan a lo largo de su longitud. Normalmente son de acero SAE 1045.
- Martillos. Son los elementos encargados de triturar por impacto a los granos gracias a su energía cinética; las fibras de las vainas sufren cortes múltiples sucesivamente y son lanzados contra las paredes de la cámara. Son platinas rectangulares de espesor adecuado y material de alta dureza y con resistencia a la abrasión. Tienen un agujero en cada extremo, lo cuál les permite ser montados alternativamente a su eje original o a cualquiera de los portamartillos. Su cantidad y tamaño depende de la capacidad del molino y de los materiales a moler. Fabricantes nacionales y extranjeros usualmente utilizan espesores de 6 a 12 mm. y 100 a 300 mm de largo.
- Zaranda. Su función es cernir la harina, de tara en este caso. El tamaño de la partícula de harina dependerá de la zaranda. Se encuentra ubicado en la parte inferior de la cámara de molienda a una corta separación del diámetro de giro del conjunto de martillos (3 a 5 mm).

- Eje principal. Es el que se encarga de transmitir la energía recibida del motor eléctrico al conjunto giratorio (rotor) encargado de la función de moler. Entre los componentes del rotor se hallan: los ejes portamartillos, placas soporte, separadores de martillos, poleas, ventilador, etc. Sus dimensiones se determinan según la capacidad del equipo, que a su vez determina el número de martillos. Se fabrica por maquinado de acero SAE 1045 (recomendado por Bohler S.A.C.). Y se instalan apoyados sobre rodamientos intermedios y como apoyos extremos, chumaceras de pie.
- Sistema de extracción y recolección Se encarga de extraer el producto fino de la cámara de molienda, transportarlo con una corriente de aire a través de un ducto hasta los ciclones separadores de finos, a cuya salida se embolsa en costales. De esta manera la zaranda y, por lo tanto la cámara de molienda se mantienen limpias de productos finos lo que permite un proceso eficiente.
- Ventilador. Su función es aspirar la harina por debajo de la zaranda y conducirlo hacia el ciclón separador de finos. El tipo de ventilador recomendado es el centrífugo, de fácil fabricación. Su eje recibe energía del eje principal a través de polea – faja.
- Ducto – ciclón. Son elementos típicos de una instalación de molienda. Sirven para efectuar una selección final de la harina y ensacado del producto final. El ducto es de sección circular, fabricado en planchas de

acero inox. Mediante transición de sección circular a otra rectangular se empalma al ciclón. En esencia, un ciclón es una cámara de sedimentación en el que la aceleración gravitacional se sustituye con la aceleración centrífuga. La salida de finos por la parte central superior del ciclón, se conduce a los filtros de mangas. Las dimensiones del ciclón dependen del tipo de partículas y de la capacidad.

TEORIA SOBRE MOLIENDA

ENERGIA DE MOLIENDA

Ley de Kick. Basándose de la teoría del análisis de esfuerzos y deformaciones dentro del límite elástico, el trabajo requerido para triturar una cantidad dada de material es constante para el mismo *índice de reducción*, sea cual fuere el tamaño original (*Kick, Das Gastes der proportionalen Widerstande und seine Anwendung. Leipzig. 1885*). Esta ley se expresa como sigue.

$$E = C \log \frac{X_1}{X_2} \quad (3.5.a)$$

En donde $\frac{X_1}{X_2}$ es el índice de reducción de tamaño. E el trabajo realizado y C

es una constante.

Ley de Rittinger. Otro análisis teórico establece que el trabajo consumido para reducir el tamaño de una partícula es directamente proporcional a la nueva *superficie producida* (Rittinger, Lehrbuch der Aufbereitungskunde, Ernst y Korn, Berlín. 1867)

Relación generalizada. A continuación se presenta una ecuación diferencial para ambos casos (Walter, Lewis, Mc Adams, Gilliland, Principles of Chemical Engineering, 3ª. Ed., Mc Graw Hill, Nueva Cork. 1973):

$$dE = -\frac{Cdx}{X^n} \quad (3.5.b)$$

Las soluciones de la ecuación, para $n = 1$ y 2 conduce a las leyes de *Kick* y *Rittinger*, respectivamente. Para $n > 1$, la solución es,

$$E = \left(\frac{C}{n-1} \right) \left(\frac{1}{X_2^{n-1}} - \frac{1}{X_1^{n-1}} \right) \quad (3.5.c)$$

En general, se ha considerado que la ley de *Kick* se relacionaba con la trituración y quizá con la pulverización por impacto hasta obtener material fino, en tanto que la ley de *Rittinger* se adaptaba de una manera más adecuada a la molienda de finos y, en particular a la molienda con molino de bolas.

La ley de Bond. Los datos abundantes que existen sobre el *índice de trabajo de Bond* para numerosos materiales, han hecho que esta ley sea de gran utilidad para determinar en forma aproximada el tamaño de molinos (Bond, Trans. A.I.M.E., 193, 484 (1952).

La ley de Bond corresponde al caso en que $n = 1.5$,

$$E = K \left(\frac{1}{X_2^{1/2}} - \frac{1}{X_1^{1/2}} \right) \quad (3.5.d)$$

El índice de trabajo se define a continuación: Si E = trabajo necesario para reducir una unidad de peso con alimentación con el 80 % pasando a través de un diámetro de X_F micras hasta un producto con el 80 % pasando a través de diámetro X_P micras, entonces

$$E = E_i \frac{\sqrt{X_F} - \sqrt{X_P}}{\sqrt{X_F}} \sqrt{\frac{100}{X_P}} \quad (3.5.e)$$

donde E_i = índice de trabajo, o trabajo requerido para reducir una unidad de peso desde un tamaño infinito teórico hasta el 80 % pasando por 100 micras.

El índice de trabajo se calcula en *forma experimental* basándose en ensayos de trituración y molienda efectuados en el laboratorio, o a través de operaciones de molienda comerciales. A continuación se dan algunas reglas empíricas para extrapolar los índices de trabajo a condiciones diferentes a las que se midieron para la molienda en seco, el índice de trabajo debe incrementarse por un factor de 1.34 más allá de la molienda medida en húmedo o mojado; para un circuito abierto se necesita un factor diferente a 1.34 adicional al que se midió en circuito cerrado; Si el tamaño del producto X_P se extrapola por debajo de 70 μ , un factor de corrección adicional es $(10.3 + X_P)/1.145 X_P$.

Así mismo cuando se trata de un triturador de quijadas o giratorio, el índice de trabajo se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$E_i = 2.59 \frac{C_s}{\rho_s} \quad (3.5.f)$$

en donde C_s es la resistencia de trituración por impacto, pie-lb/pulg de espesor necesario para romperse: ρ_s = gravedad específica y E_i se expresa en Kw-h/ton

Ninguna de las leyes de energía se aplica perfectamente bien en la práctica, y no se ha logrado encontrar un punto de partida para desarrollar una mayor comprensión o un dominio más amplio de las operaciones de molienda. En realidad todas ellas encierran más bien un interés histórico que práctico. La mayoría de los primeros artículos que respaldaban una ley u otra se basaron en la extrapolación de distribuciones de tamaño hasta tamaños muy finos, suponiendo la aplicación de una u otra ley de distribución de tamaño. Con las técnicas de análisis de tamaño de partículas que prevalecen en la actualidad, que se aplican hasta los tamaños más finos, tal conclusión ya no es necesaria.

3.5.1 Potencia de Molienda.

Trabajo requerido para la reducción del tamaño.

METODOLOGIA DE DISEÑO

Para el diseño del molino de martillos, se sigue el procedimiento siguiente:

- Definición del tipo de molino de martillos.

- Determinación de la potencia de molienda para la capacidad dada.
- Cálculo del número de martillos
 - Dimensiones típicas del conjunto de molienda
 - Energía cinética de un elemento de molino
 - Energía total según el número de martillos
 - Eficiencia energética.

Potencia de molienda

La potencia requerida para la molienda la obtenemos, a partir de informaciones lo cuál nos permite tener un punto de partida para el diseño, debemos ahora calcular la energía requerida para el rotor, para dos o tres modelos típicos.

La energía que recibe el conjunto de martillos desde el motor es transformada en energía cinética

La energía cinética, como se sabe es función del momento de inercia de la masa, la cuál a su vez depende de las dimensiones de los martillos y de la cantidad de los mismos.

En el dimensionamiento haremos uso de una hoja de cálculo Excel. En las dos primeras columnas de la tabla 1 se indica las dimensiones de un martillo.

ENERGÍA CINÉTICA

Considérese el cuerpo rígido que aparece en la figura 3.5.1.a, representado por una *placa* moviéndose en el plano de referencia inercial $x-y$. Una iésima

partícula arbitraria del cuerpo, con masa dm , se ubica en r con respecto del punto arbitrario P. Si en el instante que se ilustra la partícula tiene una velocidad v_i , entonces la energía cinética de la partícula es $T_i = \frac{1}{2} dm v_i^2$. La energía cinética de todo el cuerpo se determina escribiendo expresiones similares para cada partícula del mismo e integrando los resultados, es decir:

$$T = \frac{1}{2} \int_m dm v_i^2 \quad (3.5.1.a)$$

Rotación en torno de un eje fijo. Cuando un cuerpo rígido *gira en torno de un eje fijo* que atraviesa el punto “o”, véase la figura 3.5.1.a, el cuerpo tiene una energía cinética de traslación y de rotación, según lo define la ecuación 3.5.1.a, es decir:

$$T = \frac{1}{2} m v_G^2 + \frac{1}{2} I_G \omega^2 \quad (3.5.1.b)$$

Es posible formular la energía cinética del cuerpo de otra manera al observar que $v_G = \omega r_G$, en cuyo caso $T = \frac{1}{2} (I_G + m r_G^2) \omega^2$. Por el teorema de los ejes paralelos, los términos dentro del paréntesis representan el momento de inercia del cuerpo en torno a un eje perpendicular al plano del movimiento, que atraviesa el punto “o”. Por lo tanto, $T = \frac{1}{2} I_o \omega^2$

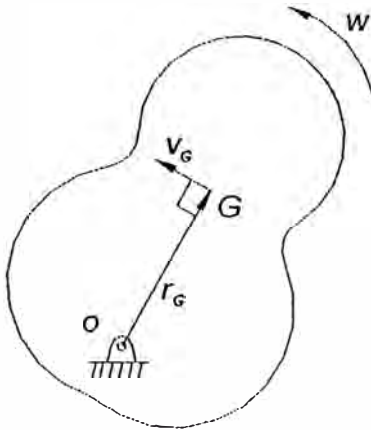


figura 3.5.1.a

Movimiento en el plano general. Cuando un cuerpo rígido está sujeto a un movimiento en el plano general, véase la figura 3.5.1.b, tiene una velocidad angular ω y su centro de masa tiene una velocidad v_G . Por lo tanto, la energía cinética se define por medio de la ecuación 3.5.1.b, es decir

$$T = \frac{1}{2} m v_G^2 + \frac{1}{2} I_G \omega^2 \quad (3.5.1.c)$$

En este caso se observa que la energía total del cuerpo está constituida por la suma escalar de las energías cinéticas de traslación, $\frac{1}{2} m v_G^2$ y de rotación en torno del centro de masa del cuerpo $\frac{1}{2} I_G \omega^2$

Debido a que la energía cinética es una cantidad escalar, la energía cinética total de un sistema de cuerpos rígidos *conectados* resulta de la suma de las energías cinéticas de todas las partes en movimiento. Dependiendo del tipo de movimiento, la energía cinética de cada cuerpo se determina al aplicar la ecuación 3.5.1.b o las formas alternas ya mencionadas.

DISEÑO DEL MOLINO PROPUESTO.

Energía de molienda:

Para determinar la energía de molienda, utilizaremos referencias bibliográficas sobre molino micropulverizador. También consideraremos la información de fabricantes nacionales de molinos de granos vegetales, muy comunes en nuestro medio.

La Tabla N° 9 que a continuación se describe y es extraída del texto “Equipos de Trituración y Molienda” pag 8-41 que reproducimos a continuación, nos da buena referencia sobre la energía de molienda para una capacidad de operación.

TABLA N° 9

RENDIMIENTO DEL MIKRO-PULVERIZER

Tamaño	Diám. Del rotor (pulg.)	Máx. rpm	HP	Capacidades prom. en Lb/Hr		
				Azúcar 6X	Lechada acuosa de arcilla y grafito	Pigmento y colores (secos)
Bantam	5	18000	¼ - 1	75 - 100	75 - 100	70 - 90
1	8	9 600	3 - 5	350 - 550	550	300 - 500
2	12	6 900	7.5 - 15	800 - 1500	750 - 1600	800 - 2000
3	18	4 600	20 - 40	2000- 5000	4800	2500 - 4500
4	24	3 450	40- 100	4000- 9000	7000	4500- 7000

De la tabla anterior, en consideración a que nuestro material es de baja densidad, tomamos el tamaño N° 3

Otra buena referencia que anteriormente se mencionó es que los molinos comerciales típicamente tratan de 100 a 400 lb de sólido por caballo – hora (60 a 240 Kg/Kw-h) de energía consumida.

Luego, partimos tomando como características principales:

1. Diámetro del rotor : 18 pulg
2. Máxima RPM : 4600
3. Potencia : 20 a 40 HP
4. Capacidad : de 2 500 a 4 500 lb/hr (pigmentos secos)

Adoptamos esta referencia por que es compatible con la información recogida de fabricantes nacionales como ANICOLSA, VIMSA, IPRISA,

- Potencia de molienda = 20 HP.
- La velocidad angular normalmente es alta; un valor comercial recomendado es de 3450 RPM.

• Factores de la trituración

1 Resistencia mecánica:

La tara trillada posee una resistencia mecánica muy pequeña fácilmente desmenuzable. Para poder moler completamente la vaina de tara, según

experiencia tradicional de golpeteo con varilla vegetal es de unos 5 Kg/cm² (0.5 MPa).

2. Dureza:

La vaina trillada tiene una dureza muy baja, aproximadamente uno (01) en la escala de Mohs.

3. Consistencia:

Blanda, propia de este tipo de vainas fibrosas.

4. Grado de humedad:

La vaina proviene del trillador con una humedad de 3 a 5 % aproximadamente. Las características del material influyen en el rendimiento de la máquina.

3.5.2 Determinacion de las Dimensiones del Disco y Martillos:

En primer término dimensionamos los martillos, para lo cuál aplicaremos teoría de impacto.

CENTRO DE PERCUSION

El centro de percusión se define en *TEORÍA DE IMPACTO* como el punto donde ocurre el impacto, de manera que la fuerza desarrollada en el pasador (eje) se reducirá al mínimo

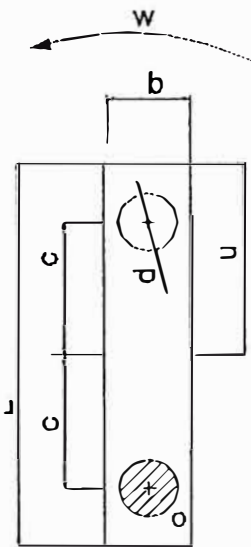
Dado que los múltiples impactos de las partículas con los martillos generan un giro en torno de su eje sujetador, el centro de percusión P está ubicado a la distancia $r_{GP} = k_G^2 / r_{GO}$ medida desde el centro de masa G (página 382 texto

Dinámica por Hibbeler). En este caso k_G es el radio de giro del martillo, calculado en torno de un eje perpendicular al plano de movimiento que atraviesa G (centro de masa)

$$K_G^2 = r_{GO} \times r_{PG}$$

Adaptando esta expresión a la geometría de un martillo con las dimensiones indicadas en la figura 3.5.2.a, tenemos la expresión:

$$k_G^2 = c \cdot u$$



Que podemos interpretar así: El cuadrado del radio de inercia K_G^2 del martillo es igual al producto de la distancia “c” del centro de gravedad “G” del martillo al eje de su suspensión, por la distancia “u” de “G” al extremo del martillo.

Observando esa condición, el centro de percusión coincide con el borde del martillo; de esa manera la fuerza desarrollada en la articulación del martillo se reducirá al mínimo y por consiguiente también será mínimo su efecto sobre el árbol y los cojinetes del molino.

Figura 3.5.2.a

A continuación ordenamos esta expresión a fin de llegar a una fórmula que nos permita obtener valores para las dimensiones típicas de un martillo.

$$\Rightarrow K_G^2 - cu = 0 \quad (3.5.2.b)$$

Para el martillo, considerado como una placa de dimensiones b y ℓ su momento de inercia está dado por la relación:

$$I_G = \frac{1}{12} m(b^2 + \ell^2) \quad (3.5.2.c)$$

El momento de inercia del martillo con sus dos agujeros de diámetro "d":

$$I_{GM} = I_G - 2 \times I_{g \text{ AGUJEROS}}$$

$$\Rightarrow mK_G^2 = I_G - 2 \times I_{g \text{ AGUJEROS}} \quad (3.5.2.d)$$

$$\rho t \left(b\ell - 2 \times \frac{\pi d^2}{4} \right) K_G^2 = \frac{1}{12} \rho t \ell b (b^2 + \ell^2) - 2 \left(\left(\pi \frac{d^2}{4} \right) \frac{d^2}{4} + \left(\pi \frac{d^2}{4} \right) c^2 \right) \rho t$$

$$\left(b\ell - \frac{\pi d^2}{2} \right) K_G^2 = \frac{1}{12} b\ell (b^2 + \ell^2) - \frac{\pi d^2}{2} \left(\frac{d^2}{4} + c^2 \right)$$

$$\left(1 - \frac{\pi d^2}{2 b\ell} \right) K_G^2 = \frac{1}{12} (b^2 + \ell^2) - \frac{\pi d^2}{2 b\ell} \left(\frac{d^2}{4} + c^2 \right)$$

Si hacemos $a = 1 - \frac{\pi d^2}{2b}$; y como $u = \frac{\ell}{2}$

$$\text{Tenemos entonces: } K_G^2 - cu = \frac{1}{a} \left(\frac{b^2 + \ell^2}{12} - \frac{\pi d^2}{2b\ell} \left(\frac{d^2}{4} + c^2 \right) \right) - c \frac{\ell}{2} = 0$$

$$\frac{1}{a} \left(\frac{b^2 + \ell^2}{12} \right) - c \frac{\ell}{2} = \frac{1}{a} \times \frac{\pi d^2}{2b\ell} \left(\frac{d^2}{4} + c^2 \right)$$

$$\frac{bl(b^2 + \ell^2)}{6 \pi d^2} - c \left(a \frac{b\ell^2}{\pi d^2} \right) - \frac{d^2}{4} - c^2 = 0$$

sustituyendo "a"

$$\frac{bl(b^2 + \ell^2)}{6 \pi d^2} - c \left[\left(1 - \frac{\pi d^2}{2b\ell} \right) \left(\frac{b\ell^2}{\pi d^2} \right) \right] - \frac{d^2}{4} - c^2 = 0$$

$$\frac{bl(b^2 + \ell^2)}{6 \pi d^2} - c \left(\frac{b\ell^2}{\pi d^2} - \frac{\ell}{2} \right) - \frac{d^2}{4} - c^2 = 0$$

De donde obtenemos finalmente:

$$c^2 + \left(\frac{b\ell^2}{\pi d^2} - \frac{\ell}{2} \right) c - \left[\frac{bl(b^2 + \ell^2)}{6 \pi d^2} + \frac{d^2}{4} \right] = 0$$

Ecuación cuadrática del tipo :

$$ax^2 + bx + c = 0$$

Las dimensiones de los martillos pueden calcularse por esta fórmula considerando martillo con dos aberturas.

NUMERO DE MARTILLOS:

Remplazando los valores usuales de la longitud, el ancho y espesor para los martillos se obtienen resultados para "c", así como para la energía cinética individual de cada martillo según las rpm; y con la potencia de molienda asumida, se calcula el número de martillos.

En la siguiente tabla se presenta un cuadro elaborado en una hoja de cálculo *Excel*, que nos muestra los diferentes parámetros que intervienen en la determinación de las dimensiones y del número de martillos; entre los que destacan el momento de inercia y la energía cinética.

TABLA 4.1:

ENERGIA CINETICA INDIVIDUAL Y NÚMERO DE MARTILLOS

$N = 15 \text{ HP}$

$n = 3450 \text{ RPM}$

$t \text{ (m)}$	$Li \text{ (m)}$	$b \text{ (m)}$	$mi \text{ (Kg)}$	"a"	$K_G^2 \text{ (m}^2\text{)}$	$I_G \text{ (Kg- m}^2\text{)}$	I_o	$T \text{ (watts)}$	Nm
0.0064	0.203	0.044	0.382	0.888	0.004061	0.001551	0.002798	187.96	59.51
0.0159	0.203	0.044	0.955	0.888	0.004061	0.003877	0.006996	469.89	23.81
0.0159	0.216	0.051	1.185	0.908	0.004517	0.005353	0.009224	619.58	18.05

$N = 20 \text{ HP}$

$n = 3450 \text{ RPM}$

$t \text{ (m)}$	$Li \text{ (m)}$	$b \text{ (m)}$	$mi \text{ (Kg)}$	"a"	$KG2 \text{ (m}^2\text{)}$	$IG \text{ (Kg- m}^2\text{)}$	I_o	$T \text{ (watts)}$	Nm
0.0064	0.152	0.044	0.274	0.85	0.002470	0.000678	0.001574	105.70	141.11
0.0159	0.203	0.044	0.955	0.888	0.004061	0.003877	0.006996	469.89	31.74
0.0159	0.216	0.051	1.185	0.908	0.004517	0.005353	0.009224	619.58	24.07

$N = 30 \text{ HP}$

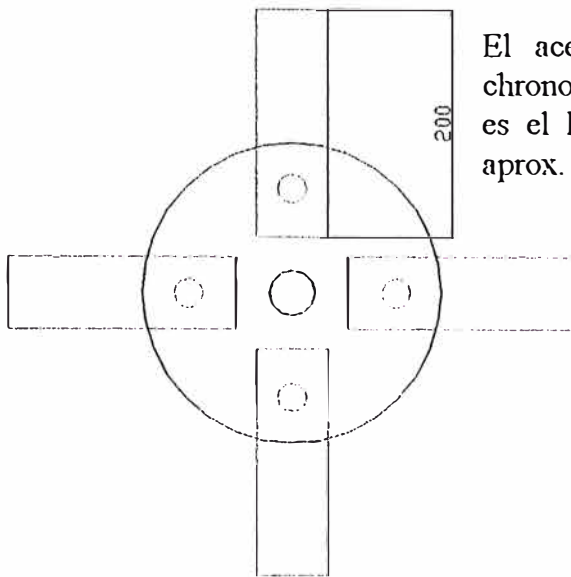
$n = 3450 \text{ RPM}$

$t \text{ (m)}$	$Li \text{ (m)}$	$b \text{ (m)}$	$mi \text{ (Kg)}$	"a"	$KG2 \text{ (m}^2\text{)}$	$IG \text{ (Kg- m}^2\text{)}$	I_o	$T \text{ (watts)}$	Nm
0.0064	0.152	0.044	0.274	0.85	0.002470	0.000678	0.001574	105.70	211.66
0.0159	0.203	0.044	0.955	0.888	0.004061	0.003877	0.006996	469.89	47.61
0.0159	0.216	0.051	1.185	0.908	0.004517	0.005353	0.009224	619.58	18.05

Consideramos entonces un número de martillos: $N_m = 32$ martillos

Estos molinos usualmente constan de 04 ejes portamartillos, lo que nos da 8 martillos por eje.

Para equilibrar dinámicamente el rotor, los martillos deben distribuirse simétricamente.



El acero chronit (plancha anti-impacto chronos) recomendado para los martillos es el DIN X120 Mn 12 Dureza Brinell aprox. 200 HB.

Figura 3.5.2.b

Disposición de martillos

Capacidad de alimentación y de descarga

a) Capacidad de alimentación.

Para dimensionar la boca de entrada determinamos primero la capacidad de alimentación. Se empleará la siguiente fórmula:

$$Q = 3600 SxV u \gamma \quad (3.5.2.e)$$

donde

Q: rendimiento horario (Lb/H)

S: sección neta de paso (pie²)

V: velocidad lineal (pies/seg)

U: coeficiente de alojamiento del material (0.4 a 0.7) asumimos $u = 0.45$ por referencia del Materials Handling and Processing Equipment "Link Belt".

γ : peso específico de la tara trillada (10 Lb/pie³)

El material cae por caída libre desde la tolva de alimentación. Si consideramos una altura de caída de 1.15 pies.

$$V = V_0 + \frac{1}{2}gt \quad (3.5.2.f)$$

$$\text{pero } h = \frac{1}{2}gt^2 \quad t = \sqrt{\frac{2 \times 1.15}{32.2}} = 0.26 \text{ seg}$$

Reemplazando en (α): $V = 4.18$ pie/seg

Nuestra capacidad es de 500 Kg/H $Q = 1100$ Lb/H

Despejando S y reemplazando valores en la fórmula (3.5.2.e)

$$S = \frac{1100}{3600 \times 4.18 \times 0.45 \times 10} = 0.016 \text{ pie}^2 = 2.34 \text{ pulg}^2$$

Este valor es relativamente pequeño para valores prácticos utilizados en la boca de entrada. Asumimos un ancho de 3" para la boca de entrada; y el largo lo determina la longitud del molino.

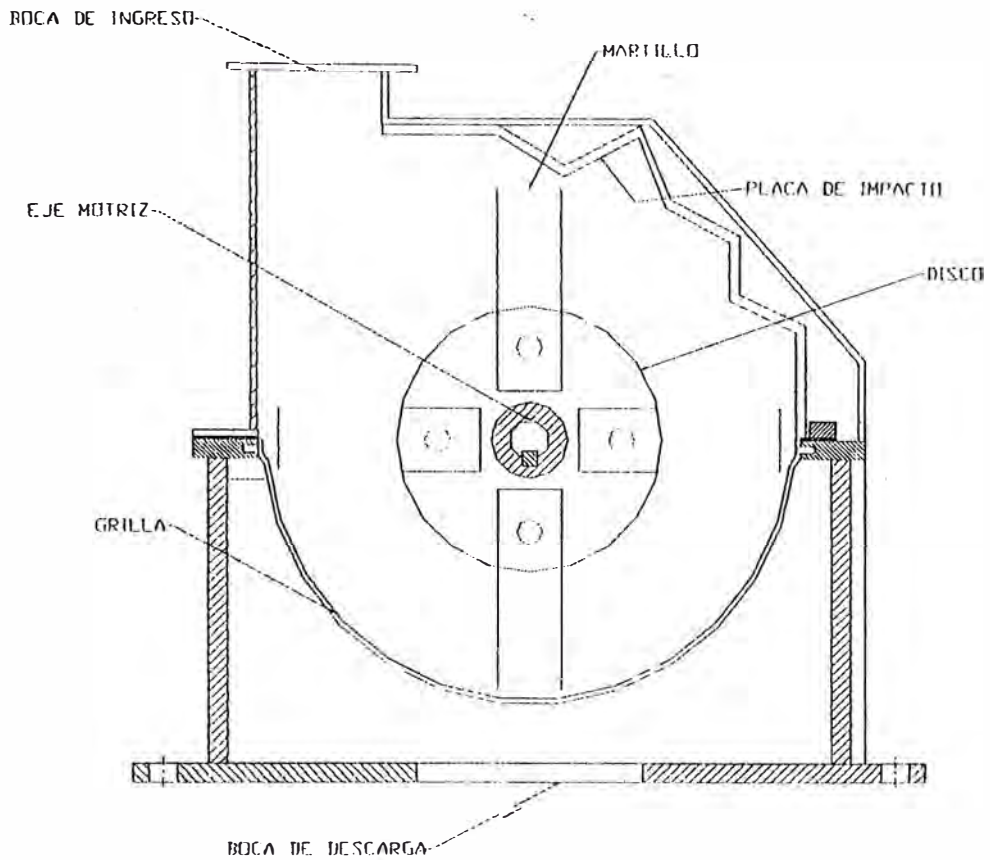


figura 3.5.2.c vista frontal del molino donde se aprecia la carcasa, eje motriz, disco, martillos etc, por la boca de descarga se sitúa el tubo de succión del ventilador, que llevará el material tamizado al ciclón N°2.

3.5.3 Cálculo de Ejes Portamartillos.

Habiendo obtenido el número total de martillos, y el número de ejes porta martillos, pasamos a calcular los diámetros de estos ejes.

Sobre cada eje se instalarán 8 martillos de acero bonificado BOHLER

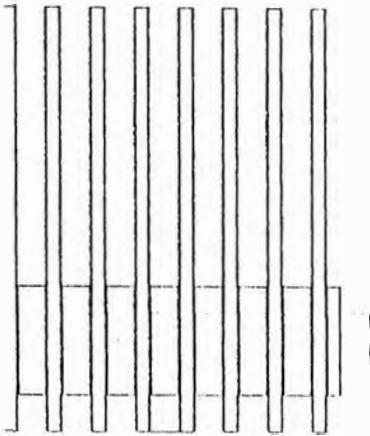


figura 3.5.3.a esquema de un eje portamartillos con sus separadores y martillos.

La velocidad de giro considerada y otros efectos, generan una fuerza centrífuga en cada martillo. El esquema para el cálculo es el siguiente

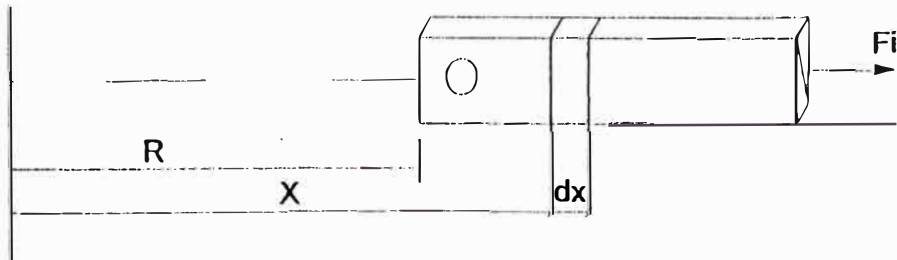


figura 3.5.3.b Un martillo donde R es la distancia del eje principal al martillo.

Como se sabe, la fuerza centrífuga viene dada por la fórmula

$$F_i = \frac{1}{2} m (\omega r^2) \quad (3.5.3.g)$$

Para obtener la fuerza total del martillo sobre su eje de giro, consideramos análisis diferencial

$$dF = \frac{1}{2} \omega X^2 dm \quad \text{el diferencial de masa se obtiene considerando la}$$

densidad del acero, el área de la sección transversal y el dx . Tenemos entonces

$$dF_i = \frac{1}{2} \omega x^2 (\rho A dx)$$

$$\Rightarrow F_i = \frac{\rho A \omega}{2} \int_R^{R+L} x^2 dx \quad (3.5.3.h)$$

$$\text{pero: } \omega = \frac{2\pi n}{60} \text{ rad / seg}$$

$$\Rightarrow F = \frac{\rho(bxt)x(\pi n)}{180} [(R+L)^3 - R^3] \quad (3.5.3.i)$$

reemplazando valores se tiene:

$$F_i = \frac{(7750(0.064 \times 0.0064) \times (\pi \times 3450))}{180} [(0.1 + 0.2)^3 - (0.1)^3] \times 9.81 = 48.65 \text{ Newtons}$$

Es evidente que esta fuerza es pequeña y no generará mayor esfuerzo en el eje de 1" de diámetro; sin embargo haremos el cálculo del eje considerándolo como una viga con carga uniforme.

Para la carga de los 8 martillos, podemos considerar que estos generan una fuerza uniforme “ q ” que actúa a lo largo del eje, siendo la fuerza total:

$$F = N_m \times F_i \quad \text{y la carga distribuida uniformemente “}q\text{” :} \quad q = \frac{F}{L_{\text{eje}}}$$

La L_{eje} lo obtenemos:

$$\text{Martillos: } 8 \times 6.5 = 52 \text{ mm}$$

$$\text{Espaciador: } 16 \times 12.7 = 203.2 \text{ mm}$$

$$\text{Discos sujetadores: } 9 \times 6.5 = 58.5$$

$$\text{Juego entre cada elemento} = 0.5 \text{ mm} \quad L = 17 \times 0.5 = 8.5 \text{ mm}$$

$$L_t = 325 \text{ mm (13 pulgadas).}$$

$$\Rightarrow q = \frac{8 \times 50}{0.35} = 1142.85 \text{ N/m}$$

El diagrama de cargas y reacciones:

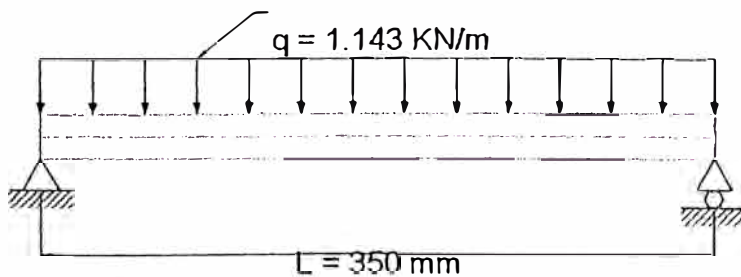


figura 3.5.3.c

El esfuerzo máximo para este tipo de viga se obtiene por la ecuación:

$$\sigma = - \frac{Mxc}{I} \quad (3.5.3.j)$$

donde

“c” es igual al radio del eje e

I es el momento de inercia de la sección.

Reemplazando las expresiones conocidas para M , “c” e I en la ec. (3.5.3.j)

$$\sigma = - \frac{\frac{qL^2}{4} \times \left(-\frac{D}{2}\right)}{\frac{\pi D^4}{64}} = \frac{8 qL^2}{\pi D^3} \quad (3.5.3.k)$$

Con los datos, tenemos:

$$\sigma = \frac{8 \times 1.143 \times (350)^2}{\pi \times (25.4)^3} = 552.656 \text{ MPa}$$

Este valor del esfuerzo máximo viene a ser la quinta parte del esfuerzo a la fluencia del acero estructural; por lo tanto podemos afirmar que el valor de $1''$ para el diámetro de los ejes de los martillos es correcto.

3.5.4 Selección del Motor Accionador:

Los elementos de máquina de estructura flexible como son las fajas en V se utilizan con frecuencia en la transmisión de potencia.

