

T
621.815
Rod

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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



CIB-ESPOL

“Diseño de una Máquina Peletizadora para Laboratorio”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:



CIB-ESPOL

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Juan Carlos Rodríguez Román



CIB-ESPOL

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2003



CIB



D-32199

AGRADECIMIENTO

A Dios, a mi Familia y a los Directivos y Profesores de esta noble Facultad por el invaluable apoyo brindado a través de toda mi formación física, académica y espiritual.

DEDICATORIA

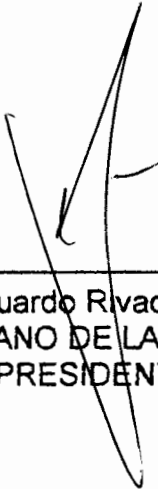
A DIOS

A MI FAMILIA

A MIS AMIGOS

A LA HUMANIDAD

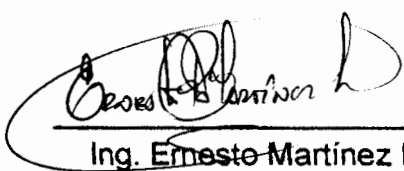
TRIBUNAL DE GRADUACION



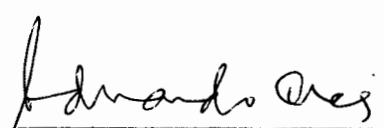
Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Manuel Helguero G.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Ernesto Martínez L.
VOCAL



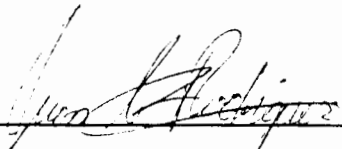
Ing. Eduardo Orcés P.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”



CIB-ESPOL



Juan Carlos Rodríguez Román

RESUMEN

En nuestro país existen actualmente diversos tipos de máquinas peletizadoras, todas ellas de tipo comercial para producción de gran capacidad. Sin embargo, son necesarias, como en el caso de laboratorios pequeños, máquinas peletizadoras que provean pequeñas capacidades de producción. Este es el caso de los laboratorios del CENAIM, quienes requieren una máquina peletizadora para poco uso. El diseño de dicha máquina me fue asignado, para lo cual procedí, a partir de las características y capacidades que dicha máquina debe entregar, a diseñarla.

Toda máquina peletizadora esta compuesta por 3 etapas, las que se encargan de procesar correctamente el material en polvo y transformarlo en pellets. Estas son: alimentador, acondicionador y prensa. El alimentador es básicamente un tornillo sin fin que se encarga de transportar el material hasta el acondicionador a una velocidad variable. El acondicionador es un transportador de paletas, dentro del cual se inyecta vapor para aumentar la humedad del polvo y darle la textura necesaria para que se forme luego los pellets. Finalmente, la prensa esta compuesta principalmente por un dado con

agujeros (por donde saldrán los pellets) y dos rodillos fijos en su interior para prensar el material en dichos agujeros.

Si embargo, en vista que lo que se busca en esta tesis es reducir los costos de fabricación y mantenimiento de esta máquina, la prensa de dados y rodillos fue reemplazada por un extrusor de tornillo sin fin que es mucho más simple y económico para trabajos como los que un laboratorio necesita.

El proceso de diseño empezó con el alimentador, el cual se eliminó de este diseño, ya que su trabajo no era de relevancia durante el proceso de peletizado. El acondicionador fue diseñado posteriormente de similar manera, tomándose en cuenta el vapor que debe ingresar a la cámara y sus posibles efectos dentro de ella. El extrusor fue el que demandó mayor esfuerzo, ya que es aquí donde se generan las mayores cargas operacionales, y se debió diseñar cada elemento para soportar cada una de ellas.

Una vez determinados los factores de diseño, se procedió a seleccionar los diversos tipos de accesorios y anexos que la máquina requiere para completarla, basándose en manuales y catálogos.

Al final, se diseñaron los planos detallados necesarios para la construcción de la máquina.

INDICE GENERAL

	Página
RESUMEN.....	VI
INDICE GENERAL.....	VIII
ABREVIATURAS.....	XI
SIMBOLOGIA.....	XII
INDICE DE FIGURAS.....	XIV
INDICE DE TABLAS.....	XVI
INDICE DE PLANOS.....	XVII
CAPITULO 1	
1.INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Aspectos teóricos.....	6
1.2 Determinación de parámetros.....	9
CAPITULO 2	
2. DISEÑO DEL ACONDICIONADOR.....	12
2.1 Procedimiento para el diseño del transportador.....	13
2.2 Clasificación del material a transportar.....	15
2.3 Diseño de la velocidad y dimensionamiento del transportador.....	18

2.4 Selección de los factores de capacidad.....	22
2.5 Diseño y selección de accesorios y anexos.....	25
2.5.1 Diseño del tipo de tapa.....	25
2.5.2 Diseño de carcaza.....	30
2.5.3 Diseño del transportador de paletas.....	31
2.5.4 Diseño de ejes-motriz y acoples.....	32
2.5.5 Selección de colgantes.....	33
2.5.6 Selección de rodamientos.....	35
2.5.7 Selección de caja de velocidad y tipo de motor.....	35
2.6 Diseño de entrada de vapor.....	42

CAPITULO 3

3. DISEÑO DEL EXTRUSOR.....	45
3.1 Diseño del tornillo sin fin.....	46
3.2 Diseño del tambor.....	52
3.3 Diseño de la malla de peletizado.....	53
3.4 Diseño de la cuchilla rotatoria.....	57
3.5 Selección de accesorios y anexos.....	59
3.5.1 Selección de cojinetes.....	59
3.5.2 Selección de caja de reducción y motor.....	60