Teniendo en cuenta que el molino y el ventilador son accionados por el mismo motor debido a que están ubicados en el mismo eje, sumamos las potencias cada uno y tenemos:

$$POT_{TOTAL} = POT_{MOLINO} + POT_{VENTILADOR}$$

$$POT_{TOTAL} = 20 \text{ HP} + 15 \text{ HP}$$

$$POT_{TOTAL} = 35 \text{ HP}$$

Asumiendo un factor de eficiencia de transmisión de 80% y un factor de eficiencia total del motor eléctrico de 95% se tiene:

$$POT_{MOTOR\ ELECTRICO} = \frac{35HP}{0.80 \times 0.95} = 46HP$$

Del catálogo de motores eléctricos que se adjunta en el anexo N°5 el más cercano es de 50 HP cuyas características son las siguientes:

Potencia	:50 HP.
Velocidad	:1770 RPM.
Características de Desempeño	:IP55 Propósitos Generales.
Características de Funcionamiento	:220/380 Voltios 4 Polos 60 Hz

Para obtener la velocidad de 3450 rpm, vamos a calcular la transmisión por medio de fajas en "V", siguiendo el procedimiento señalado en el texto "Diseño en Ingeniería Mecánica" por Shigley-Mischke.

Se realizan primero las siguientes decisiones:

- Se selecciona en la tabla 17.11 un factor de servicio de sobrecarga de 1.3 correspondiente a 30 % de ésta.
- En la tabla 17.6 se selecciona una faja de sección C
- Seleccionamos en forma tentativa un diámetro de 12"
- Una distancia entre centros de 42" se selecciona también tentativamente.

El molino Operará 8 horas al día, por lo que no es necesario variar el factor de servicio considerado. Se debe diseñar para obtener una potencia de:

$$H = 35 \times 1.3 = 45.5 \text{ HP}$$

El diámetro de la polea menor es:

$$d = D \frac{n_1}{n_2} = 12 \times \frac{1800}{3450} = 6.25''$$

Este es un diámetro de paso estándar para fajas de sección C, aunque no sobrepasa el diámetro mínimo presentado en la tabla 17-6. Por consiguiente se usará este valor.

La longitud de paso o efectiva es

$$\begin{aligned} L_p &= 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \\ &= 2 \times 42 + 1.57(12 + 6.25) + \frac{(12 - 6.25)^2}{4 \times 42} = 112.85 \text{ pulg} \end{aligned}$$

El tamaño estándar o normal más próximo, el C112, se toma de la tabla 17-7.

Esta faja tiene una longitud de paso de 113. 8".

La velocidad de desplazamiento de la faja es:

$$V = \frac{\pi dn}{12} = \frac{\pi(6.25)1800}{12} = 2945.24 \text{ pie / min}$$

Utilizando la tabla 17-9 e interpolando, la potencia nominal por faja es de 10 HP. Esto debe corregirse por el ángulo de contacto y la longitud de banda. El ángulo de contacto para la polea menor es

$$\theta_d = \pi - 2 \text{sen}^{-1} \frac{D-d}{2C} = 180 - 2 \text{sen}^{-1} \frac{12-6.25}{2 \times 42} = 172.15^\circ$$

El factor de corrección de la figura 17-7 es de 0.975. El factor de corrección por longitud de faja es de 0.95 de la tabla 17-10. En consecuencia, la potencia corregida por faja es

$$H = 0.975(0.95)(10) = 9.26 \text{ HP}$$

Y así el número de fajas requerido es

$$N_{FAJAS} = \frac{35}{9.26} = 3$$

Por consiguiente 3 fajas de sección C112 con poleas de 12 y 6 ¼ pulg de diámetro y distancia entre centros de 42"; será lo que se especifique.

Diseño del Eje principal del Molino.

Según la disposición del equipo, el eje principal recibe la potencia del motor a través de las poleas de la transmisión de entrada; y mueve al rotor del molino más el rotor del ventilador extractor de polvo en el otro extremo.

Debido a la distribución homogénea de los cuatro ejes porta-martillos, una vez en movimiento las fuerzas centrífugas opuestas se anulan mutuamente; sin embargo para el cálculo del eje deberá tomarse en cuenta la inercia del arranque y la parada del sistema rotor del molino.

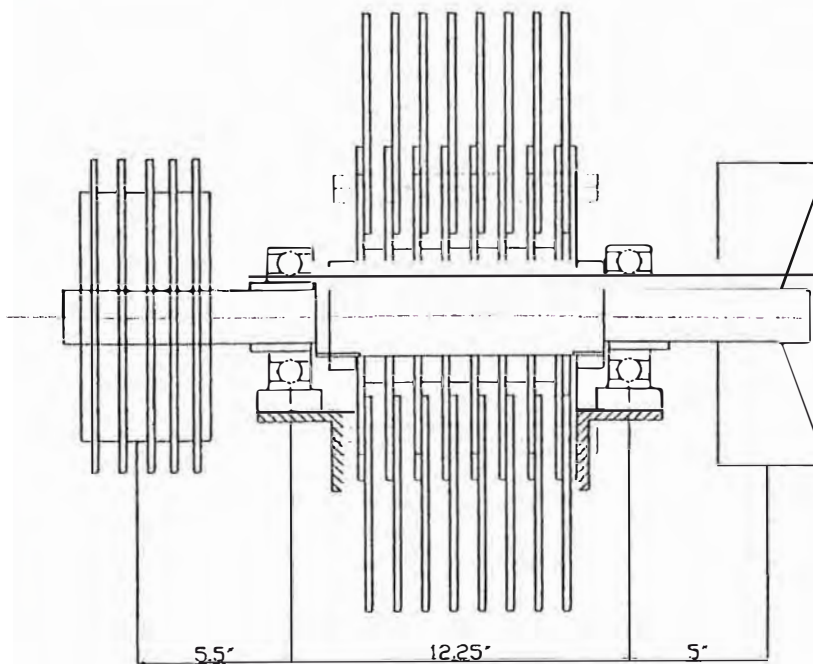


figura 3.5.4 a

Material el eje: SAE 1040:

- $S_y = 42\ 000\ \text{psi}$
- $S_u = 76\ 000\ \text{psi}$.

Cargas actuantes en el eje:

- Torque transmitido por la polea:

$$T = \frac{63000 \times 25}{3450} = 456.52\ \text{Lb} - \text{pulg}$$

- Fuerzas en la polea

Tensión en las fajas:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} \text{ donde } f \text{ es el coeficiente de fricción y } \theta \text{ es el ángulo de contacto.}$$

De la tabla 17.2 sobre materiales para fajas, obtenemos $f=0.5$

$$\theta = 173^\circ \cong \pi$$

$$F_1 = F_2 \times e^{0.5\pi} = 4.81F_2$$

La potencia transmitida en caballos H, con V en pies/min es:

$$H = \frac{(F_1 - F_2)V}{33000} \Rightarrow 25 = \frac{(F_1 - F_2)2945.24}{33000}$$

$$(4.81 - 1)F_2 = \frac{33000 \times 25}{2945.24} \Rightarrow F_2 = 73.52 \text{ Lb}$$

$$\therefore F_1 = 353.6 \text{ Lb}$$

Peso de la polea: $W = 30$
Lbs

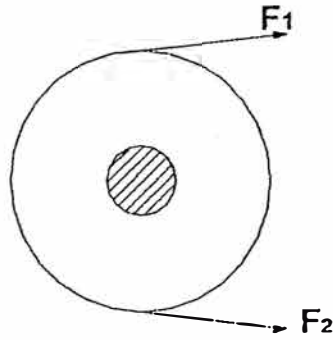


Figura 3.5.4 b –Fuerzas actuantes en la polea.

Para simplificar consideramos que ambas fuerzas actúan en dirección ortogonal al eje $\Rightarrow F = F_1 + F_2 = 427.12 \text{ Lb}$.

Carga por los Martillos y Discos.

Para la carga de los 9 discos con sus 4 martillos por disco, podemos considerar que estos generan una fuerza uniforme “w” que actúa a lo largo del tramo de discos en el eje, siendo la fuerza total:

$W = N_m \times w_i$ y la carga distribuida uniformemente “w”:

$$w = \frac{W}{L_{discos}}$$

La L_{eje} lo obtenemos:

Espaciador: $7 \times 19.05 = 133.35 \text{ mm}$

Discos sujetadores: $9 \times 12.7 = 114.3 \text{ mm}$

Juego entre cada elemento = 0.5 mm $L = 16 \times 0.5 = 8.0 \text{ mm}$

$L_{discos} = 255.65 \text{ mm}$ (10 pulgadas).

$$w_j = \left[\frac{\pi}{4} (0.254)^2 \times (0.0127) + 4 \times (0.00952 \times 0.203 \times 0.044) \right] \times (7500 \times 9.81) \text{ Newtons}$$

$$w_j = 125.68 \text{ Newtons}$$

$$\Rightarrow w = \frac{8 \times 150}{0.275} = 4363.63 \text{ N/m}$$

El diámetro adoptado para cada disco es de 10 pulgadas con un espesor de 3/8"

(9.5 mm)

$$w_j = \left[\frac{\pi}{4} (0.254)^2 \times (0.009525) + 4 \times (0.00635 \times 0.203 \times 0.044) \right] \times (7500 \times 9.81) \text{ Newtons}$$

$$w_j = 52.2 \text{ Newtons}$$

$$\Rightarrow w = \frac{8 \times 52.2}{0.19} = 2198 \text{ N/m}$$

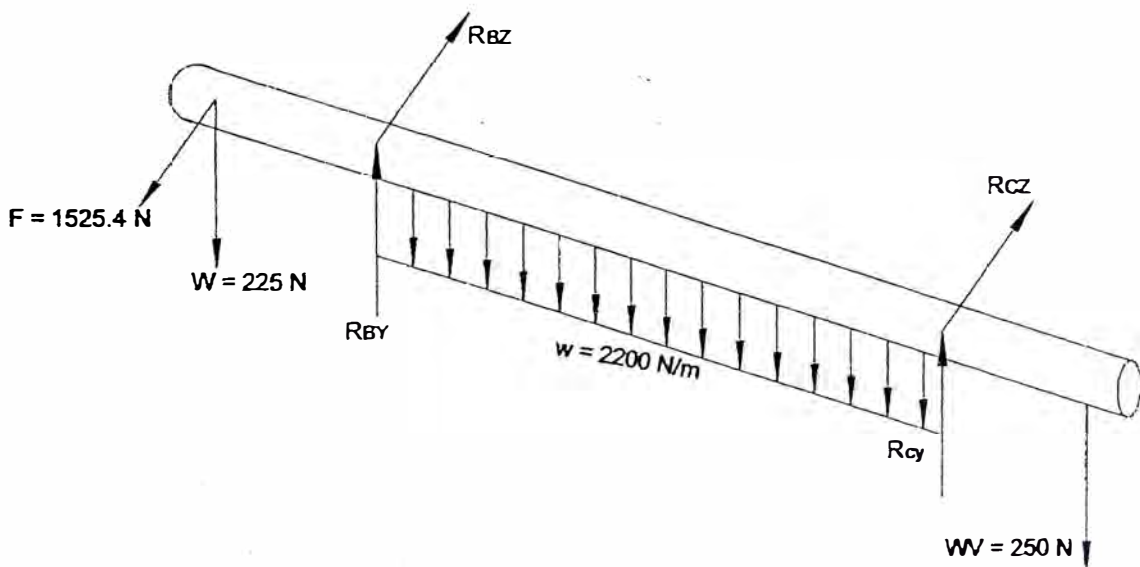


Figura 3.5.4.c Cargas actuantes en el eje

De la información anterior pueden combinarse los diagramas de momentos flectores que muestra la figura.

Plano vertical:

$$\text{Reacciones: } R_A = \frac{225 \times 572 + (2.2 \times 460) \times (230) - 225 \times 112}{460} = 731 \text{ N}$$

$$M_{(x)} = -225X + 731 \langle X - 112 \rangle - 1.1 \langle X - 112 \rangle^2 + 731 \langle x - 572 \rangle$$

$$M_{\max} = 32\,990 \text{ N} - \text{mm}$$

en $X = 168.825$ el momento es nulo

Plano vertical:

$$\text{Reacciones: } R_A = \frac{1525 \times 572}{460} = 1896.3 \text{ N}$$

$$R_B = 371.3 \text{ N}$$

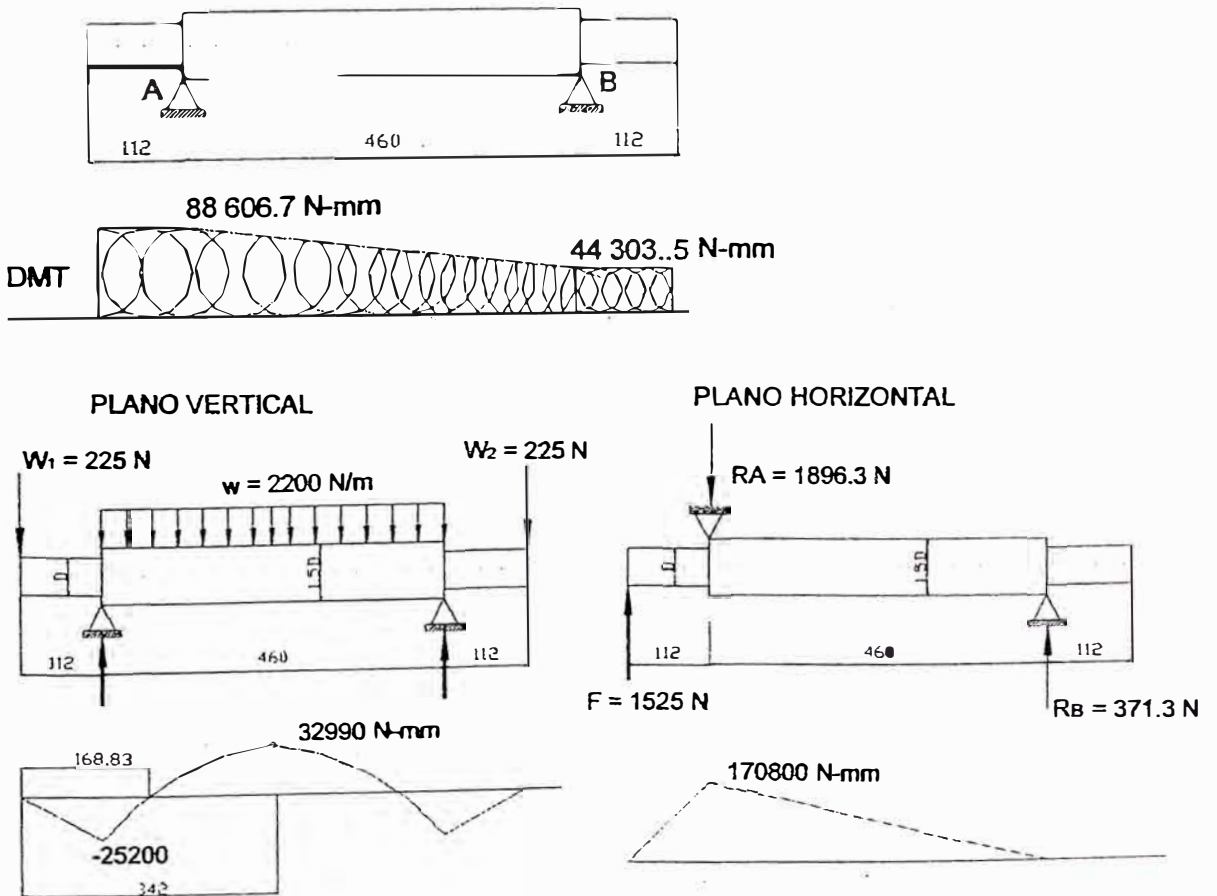


Figura 3.5.4.d Diagramas de momentos para el eje.

Se determinará primero el diámetro d requerido por resistencia, de acuerdo con el código ASME.

El código ASME especifica para ejes de acero comprados con especificaciones definidas: $S_s(\text{permisible}) = 30\%$ del límite elástico sin sobrepasar el 18 % del esfuerzo último en tracción, para ejes sin cuñero. Estos valores deben reducirse en 25 % si existen cuñeros.

La ecuación del código ASME para un eje macizo con carga axial despreciable es:

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_s} \sqrt{(k_b M_b)^2 + (k_t M_t)^2}$$

en la cuál,

d : diámetro del eje

M_b : Momento de flexión

M_t : momento de torsión

K_b : factor combinado de choque y fatiga, aplicado al M_b .

K_t : factor combinado de choque y fatiga, aplicado al M_t .

Tenemos entonces que el esfuerzo cortante permisible se determina por: 18 % x

$$570 = 102,6 \text{ MPa psi}; \quad 30\% \times 310 = 93 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \text{Usar } S_{\text{permisible}} = 93 \text{ MPa}$$

Para ejes en rotación con carga repentina (choque fuerte), K_b varía de 2 a 3; y K_t de 1.5 a 3.

Como puede verse en la figura 3.11, la flexión resultante máxima se presenta en el cojinete izquierdo:

$$M_B = \sqrt{(-25200)^2 + (170800)^2} = 172\,650 \text{ N} - \text{mm}$$

Para ejes en rotación con carga repentina, asumimos $K_b = K_t = 3$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \times 93} \sqrt{(172650 \times 3)^2 + (3 \times 88606.7)^2} = 31.882 \text{ mm}^3$$

$$d = 31.7 \text{ mm}$$

Consideramos un valor comercial para el diámetro en los tramos de las chumaceras hacia los bordes de, $d = 1 \frac{1}{2}''$; y por razones constructivas (sujeción de discos al eje), en el tramo central entre apoyos utilizaremos diámetro de 2''.

5- Cálculo de ejes portamartillos

Habiendo obtenido el número total de martillos, y el número de ejes porta martillos, pasamos a calcular los diámetros de estos ejes.

Sobre cada eje se instalarán 8
martillos de acero *chronit*
(plancha anti-impacto chronos)

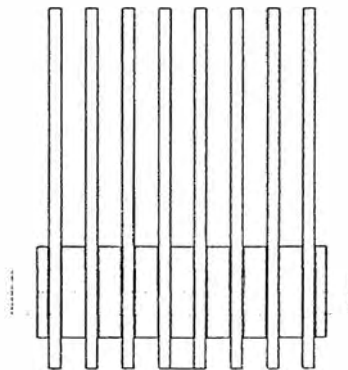


Figura 3.5.4.e Esquema del eje portamartillos.

La velocidad de giro considerada y otros efectos, generan una fuerza centrífuga en cada martillo. El esquema para el cálculo es el siguiente:

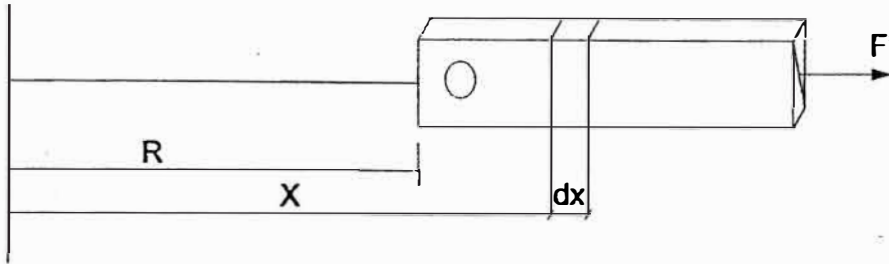


Figura 3.5.4.f -Esquema de distancia del eje principal al martillo.

Como se sabe, la fuerza centrífuga viene dada por la fórmula:

$$F_i = \frac{1}{2} m (\omega r^2).$$

Para obtener la fuerza total del martillo sobre su eje de giro, consideramos análisis diferencial:

$$dF = \frac{1}{2} \omega X^2 dm \quad \text{el diferencial de masa se obtiene considerando la densidad}$$

del acero, el área de la sección transversal y el dx . Tenemos entonces

$$dF_i = \frac{1}{2} \omega x^2 (\rho A dx) \Rightarrow F_i = \frac{\rho A \omega}{2} \int_R^{R+L} x^2 dx.$$

$$\text{pero: } \omega = \frac{2\pi n}{60} \text{ rad / seg} \Rightarrow F = \frac{\rho(bxt)x(\pi n)}{180} [(R+L)^3 - R^3].$$

reemplazando valores se tiene:

$$F_i = \frac{(7750(0.064 \times 0.0064) \times (\pi \times 2500))}{180} \left[(0.1 + 0.2)^3 - (0.1)^3 \right] \times 9.81 = 35.25 \text{ Newtons.}$$

Es evidente que esta fuerza es pequeña y no generará mayor esfuerzo en el eje de 1" de diámetro; sin embargo haremos el cálculo del eje considerándolo como una viga con carga uniforme.

Para la carga de los 8 martillos, podemos considerar que estos generan una fuerza uniforme "q" que actúa a lo largo del eje, siendo la fuerza total:

$$F = N_m \times F_i \quad \text{y la carga distribuida uniformemente "q": } q = \frac{F}{L_{\text{eje}}}$$

La L_{eje} lo obtenemos:

Discos sujetadores: $9 \times 9.5 = 85.5 \text{ mm.}$

Espaciador: $8 \times 12.7 = 101.6 \text{ mm}$

Juego entre cada elemento = 0.5 mm $L = 17 \times 0.5 = 8.5 \text{ mm.}$

$L_t \approx 200 \text{ mm}$ (8 pulgadas).

$$\Rightarrow q = \frac{8 \times 35.25}{0.20} = 1410 \text{ N / m}$$

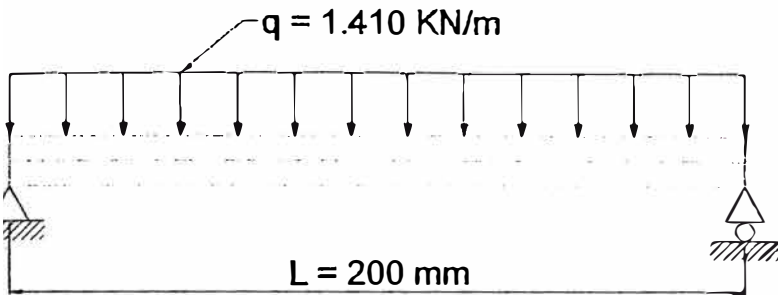


Figura 3.5.4.g -El diagrama de cargas y reacciones.

El esfuerzo máximo para este tipo de viga se obtiene por la ecuación: $\sigma = -\frac{Mxc}{I}$

donde “c” es igual al radio del eje e I es el momento de inercia de la sección.

Reemplazando las expresiones conocidas para M , “c” e I :

$$\sigma = -\frac{\frac{qL^2}{4} \times \left(-\frac{D}{2}\right)}{\frac{\pi D^4}{64}} = \frac{8 qL^2}{\pi D^3}$$

Con los datos, tenemos: $\sigma = \frac{8 \times 1.410 \times (200)^2}{\pi \times (25.4)^3} = 222.61 \text{ MPa}$

Este valor del esfuerzo máximo viene a ser la quinta parte del esfuerzo a la fluencia del acero estructural; es decir tenemos un factor de seguridad de $F.S. = 5$. Por lo tanto podemos afirmar que el valor de 3/4” para el diámetro de los ejes de los martillos es correcto.

Selección de Chumaceras y Rodamientos:

Para la selección de las chumaceras con sus respectivos rodamientos tenemos los siguientes datos:

- Reacciones en los apoyos.
- Diámetro del eje principal.

- Cargas externas a y tipo de servicio que tendrá el eje.

Del manual SKF teniendo estos datos

Capacidad de carga de los soportes:

Los soportes de fundición pueden soportar las mismas cargas que sus respectivos rodamientos .

El soporte más apropiado para seleccionar se adapta puede ser de la serie SY-FJ con rodamientos 2382(00)BD2LS., ó de la serie SY-TB con rodamientos 6303(00)BA.

De las reacciones en los apoyos se tiene que no estén fuerzas axiales en el eje por lo que los rodamientos que se pueden elegir son los siguientes:

Alternativa N°1.

- Soporte de la serie SY-FJ, con rodamientos 238209 BD2LS.

Alternativa N°2.

- Soporte de la serie SY-TB, con rodamientos 630309 BA.

Consideraciones adicionales acerca de martillos.

Martillos: Las dimensiones y la forma de los martillos se elige con las propiedades físicas del material y el tamaño de las fibras y trozos. Dentro de la gama de formas y tamaños para martillos, los que se muestran a continuación son los más adecuados para materiales débiles y de poca resistencia.

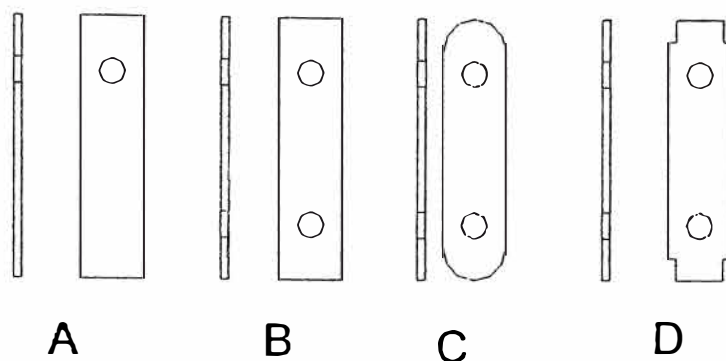


Fig 3.5.4.g . Geometría de martillo.

Los tipos de martillo B, C y D admiten la posibilidad de cambiarlo de posición 2 veces a medida que se desgastan cada uno de sus bordes; por esta ventaja, y por la simplicidad de su fabricación seleccionamos el tipo B.

Consideraciones adicionales acerca de Tamices.

Tamices: Se usan también tamices de acero con perforaciones que están de acuerdo a la malla que se desea conseguir. Los tamices de espesor pequeño son más fáciles de fabricar y el material fino filtra más fácilmente con respecto a los tamices gruesos; sin embargo tienen menor periodo de duración.

RAZONES DEL POR QUE SE ELIGE EL MOLINO DE MARTILLOS.

1. A diferencia del molino de bolas o el molino de barras que están en permanente contacto y frotación con el material a triturar, en este tipo de molino impactan los percutores con el material que luego es lanzado hacia la carcasa, evitando así el contacto permanente con el material que es medianamente corrosivo.

2. En estos equipos la variación de la granulometría se obtiene con la variación de la velocidad del rotor.
3. Bajo la acción de la fuerza centrífuga, originadas por velocidades del rotor de entre 20 mts/seg. Y 60 mts/seg. Para trituración normal y superiores para una molienda más fina.
4. La ventaja de los molinos de martillos reside en las importantes relaciones de reducción que permiten alcanzar ratios de 30:1 ; 20:1
5. Los elementos intriturbables como son las piezas metálicas introducidas accidentalmente en el molino son extraídas por un orificio de evacuación tangencial en comunicación con una trampa para elementos metálicos.
6. Si en la entrada del material se coloca de tal manera que permita la entrada del material haciendo rotar el molino en uno u otro sentido esto hace que los martillos sean aprovechados por ambos extremos evitando así el tener que paralizar el molino para sustituir los martillos gastados.

CAPITULO 4

INSTALACIONES ELECTRICAS

4.1 CONSIDERACIONES PRELIMINARES

El Proyecto comprende el cálculo de las Redes Eléctricas de Distribución Secundaria, Alumbrado Complementario y Conexiones de Reserva; El mismo que ha sido ejecutado tomando en consideración los criterios del Sistema Económicamente Adaptado y las normas técnicas de la Empresa Receptorista Concesionaria..

El cálculo de las Instalaciones eléctricas de la Planta se ha seguido tomando en cuenta las indicaciones dadas por el Código Nacional de Electricidad Tomo V

4.1.1 DESCRIPCION DE LA OBRA

La Obra posee las siguientes características generales:

a.- SERVICIO PARTICULAR

Tensión Nominal	380/220 Voltios.
Sistema Adoptado	Aéreo Radial-Autoportante.
Tipo de Distribución	Trifásico Multiaterrado.
Frecuencia	60 Hz.
Soportes	C.A.C. 8/200, 8/300
Tipo de Conductor	
§ De Fase	Cable tipo NYY, aislado con Polietileno Reticulado tipo XLPE.

4.1.2 DEMANDA MÁXIMA DE POTENCIA

La siguiente tabla muestra las potencias de cada motor y un resumen de la potencia instalada.

ITEM	CIRCUITO	$\cos \phi$	POTENCIA HP	POTENCIA Kw	TENSIÓN voltios
1	TORNILLO TRANSPORTADOR	0.85	5	3.73	380
2	TROMEL CLASIFICADOR		2	1.49	380
3	TRILLADOR		15	11.20	380
4	VENTILADOR N°1(TRILLADOR)		15	11.20	380
5	MOLINO + VENTILADOR N°2		50	37.30	380
6	VENTILADOR N°3 (FILTRO DE MANGAS)		15	11.20	380
7	ALUMBRADO OFICINAS Y PLANTA			4.30	220
8	TOMACORRIENTES			5.8	220
	TOTAL MÁXIMA DEMANDA			86.22	

SUMINISTRO DE ENERGIA

La alimentación eléctrica de las redes Secundarias fue prevista de la siguiente manera:

S.E N°	RELACION TRANSFORMACION	POTENCIA NOMINAL (KVA)	UBICACIÓN
01	22.9 KV/0.40-0.23 KV.	100	SEGUN PLANO

MAXIMA DEMANDA DE SERVICIO PARTICULAR

Teniendo en cuenta que la Planta cuenta con datos o antecedentes sobre desarrollo de pequeñas industrias que requiera el consumo inmediato de energía eléctrica, se estimó una demanda máxima por motor en función al factor de servicio de cada motor y a la potencia instalada promedio en artefactos eléctricos de oficinas.

BASES DE CALCULO

Las Redes de Servicio Particular y Alumbrado Público se calcularon teniendo en cuenta los requisitos de del Código Nacional de Electricidad D.L N° 25844 Ley de Concesiones Eléctricas, su Reglamento y las Normas del Ministerio de Energía y Minas.

Se consideraron los siguientes parámetros:

- Caída de tensión máxima permisible en el extremo terminal más desfavorable de la Red Secundaria inferior al 7 % de la tensión nominal, tomando en consideración el balance de carga y de tal manera que permita asimilar futuras cargas.

- Factor de Potencia :
 - Redes de Servicio Particular : 0.85
 - Alumbrado Público : 0.85

- Factor de Simultaneidad:
 - Cargas para uso Domestico : 0.50
 - Alumbrado Público : 1.0
 - Cargas Especiales : 1.0

CONDICIONES AMBIENTALES

- Clima : Templado.
- Velocidad del Viento. : 60 Km / Hora.
- Temperatura Mínima. : 10 °C.
- Temperatura Máxima. : 25 °C

Así mismo se tomaron en cuenta las densidades de corriente consideradas en el Código Nacional de Electricidad.

SISTEMA DE PUESTA A TIERRA

Esta compuesto por :

CONDUCTOR

Será de cobre electrolítico cableado desnudo de 25 mm². cuyas características son :

Calibre (mm ²)	25
Naturaleza	Cobre
Tipo	Desnudo
Nº de Hilos	7
Diámetro (mm)	6.42
Peso (Kg/m)	0.224

Tiro de Rotura	1014.90
Coefficiente de Dilatación	0.000017
Temple	Duro
Capacidad (Amp)	187

ACCESORIOS

- 01 Varilla dispersora de cobre o bronce de 5/8" Ø x 2.40 m de longitud.
- 01 Conector de bronce o similar apto para la conexión de un conductor de 25 mm² y varilla de 5/8" Ø.
- 12 metros de conductor de cobre cableado desnudo temple duro de 25 mm² de sección.
- 01 conector Al/Cu (Bimetalico) 25/25 mm². para la conexión del conductor de Puesta a Tierra al neutro mensajero.
- 45 Kg de sal Industrial.
- 50 Kg. De Carbón Vegetal.
- 10 Kg. De Cal.

4.1 TABLEROS DE FUERZA Y CONTROL

INTERRUPTORES TERMOMAGNETICOS.

Componentes adicionales a los anteriormente mencionados, son los interruptores de cada circuito y en el general, los que serán Automáticos Termomagnéticos en caja moldeada, cuyas capacidades se detallan a continuación y que serán instalados en el tablero de distribución.

Debe tener los siguientes elementos:

- Marco, tapa refuerzo y topes de acero laminado en frío de 2 mm de espesor.
- Cajón , soportes y marco de acero laminado en frío de 9 mm de espesor.

- Tapa con dimensiones 500x600x2 mm.
- Dimensiones exteriores de caja de 550x600x200 mm.
- Su fabricación se realizara matrizando sus cortes, dobleces y agujeros.
- Pintado tapa y marco exterior pintado a base de Epoxi, cromado de zinc de 50 micrones las demas partes metálicas serán idénticas a la anterior pero de 30 micrones.

Los esquemas eléctricos se muestran en la sección de planos donde se detallan los circuitos de arranque parada automáticos sistemas de protección contra cortocircuito sobrevoltaje.

CAPITULO 5

ANÁLISIS ECONOMICO

En este capítulo se hace un cálculo de presupuestos de fabricación y montaje de equipos asimismo se toma en cuenta la mano de obra costos de transporte . Debido a que el presente proyecto está direccionado en el aspecto de diseño y selección de equipos no se ha hecho un estudio de estimaciones de costos de mercado

A continuación se indican los costos por fabricación y montaje de la planta (no se toma en cuenta los costos del terreno ni los costos de obras civiles referentes a paredes cimientos ni tarrajeo, servicios higiénicos etc)

5.1 COSTOS DE MATERIALES Y EQUIPOS

En esta sección se proporcionan en las tablas adjuntas los costos de todos los materiales que son necesarios para el montaje de la planta en la sección inferior se detallan los costos de mano de obra de los servicios.

PRESUPUESTO**DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA UNA PALANTA DE POLVO
DE TARA DE 500 Kg/H DE CAPACIDAD**

DESCRIPCION : FABRICACION Y ENSAMBLE DE EQUIPOS

TIPO DE EQUIPO : TORNILLO SIN FIN

FECHA : NOVIEMBRE DEL 2003

ITEM	DESCRIPCION	UND.	CANT.	PRECIO UNITARIO	PRECIO PARCIAL	TOTAL PARCIAL	AVANCE %
				\$	\$	\$	
1.00	MATERIALES						
1.01	PLALCHA DE FIERRO GALVANIZADO 2.4X1.2m X1/8 c	UN	2.00	70.00	140.00		15.94
1.02	TUBO DE FIERRO NEGRO 3"Ø X 6MTS	UN	2.00	30.00	60.00		6.83
1.03	ANGULO L 2"X2"X1/4" X6mts.	UN	6.00	12.00	72.00		8.20
1.04	CHUMACERA MARCA SKF 3"Ø	UN	2.00	100.00	200.00		22.77
1.05	O'RING BAKELITA 3/16"X3"	UN	2.00	10.00	20.00		2.28
1.06	PINTURA ANTICORROSIVA	GL	0.50	30.00	15.00		1.71
1.07	PINTURA ACRILICA	GL	0.50	50.00	25.00		2.85
1.08	PERNOS DE SUJECION 3/8"ØX1" CON TUERCA Y ARANDELA	UN	18.00	0.80	14.40		1.64
1.09	MOTOREDUCTOR ELECTRICO 3 HP 10 REV.	UN	1.00	300.00	300.00		34.15
1.10	FAJA EN "V" B70	UN	1.00	7.00	7.00		0.80
1.11	SOLDADURA AWS E316-16	KG	3.00	5.00	15.00		1.71
1.12	CHAVETA WOODROFF	UN	2.00	5.00	10.00		1.14
						878.40	
2.00	MANO DE OBRA						
2.01	CORTE DE PLANCHAS	GLB	1.00	136.00	136.00		30.36
2.02	ROLADO Y DOBLADO DE PLANCHAS	GLB	1.00	68.00	68.00		15.18
2.03	SOLDADO DE PLANCHAS	GLB	1.00	68.00	68.00		15.18
2.04	ENSAMBLE TOTAL Y ARMADO DE ESTRUCTURAS	GLB	1.00	136.00	136.00		30.36
	LIJADO Y PINTADO	GLB	1.00	40.00	40.00		8.93
						448.00	
	COSTO DIRECTO DE LA OBRA					1,326.40	
10.00	TRASPORTE DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS						
10.01	TRASPORTE DE MATERIALES, EQUIPOS Y HERRM.	GLB	1.00	100.00	100.00	100.00	

COSTO DIRECTO TOTAL DEL EQUIPO : \$ 1,426.40

**DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA UNA PALANTA DE POLVO
DE TARA DE 500 Kg/H DE CAPACIDAD**

DESCRIPCION : FABRICACION Y ENSAMBLE DE EQUIPOS

TIPO DE EQUIPO : TRILLADORA-CLASIFICADORA ROTATORIA

FECHA : NOVIEMBRE DEL 2003

ITEM	DESCRIPCION	UND.	CANT.	PRECIO	PRECIO	TOTAL	AVANCE
				UNITARIO	PARCIAL	PARCIAL	%
				\$	\$	\$	
1.00	MATERIALES						
1.01	PLANCHA DE FIERRO GALVANIZADO 2.4X1.2m X1/8 e	UND.	6.00	70.00	420.00		11.77
1.02	PLANCHA AGUJEREADA DE Fe. GALV. 2.4X1.2m X1/8 e -1/4"Ø	UND.	1.00	153.66	153.66		4.31
1.03	PLANCHA AGUJEREADA DE Fe. GALV. 2.4X1.2m X1/8 e -3/16"Ø	UND.	1.00	162.60	162.60		4.56
1.04	PLANCHA AGUJEREADA DE Fe. GALV. 2.4X1.2m X1/8 e -3/8"Ø	UND.	1.00	167.54	167.54		4.69
1.05	TUBO DE FIERRO NEGRO 3"Ø X 6MTS	UND.	1.00	30.00	30.00		0.84
1.06	PLATINA 2"X1/8" X6MTS		3.00	10.00	30.00		0.84
1.07	ANGULO L 2"X2"X1/4" X6mts.	UND.	6.00	12.00	72.00		2.02
1.08	CHUMACERA MARCA SKF 3"Ø	UND.	2.00	100.00	200.00		5.60
1.09	ORING BAKELITA 3/16"X3"	UND.	2.00	10.00	20.00		0.56
1.10	PINTURA ANTICORROSIVA	GL.	1.00	30.00	30.00		0.84
1.11	PINTURA ACRILICA	GL.	1.00	50.00	50.00		1.40
1.12	PERNOS DE SUJECION 3/8"ØX1" CON TUERCA Y ARANDELA	UND.	30.00	0.80	24.00		0.67
1.13	MOTOREDUCTOR ELECTRICOPARA TROMEL 3 HP 53 REV.	UND.	1.00	500.00	500.00		14.01
1.14.	PIÑON SIMPLE ASA 80 B-Z76	UND.	2.00	216.00	432.00		12.10
1.15	PIÑON DOBLE ASA 80/2 B-Z19	UND.	1.00	48.00	48.00		1.34
1.16	PIÑON DOBLE ASA 80/2 B-Z18	UND.	1.00	44.80	44.80		1.26
1.17	PIÑON DOBLE ASA 80/2 B-Z45	UND.	1.00	290.00	290.00		8.13
1.18	CADENA DE RODILLOS DOBLE ASA 80/2	UND.	6.20	40.00	248.00		6.95
1.19	UNION DE CADENA DOBLE ASA 80/2	UND.	2.00	2.10	4.20		0.12
1.20	MOTOR ELECTRICO PARA TRILLADOR 10 HP 1600 RPM	UND.	1.00	500.00	500.00		14.01
1.21	PIÑON SIMPLE ASA 80 B-Z25	UND.	1.00	40.00	40.00		1.12
1.22	PIÑON SIMPLE ASA 80 B-Z220	UND.	1.00	42.00	42.00		1.18
1.23.	SOLDADURA AWS E316-16	KG	10.00	5.00	50.00		1.40
1.24	CHAVETA WOODROFF	UN	2.00	5.00	10.00		0.28
						3,568.80	
2.00	MANO DE OBRA						
2.01	CORTE DE PLANCHAS Y ANGULOS	GLB	1.00	517.90	517.90		38.80
2.02	ROLADO Y DOBLADO DE PLANCHAS	GLB	1.00	259.00	259.00		19.40
2.03	SOLDADO DE PLANCHAS	GLB	1.00	259.00	259.00		19.40
2.04	ENSAMBLE TOTAL Y ARMADO DE ESTRUCTURAS	GLB	1.00	259.00	259.00		19.40
2.05	LIJADO Y PINTADO	GLB	1.00	40.00	40.00		3.00
						1,334.90	
	COSTO DIRECTO DE LA OBRA					4,903.70	
10.00	TRASPORTE DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS						
10.01	TRASPORTE DE MATERIALES, EQUIPOS Y HERRM.	GLB	1.00	100.00	100.00	100.00	

COSTO DIRECTO TOTAL DEL EQUIPO : \$ 5,003.70

**DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA UNA PALANTA DE POLVO
DE TARA DE 500 Kg/H DE CAPACIDAD**

DESCRIPCION : FABRICACION Y ENSAMBLE DE EQUIPOS

TIPO DE EQUIPO : MOLINO DE MARTILOS

FECHA : NOVIEMBRE DEL 2003

ITEM	DESCRIPCION	UND.	CANT.	PRECIO UNITARIO	PRECIO PARCIAL	TOTAL PARCIAL	AVANCE %
				\$	\$	\$	
1.00	MATERIALES						
1.01	PLANCHA DE FIERRO GALVANIZADO 2.4X1.2m X1/8 e	UND.	1.00	70.00	70.00		2.35
1.02	PLANCHA AGUJEREADA DE Fe. GALV. 2.4X1.2m X1/8 e	UND.	0.50	300.00	150.00		5.04
1.03	EJE ACERO INOXIDABLE BOILER X 3MTS	UND.	0.50	500.00	250.00		8.39
1.04	ANGULO L 2"X2"X1/4" X6mts	UND.	1.00	12.00	12.00		0.40
1.05	CHUMACERA MARCA SKF 3"Ø	UND.	3.00	100.00	300.00		10.07
1.06	ORING BAKELITA 3/16"X3"	UND.	4.00	10.00	40.00		1.34
1.07	PINTURA ANTICORROSIVA	GL	1.00	30.00	30.00		1.01
1.08	PINTURA ACRILICA	GL	1.00	50.00	50.00		1.68
1.09	PERNOS DE SUJECION 1/2"ØX1" GRADO 7 CON TUERCA Y ARANDELA	UND.	20.00	2.00	40.00		1.34
1.10	MOTUR ELECTRICO 50 HP 1800 REV.	UND.	1.00	1,200.00	1,200.00		40.28
1.11	POLEA TRES CANALES DE FIERRO FUNDIDO	UND.	2.00	216.00	432.00		14.50
1.12	FAJA EN "V"	UND.	3.00	15.00	45.00		1.51
1.13	ALIMENTADOR ROTATORIO DE 7"X7"	UND.	1.00	300.00	300.00		10.07
1.14	SOLDADURA AWS E316-16	KG	10.00	5.00	50.00		1.68
1.15	CHAVETA WOODROFF	UN	2.00	5.00	10.00		0.34
						2,979.00	
2.00	MANO DE OBRA						
2.01	CORTE DE PLANCHAS Y ANGULOS	GLB	1.00	670.00	670.00		43.23
2.02	ROLADO Y DOBLADO DE PLANCHAS	GLB	1.00	335.00	335.00		21.61
2.03	SOLDADO DE PLANCHAS	GLB	1.00	170.00	170.00		10.97
2.04	ENSAMBLE TOTAL Y ARMADO DE ESTRUCTURAS	GLB	1.00	335.00	335.00		21.61
2.05	LIJADO Y PINTADO	GLB	1.00	40.00	40.00		2.58
						1,550.00	
	COSTO DIRECTO DE LA OBRA					4,529.00	
10.00	TRANSPORTE DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS						
10.01	TRANSPORTE DE MATERIALES, EQUIPOS Y HERRM.	GLB	1.00	100.00	100.00	100.00	

COSTO DIRECTO TOTAL DEL EQUIPO : \$ 4,629.00

**DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA UNA PALANTA DE POLVO
DE TARA DE 500 Kg/H DE CAPACIDAD**

DESCRIPCION : FABRICACION Y ENSAMBLE DE EQUIPOS
:
TIPO DE EQUIPO : ENSAMBLE DE CICLONES FILTRO DE MANGAS Y DUCTOS
:
FECHA : NOVIEMBRE DEL 2003

ITEM	DESCRIPCION	UND.	CANT.	PRECIO UNITARIO	PRECIO PARCIAL	TOTAL PARCIAL	AVANCE %
				\$	\$	\$	
1.00	MATERIALES						
1.01	CICLON Nº1 16.40 M3/MIN	UND.	1.00	500.00	500.00		6.57
1.02	CICLON Nº2 89.4 M3/MIN	UND.	1.00	500.00	500.00		6.57
1.03	CICLON Nº3 89.4 M3/MIN	UND.	1.00	500.00	500.00		6.57
1.04	FILTRO DE MANGAS	UND.	1.00	800.00	800.00		10.51
1.05	VENTILADOR CICLON Nº1	UND.	1.00	1,200.00	1,200.00		15.77
1.06	VENTILADOR CICLON Nº2	UND.	1.00	1,200.00	1,200.00		15.77
1.07	VENTILADOR CICLON Nº3	UND.	1.00	1,200.00	1,200.00		15.77
1.08	TRES MOTORES ELECTRICOS ACCIONADORES 15 HP	GLB	1.00	1,500.00	1,500.00		19.71
1.09	ANGULO 3"X3"X1/4" 6MT	UND.	3.00	40.00	120.00		1.58
1.14	SOLDADURA AWS E316-16	KG	10.00	5.00	50.00		0.66
1.15	CHAVETA WOODROFF	UN	8.00	5.00	40.00		0.53
						7,610.00	
2.00	MANO DE OBRA						
2.01	CORTE DE PLANCHAS Y ANGULOS	GLB	1.00	150.00	150.00		43.23
2.03	SOLDADO DE ANGULOS	GLB	1.00	75.00	75.00		10.97
2.04	ENSAMBLE TOTAL Y ARMADO DE ESTRUCTURAS	GLB	1.00	75.00	75.00		21.61
2.05	LIJADO Y PINTADO	GLB	1.00	40.00	40.00		2.58
						340.00	
	COSTO DIRECTO DE LA OBRA					7,950.00	
10.00	TRASPORTE DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS						
10.01	TRASPORTE DE MATERIALES, EQUIPOS Y HERRM	GLB	1.00	100.00	100.00	100.00	

COSTO DIRECTO TOTAL DEL EQUIPO : \$ 8,050.00

**DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA UNA PALANTA DE POLVO
DE TARA DE 500 Kg/H DE CAPACIDAD**

DESCRIPCION : FABRICACION Y ENSAMBLE DE EQUIPOS

TIPO DE EQUIPO : OBRAS ELECTRICAS

FECHA : NOVIEMBRE DEL 2003

ITEM	DESCRIPCION	UND.	CANT.	PRECIO UNITARIO	PRECIO PARCIAL	TOTAL PARCIAL	AVANCE %
				\$	\$	\$	
1.00	MATERIALES						
1.01	TUBO CONDUIT 4" X6 MTS	UND.	6.00	50.00	300.00		4.60
1.02	CABLE NYY 3X35 mm2	KM	0.08	10,500.00	840.00		12.87
1.03	TABLERO GENERAL CON DISPOSITIVOS	UND.	1.00	4,000.00	4,000.00		61.28
1.04	CABLE NYY 3X25 mm2	Km	0.03	7,900.00	237.00		3.63
1.05	CABLE NYY 3X16 mm2	Km	0.05	7,000.00	350.00		5.36
1.06	TUBERÍA CONDUIT 2" X 6 Mts	UND.	10.00	30.00	300.00		4.60
1.07	CONTACTORES 3X30AMP	UND.	4.00	50.00	200.00		3.06
1.08	CONTACTORES 3X60	UND.	1.00	100.00	100.00		1.53
1.09	TUBERÍA VINDUIT 22 D	MTS	10.00	20.00	200.00		3.06
1.10	PUESTA A TIERRA	UND.	2.00	300.00	600.00		9.19
1.11	LAMPARAS FLUORESCENTES	GLB	1.00	500.00	500.00		7.66
1.12	INTERRUPTORES Y TOMACORRIENTES	GLB	1.00	200.00	200.00		3.06
1.13							
						6,527.00	
2.00	MANO DE OBRA						
2.01	INSTALACION DE TUBERIAS CONDUIT	GLB	1.00	800.00	800.00		40.00
2.03	INSTALACION DE TABLERO	GLB	1.00	400.00	400.00		20.00
2.04	CABLEADO GENERAL	GLB	1.00	500.00	500.00		25.00
2.05	INSTALACION DE LUMINARIAS Y TOMACORR.	GLB	1.00	300.00	300.00		15.00
2.06	PRUEBAS	GLB	1.00	200.00	200.00		10.00
						2,000.00	
	COSTO DIRECTO DE LA OBRA					8,527.00	
10.00	TRASPORTE DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS						
10.01	TRASPORTE DE MATERIALES, EQUIPOS Y HERRM.	GLB	1.00	100.00	100.00	100.00	

COSTO DIRECTO TOTAL DEL EQUIPO : \$ 8,627.00

5.2 COSTO TOTAL DE LA PLANTA

El siguiente es un presupuesto total donde no está incluido el IGV

PRESUPUESTO TOTAL DEL PROYECTO

DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA UNA PALANTA DE POLVO DE TARA DE 500 Kg/H DE CAPACIDAD

DESCRIPCION : FABRICACION Y ENSAMBLE DE EQUIPOS
 TIPO DE EQUIPO : PRESUPUESTO TOTAL DE PALNTA
 FECHA : NOVIEMBRE DEL 2003

TIPO DE EQUIPO	: TORNILLO SIN FIN		
COSTO DIRECTO TOTAL DEL EQUIPO :	\$.		1,426.40
TIPO DE EQUIPO	: TRILLADORA-CLASIFICADORA ROTATORIA		
COSTO DIRECTO TOTAL DEL EQUIPO :	\$.		5,003.70
TIPO DE EQUIPO	: MOLINO DE MARTILOS		
COSTO DIRECTO TOTAL DEL EQUIPO :	\$.		4,629.00
TIPO DE EQUIPO	: ENSAMBLE DE CICLONES FILTRO DE MANGAS Y DUCTOS		
COSTO DIRECTO TOTAL DEL EQUIPO :	\$.		8,050.00
TIPO DE EQUIPO	: OBRAS ELECTRICAS		
COSTO DIRECTO TOTAL DEL EQUIPO :	\$		8,627.00
<u>COSTO TOTAL DE LA PALNTA</u>	\$		27,736.10

CONCLUSIONES

- Para obtener un producto sin elementos metálicos se recomienda utilizar el separador magnético debido a que siempre existen partículas metálicas que se desprenden producto de la fricción entre elementos metálico, estas partículas alteran el proceso posterior al polvo de tara.
- Se puede poner otro ciclón antes del tornillo helicoidal que alimenta al trillador debido a que generalmente los productos agrícolas vienen con otro tipo de vegetales ó desechos orgánicos tales como estiércol plumas etc, este ciclón separa únicamente a las vainas de otro tipo de productos , la desventaja es que aumenta el consumo de energía eléctrica
- Se debe verificar la humedad de las vainas ya que la humedad excesiva altera el transporte neumático aumentando el peso específico del material, también se debe tener en cuenta que este material es higroscópico y corrosivo, debiendo el jefe de planta tomar sus precauciones
- Para evitar inconvenientes cuando el peso específico varía considerablemente se puede usar un variador de velocidad en el motor eléctrico haciendo que varíen las RPM del motor a la medida del peso del material.
- La planta de este proyecto en la parte que sale del molino tiene la configuración de circuito abierto del sistema de transporte , también existe del tipo de circuito cerrado.

- En la parte del trillado es importante que el producto tenga un tratamiento de desmenuzar las fibras que son las más duras de la vaina para que al ingresar al molino puedan ser reducidas fácilmente , para esto se pueden adecuar en las aspas pines pasantes a un lado y otro de las aspas dejando una luz para el tamaño de la semilla , de manera que las fibras se trituran y desmenuzan dejando un producto que no represente mucho trabajo para el molino, también se pueden dar un acabado en forma de filo de cuchilla en los extremos de las aspas a fin de que aparte de desmenuzarse también se corten en partículas más pequeñas.
- En la fabricación del molino se deben poner canaletas del espesor de la grilla zaranda de modo que sean fácilmente intercambiables a otro tipo de malla a fin de poder pulverizar el producto a diferentes dimensiones de partícula.
- La gerencia debe de estar capacitada para poder negociar con proveedores y clientes de manera que en tiempos de floración del vegetal pueda tener suministro de materia prima a fin de no desabastecer al cliente,
- El sistema de molienda em circuito cerrado es más eficiente para dimensiones de partícula menores de 150 micras , sin embargo con el tipo de producto que se va a producir oscila entre <150- 250> micras resulta más económico el tipo de molienda de circuito abierto.

BIBLIOGRAFÍA

- LINK BELT, “Materials Handling and procesing equipment ”.
- INRENA “Instituto Nacional de recursos Naturales”.
- ADUANAS DEL PERÚ www.aduanet.gob.pe .
- ARTHUR F TAGGART “Elementos de preparación de minerales”.
- MARKS “Manual del Ingeniero mecánico”.
- “Manual del Ingeniero químico”.
- ANGEL LAGUNAS MARQUES “Instalaciones eléctricas de baja tensión comerciales é industriales”.
- P UBIERTO ARTUR “Diseño básico de automatismos eléctricos”.
- EBERLE MOTORES ELÉCTRICOS “catálogo de motores eléctricos monofásicos y trifásicos”.
- JOSEPH EDUARD SHIGLEY- CHARLES R MISCHKE “Diseño en ingeniería mecánica”.
- E.E.U.A ENGINEERING EQUIPMENT USERS ASSOCIATION “Transporte neumático de materiales pulverulentos”.
- ALAN FOUST “Operaciones unitarias en ingeniería química”.
- WARREN L. Mc CABE -PETER HARRIOT “Operaciones unitarias en ingeniería química”.
- LUIS FUEYO “Equipos de molienda y clasificación tecnología diseño y aplicación”.

ANEXO 1

ANEXO N°1

CUADOR N°1

VALORES DE LAS EXPORTACIONES DE POLVO DE TARA AÑO 1996

MESES	ARGENTINA	BELGIUM	BRAZIL	CHINA	FRANCE	GERMANY	ITALY	JAPAN	MEXICO	SINGAPORE	SPAIN	TAIWAN	USA	VENEZUELA	NETHERLANDS	
ENERO		16,000.00	7,000.00	23,970.00			35,100.00	7,990.00			3,350.00			1,200.00		84,610.00
FEBRERO		37,775.00		23,970.00				700.00				42,295.38				104,740.38
MARZO	2,175.00	31,500.00	7,000.00				19,970.00				15,350.00		8,590.00		7,740.00	92,325.00
ABRIL		22,700.00			16,000.00			9,020.00					8,583.00			66,303.00
MAYO		8,000.00	7,000.00	35,888.50			54,470.00				5,200.00		34,402.00		36,781.00	181,741.80
JUNIO		21,330.00				30,100.00	18,463.67	41,580.00		7,740.00	16,832.01		25,694.00			161,739.68
JULIO		59,127.50	8,200.00	98,140.32			7,920.00		1,000.00		2,875.32		62,813.00			240,076.14
AGOSTO	4,350.00	33,750.00		20,730.00	17,600.00		11,100.00	41,580.00			70,494.39		36,672.00			236,279.39
SEPTIEMBRE		86,470.80	7,000.00			68,000.00					18,300.00		34,201.50			213,972.30
OCTUBRE		58,615.00	7,000.00				26,100.00				48,055.80		162,506.00			302,276.80
NOVIEMBRE		34,050.00	6,300.00				4,745.00				23,033.30		31,578.00			99,706.30
DICIEMBRE	4,350.00	36,076.00	9,250.00	15,500.00		33,201.00	25,650.00				18,886.60		46,278.00			169,191.80
	10,875.00	448,394.30	68,780.00	218,196.82	33,600.00	131,301.00	203,518.67	100,879.00	1,000.00	7,740.00	222,377.42	42,295.38	461,317.80	1,200.00	44,521.00	1,972,968.09

TOTAL DE EXPORTACIONES AÑO 1996 :

1,972,968.09

ANEXO N°1

CUADOR N°2

VALORES DE LAS EXPORTACIONES DE POLVO DE TARA AÑO 1999

MESES	ARGENTINA	AUSTRIA	BELGIUM	BRAZIL	CHILE	COLOMBIA	FRANCE	GERMANY	ITALY	JAPAN	SOUTH AFRICA	SPAIN	SWITZERLAND	TAIWAN	UNITED KINGDOM	USA	URUGUAY
ENERO		49,515.00	23,100.00	48,900.00			1,883.00	21,600.00				10,780.00				65,340.00	221,118.00
FEBRERO	1,511.36			3,025.00				8,838.00	12,100.00								25,474.36
MARZO	29,380.00	12,530.00	19,440.00					34,806.76		11,390.00							107,548.76
ABRIL	9,840.00			25,400.00				28,200.00	9,150.00			10,420.00			7,920.00	62,070.00	153,008.00
MAYO	49,080.00		19,440.00	15,300.00	605.00			23,136.00	30,721.30		10,833.60					51,970.00	5,400.00
JUNIO	16,080.00			9,360.00				28,800.00	10,100.00				38,880.00			29,085.00	132,305.00
JULIO	9,840.00			25,400.00				34,048.00		10,660.50	15,300.00		19,440.00			19,600.00	18,600.00
AGOSTO	29,520.00			15,600.00				14,400.00	1,345.20			14,220.00	19,440.00			73,325.00	187,850.20
SEPTIEMBRE		26,160.00		18,680.00		605.00			17,880.00		16,978.46	15,200.00				65,340.00	8,880.00
OCTUBRE	8,880.00	11,445.00		29,400.00	1,815.00	605.00	2,359.23		10,400.00	10,960.50			58,320.00			43,560.00	177,744.73
NOVIEMBRE	19,360.00	56,995.00		23,280.00			2,890.00		9,640.00		10,440.00		8,880.00			65,340.00	9,680.00
DICIEMBRE	13,378.46	45,780.00		29,880.00	10,540.00		11,779.22		9,360.00	10,960.50		23,300.00	58,320.00	1,679.22		43,560.00	258,537.40
	188,263.82	202,425.00	61,986.00	244,225.00	12,960.00	1,210.00	18,911.45	193,828.78	110,896.58	43,971.50	53,542.88	73,828.00	203,280.00	1,679.22	7,920.00	519,190.00	42,560.00

TOTAL DE EXPORTACIONES AÑO 1999 :

1,979,178.31

ANEXO N°1

CUADOR N°3

VALORES DE LAS EXPORTACIONES DE POLVO DE TARA AÑO 2001

MESES	ARGENTINA	AUSTRIA	BELGIUM	BRAZIL	CHILE	CHINA	FRANCE	GERMANY	HONG KONG	INDIA	ITALY	JAPAN	SOUTH AFRICA	SWITZERLAND	TAIWAN	USA	URUGUAY	TOTAL
ENERO	33,006.00			37,790.00		17,860.00	27,960.00	27,800.00		37,140.00						34,020.00	23,110.00	238,425.00
FEBRERO	23,725.00	41,400.00	47,283.00	31,800.00							116,260.00	64,980.00		38,880.00				364,138.00
MARZO	67,610.00			11,000.00			27,170.00	27,800.00			61,956.00	11,104.80		38,880.00		68,040.00		313,358.80
ABRIL	23,725.00			70,300.00		18,620.00	488.46	55,200.00	18,900.00		81,740.00		12,908.46	38,880.00		39,680.00		360,451.82
MAYO	38,086.00	55,200.00		9,540.00			14,712.25				55,736.40					34,020.00		205,303.65
JUNIO	57,925.00			16,250.00			2,880.00	55,200.00		400.00	27,128.90			53,453.00	14,900.00	34,022.00		282,156.80
JULIO	11,637.50	12,150.00		58,080.00			14,712.25				137,838.36	11,680.00		38,880.00		103,186.00		386,183.11
AGOSTO		16,833.50	78,840.00	43,300.00	18,309.15		116,274.00	40,928.00			127,638.16	12,180.00		38,880.00		90,990.00	14,700.00	568,950.81
SEPTIEMBRE	28,875.00	81,090.00	129,285.20	48,480.00			17,850.00	24,150.00			14,807.40			38,880.00		90,180.00	13,825.00	487,412.60
OCTUBRE				42,980.00			34,500.00	105,800.00			97,658.50	41,520.00		38,880.00		45,080.00		406,428.50
NOVIEMBRE	108,750.00		186,200.00	20,450.00			32,950.00	21,500.00			78,000.00			75,420.00		54,000.00	29,750.00	583,020.00
DICIEMBRE	19,250.00	23,520.00	60,483.20	88,250.00			18,000.00	39,000.00										228,513.20
TOTAL	408,597.50	239,283.50	482,081.40	455,980.00	18,309.15	36,480.00	307,496.96	396,976.00	18,900.00	37,540.00	796,760.72	141,444.80	12,908.46	401,033.00	14,900.00	593,247.00	81,385.00	4,434,343.49

TOTAL DE EXPORTACIONES AÑO 2001 :

4,434,343.49



1. PRODUCCIÓN FORESTAL

PERIODO: ENERO- MARZO 2002

A. MADERA ROLLIZA.

Provincia	Especie	Unid. de Medida	Cantidad
Cajamarca	Eucalipto	m ³	352.630
Cajamarca	Pino	m ³	814.288
Cajabamba	Eucalipto	m ³	1,380.020
Tembladera-Contumazá	Eucalipto	m ³	17.874
Contumazá	Eucalipto	m ³	5.800
San Miguel	Eucalipto	m ³	1.460
TOTAL			2,572.072

B. MADERA ASERRADA.

Provincia	Especie	Unid. de Medida	Cantidad
Cajamarca	Eucalipto	m ³	44.586
Cajamarca	Pino	m ³	500.634
Tembladera-Contumazá	Eucalipto	m ³	35.572
Tembladera-Contumazá	Lucmo	m ³	29.160
Tembladera-Contumazá	Pino	m ³	2.709
Cajabamba	Eucalipto	m ³	277.600
San Miguel	Pino	m ³	1.500
TOTAL			891.761

B. PRODUCTOS FORESTALES DIFERENTES A LA MADERA AL ESTADO NATURAL.

Provincia	Especie	Unid. de Medida	Cantidad
Cajamarca	Tara en vaina	Quintales	30.0
Cajamarca	Cochinilla	Kilogramos	40.0
Tembladera-Contumazá	Hinea	Atados	107
Tembladera-Contumazá	Tara en vaina	Quintales	230.0
Contumazá	Tara en vaina	Quintales	70.0
Cajabamba	Tara en vaina	Quintales	2,100.0
San Marcos	Tara en vaina	Quintales	100.0
San Marcos	Plantas medicinales	Quintales	180.0
San Pablo	Tara en vaina	Quintales	670.0

ANEXO 2

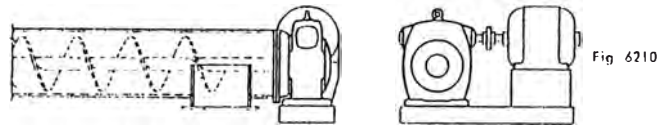
Drive arrangements

Arrangement 5 provides a means of direct connecting the speed reducer to the screw conveyor where the use of an intermediate chain drive is not practical or where it is desirable to mount the drive in line because of space limitations. The motor is connected to the speed reducer by a belt coupling and the output shaft of the drive is coupled to the drive shaft of the conveyor. The conveyor drive shaft is rigidly supported by the trough end which has either ball bearings or double roller bearings. These bearings accommodate the thrust of the conveyor in either direction.



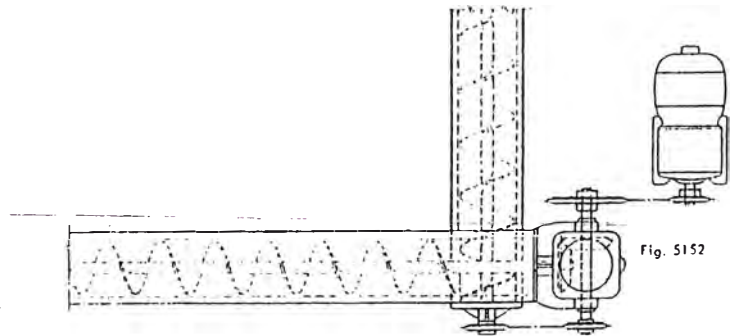
Arrangement 5

Arrangement 6 consists of a WTS single worm gear speed reducer or HWBS helical-worm gear speed reducer mounted by a built-in adapter flange to the screw conveyor trough. The output shaft of the drive has coupling holes for attaching the conveyor screw. Precision roller bearings support the output shaft and accommodate the conveyor thrust in either direction, thus eliminating the need for an auxiliary thrust. The motor may be mounted on a base with the speed reducer or mounted on a separate structural support.



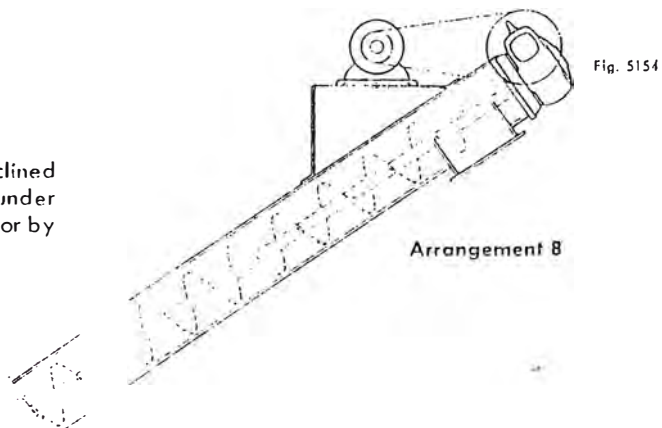
Arrangement 6

Arrangement 7 shows a typical method of operating two screw conveyors, located at right angles to each other, from a common power source. The speed reducer is connected by a chain drive to a countershaft trough end. Both conveyors are then driven from the countershaft trough end, one through a pair of gears and the other through a second chain drive.



Arrangement 7

Arrangement 8 illustrates a typical drive for an inclined screw conveyor using the components described under Arrangement 4. The motor may be supported as shown or by independent means.



Arrangement 8

Table 1 • Typical bulk materials handled by screw conveyors

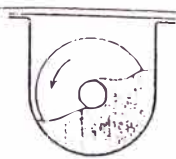

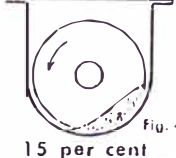
Material	Average weight per cubic foot, pounds △	Class ■	Material	Average weight per cubic foot, pounds △	Class ■
Alfalfa meal	17	B37W	Coffee, ground	25	B26
Alumina, broken or whole	28-30	C27T	Coffee, roasted bean	22-26	C16
Alum, lumpy	50-60	D26 ▲	Coke, loose	23-32	D38TX ▲
Alum, fine	45-50	B26 ▲	Coke, petroleum, calcined	35-45	D28X
Alumina	60	B28	Coke breeze, 1/4" and under	25-35	C38
Aluminate jell.	45	B27	Copper sulphate		D26
Aluminum hydrate	18	C26	Copperas (see ferrous sulphate)		
Ammonium chloride, crystalline	52	B26	Copra, lumpy	22	D26
Ammonium sulphate	45-58	▲	Capra cake, lumpy	25-30	D26
Antimony powder		B27	Copra cake, ground	40-45	B26
Apple pomace, dry	15	C37W	Copra meal	40-45	B26
Asbestos shred	20-25	H37WZ	Cork, fine ground	12-15	B36WY
Asphalt, dry, 3" and under	35-40	D37	Cork, granulated	12-15	C36
Asphalt, crushed, 1/2" and under	45	C26	Corn, cracked	45-50	C26
Baggas	7-10	H36WXZ	Corn, seed	45	C16ST
Bakelite, fine	30-40	A36	Corn, shelled	45	C16S
Baking powder	41	A26	Corn germs	21	B26
Bark, wood, refuse	10-20	H37X ▲	Corn grits	40-45	B26
Barite	38	B16S	Corn sugar	31	B26
Bauxite, crushed, 3" and under	75-85	D28 ▲	Cornmeal	38-40	B26
Beancastor, whole	36	C16	Cottonseed, dry, de-linted	35	C26
Beancastor, meal		B26	Cottonseed, dry, not de-linted	18-25	C36
Bean, navy, dry	48	C16	Cottonseed cake, lumpy	40-45	D26
Bentonite, 100 mesh and under	50-60	A27Y ▲	Cottonseed flakes	20-25	▲
Bicarbonate of soda	41	A26	Cottonseed hulls	12	B36W
Blood, dried	35-45	D37	Cottonseed meal	35-40	B26
Bone	35-50	▲	Cottonseed meats	40	B26
Bongrass, 100 mesh and under	20-25	A27 ▲	Cracklings, crushed, 3" and under	40-50	D36
Bongrass, 1/2" and under	27-40	B27	Cryolite	110	D27
Bongrass	55-60	B27	Cullet	80-120	D28 ▲
Borax of lime		A26 ▲	Dicalcium phosphate	43	A36
Borax, fine	53	B26	Dolomite, lumpy	90-100	D27 ▲
Boric acid, fine	55	B26	Ebonite, crushed, 1/2" and under	63-70	C26
Brass	16-20	B26SW	Egg powder	16	▲
Bread crumbs		B26T	Epsom salts	40-50	B26
Brewer's grain, spent, dry	25-30	C36 ▲	Feldspar, ground, 1/8" and under	65-70	B27
Brewer's grain, spent, wet	55-60	C36P ▲	Ferrous sulphate	50-75	C27
Buckheat	40-42	B16S	Fish meal	35-40	B36
Calcium carbide	70-80	D27	Fish scrap	40-50	H36
Carbon black, pelletized	20-25	B16TZ ▲	Flaxseed	45	B16S
Carbon black powder	4-6	▲	Flaxseed cake, expeller	48-50	D26
Carbon	36	B27 ▲	Flaxseed meal	25	B26
Castiron chips	130-200	C37	Flour, wheat	35-40	A36K ▲
Cement, portland	65-85	A27Y	Flue dust, boiler house, dry	35-45	A18Y ▲
Cement clinker	75-80	D28 ▲	Fluorspar	82	C37
Chemical, lumpy	85-90	D37Z	Fly ash, dry (see flue dust)		
Chemical, 100 mesh and under	70-75	A37YZ	Fuller's earth, oil filter, burned	40	B28
Chitool	18-25	D37T	Fuller's earth, oil filter, raw	35-40	B27
Clinkers, coal	40	D28 ▲	Fuller's earth, oil filter, spent	60-65	▲
Clay (see bentonite, Fuller's earth, talin and marl)			Gelatine, granulated	32	C26T
Clay seed	48	B16S	Glass batch	90-100	D28 ▲
Coal, anthracite	60	C27P	Glue, ground, 1/8" and under	40	B27
Coal, bituminous, mined, 50 mesh and under	50	B36P	Glue, pearl	40	C16
Coal, bituminous, mined, sized	50	D26PT	Gluten meal	40	B26
Coal, bituminous, mined, slack, 1/2" and under	50	C36P	Grains, distillery, spent, dry	30	H26W
Coal, powdered	30-35	A36Z	Graphite, flake	40	C26
Coal beans	30-40	C27T ▲	Graphite, flour	28	A16Y
Coal nibs	35	C27	Grape pomace	15-20	C37W
Conut, shredded	20-22	H36	Grass seed	10-12	B26SW
Cocoa, green bean	32	C26T	Gypsum, calcined, 1/2" and under	55-60	C27

■ Refer to page 563 for classification descriptions.

▲ Insull Link-Belt.

△ Weight of material loose or slightly agitated. These weights are usually different when materials are settled or packed, as in bins or containers.

Table 2 • Capacities and speeds of horizontal screw conveyors

Material class ▲	Screw diameter, inches	Maximum lump size, inches ■	Maximum recommended speed, RPM ⊙	Capacity at maximum recommended speed	Capacity at 1 RPM	Trough loading
				Cubic feet per hour		
A16 B16 C16	6	¾	165	375	2.27	
	9	1½	150	1200	8.0	
	12	2	140	2700	19.3	
	14	2½	130	4000	30.8	
	16	3	120	5600	46.6	
D16, H16 A26, A36 B26, B36 C26, C36 D26, D36 H26, H36	18	3	115	7600	66.1	
	20	3½	105	9975	95.0	
	6	¾	120	180	1.5	
	9	1½	100	560	5.6	
	12	2	90	1200	13.3	
A17, A27, A37 B17, B27, B37 C17, C27, C37 D17, D27, D37 H17, H27, H37	14	2½	85	1790	21.1	
	16	3	80	2510	31.4	
	18	3	75	3400	45.4	
	20	3½	70	4340	62.1	
	6	¾	60	90	1.5	
A18, A28, A38 B18, B28, B38 C18, C28, C38 D18, D28, D38 H18, H28, H38	9	1½	50	280	5.6	Fig. 4727
	12	2	50	665	13.3	
	14	2½	45	950	21.1	
	16	3	45	1410	31.4	
	18	3	40	1850	45.4	
	20	3½	40	2485	62.1	15 per cent
	6	¾	60	45	.75	
	9	1½	50	140	2.8	
	12	2	50	335	6.7	
	14	2½	45	470	10.5	
	16	3	45	705	15.7	
	18	3	40	910	22.7	
	20	3½	40	1240	31.1	

- ▲ Consider only the classifications shown when selecting screw diameters and speeds.
- Unsize material consisting of coarse and fines where 25% of volume does not exceed maximum lump size and average size of balance does

- ⊙ Speeds higher than those recommended will result in accelerated wear on hanger bearings and couplings.

Table 3 • Component groups, conveyor lengths and horsepower factors

Material class	Component group, Table 4	Weight of material, pounds per cubic foot	Maximum length of conveyor in feet ▲												Horsepower factor K						
			Screw diameter, inches												Screw diameter, inches						
			6						9						6	9	12	14	16	18	20
			Coupling diameter, inches																		
A16 B16 C16	A, B, C F N	1 to 10	100	100	150	150	200	250	200	250	250	250	250	250	18	10	9	8	8	7	7
		10 to 20	100	100	150	150	200	250	200	250	250	250	235	250	22	14	13	12	12	11	11
		20 to 30	100	100	150	150	200	250	200	250	250	250	185	235	26	18	17	16	16	15	15
		30 to 40	100	100	150	150	200	250	200	250	250	210	145	185	30	22	21	20	20	19	19
		40 to 50	100	100	150	150	200	250	200	250	225	175	120	155	34	26	25	24	24	23	23
		50 to 60	100	100	150	150	200	250	170	250	190	150	105	130	38	30	29	28	28	27	27
		60 to 70	100	100	150	150	200	250	150	250	170	130	90	115	42	34	33	32	32	31	31
		70 to 80	100	100	150	150	200	250	130	225	150	110	80	100	46	38	37	36	36	35	35
		80 to 90	100	100	150	150	185	250	120	205	135	100	70	90	50	42	41	40	40	39	39
		90 to 100	100	100	150	140	170	250	110	185	125	95	65	80	51	46	45	44	44	43	43
A26 B26 C26	A, B, C F N	1 to 10	100	100	150	150	200	250	200	250	250	250	250	28	15	13	12	12	11	10	
		10 to 20	100	100	150	150	200	250	200	250	250	250	250	34	21	19	18	18	17	16	
		20 to 30	100	100	150	150	200	250	200	250	250	250	190	250	40	27	25	24	24	23	22
		30 to 40	100	100	150	150	200	250	200	250	250	200	150	190	46	33	31	30	30	29	28
		40 to 50	100	100	150	150	200	250	195	250	220	165	120	155	52	39	37	36	36	35	34
		50 to 60	100	100	150	150	200	250	165	250	190	140	105	135	58	45	43	42	43	41	40
		60 to 70	100	100	150	150	200	250	145	245	165	120	90	115	64	51	49	48	48	47	46
		70 to 80	100	100	150	150	200	250	130	220	145	110	80	105	70	57	55	54	54	53	52
		80 to 90	100	100	150	150	180	250	115	195	130	100	70	90	76	63	61	60	60	59	58
		90 to 100	100	100	150	135	165	250	105	180	120	90	65	85	82	69	67	66	66	65	64

- ▲ Consult Link Belt for lengths in excess of those listed.
- ⊙ For mildly corrosive materials, Class P.

ANEXO 3

Tabla 3. Materiales usados en las pruebas correspondientes a las curvas de la figura 3.30

1	2	3	4	5
Curva	Diámetro y posición de la tubería	Material	Tamaño de grano	Referencias (véase bibliografía)
A	5 cm Horizontal	Caliza	Varios tamaños hasta un máximo de 3,175 mm	Simon Handling Eng. Ltd.
B	4,4 cm Horizontal	Sal	No pasó malla de 0,076 mm Pasó malla de 0,251 mm	Zenz
C	4,4 cm Vertical	Sal	No pasó malla de 0,076 mm Pasó malla de 0,251 mm	Zenz
D	4,4 cm Horizontal	Arena	No pasó malla de 0,84 mm Pasó malla de 1,68 mm	Zenz
E	4,8 cm Vertical	Trigo	0,4 cm	Cramp y Priestley
F	2,5 cm Horizontal	Carbón	De 0,1 cm hasta polvillo	Richardson y McLennan

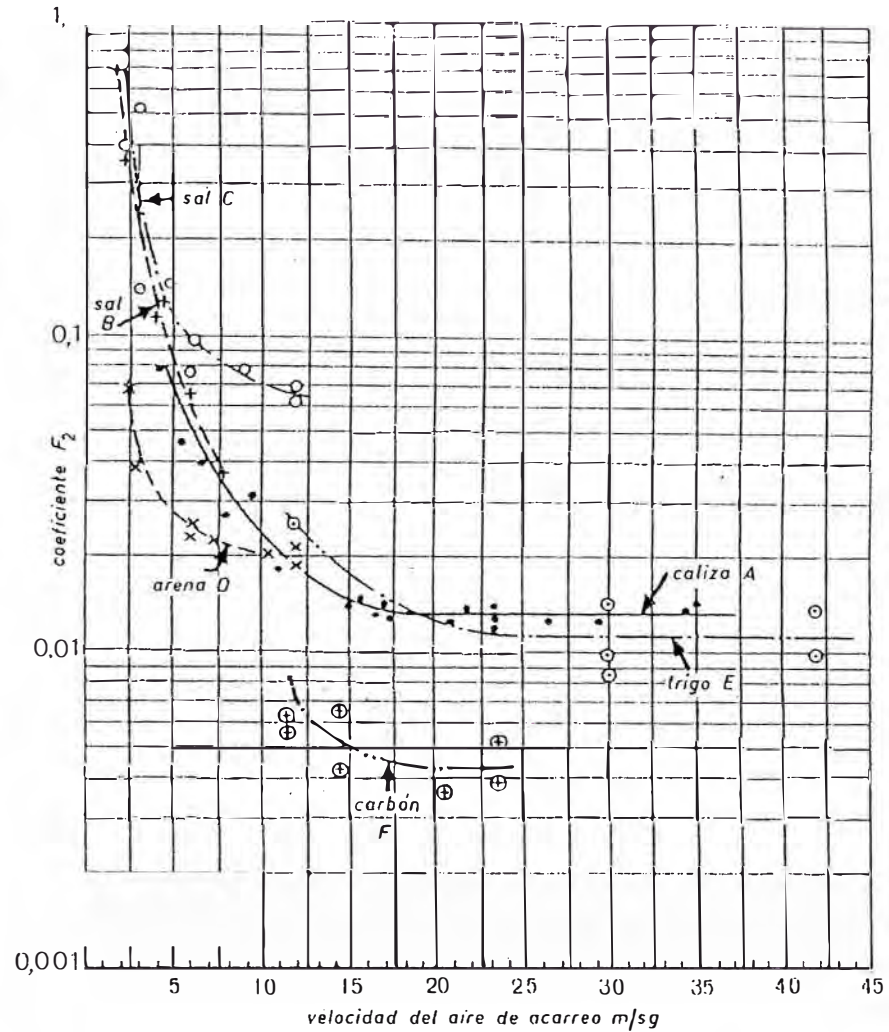


FIG. 3.30. Valores del coeficiente F_2 trazados en relación a la velocidad del aire de acarreo.

El valor de F_2 conforme decrece la velocidad del aire.

En el transporte horizontal a bajas velocidades, se observa en el polvo la tendencia a asentarse como una fase densa en la mitad inferior de la tubería y a ser arrastrado hacia adelante por la fase más liviana y de mayor velocidad situada por encima. Cuanto menor es la velocidad tanto mayor es esta tendencia, a la que a veces se denomina *saltación*.

En el transporte vertical, la gravedad produce una diferencia de velocidad entre polvo y aire. Este «resbalamiento» es un factor importante en el transporte total y es proporcionalmente mayor conforme disminuye la velocidad del aire. Tanto la F_2 como el F_1 son inversamente proporcionales al valor de F_2 conforme decrece la velocidad del aire.

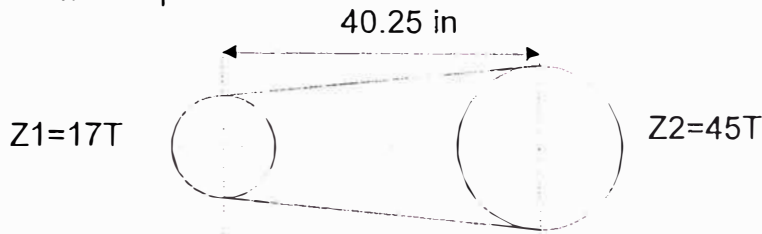
La figura 3.31 muestra la necesidad de pruebas a escala experimental sujetas a condiciones similares a las de la instalación en proyecto, a menos que se disponga de información sobre equipos que ya estén funcionando en práctica.

CHAIN SELECTION

RENOLD ORDER No 115083
 1" Pitch ANSI Duplex
 ISO 606 Ref 80-2
 (Detachable version 115084)

DRIVE LAYOUT

Input Power 2Hp



Speed=53.00 rpm
 Smooth running

Speed=20.02 rpm
 Smooth running

TECHNICAL DATA

DRIVE

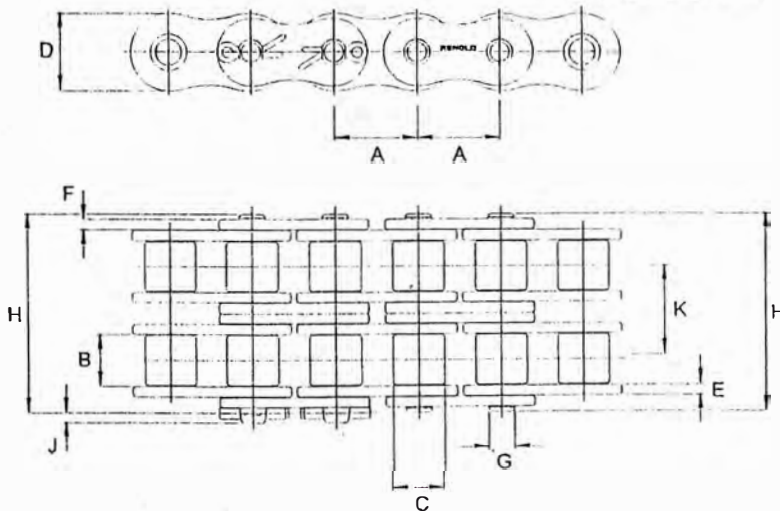
Transmission Ratio: 2.65:1
 Centre Dist.: 40.25 in
 Speed: 53.00 rpm
 Drive Power: 2.00 Hp
 Selection Power: 2.24 Hp

CHAIN STATICS

Length: 112.00 in
 No. of Links: 112
 Mass: 3.70 lb/ft
 Total Mass: 34.50 lb

CHAIN DATA

Dimensions in



PICTORIAL REPRESENTATION ONLY

A Pitch mm	25.4	G Pin Diameter	0.31
A Pitch Inch	1	H Pin Length	2.47
B Inside Width	0.62	J Con Link Extra	0.21
C Roller Diameter	0.63	K Transverse Pitch	29.29
D Plate Height	0.95	Breaking load lbf	29025
E Plate Width Inner	0.13	Proof load lbf	9675
F Plate Width Outer	0.13	Mass lb/ft	3.70

This selection is only valid for Renold Chain branded products

NOTES

CHAIN DYNAMICS

Linear Velocity: 1.25 ft/s
 Total Load: 983.45 lbf
 Safety Factor: 29.51

LUBRICATION

Bearing Area: 0.55 in²
 Bearing Pres.: 0.08lb/in²
 Recommended Method:
 Manual Operation

SPROCKETS

Driver PCD: 5.44 in
 Driven PCD: 14.34 in

AVAILABLE JOINTS

No 4
 Roller Link
 No 107
 Riveting Pin Link - Press Fit
 No 11
 Connecting Link - Slip Fit
 No 58
 Connecting Link - Press Fit
 No 12
 Offset Link - Slip Fit

DUCASSE COMERCIAL DEL PERU

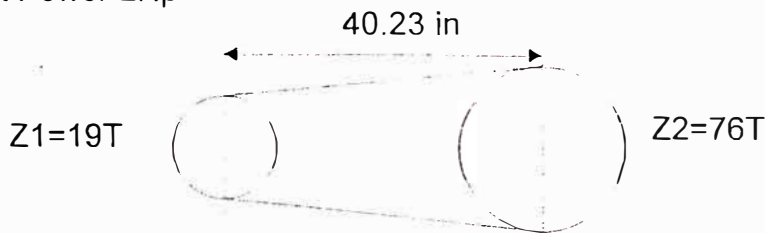
PART No

CHAIN ELECTION

RENOLD ORDER No 115083
 1" Pitch ANSI Duplex
 ISO 606 Ref 80-2
 (Detachable version 115084)

DRIVE LAYOUT

Input Power 2Hp



Speed=20.00 rpm
 Smooth running

Speed=5.00 rpm
 Smooth running

TECHNICAL DATA

DRIVE

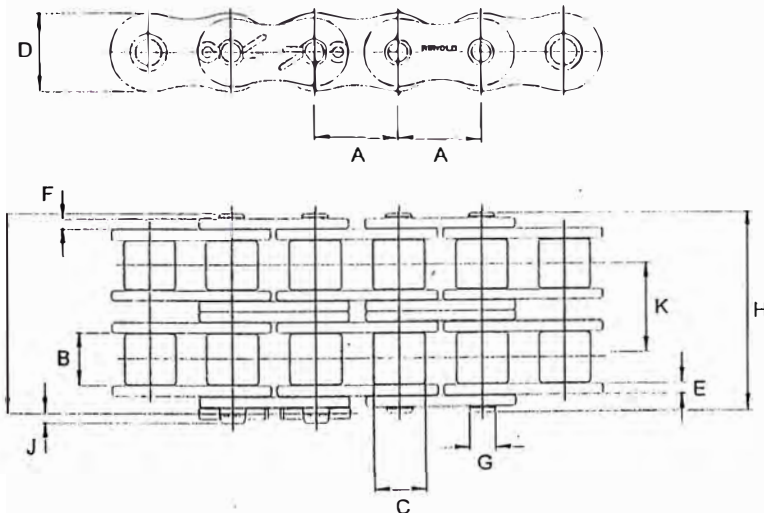
Transmission Ratio: 4.00:1
 Centre Dist.: 40.23 in
 Speed: 20.00 rpm
 Drive Power: 2.00 Hp
 Selection Power: 2.00 Hp

CHAIN STATICS

Length: 130.00 in
 No. of Links: 130
 Mass: 3.70 lb/ft
 Total Mass: 40.05 lb

CHAIN DATA

Dimensions in



CHAIN DYNAMICS

Linear Velocity: 0.53 ft/s
 Total Load: 2086.02 lbf
 Safety Factor: 13.91

LUBRICATION

Bearing Area: 0.55 in²
 Bearing Pres.: 0.18lb/in²
 Recommended Method:
 Manual Operation

SPROCKETS

Driver PCD: 6.08 in
 Driven PCD: 24.20 in

AVAILABLE JOINTS

No 4
 Roller Link
 No 107
 Riveting Pin Link - Press Fit
 No 11
 Connecting Link - Slip Fit
 No 58
 Connecting Link - Press Fit
 No 12
 Offset Link - Slip Fit

PICTORIAL REPRESENTATION ONLY

A Pitch mm	25.4	G Pin Diameter	0.31
A Pitch Inch	1	H Pin Length	2.47
B Inside Width	0.62	J Con Link Extra	0.21
C Roller Diameter	0.63	K Transverse Pitch	29.29
D Plate Height	0.95	Breaking load lbf	29025
E Plate Width Inner	0.13	Proof load lbf	9675
F Plate Width Outer	0.13	Mass lb/ft	3.70

This selection is only valid for Renold Chain branded products

NOTES

UCASSE COMERCIAL DEL PERU

PART No



ESTIMADOS SEÑORES:

DE ACUERDO A VUESTRA SOLICITUD LES HACEMOS LLEGAR NUESTRA OFERTA POR LO SIGUIENTE:

COTIZACION N° FP 362 -03

CLIENTE:	MAQUIRENT	FECHA:	Septiembre 19, 2003
DIRECCION:	LA VICTORIA	RUC:	
REPRESENTANTE:	SR. ENRIQUE ESCUDERO	FAX:	330-5032
DESCRIPCION:	CADENA PIÑONES		
CONDICIONES DE PAGO:	FACTURA 90 DIAS		

ITEM	MARCA	DESCRIPCION	CANTIDAD		UM	Tiempo Entrega	V. UNIT.	MONTO TOTAL
			SOLIC	OFERT				
1	DUC	ASA 80 B Z76 PINON SIMPLE DE 1"	2	2	UND	INMEDIATA	216.00	432.00
2	DUC	ASA 80/2 B Z19 PINON DOBLE DE 1"	1	1	UND	INMEDIATA	48.00	48.00
3	DUC	ASA 80/2 B Z18 PINON DOBLE DE 1"	1	1	UND	INMEDIATA	44.80	44.80
4	DUC	ASA 80/2 B Z45 PINON DOBLE DE 1"	1	1	UND	INMEDIATA	290.00	290.00
5	TYC	ASA 80/2 CADENA DE RODILLOS DOBLE DE 1"	6.2	6.2	MTS	INMEDIATA	40.00	248.00
6	TYC	ASA 80/2 UNION DE CADENA DOBLE DE 1"	2	2	UND	INMEDIATA	2.10	4.20
Total Valor Venta:							US\$	1067.00
I.G.V.:							US\$	202.73
Total Precio Venta:							US\$	1269.73

REQUISITOS: NETOS UNITARIOS SIN IGV, EN DOLARES AMERICANOS.
VALIDEZ DE OFERTA: 10 DIAS, SUJETO A SALDO DE INVENTARIO DISPONIBLE AL MOMENTO DE CONFIRMAR SU O/C.
TIEMPO DE ENTREGA: DE ACUERDO A LO INDICADO DESPUES DE RECIBIDO SU ORDEN DE COMPRA, SALVO VENTA PREVIA.
 GRACIAS POR HACIENDO DE ANTEMANO LA ATENCION QUE SE SIRVA BRINDAR A LA PRESENTE, NOS DESPEDIMOS.

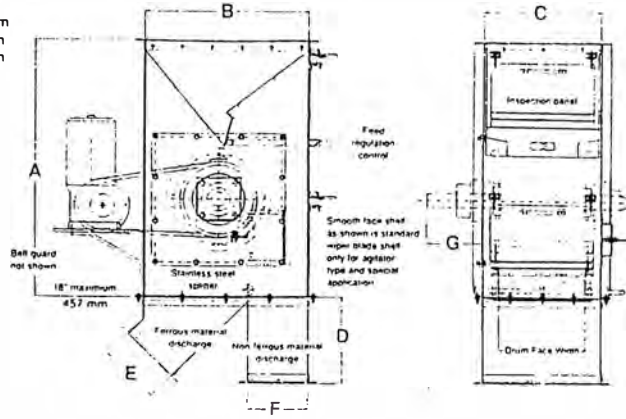
ATENTAMENTE,

ING. FREDY POLO G.
 JEFE DE PRODUCTO
 RODAMIENTOS Y TRANSMISIONES
 Celular 01-9847-0209
 fredy.polo@ducasse.com.pe

CUENTAS CORRIENTES DE DUCASSE COMERCIAL DEL PERU S.A.

BANCO DE CREDITO DEL PERU CTA. CTE. EN SOLES:	194-1057803-0-77	S/.
BANCO DE CREDITO DEL PERU CTA. CTE. EN DOLARES:	194-1057015-1-28	US\$
BANCO CONTINENTAL BBVA CTA. CTE. EN SOLES:	0011-0378-71-0100004638	S/.
BANCO CONTINENTAL BBVA CTA. CTE. EN DOLARES:	0011-0378-74-0100004646	US\$
BANCO WIESSE CTA. CTE. EN SOLES:	00-255-103-0009-43	S/.
BANCO WIESSE CTA. CTE. EN DOLARES:	01-255-103-0010-44	US\$

3" (76 mm) maximum opening for 12" (305 mm) Ø drum
 3½" (89 mm) maximum opening for 15" (381 mm) Ø drum
 4" (102 mm) maximum opening for 18" (457 mm) Ø drum
 5" (127 mm) maximum opening for 24" (610 mm) Ø drum



MODEL HFP																															
D		E		F		Approx. Weight		A		B				C		D		E		F				G		Approx. Weight		Motor for CC & A Drums		Motor for RE Drums	
in.	mm	in.	mm	in.	mm	lb	kg	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	lb	kg	hp	kW	hp	kW		
27½	708	1⅞	49	14	356	200	91	34⅞	883	22	559	22	559	16⅞	410	11⅞	298	7⅞	202	8	203	8	203	7⅞	184	340	155	⅓	.25	⅓	.25
29⅞	759	1⅞	49	14	356	220	100	34⅞	883	22	559	22	559	18⅞	460	11⅞	298	7⅞	202	8	203	8	203	7⅞	184	380	170	⅓	.25	⅓	.25
31⅞	810	1⅞	49	14	356	250	114	34⅞	883	22	559	22	559	20⅞	511	11⅞	298	7⅞	202	8	203	8	203	7⅞	184	450	205	⅓	.25	⅓	.25
33⅞	860	1⅞	49	14	356	290	132	34⅞	883	22	559	22	559	22⅞	562	11⅞	298	7⅞	202	8	203	8	203	7⅞	184	520	235	⅓	.25	⅓	.25
35⅞	911	1⅞	49	14	356	313	142	34⅞	883	22	559	22	559	24⅞	613	11⅞	298	7⅞	202	8	203	8	203	7⅞	184	580	265	⅓	.25	⅓	.25
39⅞	994	1⅞	49	14	356	341	155	34⅞	883	22	559	22	559	28⅞	714	11⅞	298	7⅞	202	8	203	8	203	7⅞	184	620	280	⅓	.25	⅓	.25
45⅞	1155	1⅞	49	14	356	385	175	34⅞	883	22	559	22	559	34⅞	867	11⅞	298	7⅞	202	8	203	8	203	7⅞	184	670	305	⅓	.25	⅓	.25
51⅞	1318	1⅞	49	14	356	429	195	34⅞	883	22	559	22	559	40⅞	1019	11⅞	298	7⅞	202	8	203	8	203	7⅞	184	730	330	⅓	.25	⅓	.25
57⅞	1481	1⅞	49	14	356	473	215	34⅞	883	22	559	22	559	46⅞	1172	11⅞	298	7⅞	202	8	203	8	203	7⅞	184	900	410	⅓	.25	⅓	.25
29⅞	759	2⅞	62	16⅞	425	225	102	39⅞	1003	25	635	29	737	16⅞	410	14⅞	365	11⅞	295	6	152	10	254	8⅞	213	425	195	⅓	.25	⅓	.25
31⅞	810	2⅞	62	16⅞	425	248	113	39⅞	1003	25	635	29	737	18⅞	460	14⅞	365	11⅞	295	6	152	10	254	8⅞	213	475	215	⅓	.25	⅓	.25
33⅞	860	2⅞	62	16⅞	425	269	122	39⅞	1003	25	635	29	737	20⅞	511	14⅞	365	11⅞	295	6	152	10	254	8⅞	213	565	255	⅓	.25	⅓	.25
35⅞	911	2⅞	62	16⅞	425	292	133	39⅞	1003	25	635	29	737	22⅞	562	14⅞	365	11⅞	295	6	152	10	254	8⅞	213	660	300	⅓	.25	⅓	.25
37⅞	962	2⅞	62	16⅞	425	319	145	39⅞	1003	25	635	29	737	24⅞	613	14⅞	365	11⅞	295	6	152	10	254	8⅞	213	725	330	⅓	.25	⅓	.25
41⅞	1045	2⅞	62	16⅞	425	385	175	39⅞	1003	25	635	29	737	28⅞	714	14⅞	365	11⅞	295	6	152	10	254	8⅞	213	775	350	⅓	.25	⅓	.25
47⅞	1208	2⅞	62	16⅞	425	468	212	39⅞	1003	25	635	29	737	34⅞	867	14⅞	365	11⅞	295	6	152	10	254	8⅞	213	825	375	⅓	.25	1	.75
53⅞	1371	2⅞	62	16⅞	425	572	260	39⅞	1003	25	635	29	737	40⅞	1019	14⅞	365	11⅞	295	6	152	10	254	8⅞	213	900	410	⅓	.25	⅓	.25
59⅞	1534	2⅞	62	16⅞	425	682	310	39⅞	1003	25	635	29	737	46⅞	1172	14⅞	365	11⅞	295	6	152	10	254	8⅞	213	950	430	⅓	.25	3	2.2
65⅞	1697	2⅞	62	16⅞	425	787	357	39⅞	1003	25	635	29	737	52⅞	1324	14⅞	365	11⅞	295	6	152	10	254	8⅞	213	1015	460	⅓	.25	3	2.2
45⅞	1149	28	711											16⅞	410	14⅞	365	10⅞	276	10⅞	257			8⅞	213	530	240	⅓	.25		
45⅞	1149	28	711											18⅞	460	14⅞	365	10⅞	276	10⅞	257			8⅞	213	595	270	⅓	.25		
45⅞	1149	28	711											20⅞	511	14⅞	365	10⅞	276	10⅞	257			8⅞	213	705	320	⅓	.25		
45⅞	1149	28	711											22⅞	562	14⅞	365	10⅞	276	10⅞	257			8⅞	213	825	375	⅓	.25		
45⅞	1149	28	711											24⅞	613	14⅞	365	10⅞	276	10⅞	257			8⅞	213	870	395	⅓	.25		
45⅞	1149	28	711											28⅞	714	14⅞	365	10⅞	276	10⅞	257			8⅞	213	930	420	⅓	.25		
45⅞	1149	28	711											34⅞	867	14⅞	365	10⅞	276	10⅞	257			8⅞	213	1000	455	⅓	.25		
45⅞	1149	28	711											40⅞	1019	14⅞	365	10⅞	276	10⅞	257			8⅞	213	1070	485	⅓	.25		
45⅞	1149	28	711											46⅞	1172	14⅞	365	10⅞	276	10⅞	257			8⅞	213	1180	535	⅓	.25		
45⅞	1149	28	711											52⅞	1324	14⅞	365	10⅞	276	10⅞	257			8⅞	213	1290	585	⅓	.25		
59	1500	38	965											25	635	19⅞	495	18⅞	479	9	229			9⅞	251	1425	645	⅓	.25		
59	1500	38	965											27	686	19⅞	495	18⅞	479	9	229			9⅞	251	1470	665	⅓	.25		
59	1500	38	965											31	787	19⅞	495	18⅞	479	9	229			9⅞	251	1555	705	⅓	.25		
59	1500	38	965											37	940	19⅞	495	18⅞	479	9	229			9⅞	251	1665	755	1	.75		
59	1500	38	965											43	1092	19⅞	495	18⅞	479	9	229			9⅞	251	2010	910	1	.75		
59	1500	38	965											49	1245	19⅞	495	18⅞	479	9	229			9⅞	251	2280	1035	1⅓	1.1		
59	1500	38	965											55	1397	19⅞	495	18⅞	479	9	229			9⅞	251	2540	1150	1⅓	1.1		
59	1500	38	965											61	1550	19⅞	495	18⅞	479	9	229			9⅞	251	2800	1270	1⅓	1.1		
59	1500	38	965											67	1702	19⅞	495	18⅞	479	9	229			9⅞	251	3170	1440	1⅓	1.1		

NOTES:

Model HFP is available without the discharge chute adapter and as such is designated Model HF.
 Data on 36" (915 mm) drums are available on request.

Dimensions and specifications subject to change without notice.

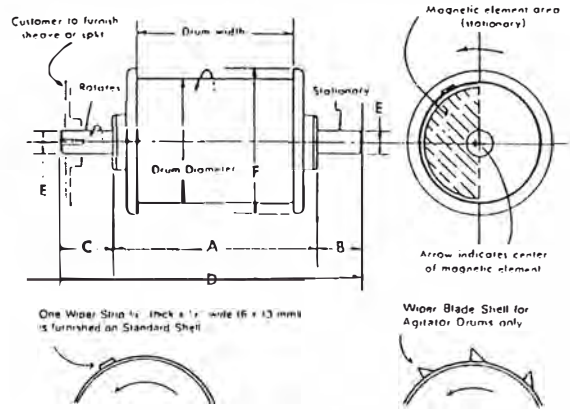
Values listed in this SELECTOR GUIDE serve as guidelines only. Contact your Eriez representative for assistance in selecting the right drum. Drawings for your specific model apply.



Selector Guide*

KEYWAY SIZES

Drum Diameter	Width		Depth		Length	
	mm	in.	mm	in.	mm	in.
15	305	1/2	13	1/2	6	3 1/2
15 1/2	381 & 457	3/8	16	5/16	8	3 1/2
20	610	3/8	16	5/16	8	3 1/2
30	762 & 914	1/2	19	3/8	13	3 1/2



Capacities listed in the chart below apply to removal of average size tramp iron. Fine iron removal generally requires considerable reduction of listed capacities (or use of a larger unit for a given volume) to achieve shallow depth of flow necessary for peak separation efficiency.

TYPE CC and A																	TYPE									
Drum Diameter Inches	Drum Width		Capacity		A		B		C		D		E		E'		F		Approx. Weight		A		B		C	
	In.	mm	Cu. ft. per hr	Cu. m per hr	In.	mm	In.	mm	In.	mm	In.	mm	In.	mm	In.	mm	In.	mm	lb	kg	In.	mm	In.	mm	In.	mm
12 55 mm 5 rpm	12	305	1000	28	15 1/2	400	4 1/4	108	7 1/4	200	27 1/2	708	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	180	82	15 1/2	400	4 1/4	108	7 1/4	200
	14	356	1200	34	17 1/2	451	4 1/4	108	7 1/4	200	29 1/2	759	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	200	91	17 1/2	451	4 1/4	108	7 1/4	200
	16	406	1400	40	19 1/2	502	4 1/4	108	7 1/4	200	31 1/2	810	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	225	102	19 1/2	502	4 1/4	108	7 1/4	200
	18	457	1600	45	21 1/2	552	4 1/4	108	7 1/4	200	33 1/2	860	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	260	118	21 1/2	552	4 1/4	108	7 1/4	200
	20	508	1800	50	23 1/2	603	4 1/4	108	7 1/4	200	35 1/2	911	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	285	129	23 1/2	603	4 1/4	108	7 1/4	200
	24	610	2200	62	27 1/2	705	4 1/4	108	7 1/4	200	39 1/2	1013	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	310	141	27 1/2	705	4 1/4	108	7 1/4	200
	30	762	2800	80	33 1/2	857	4 1/4	108	7 1/4	200	45 1/2	1165	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	350	159	33 1/2	857	4 1/4	108	7 1/4	200
	36	915	3300	93	39 1/2	1010	4 1/4	108	7 1/4	200	51 1/2	1318	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	390	177	39 1/2	1010	4 1/4	108	7 1/4	200
15 31 mm 0 rpm	12	305	1250	35	15 1/2	400	4 1/4	116	9	229	29 1/2	745	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	205	95	15 1/2	400	4 1/4	114	9	229
	14	356	1500	42	17 1/2	451	4 1/4	116	9	229	31 1/2	795	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	225	100	17 1/2	451	4 1/4	114	9	229
	16	406	1750	50	19 1/2	502	4 1/4	116	9	229	33 1/2	846	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	245	110	19 1/2	502	4 1/4	114	9	229
	18	457	2000	57	21 1/2	552	4 1/4	116	9	229	35 1/2	897	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	265	120	21 1/2	552	4 1/4	114	9	229
	20	508	2200	62	23 1/2	603	4 1/4	116	9	229	37 1/2	948	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	290	130	23 1/2	603	4 1/4	114	9	229
	24	610	2700	76	27 1/2	705	4 1/4	116	9	229	41 1/2	1049	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	350	160	27 1/2	705	4 1/4	114	9	229
	30	762	3400	96	33 1/2	857	4 1/4	116	9	229	47 1/2	1202	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	425	195	33 1/2	857	4 1/4	114	9	229
	36	915	4100	116	39 1/2	1010	4 1/4	116	9	229	53 1/2	1354	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	520	235	39 1/2	1010	4 1/4	114	9	229
18 57 mm 5 rpm	42	1067	4800	136	45 1/2	1162	4 1/4	116	9	229	59 1/2	1507	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	620	280	45 1/2	1162	4 1/4	114	9	229
	48	1219	5500	156	51 1/2	1314	4 1/4	116	9	229	65 1/2	1659	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	715	325	51 1/2	1314	4 1/4	114	9	229
	12	305	1600	45	15 1/2	400	4 1/4	116	9	229	29 1/2	745	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	240	110						
	14	356	1900	54	17 1/2	451	4 1/4	116	9	229	31 1/2	795	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	270	120						
	16	406	2200	62	19 1/2	502	4 1/4	116	9	229	33 1/2	846	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	300	135						
	18	457	2500	71	21 1/2	552	4 1/4	116	9	229	35 1/2	897	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	330	150						
	20	508	2800	79	23 1/2	603	4 1/4	116	9	229	37 1/2	948	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	360	165						
	24	610	3400	96	27 1/2	705	4 1/4	116	9	229	41 1/2	1049	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	410	185						
24 10 mm 0 rpm	30	762	4300	122	33 1/2	857	4 1/4	116	9	229	47 1/2	1202	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	510	230						
	36	915	5200	147	39 1/2	1010	4 1/4	116	9	229	53 1/2	1354	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	610	275						
	42	1067	6100	173	45 1/2	1162	4 1/4	116	9	229	59 1/2	1507	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	710	320						
	48	1219	7000	198	51 1/2	1314	4 1/4	116	9	229	65 1/2	1659	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	810	365						
	18	457	3700	105	23 1/2	597	9	229	11	279	43 1/2	1105	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	940	425						
	20	508	4200	119	25 1/2	648	9	229	11	279	45 1/2	1156	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	962	435						
	24	610	5100	145	29 1/2	749	9	229	11	279	49 1/2	1257	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	1020	465						
	30	762	6500	185	35 1/2	902	9	229	11	279	55 1/2	1410	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	1080	490						
30 62 mm 5 rpm	36	915	7800	220	41 1/2	1054	9	229	11	279	61 1/2	1562	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	1380	625						
	42	1067	9200	260	47 1/2	1206	9	229	11	279	67 1/2	1715	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	1600	725						
	48	1219	10500	300	53 1/2	1359	9	229	11	279	73 1/2	1867	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	1810	820						
	54	1372	11900	340	59 1/2	1511	9	229	11	279	79 1/2	2019	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	2020	915						
	60	1524	13200	375	65 1/2	1664	9	229	11	279	85 1/2	2172	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	2300	1055						
	24	610	7200	205	34 1/2	876	9	229	12	305	55 1/2	1410	3 1/2	87	2 1/2	75	35	889	1788	810						
	30	762	9200	260	40 1/2	1029	9	229	12	305	61 1/2	1562	3 1/2	87	2 1/2	75	35	889	2072	940						
	36	915	11000	315	46 1/2	1181	9	229	12	305	67 1/2	1715	3 1/2	87	2 1/2	75	35	889	2262	1025						
30	42	1067	13000	370	52 1/2	1334	9	229	12	305	73 1/2	1867	3 1/2	87	2 1/2	75	35	889	2560	1160						
	48	1219	14900	420	58 1/2	1486	9	229	12	305	79 1/2	2019	3 1/2	87	2 1/2	75	35	889	2840	1290						
	54	1372	16800	475	64 1/2	1638	9	229	12	305	85 1/2	2172	3 1/2	87	2 1/2	75	35	889	3190	1445						
	60	1524	18700	530	70 1/2	1791	9	229	12	305	91 1/2	2324	3 1/2	87	2 1/2	75	35	889	3665	1660						

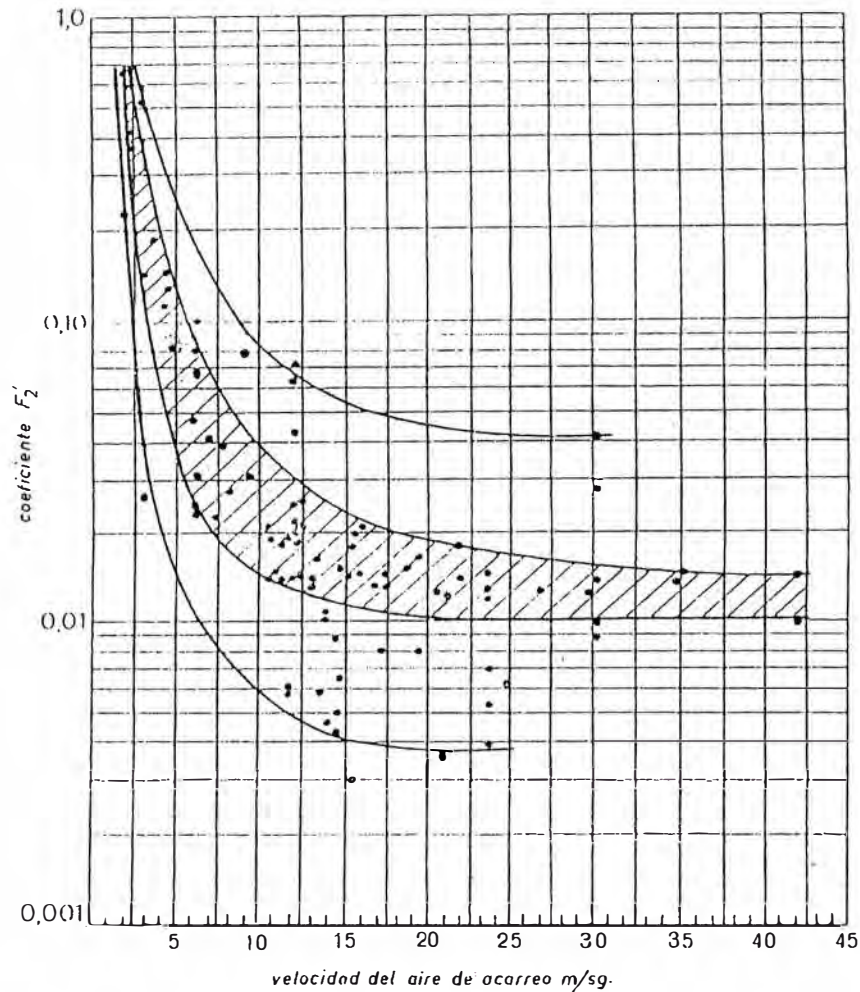


FIG. 3.31. Valores del coeficiente F_2 trazados en relación con la velocidad del aire de acarreo en un gran número de experimentos. (Los puntos señalan valores provenientes del análisis de numerosos datos experimentales inéditos.)

de la línea superior de la zona rayada, con una tolerancia de 10 a 20 por ciento sobre la elevación de presión prevista del compresor o aspirador. Esto puede a menudo traer por consecuencia un compresor considerablemente sobredimensionado, pero tendrá un efecto pequeño sobre el costo total. Es preferible un caudal

puede ser la imposibilidad de transportar materiales a una tasa que siquiera se aproxime al caudal proyectado.

d) Cambios de dirección

Los codos producen una resistencia adicional, y la pérdida en codos puede expresarse como función de la altura dinámica, por lo tanto:

$$\text{Pérdida por codos} = F_3 \frac{V^2}{2g} \cdot \gamma \cdot N \quad [7]$$

F_3 probablemente varía con la razón entre radio de curvatura y diámetro de la tubería del modo convencional, pero es difícil medirlo con precisión. A partir del análisis de cifras de ensayos, parece razonablemente seguro emplear los valores dados en la tabla 4; éstos son mucho mayores que los usuales para el flujo de gases en codos de tubería.

Tabla 4. Valores recomendados de F_3 (factor de rozamiento para codos)

Relación Radio de curvatura / \varnothing tubería	F_3
2	1,5
4	0,75
6 o más	0,5

Siempre que sea posible deberían usarse codos de gran radio de curvatura (con una razón mínima de 6 : 1) a fin de reducir las pérdidas y evitar el riesgo de embotellamientos. Para materiales abrasivos el valor de dicha razón debe ser mucho mayor.

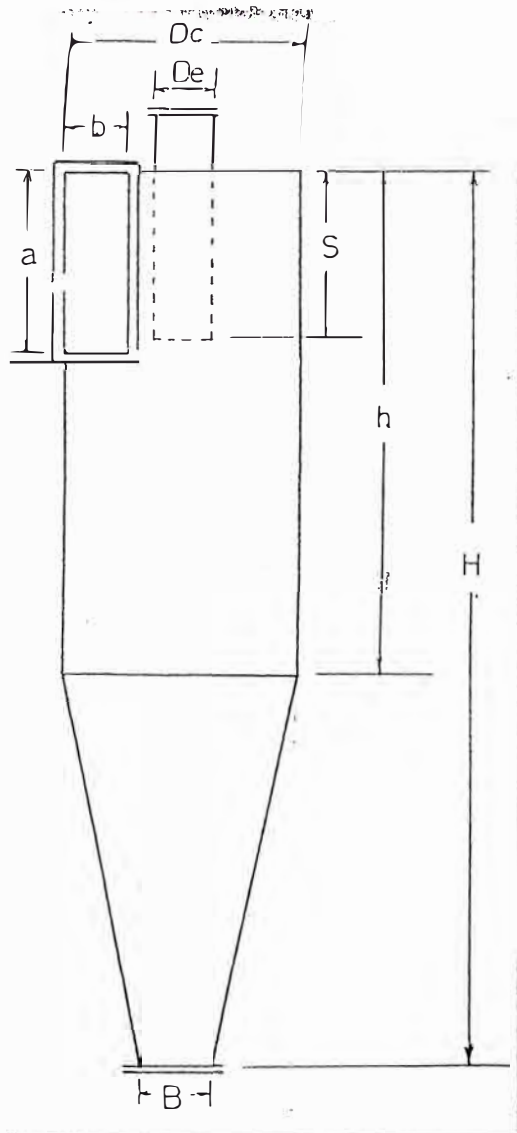
Para facilitar el cálculo, la pérdida en un codo puede expresarse como una longitud adicional de tubería recta equivalente. Si se prefiere en esta forma, la relación se transforma en:

$$L_3 = \frac{F_3 D}{F_2} \quad [8]$$

El valor de F_3 debería tomarse de la tabla 4 y el de F_2 debería acomodarse a las condiciones de transporte empleadas para los cálculos de rozamiento en la tubería.

Tabla 5. Valores admisibles para el transporte neumático de materiales comunes

1 Material	2 Densidad aparente promedio durante el transporte kg/m ³	3 Tamaño de grano			4		5		6		7	
					Velocidad mínima admisible del aire en la tubería transportadora m/s				Máximo valor admisible de v. kg de polvo/m ³ aire			
					vertical		horizontal		vertical		horizontal	
<i>Material en terrones y gránulos gruesos</i>												
Carbón	720	más de 12,7 mm			12	15		16		12		
Carbón	720	más de 6,3 mm			9	12		24		16		
Trigo	750	4,7 mm			9	12		32		24		
Cubos de polietileno	480	más de 3,2 mm			9	12		32		24		
<i>Polvos fluidizables</i>												
<i>Porcentaje que pasa los tamices abajo señalados</i>												
		Porcentaje	Malla (mm de ancho)	B. S. Mesh								
Cemento	1050-1440	95	0,089	170	1,5	7,5		960		160		
Harna	560	64	0,152	100	1,5	4,5		240		80		
Carbón pulverizado	720	100% pasa malla de 0,42;		75% pasa 0,076	200	1,5	4,5		320		112	
Ceniza pulverizada	720	90	0,152	100	1,5	4,5		480		160		
Tierra de batán	560-880	95	0,104	150	1,5	6		240		80		
Bentonita	770-1050	95	0,076	200	1,5	7,5		480		64		
Barita	1340-2160	99	0,066	240	4,5	7,5		480		160		
Silice	800-960	95	0,104	150	1,5	6		320		80		
Fluorita	1760	50	0,076	200	3	9		640		160		
Fosfato mineral	1280	90	0,152	100	3	9		320		112		
Tripolifosfato	1050	95	0,178	85	1,5	7,5		480		80		
Sal común (vacuosecada)	1360	5	0,152	100	3	9		240		80		
Ceniza sódica (liviana)	560	66	0,104	150	3	9		240		80		
Ceniza sódica (densa)	1050	50	0,178	85	3	12		160		48		
Sulfato de sodio	1280-1440	100% pasa malla de 0,5;		55% pasa 0,104	150	3	12		240		80	
Perborato de sodio	865	100% pasa malla de 0,5;		43% pasa 0,178	85	3	9		160		48	
Bauxita molida	1440	100	0,104	150	1,5	7,5		640		128		
Alúmina	930	100	0,104	150	1,5	7,5		480		96		
Kieselguhr	240	85	0,076	200	1,5	7,5		160		32		
Magnesita	1600	90	0,076	200	3	9		480		160		
Dióxido de titanio	3500	100% pasa malla de 0,5;		50% pasa 0,076	200	6	18		960		160	



Dc	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
a	0.5	0.44	0.5	0.5	0.583	0.2-0.3	0.5	0.34	0.34
b	0.2	0.21	0.25	0.25	0.208	0.1-0.2	0.25	0.153	0.34
S	0.5	0.5	0.625	0.6	0.583	0.4-0.5	0.625	1.4	0.5
De	0.5	0.4	0.5	0.5	0.5	0.2-0.25	0.5	0.5	0.34
h	1.5	1.4	2.0	1.75	1.33	0.6-1.0	2.0	5	0
H	4.0	3.9	4.0	4.0	3.17	1.4-2.0	4.0	3.4	5.0
B	0.375	0.4	0.25	0.4	0.5	0.1-0.12	0.25		0.71
l	2.48	2.04	2.3	2.3	1.8				
G	551.3	699.2	402.9	381.8	324.8				
N _h	6.4	9.24	8.0	8.0	7.76				

TABLA 06 Configuraciones de diseño para ciclones tangenciales

ST RAND

SWIFT

APPLE

SWIFT

PETERS

LOOMFIELD

PERRY

LONES DE OCECO

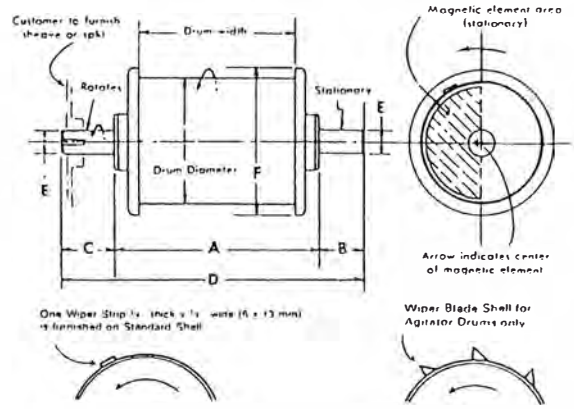
LAMENTE FICIENTE



Selector Guide*

KEYWAY SIZES

Key	Drum Diameter		Width		Depth		Length	
	In.	mm	In.	mm	In.	mm	In.	mm
1		305	1/2	13	1/4	6	3 1/4	83
15	B	381 & 457	1/2	16	1/8	8	3 1/2	90
		610	1/2	16	1/8	8	3 1/2	90
2		762 & 914	1/2	19	1/2	13	3 1/2	90



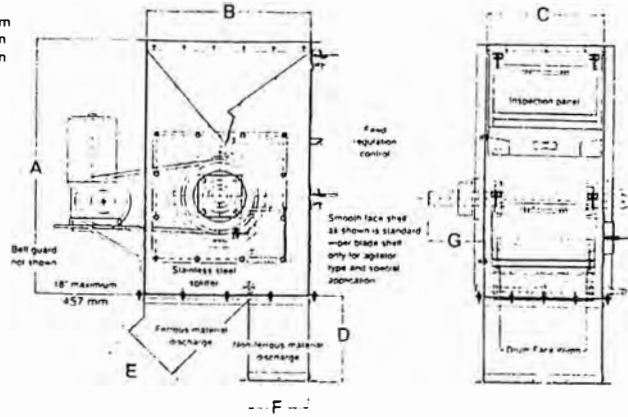
Capacities listed in the chart below apply to removal of average size tramp iron. Fine iron removal generally requires considerable reduction of listed capacities (or use of a larger unit for a given volume) to achieve shallow depth of flow necessary for peak separation efficiency.

TYPE CC and A

TYPE

Drum Diameter Inches	Drum Width		Capacity		A		B		C		D		E		E'		F		Approx. Weight		A		B		C	
	In.	mm	Cu. ft. per hr	Cu. m per hr	In.	mm	In.	mm	In.	mm	In.	mm	In.	mm	In.	mm	In.	mm	lb	kg	In.	mm	In.	mm	In.	mm
	2	12	305	1000	28	15 1/2	400	4 1/4	108	7 1/4	200	27 1/4	708	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	180	82	15 1/2	400	4 1/4	108	7 1/4
5 mm rpm	14	356	1200	34	17 1/4	451	4 1/4	108	7 1/4	200	29 1/4	759	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	200	91	17 1/4	451	4 1/4	108	7 1/4	200
	16	406	1400	40	19 1/4	502	4 1/4	108	7 1/4	200	31 1/4	810	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	225	102	19 1/4	502	4 1/4	108	7 1/4	200
	18	457	1600	45	21 1/4	552	4 1/4	108	7 1/4	200	33 1/4	860	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	260	118	21 1/4	552	4 1/4	108	7 1/4	200
	20	508	1800	50	23 1/4	603	4 1/4	108	7 1/4	200	35 1/4	911	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	285	129	23 1/4	603	4 1/4	108	7 1/4	200
	24	610	2200	62	27 1/4	705	4 1/4	108	7 1/4	200	39 1/4	1013	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	310	141	27 1/4	705	4 1/4	108	7 1/4	200
	30	762	2800	80	33 1/4	857	4 1/4	108	7 1/4	200	45 1/4	1165	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	350	159	33 1/4	857	4 1/4	108	7 1/4	200
	36	915	3300	93	39 1/4	1010	4 1/4	108	7 1/4	200	51 1/4	1318	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	390	177	39 1/4	1010	4 1/4	108	7 1/4	200
5 mm rpm	42	1067	3900	110	45 1/4	1162	4 1/4	108	7 1/4	200	57 1/4	1470	1 1/2	49	1 1/2	49	14	356	430	195	45 1/4	1162	4 1/4	108	7 1/4	200
	12	305	1250	35	15 1/4	400	4 1/4	116	9	229	29 1/4	745	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	205	95	15 1/4	400	4 1/4	114	9	229
	14	356	1500	42	17 1/4	451	4 1/4	116	9	229	31 1/4	795	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	225	100	17 1/4	451	4 1/4	114	9	229
	16	406	1750	50	19 1/4	502	4 1/4	116	9	229	33 1/4	846	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	245	110	19 1/4	502	4 1/4	114	9	229
	18	457	2000	57	21 1/4	552	4 1/4	116	9	229	35 1/4	897	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	265	120	21 1/4	552	4 1/4	114	9	229
	20	508	2200	62	23 1/4	603	4 1/4	116	9	229	37 1/4	948	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	290	130	23 1/4	603	4 1/4	114	9	229
	24	610	2700	76	27 1/4	705	4 1/4	116	9	229	41 1/4	1049	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	350	160	27 1/4	705	4 1/4	114	9	229
8 mm rpm	30	762	3400	96	33 1/4	857	4 1/4	116	9	229	47 1/4	1202	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	425	195	33 1/4	857	4 1/4	114	9	229
	36	915	4100	116	39 1/4	1010	4 1/4	116	9	229	53 1/4	1354	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	520	235	39 1/4	1010	4 1/4	114	9	229
	42	1067	4800	136	45 1/4	1162	4 1/4	116	9	229	59 1/4	1507	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	620	280	45 1/4	1162	4 1/4	114	9	229
	48	1219	5500	156	51 1/4	1314	4 1/4	116	9	229	65 1/4	1659	2 1/2	62	2 1/2	62	16 1/2	425	715	325	51 1/4	1314	4 1/4	114	9	229
	12	305	1600	45	15 1/4	400	4 1/4	116	9	229	29 1/4	745	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	240	110						
	14	356	1900	54	17 1/4	451	4 1/4	116	9	229	31 1/4	795	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	270	120						
	16	406	2200	62	19 1/4	502	4 1/4	116	9	229	33 1/4	846	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	300	135						
10 mm rpm	18	457	2500	71	21 1/4	552	4 1/4	116	9	229	35 1/4	897	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	330	150						
	20	508	2800	79	23 1/4	603	4 1/4	116	9	229	37 1/4	948	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	360	165						
	24	610	3400	96	27 1/4	705	4 1/4	116	9	229	41 1/4	1049	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	410	185						
	30	762	4300	122	33 1/4	857	4 1/4	116	9	229	47 1/4	1202	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	510	230						
	36	915	5200	147	39 1/4	1010	4 1/4	116	9	229	53 1/4	1354	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	610	275						
	42	1067	6100	173	45 1/4	1162	4 1/4	116	9	229	59 1/4	1507	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	710	320						
	48	1219	7000	198	51 1/4	1314	4 1/4	116	9	229	65 1/4	1659	2 1/2	62	2 1/2	62	20 1/2	521	810	365						
14 mm rpm	18	457	3700	105	23 1/4	597	9	229	11	279	43 1/2	1105	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	940	425						
	20	508	4200	119	25 1/4	648	9	229	11	279	45 1/2	1156	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	962	435						
	24	610	5100	145	29 1/4	749	9	229	11	279	49 1/2	1257	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	1020	465						
	30	762	6500	185	35 1/4	902	9	229	11	279	55 1/2	1410	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	1080	490						
	36	915	7800	220	41 1/4	1054	9	229	11	279	61 1/2	1562	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	1380	625						
	42	1067	9200	260	47 1/4	1206	9	229	11	279	67 1/2	1715	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	1600	725						
	48	1219	10500	300	53 1/4	1359	9	229	11	279	73 1/2	1867	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	1810	820						
16 mm rpm	54	1372	11900	340	59 1/4	1511	9	229	11	279	79 1/2	2019	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	2020	915						
	60	1524	13200	375	65 1/4	1664	9	229	11	279	85 1/2	2172	2 1/2	75	2 1/2	62	28	711	2330	1055						
	24	610	7200	205	34 1/4	876	9	229	12	305	55 1/2	1410	3 1/2	87	2 1/2	75	35	889	1788	810						
	30	762	9200	260	40 1/4	1029	9	229	12	305	61 1/2	1562	3 1/2	87	2 1/2	75	35	889	2072	940						
	36	915	11000	315	46 1/4	1181	9	229	12	305	67 1/2	1715	3 1/2	87	2 1/2	75	35	889	2262	1025						
	42	1067	13000	370	52 1/4	1334	9	229	12	305	73 1/2	1867	3 1/2	87	2 1/2	75	35	889	2560	1160						
	48	1219	14900	420	58 1/4	1486	9	229	12	305	79 1/2	2019	3 1/2	87	2 1/2	75	35	889	2840	1290						
20 mm rpm	54	1372	16800	475	64 1/4	1638	9	229	12	305	85 1/2	2172	3 1/2	87	2 1/2	75	35	889	3190	1445						
	60	1524	18700	530	70 1/4	1791	9	229	12	305	91 1/2	2324	3 1/2	87	2 1/2	75	35	889	3665	1660						

3" (76 mm) maximum opening for 12" (305 mm) Ø drum
 3 1/2" (89 mm) maximum opening for 15" (381 mm) Ø drum
 4" (102 mm) maximum opening for 18" (457 mm) Ø drum
 6" (153 mm) maximum opening for 24" (610 mm) Ø drum



MODEL HFP																																						
D			E				F				Approx. Weight		A		B				C		D		E				F				G		Approx. Weight		Motor for CE & A Drums		Motor for RE Drums	
in.	mm	in.	mm	in.	mm	lb.	kg	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	lb.	kg	hp	kw	hp	kw			
27 1/4	08	1 1/16	49	14	356	200	91	34 1/4	883	22	559	22	559	16 1/4	410	11 1/4	298	7 1/8	202	8	203	8	203	7 1/4	184	340	155	1/2	.25	1/2	.25							
29 1/4	59	1 1/16	49	14	356	220	100	34 1/4	883	22	559	22	559	18 1/4	460	11 1/4	298	7 1/8	202	8	203	8	203	7 1/4	184	380	170	1/2	.25	1/2	.25							
31 1/4	10	1 1/16	49	14	356	250	114	34 1/4	883	22	559	22	559	20 1/4	511	11 1/4	298	7 1/8	202	8	203	8	203	7 1/4	184	450	205	1/2	.25	1/2	.25							
33 1/4	60	1 1/16	49	14	356	290	132	34 1/4	883	22	559	22	559	22 1/4	562	11 1/4	298	7 1/8	202	8	203	8	203	7 1/4	184	520	235	1/2	.25	1/2	.25							
35 1/4	11	1 1/16	49	14	356	313	142	34 1/4	883	22	559	22	559	24 1/4	613	11 1/4	298	7 1/8	202	8	203	8	203	7 1/4	184	580	265	1/2	.25	1/2	.25							
39 1/4	13	1 1/16	49	14	356	341	155	34 1/4	883	22	559	22	559	28 1/4	714	11 1/4	298	7 1/8	202	8	203	8	203	7 1/4	184	620	280	1/2	.25	1/2	.25							
45 1/4	65	1 1/16	49	14	356	385	175	34 1/4	883	22	559	22	559	34 1/4	867	11 1/4	298	7 1/8	202	8	203	8	203	7 1/4	184	670	305	1/2	.25	1/2	.25							
51 1/4	18	1 1/16	49	14	356	429	195	34 1/4	883	22	559	22	559	40 1/4	1019	11 1/4	298	7 1/8	202	8	203	8	203	7 1/4	184	730	330	1/2	.38	1/2	.38							
57 1/4	70	1 1/16	49	14	356	473	215	34 1/4	883	22	559	22	559	46 1/4	1172	11 1/4	298	7 1/8	202	8	203	8	203	7 1/4	184	900	410	1/2	.38	1/2	.38							
29 1/4	43	2 1/16	62	16 1/4	425	225	102	39 1/4	1003	25	635	29	737	16 1/4	410	14 1/4	365	11 1/4	295	6	152	10	254	8 1/4	213	425	195	1/2	.25	1/4	.56							
31 1/4	94	2 1/16	62	16 1/4	425	248	113	39 1/4	1003	25	635	29	737	18 1/4	460	14 1/4	365	11 1/4	295	6	152	10	254	8 1/4	213	475	215	1/2	.25	1/4	.56							
33 1/4	45	2 1/16	62	16 1/4	425	269	122	39 1/4	1003	25	635	29	737	20 1/4	511	14 1/4	365	11 1/4	295	6	152	10	254	8 1/4	213	565	255	1/2	.25	1/4	.56							
35 1/4	95	2 1/16	62	16 1/4	425	292	133	39 1/4	1003	25	635	29	737	22 1/4	562	14 1/4	365	11 1/4	295	6	152	10	254	8 1/4	213	660	300	1/2	.25	1/4	.56							
37 1/4	46	2 1/16	62	16 1/4	425	319	145	39 1/4	1003	25	635	29	737	24 1/4	613	14 1/4	365	11 1/4	295	6	152	10	254	8 1/4	213	725	330	1/2	.25	1/4	.56							
41 1/4	48	2 1/16	62	16 1/4	425	385	175	39 1/4	1003	25	635	29	737	28 1/4	714	14 1/4	365	11 1/4	295	6	152	10	254	8 1/4	213	775	350	1/2	.25	1/4	.56							
47 1/4	00	2 1/16	62	16 1/4	425	468	212	39 1/4	1003	25	635	29	737	34 1/4	867	14 1/4	365	11 1/4	295	6	152	10	254	8 1/4	213	825	375	1/2	.38	1	.75							
53 1/4	53	2 1/16	62	16 1/4	425	572	260	39 1/4	1003	25	635	29	737	40 1/4	1019	14 1/4	365	11 1/4	295	6	152	10	254	8 1/4	213	900	410	1/2	.38	1 1/2	1.1							
59 1/4	05	2 1/16	62	16 1/4	425	682	310	39 1/4	1003	25	635	29	737	46 1/4	1172	14 1/4	365	11 1/4	295	6	152	10	254	8 1/4	213	950	430	1/2	.56	3	2.2							
65 1/4	57	2 1/16	62	16 1/4	425	787	357	39 1/4	1003	25	635	29	737	52 1/4	1324	14 1/4	365	11 1/4	295	6	152	10	254	8 1/4	213	1015	460	1/2	.56	3	2.2							
45 1/4	1149	28	711					16 1/4	410	14 1/4	365	10 1/4	276	10 1/4	257			8 1/4	213	530	240	1/2	.25															
45 1/4	1149	28	711					18 1/4	460	14 1/4	365	10 1/4	276	10 1/4	257			8 1/4	213	595	270	1/2	.25															
45 1/4	1149	28	711					20 1/4	511	14 1/4	365	10 1/4	276	10 1/4	257			8 1/4	213	705	320	1/2	.25															
45 1/4	1149	28	711					22 1/4	562	14 1/4	365	10 1/4	276	10 1/4	257			8 1/4	213	825	375	1/2	.38															
45 1/4	1149	28	711					24 1/4	613	14 1/4	365	10 1/4	276	10 1/4	257			8 1/4	213	870	395	1/2	.38															
45 1/4	1149	28	711					28 1/4	714	14 1/4	365	10 1/4	276	10 1/4	257			8 1/4	213	930	420	1/2	.38															
45 1/4	1149	28	711					34 1/4	867	14 1/4	365	10 1/4	276	10 1/4	257			8 1/4	213	1000	455	1/2	.56															
45 1/4	1149	28	711					40 1/4	1019	14 1/4	365	10 1/4	276	10 1/4	257			8 1/4	213	1070	485	1/2	.56															
45 1/4	1149	28	711					46 1/4	1172	14 1/4	365	10 1/4	276	10 1/4	257			8 1/4	213	1180	535	1/2	.56															
45 1/4	1149	28	711					52 1/4	1324	14 1/4	365	10 1/4	276	10 1/4	257			8 1/4	213	1290	585	1/2	.56															
59	1500	38	965					25	635	19 1/4	495	18 1/4	479	9	229			9 1/4	251	1425	645	1/2	.56															
59	1500	38	965					27	686	19 1/4	495	18 1/4	479	9	229			9 1/4	251	1470	665	1/2	.56															
59	1500	38	965					31	787	19 1/4	495	18 1/4	479	9	229			9 1/4	251	1555	705	1/2	.56															
59	1500	38	965					37	940	19 1/4	495	18 1/4	479	9	229			9 1/4	251	1665	755	1	.75															
59	1500	38	965					43	1092	19 1/4	495	18 1/4	479	9	229			9 1/4	251	2010	910	1	.75															
59	1500	38	965					49	1245	19 1/4	495	18 1/4	479	9	229			9 1/4	251	2280	1035	1 1/2	1.1															
59	1500	38	965					55	1397	19 1/4	495	18 1/4	479	9	229			9 1/4	251	2540	1150	1 1/2	1.1															
59	1500	38	965					61	1550	19 1/4	495	18 1/4	479	9	229			9 1/4	251	2800	1270	1 1/2	1.1															
59	1500	38	965					67	1702	19 1/4	495	18 1/4	479	9	229			9 1/4	251	3170	1440	1 1/2	1.1															

NOTES:

Model HFP is available without the discharge chute adapter and as such is designated Model HF
 *Data on 36" (915 mm) drums are available on request.

Dimensions and specifications subject to change without notice.

Weights listed in this SELECTOR GUIDE serve as guidelines only. Contact your Eriez representative for assistance in selecting the right model Drum for your application.

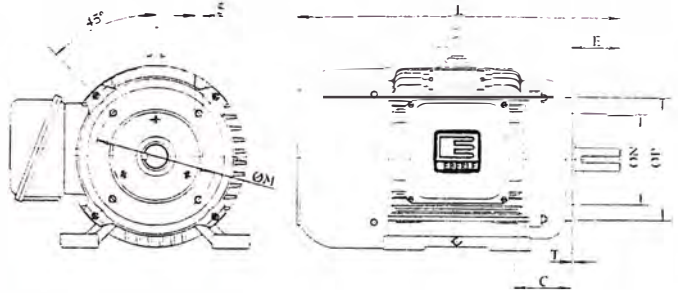
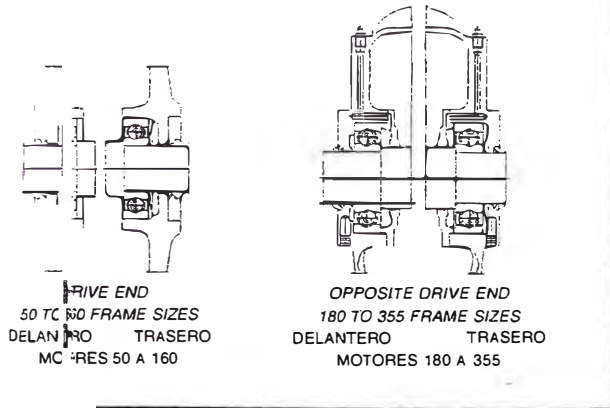
ANEXO 4

CHAF LOAD VALUES CONSIDER BEARING LIFE OF
 UT 20,000 HOURS (OPERATING AT 60Hz WITH DIRECT
 PLIND
 50HZ MOTORS BEARING LIFE IS ABOUT 24,000 HOURS.
 L ANIRADIAL LOADS CANNOT BE ASSOCIATED TO
 SAME MOTOR. HIGHER LOAD IS AVAILABLE UPON
 UESTI

NOTAS:

- 1 - LOS VALORES DE LAS TABLAS DE CARGAS ESTAN CONSIDERADAS PARA UNA VIDA UTIL DE ALREDOR DE 20.000 HORAS (MOTOR OPERANDO EN 60 Hz Y CON ACOPLAMIENTO DIRECTO).
- 2 - PARA MOTORES QUE OPERAN EN 50 Hz LA VIDA UTIL ESTIMADA ES DE 24.000 HORAS.
- 3 - LAS CARGAS AXIALES Y RADIALES NO PUEDEN ASOCIARSE EN UN MISMO MOTOR. CARGAS MAYORES BAJO CONSULTA.

**BEARINGS AND LUBRICATION SYSTEM
 RO AMIENTOS Y SISTEMAS DE LUBRICACION**



ACCORDING DIN 42677 AND DIN 42948 STANDARDS
 CONFORME NORMA DIN 42677 Y DIN 42948

FRAME CARCASA (ABNT)	FLANGE TYPE C DIN DIMENSIONS - "B14" DIMENSIONES DE LA BRIDA TIPO "C" DIN - "B14"							HOLE QTY CANT. DE AGUJEROS
	FLANGE BRIDA (ABNT)	C	ØM	ØN	ØP	ØS	T	
56	FC 95	36	65	50 j6	80	M5	2.5	4
63	C 80	40	75	60 j6	90	M5	2.5	4
71	C 90	45	85	70 j6	105	M6	2.5	4
80	C 105	50	100	80 j6	120	M6	3.0	4
90 S	C 120	56	115	95 j6	140	M8	3.0	4
90 L	C 140	56	115	95 j6	140	M8	3.0	4
100 L	C 160	63	130	110 j6	160	M8	3.5	4
112 M	C 160	70	130	110 j6	160	M8	3.5	4
132 S	C 200	89	165	130 j6	200	M10	3.5	4
132 M	C 200	89	165	130 j6	200	M10	3.5	4

MOU MA CON	STRUCTIVA	CONFIGURATION CONFIGURACION							
DETA DETAL	REFERENCE REFERENCIA	B 3 E	B 3 D	B 5 E	B 5 D	B 35 E	B 35 D	B 14 E	
	FRAME CARCASA	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	FOOTLESS SIN PATAS	FOOTLESS SIN PATAS	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	FOOTLESS SIN PATAS	
	DRIVE END PUNTA DEL EJE	LEFT A LA IZQUIERDA	RIGHT A LA DERECHA	LEFT A LA IZQUIERDA	RIGHT A LA DERECHA	LEFT A LA IZQUIERDA	RIGHT A LA DERECHA	LEFT A LA IZQUIERDA	
	MOUNTING FIJACION	BASE BASE	BASE BASE	FLANGE FF BRIDA FF	FLANGE FF BRIDA FF	BASE OR FLANGE FF BASE O BRIDA FF	BASE OR FLANGE FF BASE O BRIDA FF	FLANGE C BRIDA C	

MOU MA CON	STRUCTIVA	CONFIGURATION CONFIGURACION							
DETA DETAL	REFERENCE REFERENCIA	B 14 D	B 34 E	B 34 D	V 5	V 6	V 1	V 3	
	FRAME CARCASA	FOOTLESS SIN PATAS	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	FOOTLESS SIN PATAS	FOOTLESS SIN PATAS	
	DRIVE END PUNTA DEL EJE	RIGHT A LA DERECHA	LEFT A LA IZQUIERDA	RIGHT A LA DERECHA	DOWN PARA ABAJO	UP PARA ARRIBA	DOWN PARA ABAJO	UP PARA ARRIBA	
	MOUNTING FIJACION	FLANGE C BRIDA C	BASE OR FLANGE C BASE O BRIDA C	BASE OR FLANGE C BASE O BRIDA C	WALL PAREO	WALL PARED	FLANGE FF BRIDA FF	FLANGE FF BRIDA FF	

MOU MA CON	STRUCTIVA	CONFIGURATION CONFIGURACION							
DETA DETAL	REFERENCE REFERENCIA	V 15	V 36	V 18	V 19	B 6	B 7	B 8	
	FRAME CARCASA	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	FOOTLESS SIN PATAS	FOOTLESS SIN PATAS	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	
	DRIVE END PUNTA DEL EJE	DOWN PARA ABAJO	UP PARA ARRIBA	DOWN PARA ABAJO	UP PARA ARRIBA	FRONT FACE PARA FRENTE	FRONT FACE PARA FRENTE	FRONT FACE PARA FRENTE	
	MOUNTING FIJACION	WALL OR FLANGE FF PARED O BRIDA FF	WALL OR FLANGE FF PARED O BRIDA FF	WALL OR FLANGE FF PARED O BRIDA FF	FLANGE C BRIDA C	WALL PARED	WALL PARED	ROOF TECHO	

Performance data

General Purpose; IPW 55 - Marine Purpose; Aggressive Environments

Características de Desempeño

Motor IP5 - Uso General; Motor IPW55 - Uso Naval; Ambientes Agresivos

SERIE NOMENCLATURA	FRAME (CARCASA)	SPEED VELOCIDAD	CURRENT INTENSIDAD NOMINAL				TORQUE CUPLA			EFFICIENCY RENDIMIENTO			POWER FACTOR FACTOR DE POTENCIA			SERVICE FACTOR FACTOR DE SERVICIO	GD* ROTOR DEL ROTOR	WEIGHT PESO
			220 V		380 V		Cn (Kgm)	Cp/Cn (%)	Cmax/Cn (%)	η%			COS φ					
			In (A)	Ia (A)	In (A)	Ia (A)				50%	75%	100%	50%	75%	100%			

ES - 50 Hz / 2 POLOS - 50 Hz

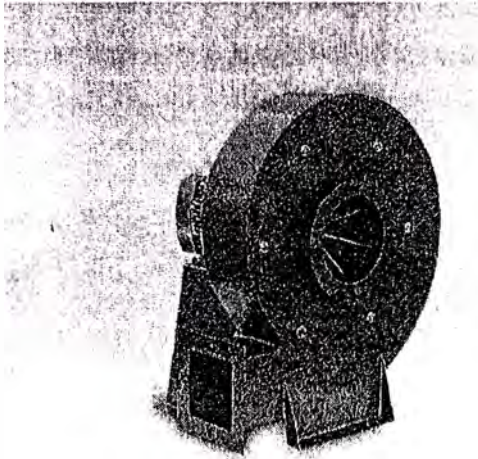
0.09	56 a	2860	0.58	2.8	0.33	1.6	0.03	400	300	44	53	59	0.51	0.62	0.69	1.1	0.0006	3.4
0.12	56 b	2760	0.66	2.5	0.38	1.4	0.04	290	220	51	59	60	0.61	0.75	0.80	1.1	0.0006	3.4
0.18	63 a	2840	0.95	4.2	0.55	2.4	0.06	315	250	52	59	63	0.61	0.73	0.79	1.1	0.0014	4.5
0.25	63 b	2820	1.15	6	0.66	3.2	0.08	330	320	59	67	70	0.61	0.70	0.82	1.1	0.0014	4.5
0.37	71 a	2870	1.7	10	0.95	6	0.12	315	325	61	70	75	0.63	0.71	0.79	1.1	0.0022	9.0
0.55	71 b	2860	2.3	14	1.3	8	0.18	255	290	64	72	75	0.70	0.78	0.85	1.1	0.0025	9.5
0.75	80 a	2860	3.3	20	1.9	11	0.25	310	240	65	71	73	0.63	0.73	0.82	1.1	0.0048	15.0
1.1	80 b	2840	4.5	29	2.6	17	0.37	310	230	71	75	75	0.70	0.80	0.86	1.1	0.0056	17.0
1.5	90 S	2885	6.6	52	3.8	30	0.51	340	260	72	78	78	0.52	0.68	0.77	1.1	0.0100	21.0
2.2	90 L	2870	8.3	61	4.8	35	0.74	360	320	75	80	81	0.71	0.80	0.86	1.1	0.0120	23.5
3.0	100 L	2890	11.0	88	6.4	51	1.00	320	255	76	81	81	0.80	0.87	0.87	1.1	0.0170	29
4.0	112 M	2910	14.5	123	8.4	71	1.30	310	280	81	83	83	0.72	0.82	0.88	1.1	0.0280	38
5.5	132 Sa	2920	20.5	160	11.8	92	1.80	280	300	80	83	84	0.68	0.78	0.84	1.1	0.0550	52
7.5	132 S	2910	27	189	16	109	2.45	260	290	81	83	84	0.69	0.79	0.85	1.1	0.0640	57
11.0	160 Ma	2940	40	332	23	192	3.70	300	290	75	80	81	0.79	0.90	0.90	1.1	0.1750	93
15.0	160 M	2940	50	410	29	237	5.00	290	270	82	85	85	0.80	0.88	0.91	1.1	0.2360	107
18.5	160 L	2920	61	519	35	300	6.10	295	280	84	86	86	0.81	0.90	0.92	1.1	0.3100	129
22.0	180 M	2960	73	577	42	333	7.40	350	300	86	88	88	0.80	0.88	0.90	1.1	0.3700	144
30.0	200 L	2950	95	790	55	457	10.0	300	280	88	89	89	0.86	0.90	0.91	1.1	0.7200	225
37.0	200 L	2960	116	1136	67	657	12.0	300	280	89	92	92	0.83	0.88	0.91	1.1	0.8200	240
45.0	225 S/M	2945	138	1052	80	608	15.0	300	210	88	91	91	0.84	0.89	0.92	1.1	1.3000	315
55.0	250 S/M	2960	174	1479	100	855	18.0	300	300	86	89	91	0.82	0.88	0.92	1.1	1.9500	420
75.0	280 S/M	2940	237	1707	137	986	25.0	300	280	84	88	90	0.84	0.89	0.91	1.1	2.8000	545
90.0	280 S/M	2950	294	2206	170	1275	30.0	290	270	85	87	89	0.85	0.90	0.92	1.1	3.4000	575
110.0	315 S/M	2965	351	2458	203	1421	36.0	240	270	89	92	93	0.85	0.88	0.89	1.0	5.1000	703
132.0	315 S/M	2975	417	3002	241	1735	43.0	210	235	88	92	93	0.88	0.90	0.90	1.0	6.1000	800
162.0	315 S/M	2975	514	3597	297	2079	53.0	180	200	91	93	93	0.88	0.89	0.89	1.0	7.1000	900
199.0	355 M/L	2980	614	5527	355	3195	65.0	230	240	89	91	92	0.89	0.91	0.92	1.0	7.5000	1270
220.0	355 M/L	2980	663	5467	395	3160	72.0	230	240	92	93	93	0.89	0.91	0.91	1.0	8.5000	1390
255.0	355 M/L	2970	813	6505	470	3760	85.0	240	260	91	92	92	0.88	0.90	0.90	1.0	10.0000	1460
295.0	355 M/L	2980	908	7266	525	4200	96.0	230	240	92	93	93	0.89	0.91	0.92	1.0	11.0000	1500

ES - 50 Hz / 4 POLOS - 50 Hz

0.06	56 a	1435	0.60	1.3	0.35	0.74	0.04	285	285	33	42	46	0.44	0.52	0.57	1.1	0.0006	3.3
0.09	56 b	1410	0.78	2.3	0.45	1.3	0.06	260	250	39	48	52	0.44	0.52	0.58	1.1	0.0006	3.3
0.12	63 a	1400	0.87	3.0	0.5	1.8	0.08	300	285	45	52	56	0.45	0.56	0.65	1.1	0.0014	4.8
0.18	63 b	1380	1.05	4.1	0.61	2.4	0.12	280	265	47	56	60	0.44	0.54	0.75	1.1	0.0014	4.8
0.25	71 a	1420	1.3	5.5	0.75	3.2	0.16	320	310	58	65	69	0.42	0.63	0.73	1.1	0.0041	9.6
0.37	71 b	1400	1.8	9.0	1.0	5.0	0.25	330	270	56	65	69	0.59	0.7	0.78	1.1	0.0048	10.0
0.55	80 a	1420	3.1	15	1.8	8.5	0.37	335	275	53	62	66	0.54	0.64	0.71	1.1	0.0087	14.0
0.75	80 b	1420	4.2	23	2.4	13.0	0.51	335	265	55	63	65	0.55	0.65	0.72	1.1	0.0094	14.7
1.1	90 S	1440	5.0	28	2.9	16.0	0.75	265	325	65	70	72	0.58	0.7	0.8	1.1	0.0180	19.8
1.5	90 L	1430	6.4	38	3.7	22	1.0	200	230	74	76	76	0.56	0.71	0.81	1.1	0.0250	24.0
2.2	100 La	1430	9.0	60	5.2	35	1.5	295	280	78	80	80	0.56	0.71	0.8	1.1	0.0240	29.0
3	100 L	1425	11.6	84	6.7	48	2.0	290	295	81	82	82	0.59	0.74	0.83	1.1	0.0300	32.5
4	112 M	1450	16.0	126	9.5	75	2.7	280	330	82	86	86	0.53	0.68	0.76	1.1	0.0600	40
5.5	132 S	1470	21.5	168	12.5	98	3.6	255	320	80	82	82	0.59	0.74	0.82	1.1	0.1310	54
7.5	132 Ma	1460	26	221	15	128	4.9	220	345	83	85	85	0.73	0.84	0.89	1.1	0.1440	63
9.2	132 M	1450	31	264	18	153	6.1	215	280	85	89	89	0.68	0.81	0.88	1.1	0.1640	65
11	160 M	1450	38	331	22	191	7.4	245	310	83	85	85	0.76	0.85	0.89	1.1	0.3100	103
15	160 L	1455	50	400	29	232	10	270	320	87	88	88	0.8	0.87	0.9	1.1	0.3900	118
18.5	180 M	1450	63	485	37	285	12	215	300	89	90	90	0.7	0.81	0.86	1.1	0.5500	146
22	180 L	1450	77	747	45	437	15	190	300	86	88	88	0.77	0.83	0.85	1.1	0.6600	165
30	200 L	1465	98	755	57	439	20	240	350	88	90	91	0.73	0.83	0.88	1.1	1.3000	237
37	225 S/M	1470	125	813	72	468	25	200	265	87	88	89	0.72	0.82	0.87	1.1	1.7000	265
45	225 S/M	1475	150	855	87	496	30	230	240	90	91	91	0.72	0.81	0.87	1.1	2.0000	300
55	250 S/M	1475	182	1420	105	819	36	380	300	89	90	91	0.72	0.83	0.88	1.1	3.4000	430
75	280 S/M	1470	236	1581	136	911	49	260	200	89	91	92	0.78	0.87	0.89	1.1	5.7000	560
90	280 S/M	1470	295	1682	170	969	59	275	200	90	92	92	0.78	0.86	0.89	1.1	6.7000	630
110	315 S/M	1480	353	2189	204	1265	72	285	260	90	92	92	0.76	0.86	0.89	1.0	10.500	810
135	315 S/M	1485	425	3188	246	1845	87	295	305	92	93	93	0.75	0.85	0.88	1.0	12.500	900
165	315 S/M	1485	510	3876	295	2242	107	210	350	92	93	93	0.83	0.88	0.9	1.0	14.100	990
200	355 M/L	1485	614	4605	354	2655	130	230	210	93	94	94	0.83	0.89	0.9	1.0	16.000	1130
220	355 M/L	1485	687	5427	397	3136	145	220	210	92	93	94	0.83	0.89	0.9	1.0	19.000	1400
255	355 M/L	1485	804	5869	464	3387	170	220	215	92	93	93	0.87	0.9	0.91	1.0	21.500	1520
295	355 M/L	1485	918	7069	530	4081	193	235	220	92	93	93	0.87	0.9	0.91	1.0	24.000	1580
330	355 M/L	1485	1034	7548	597	4358	220	230	220	91	92	92	0.88	0.9	0.91	1.0	27.000	1660

CX

EXTRACTORES CENTRIFUGOS DE
MEDIANA PRESION S&P
4500, 5500, 6500 m³/hr



Esta gama de ventiladores centrífugos de mediana presión, ha sido estructurada en tres tamaños dentro de una construcción robusta que le permite adaptarse a cualquier instalación o máquina en todo tipo de industria.

Características Principales

- Turbina de pala recta en chapa de fierro electrosoldada.
- Motor dos polos, 3F, con brida en acoplamiento directo.
- Carcasa electrosada con brida en succión y descarga.
- Recubrimiento en pintura en polvo con características anticorrosivas.

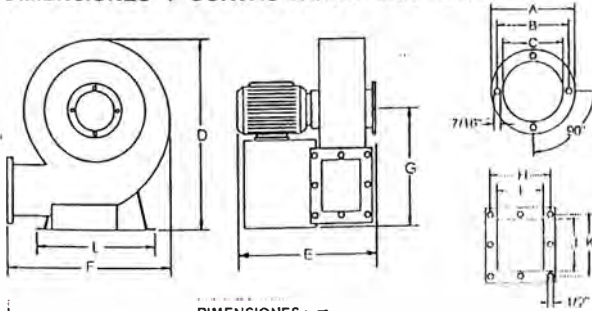
Aplicaciones

- Transportación neumática de: Virutas, polvos, granos, etc.
- Impulsión de aire en: Quemadores, Fraguas, Cubilotes
- Aireación de semillas y materiales.
- Procesos industriales diversos.

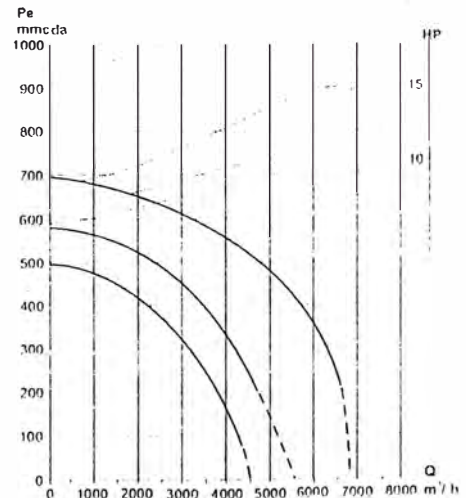
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Modelo	Velocidad	Potencia	Intensidad máxima (A)		Caudal descarga libre m ³ /hr	Nivel Sonoro dB(A)	Peso aprox. Kg
	R.P.M.	H.P.	440 V	220 V			
CX - 4500	3460	7.5	10	20	4500	89	109
CX - 5500	3460	10	14.1	28.2	5500	90	120
CX - 6500	3524	15	21.2	42.4	6500	93	182

DIMENSIONES Y CURVAS CARACTERÍSTICAS



Modelo	DIMENSIONES mm											
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
CX - 4500	274	235	198	853	600	680	548	182	137	187	242	525
CX - 5500	296	257	220	915	615	725	580	182	137	207	252	525
CX - 6500	304	267	228	975	725	795	620	182	137	227	272	620



*ADVERTENCIA: Este equipo no debe trabajar a descarga libre
*Fabricación con distinta rotación y descarga, bajo consulta y demanda



COTIZACION: 097-007675

FOR : MAQUIRENT

FECHA : 16/10/2003

RECCION :

VENDEDOR : BLACIDO MARCOS

TELEFONO :

REFERENCIA :

CLIENTE : SR. ENRIQUE EZQUIVEL

SEÑORES:

Mediante la presente nos es grato cotizarles lo siguiente:

CANT.	CODIGO	DESCRIPCION	P.UNIT.	DSCTO. (%)	TOTAL
1.00	3253	EXTRACTOR CX-5500 10HP SOLER & PALAU Caudal: 5500 m3/h Presión: 8" ca	1,800.00	20.00	1440.00

MONEDA
US\$

VALOR VENTA
1,440.00

I.G.V. 18%
259.20

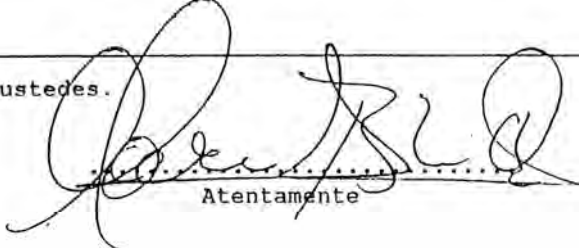
PRECIO VENTA
1,699.20

CONDICION DE PAGO : CONTADO

PLAZO : 10 días

BASE CION :

En caso particular, quedamos de ustedes.


Atentamente

MOTOREX S.A.

ARGENTINA 2989 - LIMA

MOTOREX

RUC: 20101461786

COTIZACION: 097-007694

MAQUIRENT

FECHA : 23/10/2003

ACION :

VENDEDOR : BLACIDO MARCOS

FONO :

REFERENCIA :

:

: SR. EZQUIVEL

ado señores:

medi de la presente nos es grato cotizarles lo siguiente:

T.	CODIGO	DESCRIPCION	P.UNIT.	DSCTO. (%)	TOTAL
.00	CL00	ARRANCADOR DIRECTO 7.5HP 220V	150.00	0.00	150.00
.00	CL00	ARRANCADOR DIRECTO 10HP 220 V	200.00	0.00	200.00
.00	CL00	ARRANCADOR ESTRELLA TRIANGULO 15HP 220V	380.00	0.00	380.00
.00	CL00	ARRANCADOR ESTRELLA TRIANGULO 20HP 220V	460.00	0.00	460.00
.00	CL00	ARRANCADOR ESTRELLA TRIANGULO 25HP 220V	550.00	0.00	550.00

LOS PRECIOS NO INCLUYEN EL IGV

MONEDA
US\$

VALOR VENTA
1,740.00

I.G.V. 18%
0.00

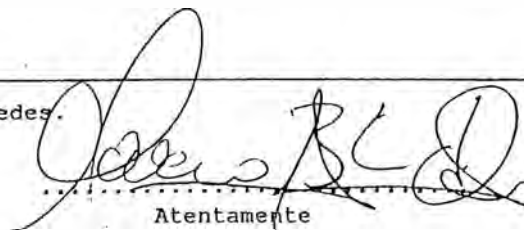
PRECIO VENTA
1,740.00

CONDICION DE PAGO : CONTADO

PLAZO : 10 dias

SERVICION :

Otro particular, quedamos de ustedes.



Atentamente

MOJOREX S.A.

RUC: 20101461786

AV. ARGENTINA 2989 - LIMA

TELÉFONO: 515-8045 FAX: 515-8972

Pag. 0001

COTIZACION: 097-007676

SEÑOR : MAQUIRENT
DIRECCION :
TELÉFONO :
FAX :
ATENCIÓN : SR. ENRIQUE ESQUIVEL

FECHA : 16/10/2003
VENDEDOR : BLACIDO MARCOS
REFERENCIA :

Estimados señores:

Por medio de la presente nos es grato cotizarles lo siguiente:

ITM	CANT.	CODIGO	DESCRIPCION	P.UNIT.	DSCTO. (%)	TOTAL
1	1.00	3580	EXTRACTOR CX-6500 15HP SOLER & PALAU Caudal: 6500 M3/h Presión: 8"ca	2,430.00	20.00	1944.00

MONEDA	VALOR VENTA	I.G.V. 18%	PRECIO VENTA
US\$	1,944.00	349.92	2,293.92

CONDICION DE PAGO : CONTADO
VALOR DEZ : 10 dias
OBSERVACION :

Sin otro particular, quedamos de ustedes.

Atentamente



COTIZACION: 097-007675

CLIENTE : MAQUIRENT

FECHA : 16/10/2003

REPRESENTANTE :

VENDEDOR : BLACIDO MARCOS

DIRECCION :

REFERENCIA :

TEL :
:

CONTACTO : SR. ENRIQUE EZQUIVEL

Señores:

Mediante la presente nos es grato cotizarles lo siguiente:

CANT.	CODIGO	DESCRIPCION	P.UNIT.	DSCTO. (%)	TOTAL
1.00	3253	EXTRACTOR CX-5500 10HP SOLER & PALAU Caudal: 5500 m3/h Presión: 8" ca	1,800.00	20.00	1440.00

MONEDA
US\$

VALOR VENTA
1,440.00

I.G.V. 18%
259.20

PRECIO VENTA
1,699.20

CONDICION DE PAGO : CONTADO

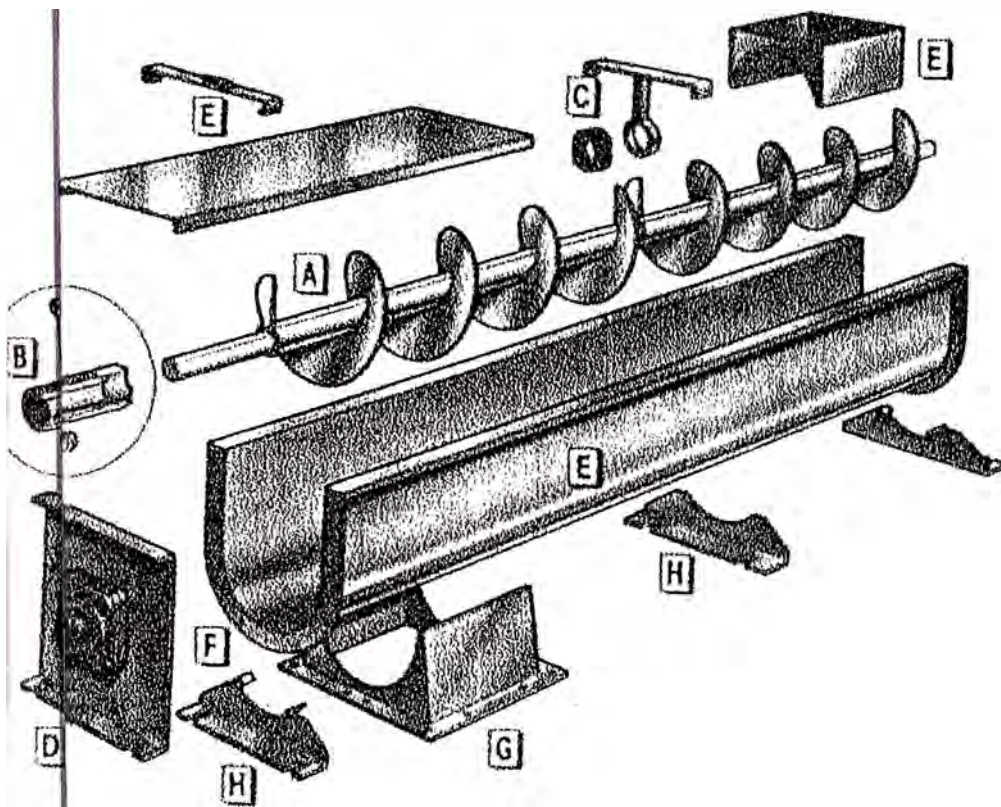
PLAZO : 10 dias

BASE :
:

En caso particular, quedamos de ustedes.

Atentamente

COMPONENTES DEL TRANSPORTADOR HELICOIDAL

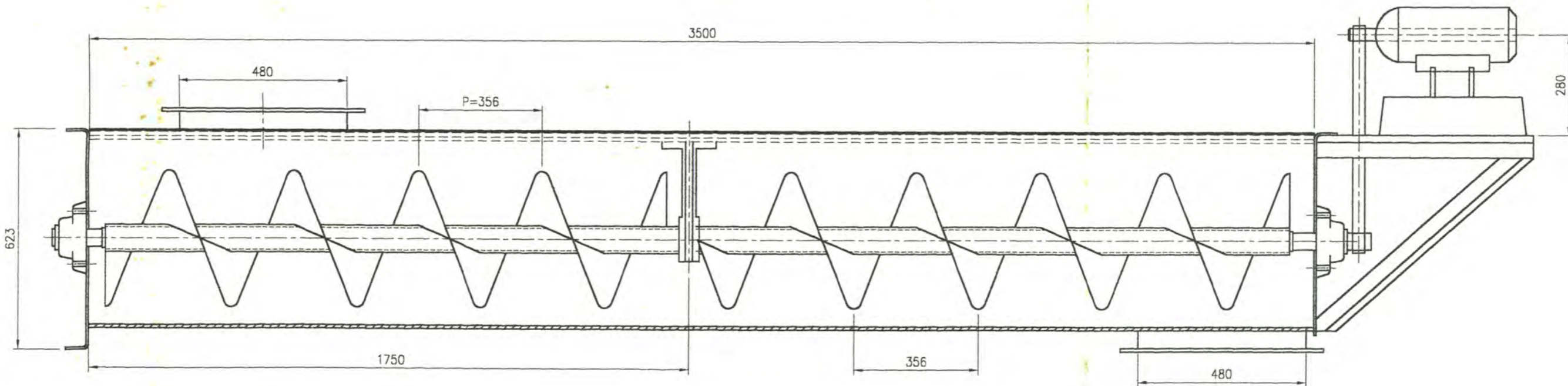


UNA AMPLIA GAMA DE MATERIALES

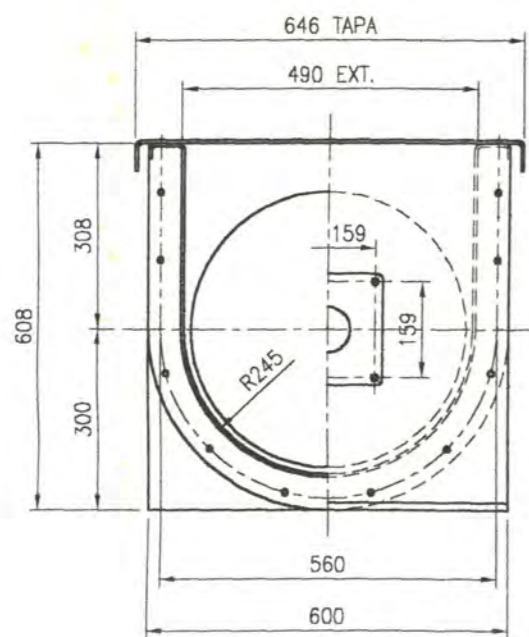
- Transportador Helicoidal de Acero Inoxidable
- Transportador Helicoidal resistente a la corrosión
- Transportador Helicoidal resistentes al desgaste

A.	Transportador Helicoidal
B.	Componentes de acoplamiento como tornillos, Flechas y tuercas de seguridad
C.	Colgantes y bujes
D.	Tapas de extremo
E.	Artesas, cubiertas, y limitadores de carga
F.	Bridas Nu-Weld®
G.	Bocas de descarga y alimentación
H.	Pie soporte atornillable y soldable

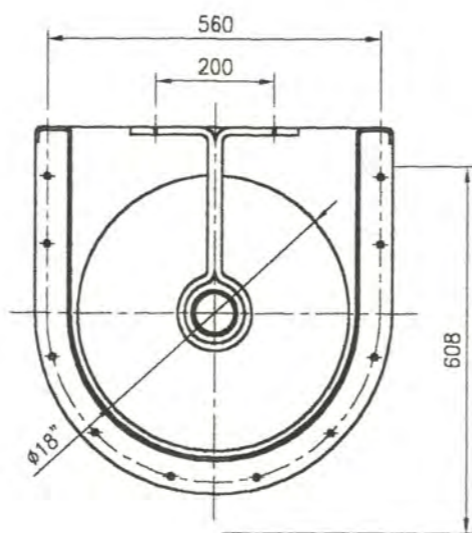
PLANOS



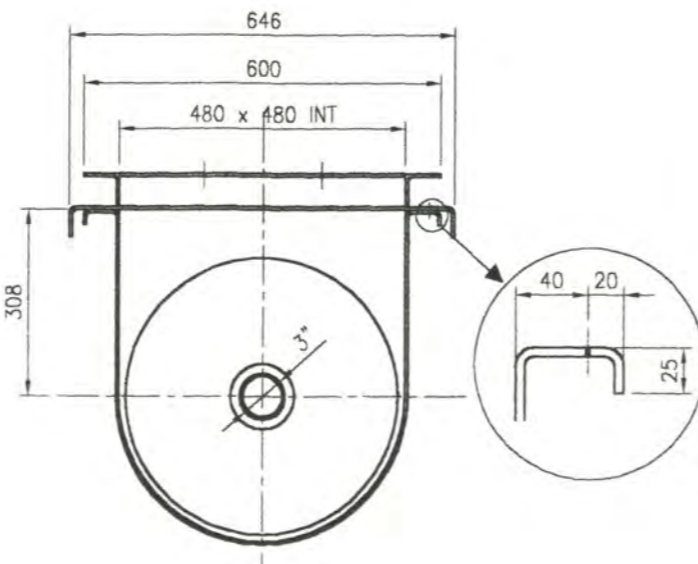
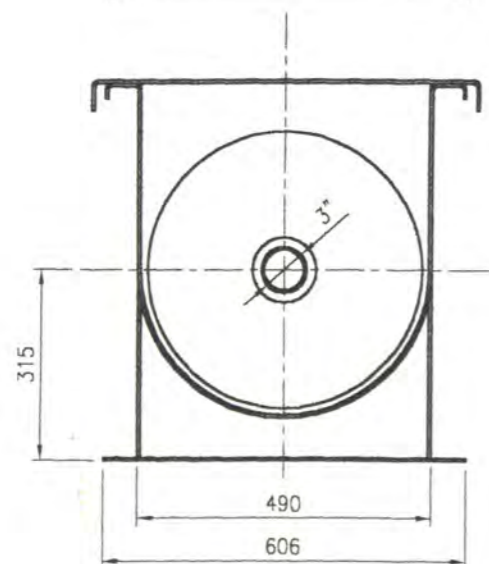
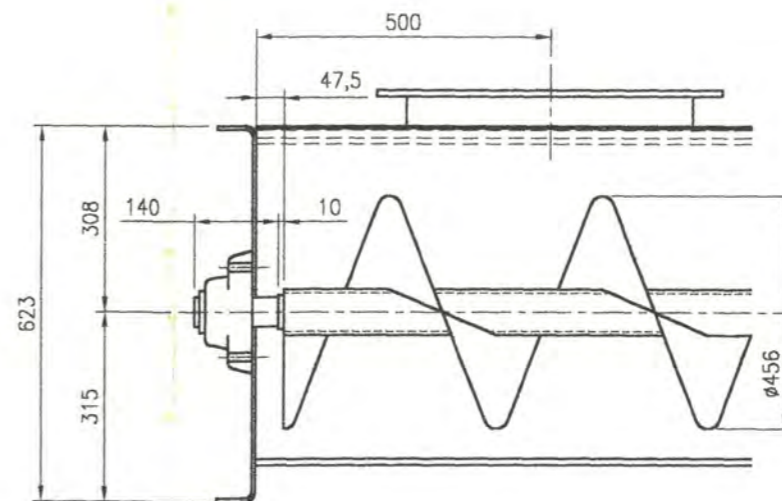
ENSAMBLE




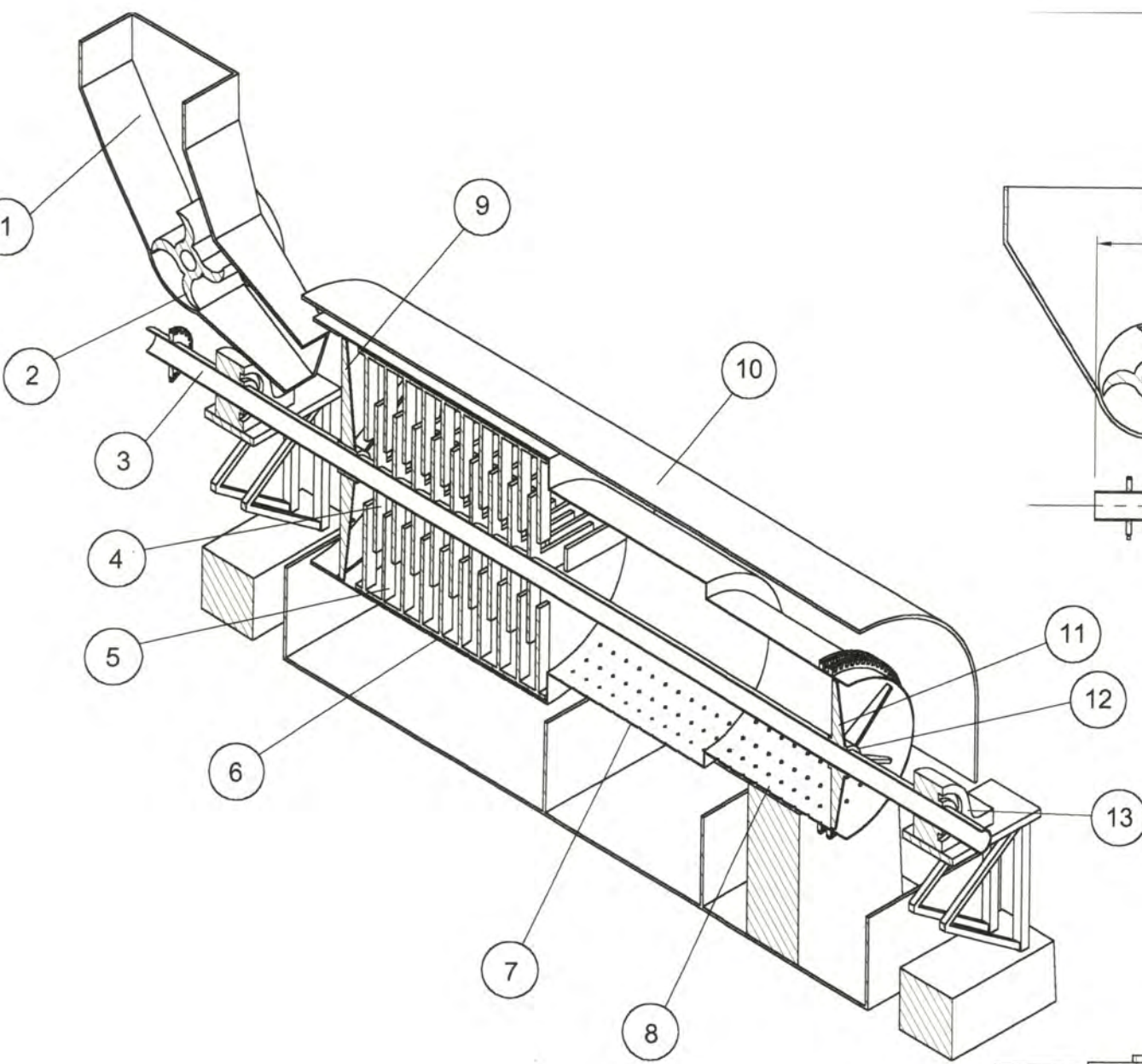
BOCA DE DESCARGA



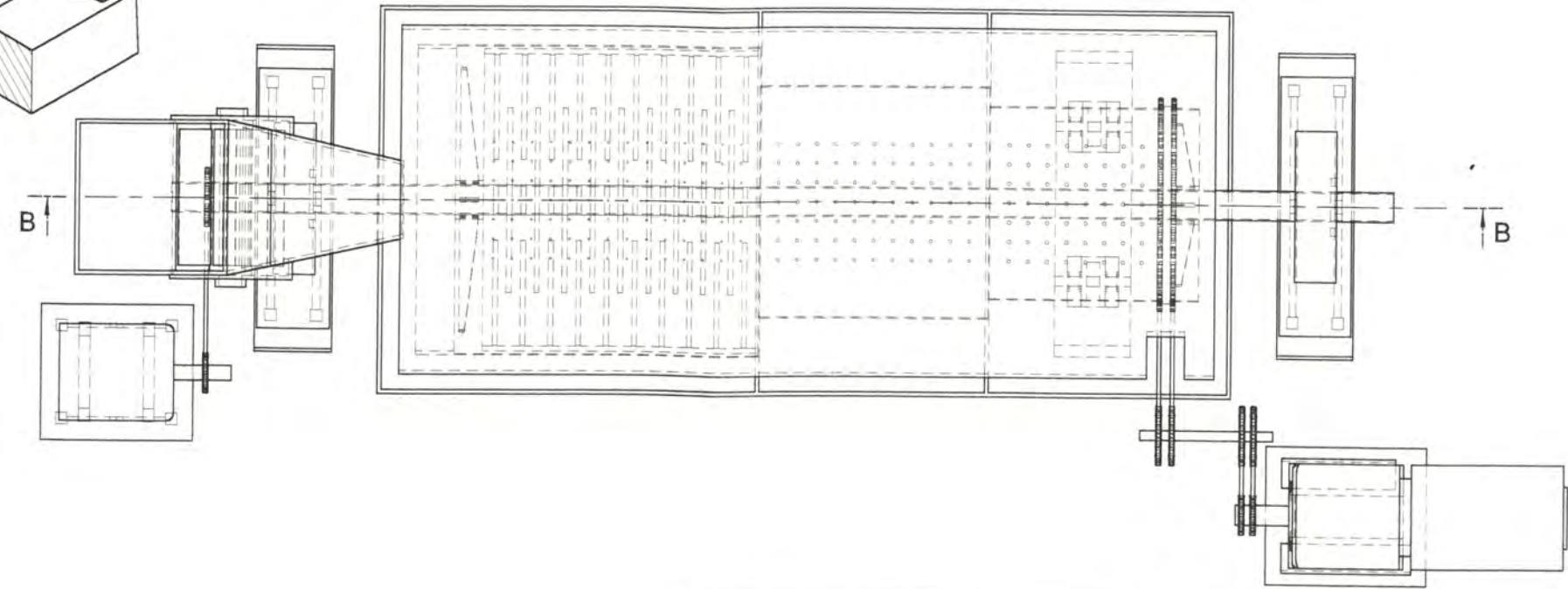
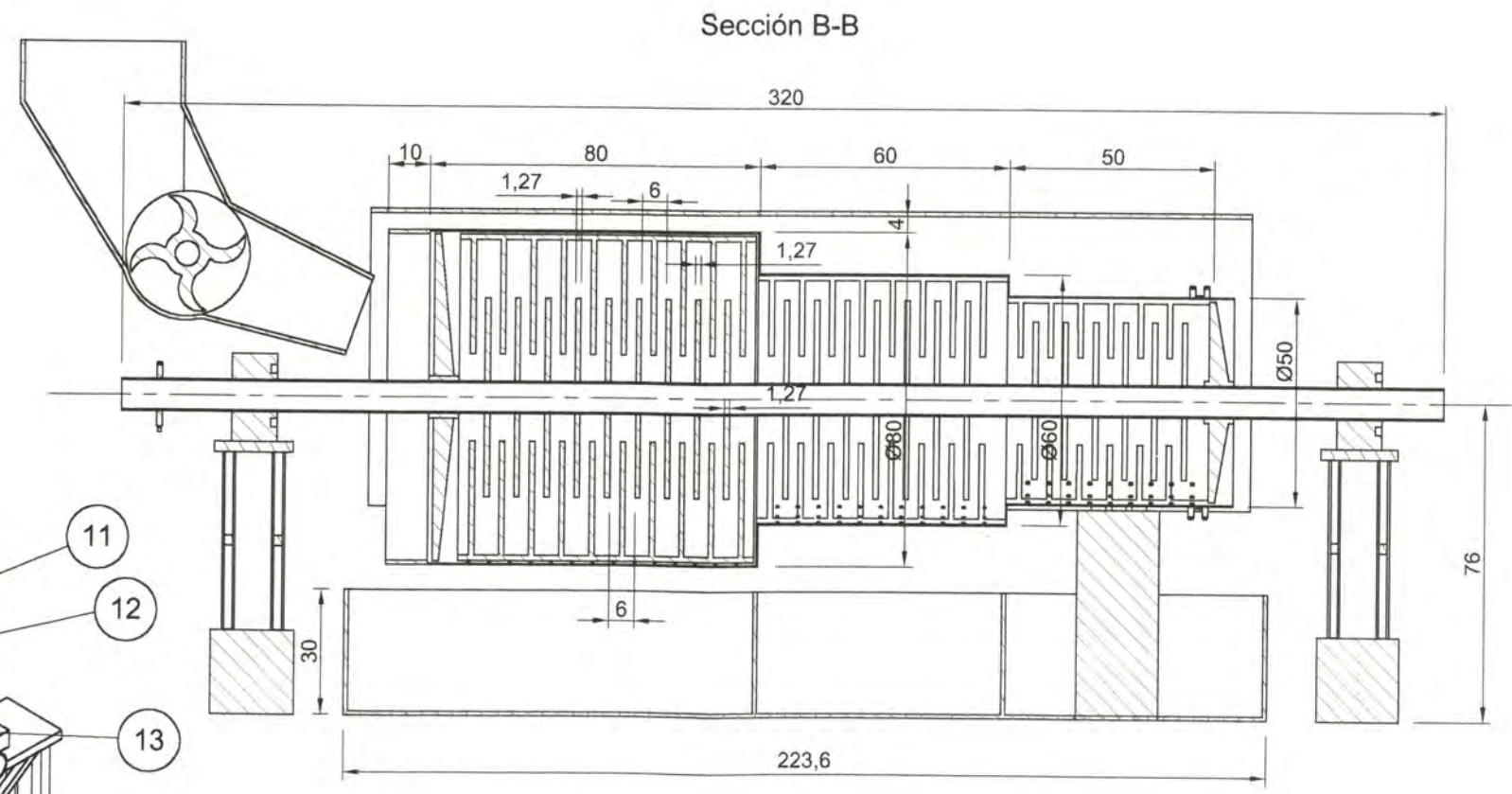
BOCA DE CARGA




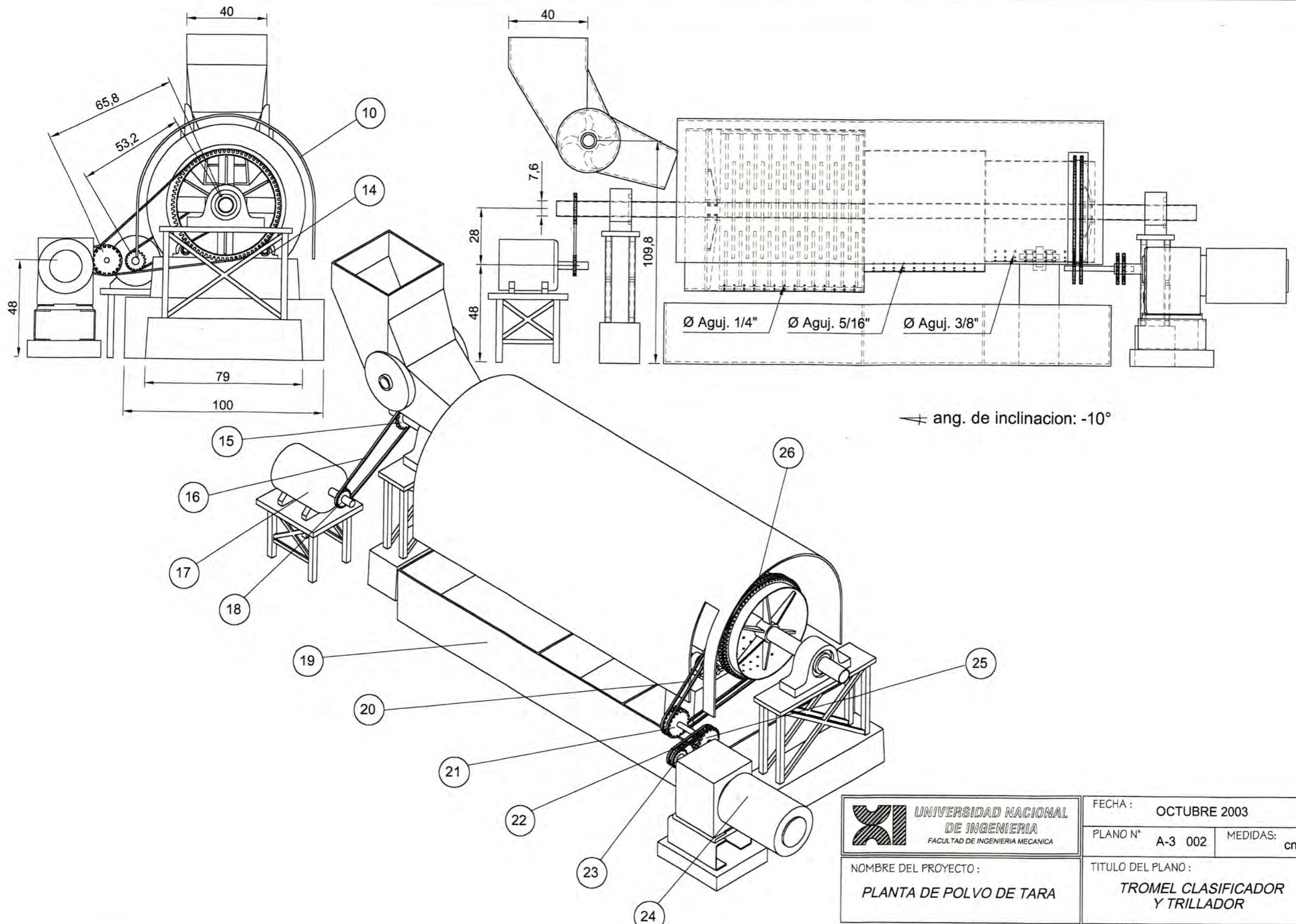
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	FECHA : OCTUBRE 2003	
	PLANO N° A-3 001	MEDIDAS: mm
NOMBRE DEL PROYECTO : PLANTA DE POLVO DE TARA		TITULO DEL PLANO : TRANSPORTADOR HELICOIDAL
DISEÑO : E. E. P.	DIBUJO : H. V. J.	REVISADO : W. A. P. ESCALA S / E



Vista Isometrica en corte

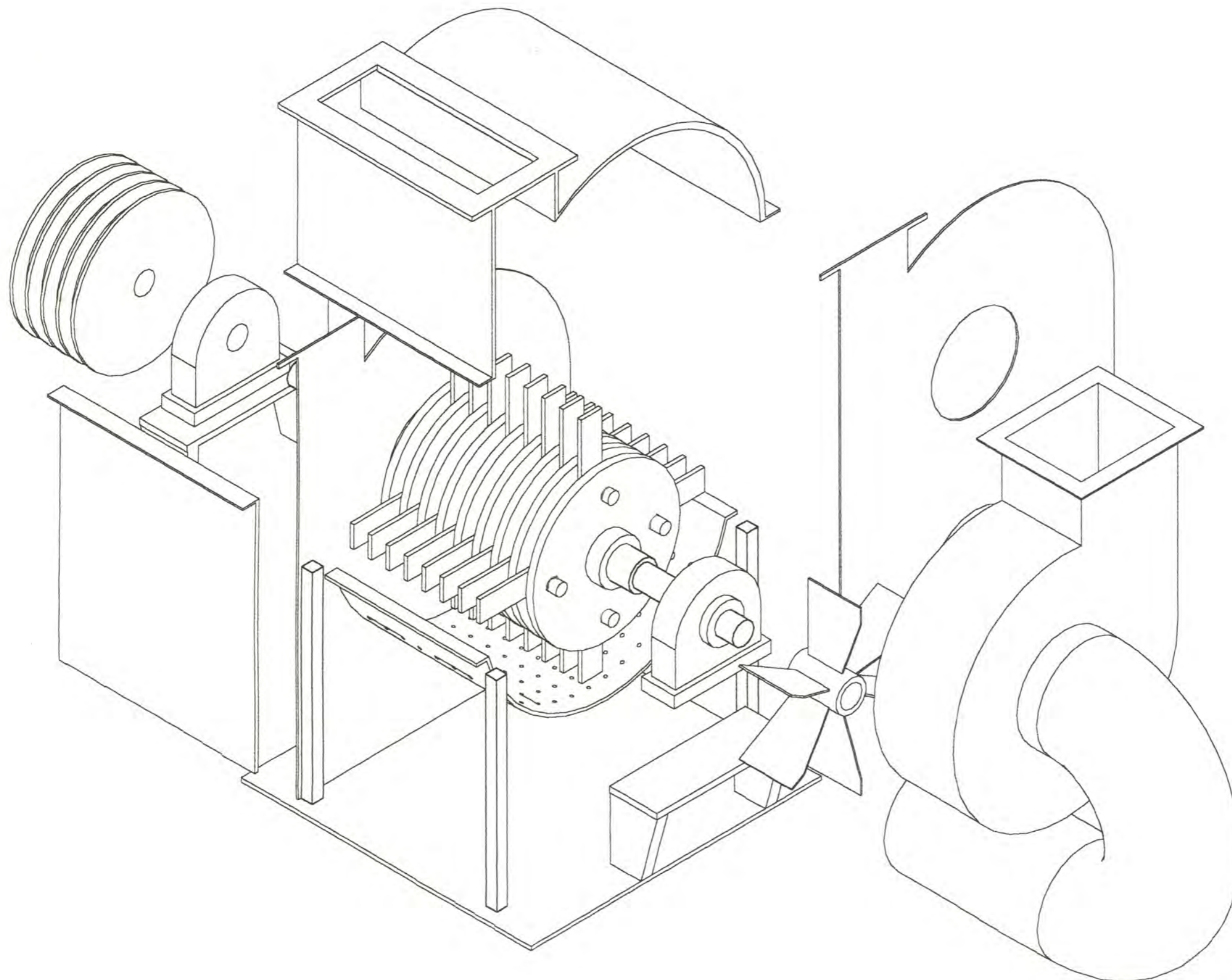



 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	FECHA: OCTUBRE 2003	
	PLANO N° A-3 003	MEDIDAS: cm.
NOMBRE DEL PROYECTO: PLANTA DE POLVO DE TARA		TITULO DEL PLANO: TROMEL CLASIFICADOR Y TRILLADOR
DISEÑO: E. E. P.	DIBUJO: H. V. J.	REVISADO: W. A. P. ESCALA 1 / 20

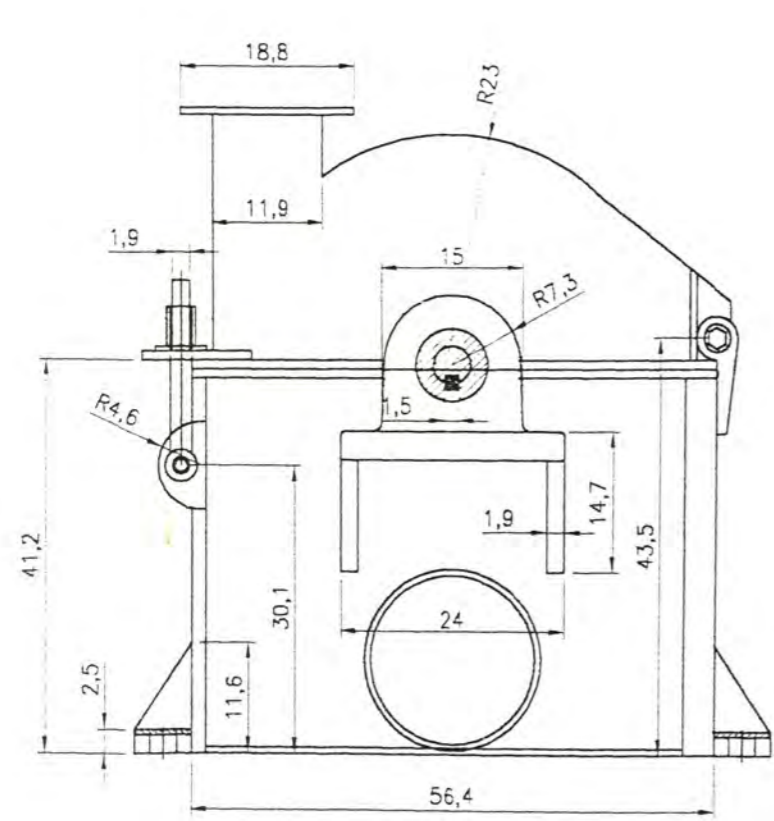


ang. de inclinacion: -10°

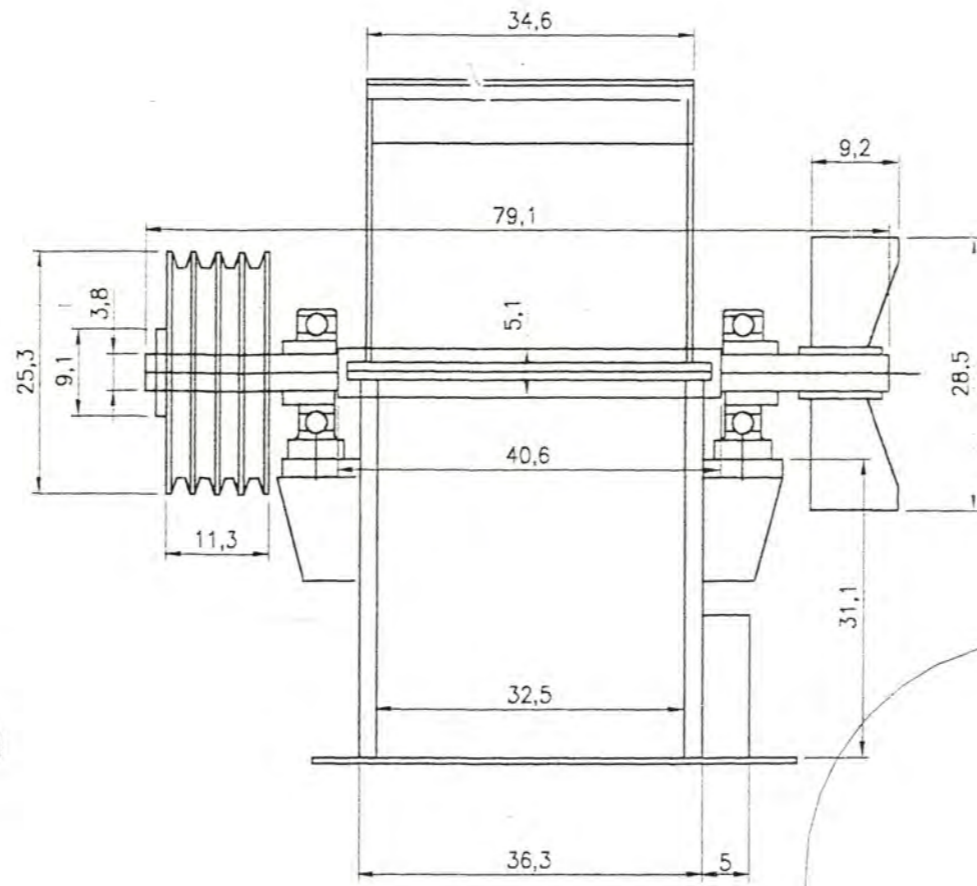
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA		FECHA: OCTUBRE 2003	
		PLANO N° A-3 002	MEDIDAS: cm.
NOMBRE DEL PROYECTO: PLANTA DE POLVO DE TARA		TITULO DEL PLANO: TROMEL CLASIFICADOR Y TRILLADOR	
DISEÑO: E. E. P.	DIBUJO: H. V. J.	REVISADO: W. A. P.	ESCALA 1 / 20



 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	FECHA: OCTUBRE 2003	
	PLANO N° A-3 005.2	MEDIDAS: mm
NOMBRE DEL PROYECTO: PLANTA DE POLVO DE TARA		TITULO DEL PLANO: DESPIECE MOLINO DE MARTILLO
DISEÑO: E. E. P.	DIBUJO: H. V. J.	REVISADO: W. A. P. ESCALA: S/E

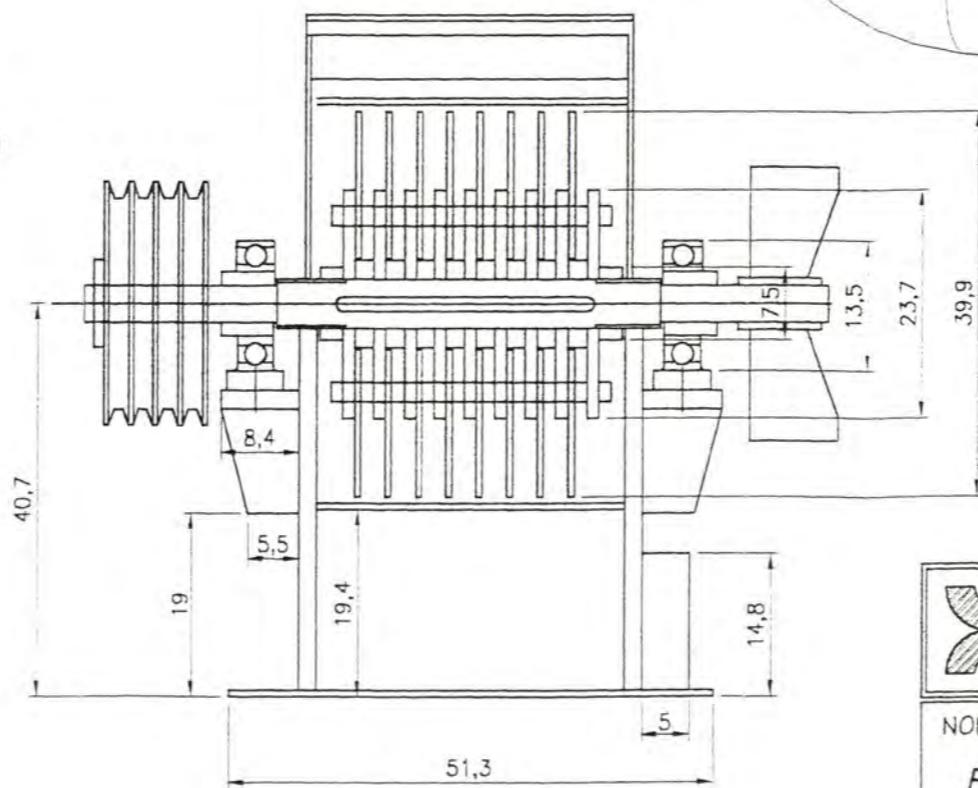
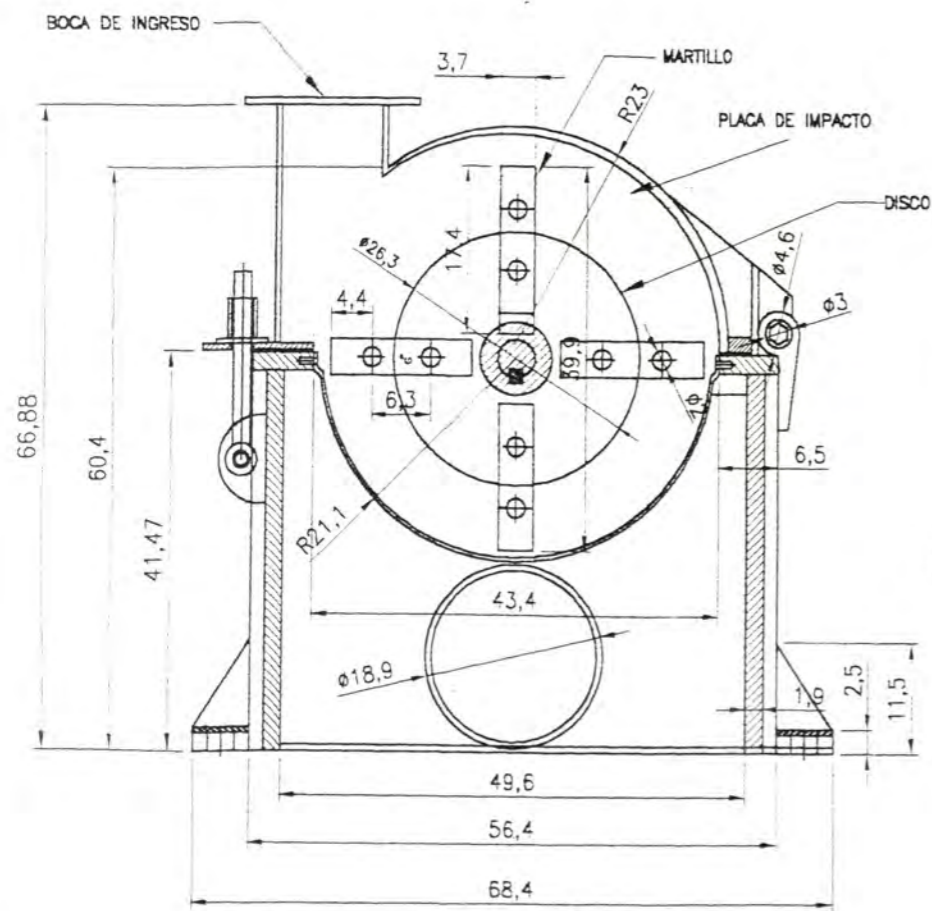
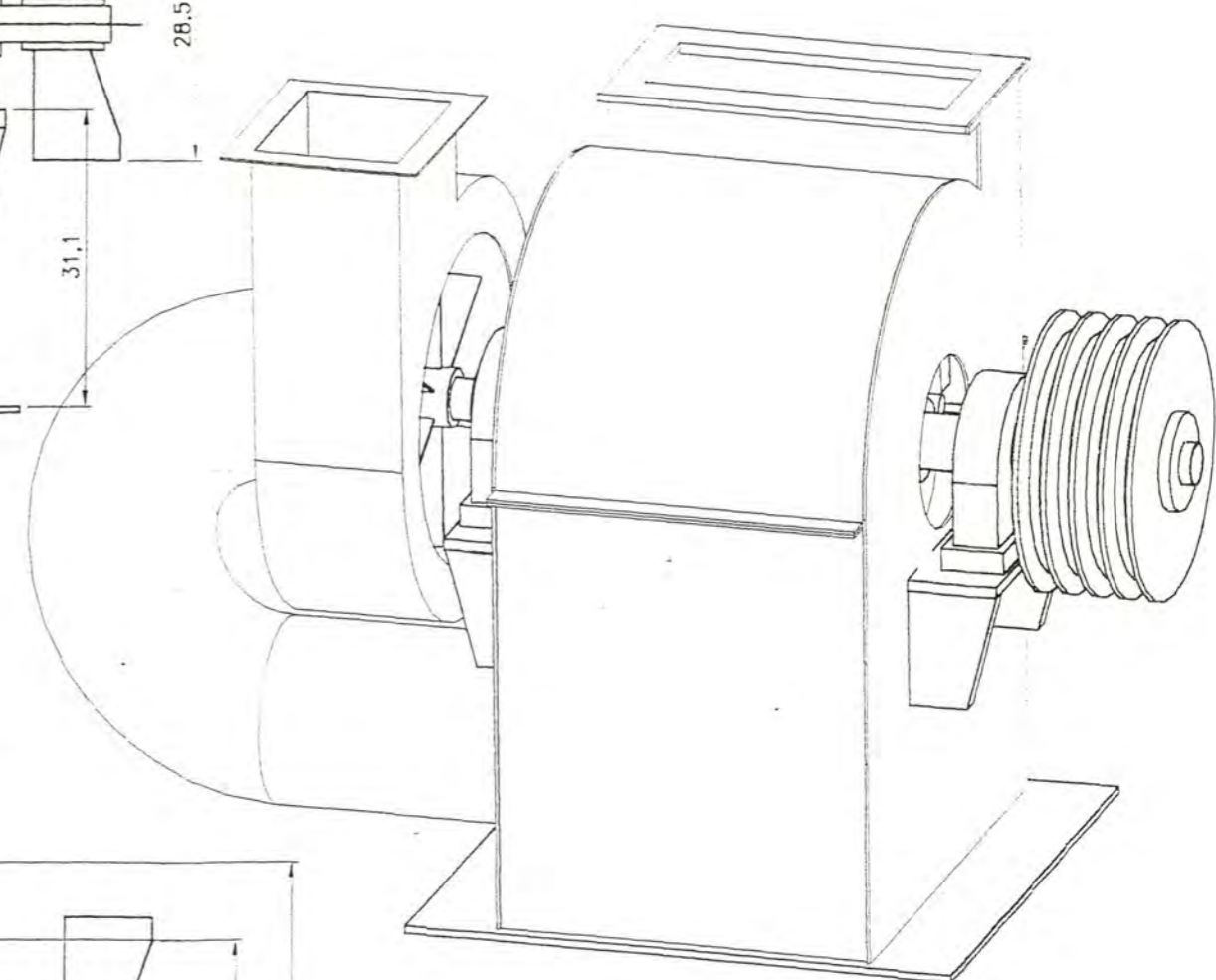


ELEVACION LATERAL



ELEVACION FRONTAL

VISTA ISOMETRICA



NOMBRE DEL PROYECTO:
PLANTA DE POLVO DE TARA

DISEÑO: E. E. P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

DIBUJO: H. V. J.

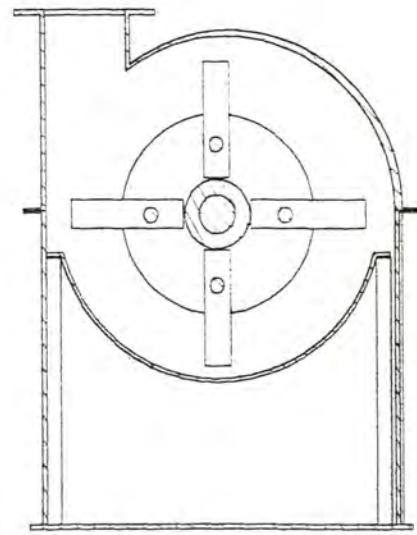
REVISADO: W. A. P.

FECHA: OCTUBRE 2003

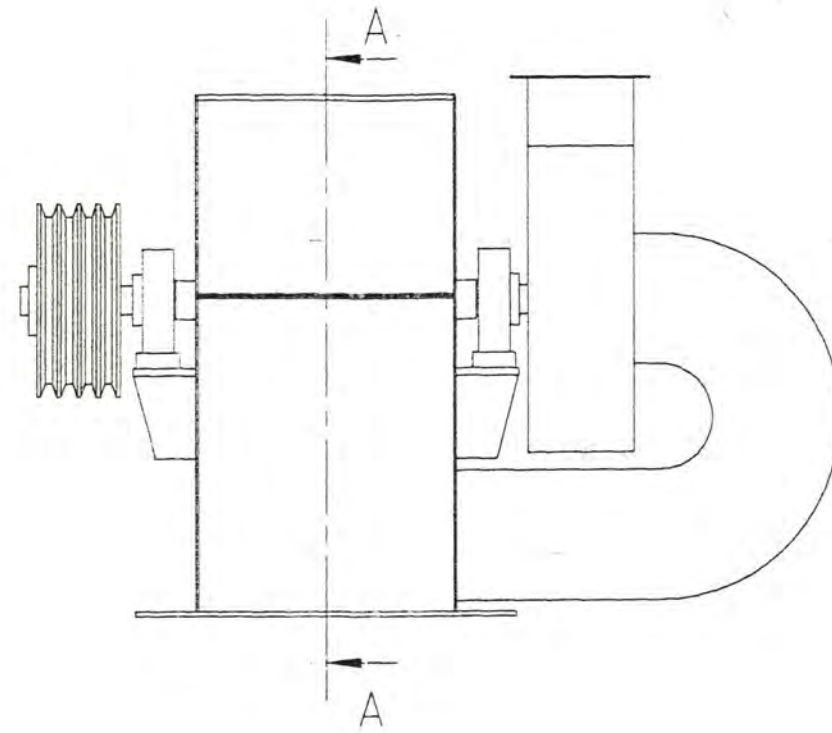
PLANO N° A-3 005.1 MEDIDAS: cm

TITULO DEL PLANO:
MOLINO DE MARTILLO

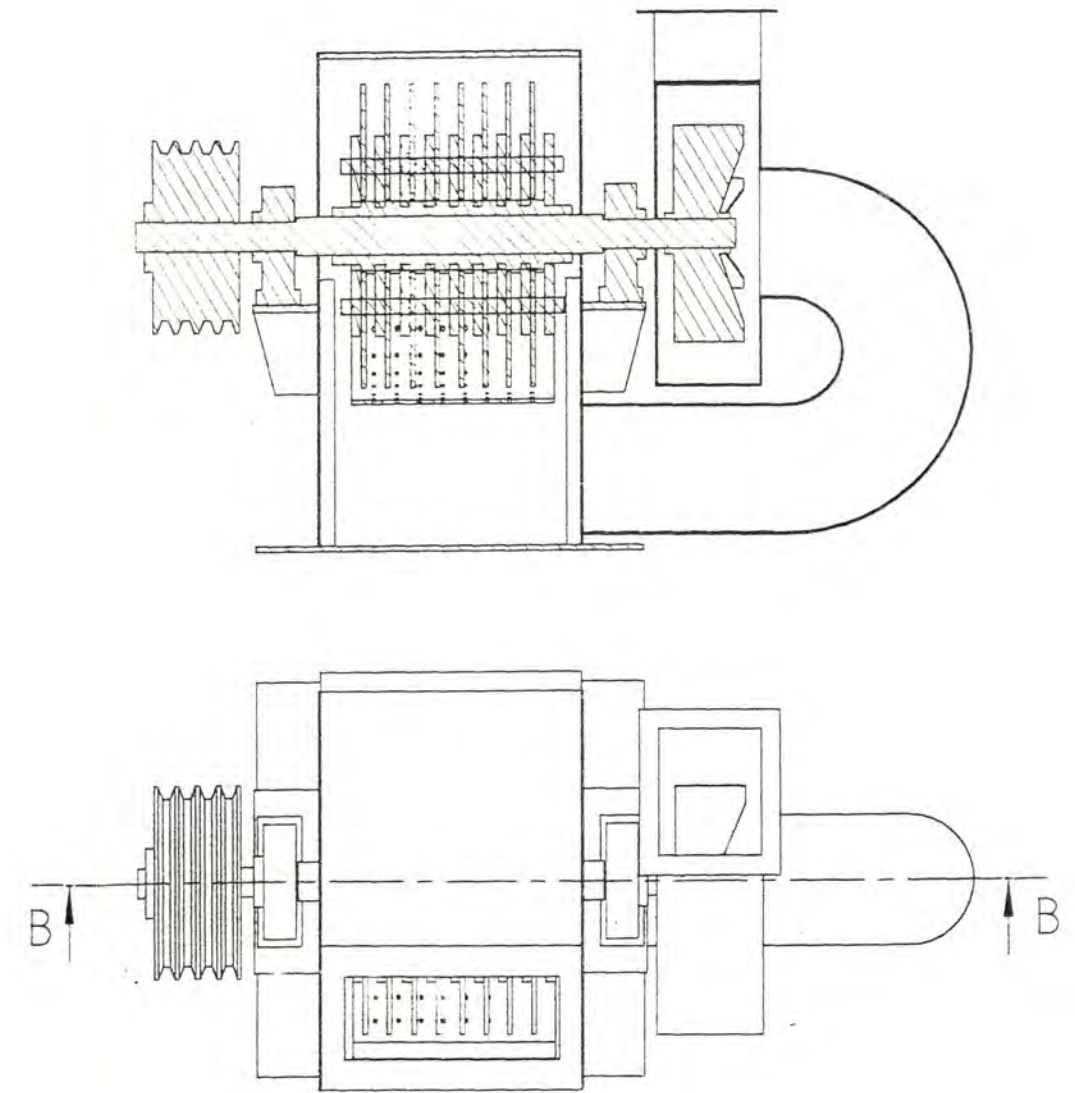
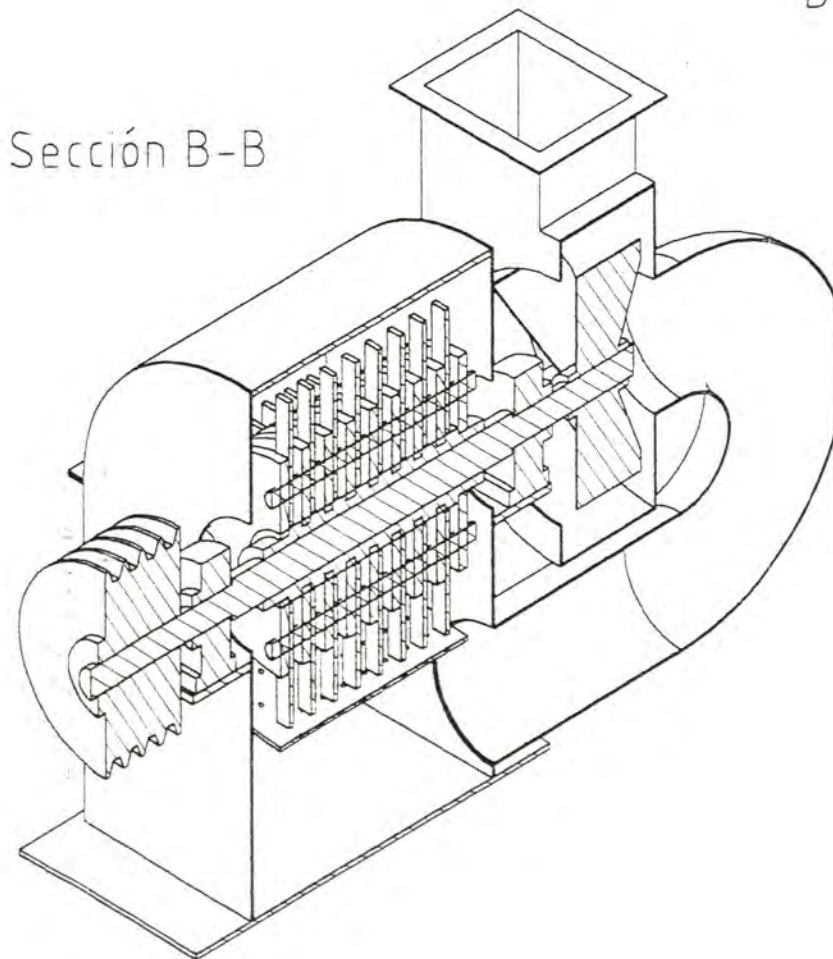
ESCALA S/E



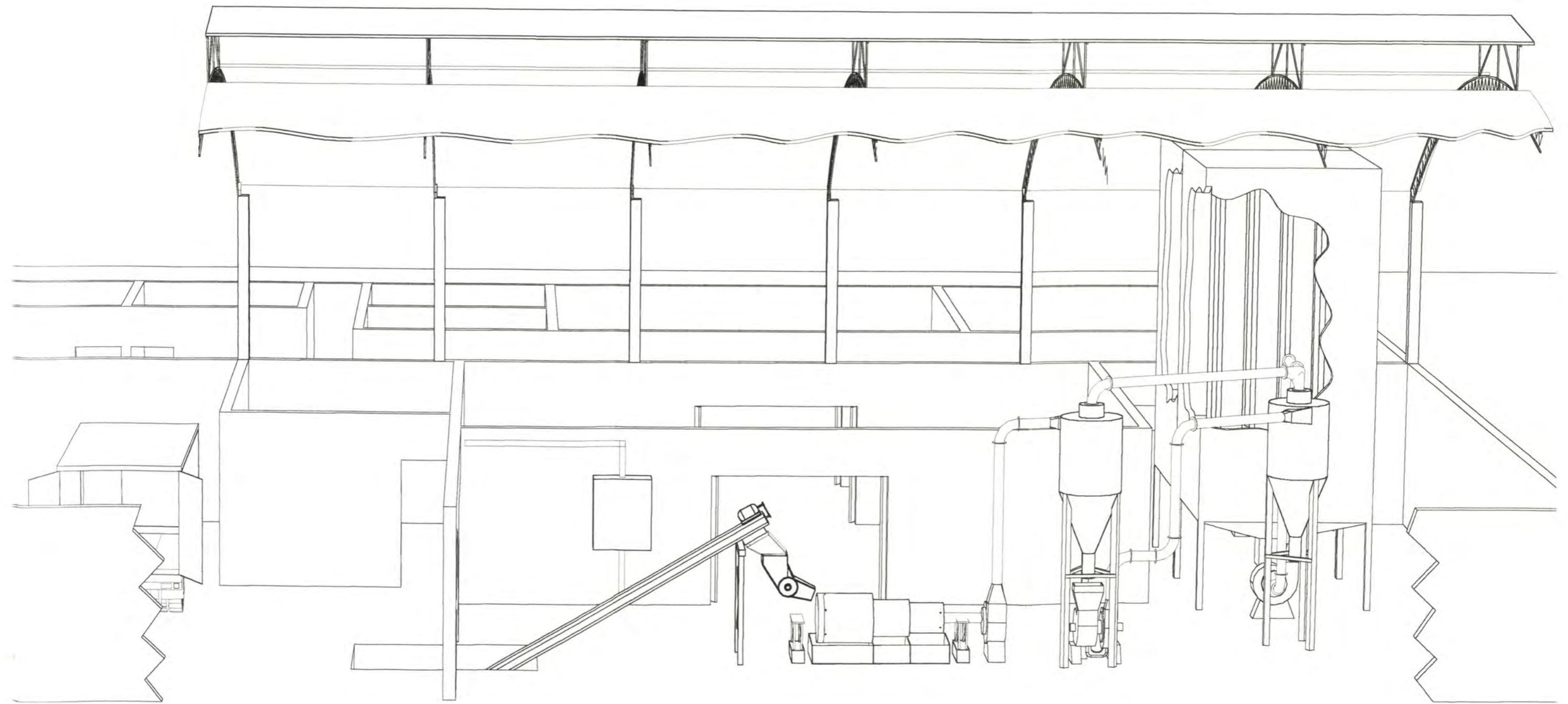
Seccion A-A



Sección B-B

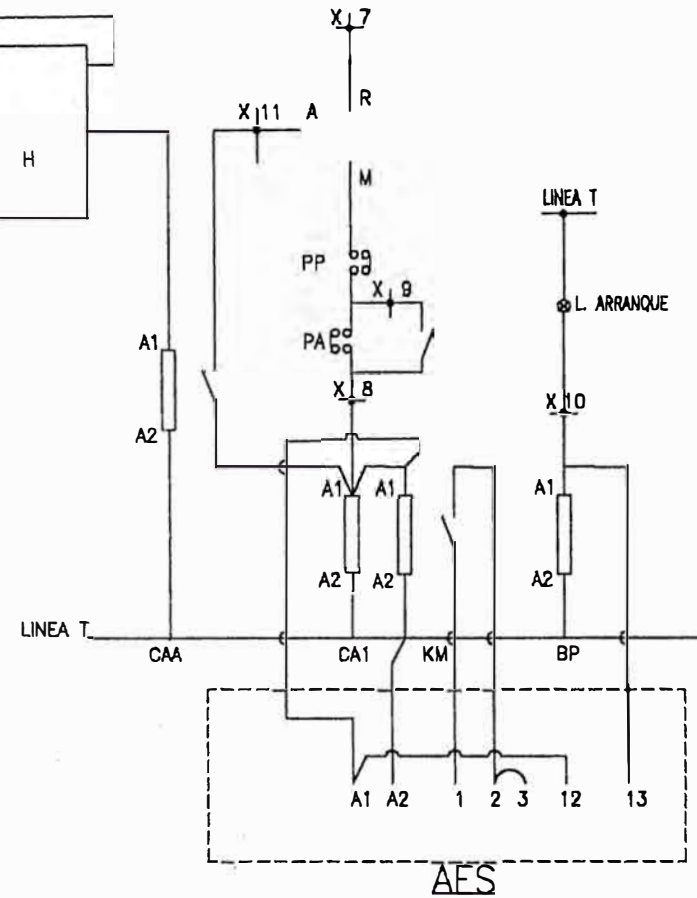
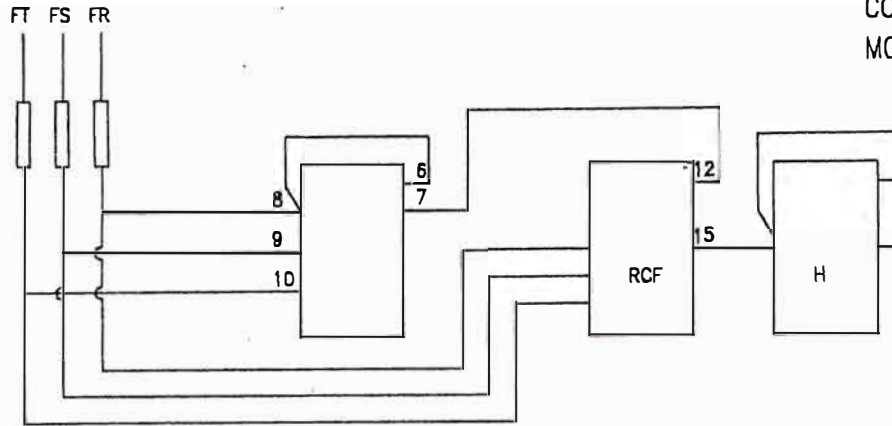


 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	FECHA: OCTUBRE 2003	
	PLANO N° A-3 005.3	MEDIDAS: mm
NOMBRE DEL PROYECTO: PLANTA DE POLVO DE TARA		TITULO DEL PLANO: SECCIONES DEL MOLINO DE MARTILLO
DISEÑO: E. E. P.	DIBUJO: H. V. J.	REVISADO: W. A. P. ESCALA S/E



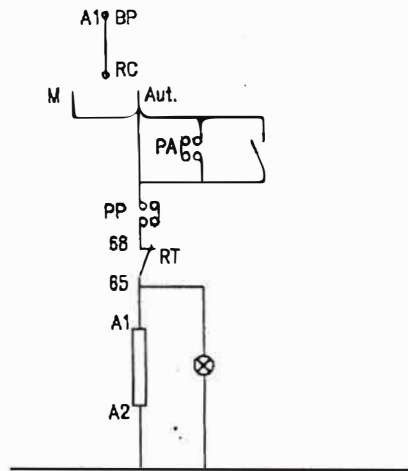
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA		FECHA: OCTUBRE 2003	
		PLANO N° A-3 004.1	MEDIDAS: cm.
NOMBRE DEL PROYECTO: PLANTA DE POLVO DE TARA		TITULO DEL PLANO: TRANSPORTADOR HELICOIDAL	
DISEÑO: E. E. P.	DIBUJO: H. V. J.	REVISADO: W. A. P.	ESCALA: S/E

CONTROL DE ARRANQUE / PARADA DE MOTORES ELECTRICOS



LEYENDA

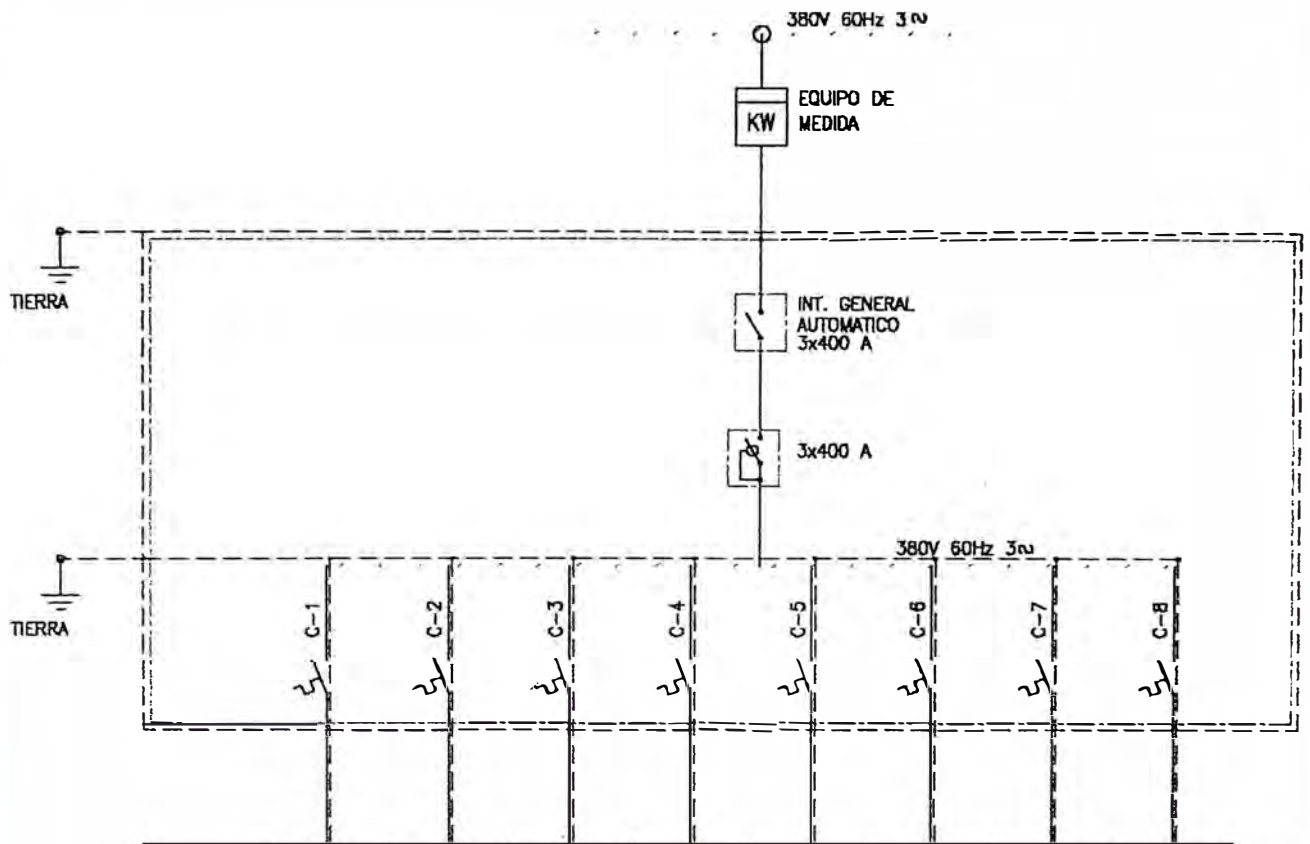
- INTERRUPTOR
- FUSIBLE
- BORNE PANEL DE CONTROL
- LAMPARA DE SEÑALIZACION
- TRANSFORMADOR DE CORRIENTE
- CABLE DE INTERCONEXIÓN DE MANDO
- BORNES BASE DEL PROGRAMADOR
- PUESTA A TIERRA



KMC

CONTROL SISTEMA DE PROTECCION

 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA		FECHA : OCTUBRE 2003	
		PLANO N° A-4 001	MEDIDAS:
NOMBRE DEL PROYECTO :		TITULO DEL PLANO :	
PLANTA DE POLVO DE TARA		TABLERO DE CONTROL AUTOMATICO	
DISEÑO :	DIBUJO :	REVISADO :	ESCALA S/E



CIRCUITO	1	2	3	4	5	6	7	RESERVA
DESCRIPCION	TRANSP. HELIC	TROMEL	TRILLADORA	VENTILADOR 1	MOLINO+VENT	VENTILADOR3	ALUMBRADO	
POT. HP	2.00	2.00	15.00	15.00	50.00	15.00	1.00	0.00
POT Kw	1.49	1.49	11.19	11.19	37.30	11.19	0.75	0.00
I (Amp)	2.67	2.67	20.03	20.03	66.75	20.03	3.99	0.00
I _{max} (Amp)	3.34	3.34	25.03	25.03	83.44	25.03	4.98	0.00
LONG(m)	10.00	10.00	12.00	12.00	14.00	10.00		
SECCION mm ²	0.12	0.12	1.11	1.11	4.31	0.92		

LEYENDA

	INTERRUPTOR
	INTERRUPTOR TERMICO
	FUSIBLE
	MEDIDOR DE ENERGIA
	RELE DIFERENCIAL
	CABLE DE INTERCONEXIÓN
	BORNES DE CONEXION
	PUESTA A TIERRA



**UNIVERSIDAD NACIONAL
DE INGENIERIA**
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

FECHA : OCTUBRE 2003

PLANO N° A-4 002

MEDIDAS:

NOMBRE DEL PROYECTO :

PLANTA DE POLVO DE TARA

TITULO DEL PLANO :

**ESQUEMA
UNIFILAR**

DISEÑO :

DIBUJO :

REVISADO :

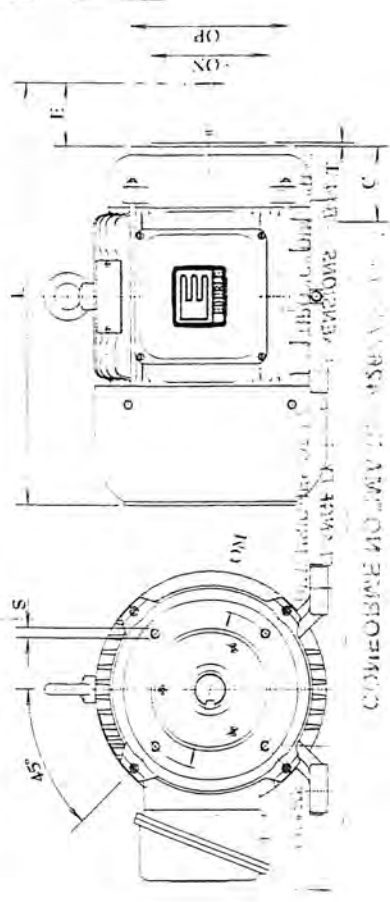
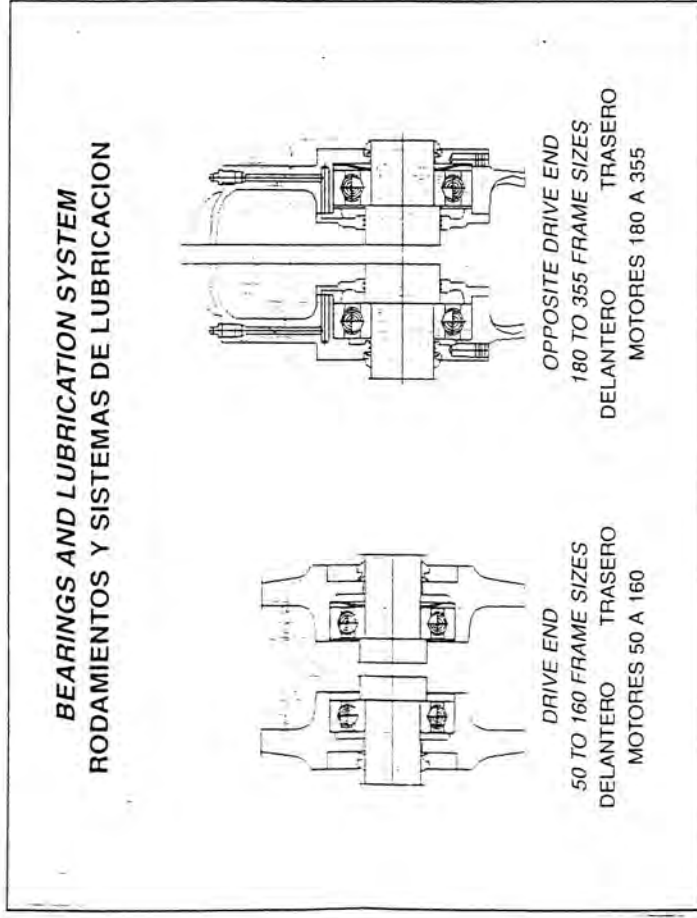
ESCALA
S/E

NOTES:

1. THE CHART LOAD VALUES CONSIDER BEARING LIFE OF ABOUT 20.000 HOURS (OPERATING AT 60Hz WITH DIRECT COUPLING).
2. FOR 50Hz MOTORS BEARING LIFE IS ABOUT 24.000 HOURS.
3. AXIAL AND RADIAL LOADS CANNOT BE ASSOCIATED TO THE SAME MOTOR. HIGHER LOAD IS AVAILABLE UPON REQUEST.

NOTAS:

- 1 - LOS VALORES DE LAS TABLAS DE CARGAS ESTAN CONSIDERADAS PARA UNA VIDA UTIL DE ALREDEDOR DE 20.000 HORAS (MOTOR OPERANDO EN 60 Hz Y CON ACOPLAMIENTO DIRECTO).
- 2 - PARA MOTORES QUE OPERAN EN 50 Hz LA VIDA UTIL ESTIMADA ES DE 24.000 HORAS.
- 3 - LAS CARGAS AXIALES Y RADIALES NO PUEDEN ASOCIARSE EN UN MISMO MOTOR. CARGAS MAYORES BAJO CONSULTA.



ACCORDING DIN 42677 AND DIN 42948 STANDARDS
CONFORME NORMA DIN 42677 Y DIN 42948

FRAME CARCASA (ABNT)	FLANGE TYPE C DIN DIMENSIONS - "B14" DIMENSIONES DE LA BRIDA TIPO "C" DIN - "B14"							HOLE QTY CANT. DE AGUJEROS
	FLANGE BRIDA (ABNT)	C	ØM	ØN	ØP	OS	T	
56	FC 95	36	65	50 j6	80	M5	2,5	4
63	C 80	40	75	60 j6	90	M5	2,5	4
71	C 90	45	85	70 j6	105	M6	2,5	4
80	C 105	50	100	80 j6	120	M6	3,0	4
90 S	C 120	56	115	95 j6	140	M8	3,0	4
90 L	C 140	56	115	95 j6	140	M8	3,0	4
100 L	C 160	63	130	110 j6	160	M8	3,5	4
112 M	C 160	70	130	110 j6	160	M8	3,5	4
132 S	C 200	89	165	130 j6	200	M10	3,5	4
132 M	C 200	89	165	130 j6	200	M10	3,5	4

MOUNTING FORMA CONSTRUCTIVA	CONFIGURATION CONFIGURACION	REFERENCE REFERENCIA	FRAME CARCASA	DRIVE END PUNTA DEL EJE	MOUNTING FIJACION
		B 3 E	WITH FOOT CON PATAS	LEFT A LA IZQUIERDA	BASE BASE
		B 3 D	WITH FOOT CON PATAS	RIGHT A LA DERECHA	BASE BASE
		B 5 E	FOOTLESS SIN PATAS	LEFT A LA IZQUIERDA	FLANGE FF BRIDA FF
		B 5 D	FOOTLESS SIN PATAS	RIGHT A LA DERECHA	FLANGE FF BRIDA FF
		B 35 E	WITH FOOT CON PATAS	LEFT A LA IZQUIERDA	BASE OR FLANGE FF BASE O BRIDA FF
		B 35 D	WITH FOOT CON PATAS	RIGHT A LA DERECHA	BASE OR FLANGE FF BASE O BRIDA FF
		B 14 E	FOOTLESS SIN PATAS	LEFT A LA IZQUIERDA	FLANGE C BRIDA C

MOUNTING FORMA CONSTRUCTIVA	CONFIGURATION CONFIGURACION	REFERENCE REFERENCIA	FRAME CARCASA	DRIVE END PUNTA DEL EJE	MOUNTING FIJACION
		B 14 D	FOOTLESS SIN PATAS	RIGHT A LA DERECHA	FLANGE C BRIDA C
		B 34 E	WITH FOOT CON PATAS	LEFT A LA IZQUIERDA	BASE OR FLANGE C BASE O BRIDA C
		B 34 D	WITH FOOT CON PATAS	RIGHT A LA DERECHA	BASE OR FLANGE C BASE O BRIDA C
		V 5	WITH FOOT CON PATAS	DOWN PARA ABAJO	WALL PARED
		V 6	WITH FOOT CON PATAS	UP PARA ARRIBA	WALL PARED
		V 1	FOOTLESS SIN PATAS	DOWN PARA ABAJO	FLANGE FF BRIDA FF
		V 3	FOOTLESS SIN PATAS	UP PARA ARRIBA	FLANGE FF BRIDA FF

MOUNTING FORMA CONSTRUCTIVA	CONFIGURATION CONFIGURACION	REFERENCE REFERENCIA	FRAME CARCASA	DRIVE END PUNTA DEL EJE	MOUNTING FIJACION
		V 15	WITH FOOT CON PATAS	DOWN PARA ABAJO	WALL OR FLANGE FF PARED O BRIDA FF
		V 18	FOOTLESS SIN PATAS	DOWN PARA ABAJO	WALL OR FLANGE FF BRIDA C
		V 19	FOOTLESS SIN PATAS	UP PARA ARRIBA	FLANGE C BRIDA C
		B 6	WITH FOOT CON PATAS	FRONT FACE PARA FRENTE	WALL PARED
		B 7	WITH FOOT CON PATAS	FRONT FACE PARA FRENTE	WALL PARED
		B 8	WITH FOOT CON PATAS	FRONT FACE PARA FRENTE	ROOF TECHO