CAPITULO 4

4. ANÁLISIS ECONOMICO.....	70
-----------------------------------	-----------

CAPITULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	111
---	------------

APENDICES.**BIBLIOGRAFÍA**

ABREVIATURAS

dte	Diente
Ft/min	Pie por Minuto
HP	Caballo de Potencia
Hrs	Horas
in	Pulgada
in ²	Pulgada al Cuadrado
Kg	Kilogramo
Kg/Hr	Kilogramo por Hora
Kg/m ³	Kilogramo por Metro Cúbico
Kg/Ton	Kilogramo por Tonelada
KPsi	Kilo Libras por Pulgada al Cuadrado
Lb/Ft ³	Libras por Pie Cúbicos
Lb/Hr	Libra por Hora
m	Metro
m/s	Metro por Segundo
m ²	Metro al Cuadrado
m ³ /s	Metros Cúbicos por Segundo
MLb/in	Mega Libra por Pulgada
mm	Milímetros
MPa	Mega Pascal
N	Newton
Pa	Pascal
Pa*s	Pascal por Segundo
Psi	Libra por Pulgada al Cuadrado
r.p.m.	Revoluciones por Minuto
r.p.s	Revoluciones por Segundo
rev	Revolución
s	Segundo

SIMBOLOGÍA

A	Area
C	Capacidad
C_a	Factor de Aplicación
C_f	Factor de Condición de Superficie
C_m	Factor de Distribución de Carga
C_o	Constante
C_p	Coefficiente Elástico
C_s	Factor de Tamaño
C_v	Factor Dinámico
D o d	Diámetro
e	Factor de Eficiencia
E	Modulo de Elasticidad
e_o	Ancho de Hélice
F	Fuerza
F_b	Factor de Buje
F_d	Factor de diámetro de Transportador
F_f	Factor de Helicoide
F_m	Factor de Material
F_o	Factor de Potencia
F_p	Factor de Paleta
F_t	Ancho de cara de Engranés
H	Profundidad
HP	Potencia



HP_f	Potencia de Fricción
HP_m	Potencia para mover material
I	Momento de Inercia
I_o	Factor Geométrico
J	Factor Geométrico
K_a	Factor de Aplicación
k_b	Rigidez del Perno
k_m	Rigidez del Elemento
K_m	Factor de Distribución de Carga
K_s	Factor de Tamaño
K_v	Factor Dinámico
L	Longitud
L_p	Longitud de paso
m	Masa
m_G	Relación de Diámetros
N	Número de revoluciones por unidad de tiempo
n	Factor de Seguridad
N_p	Número de Pernos
P	Presión
p	Paso de Hélice
P_d	Paso Diametral
P_w	Potencia
Q	Capacidad
R	Radio
S_t	Esfuerzo a la Fluencia
t	Espesor
T	Torque
V	Velocidad
W	Peso
W_t	Carga Tangencial
μ	Viscosidad
σ	Esfuerzo
	Angulo
	Densidad

ÍNDICE DE FIGURAS

		Pág.
Figura 1.1	Prensa Industrial.....	2
Figura 1.2	Alimentador.....	3
Figura 1.3	Acondicionador.....	3
Figura 1.4.a	Caja Posterior de Prensa.....	3
Figura 1.4.b	Caja Frontal de Prensa.....	3
Figura 1.4.c	Dado de Prensa.....	3
Figura 1.5	Rodillo.....	3
Figura 1.6	Extrusor de SinFin.....	5
Figura 2.1	Transportador de Paletas.....	12
Figura 2.2	Factor F_o	23
Figura 2.3	Carcaza Tubular.....	25
Figura 2.4	Tapa de Carcaza.....	25
Figura 2.5	Presión y Temperatura del Vapor.....	26
Figura 2.6	Sentido de Rotación de un SinFin.....	31
Figura 2.7	Factor Geométrico J	38
Figura 2.8	Factores Dinámicos, C_v y K_v	38
Figura 2.9	Entrada de Vapor.....	43
Figura 3.1	Factor de Corrección.....	68
Figura 4.1 1/3	Entrada y Salida de Alimento.....	76
Figura 4.1 2/3	Entrada y Salida de Alimento.....	78
Figura 4.1 3/3	Entrada y Salida de Alimento.....	79
Figura 4.2	Cilindro del Acondicionador.....	81
Figura 4.3 1/2	Cejas del Acondicionador.....	83
Figura 4.3 2/2	Cejas del Acondicionador.....	84
Figura 4.4 1/2	Tapas del Acondicionador.....	86
Figura 4.4 2/2	Tapas del Acondicionador.....	88
Figura 4.5 1/2	Ejes del Acondicionador.....	90
Figura 4.5 2/2	Ejes del Acondicionador.....	91

Figura 4.6	Eje de Paletas.....	93
Figura 4.7	Paletas.....	95
Figura 4.8	Cilindro del Extrusor.....	97
Figura 4.9	Soporte del Extrusor.....	99
Figura 4.10	Tomillo del Extrusor.....	101
Figura 4.11	Ceja del extrusor.....	103
Figura 4.12	Malla del extrusor.....	105
Figura 4.13	Cuchilla del extrusor.....	107
Figura 4.14	Caja de Protección.....	109

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla A	Número de Kgs de Vapor a 20 m/s (Pág. 45)
Tabla # 1	Tabla de Materiales
Tabla # 2	Interpretación del Material
Tabla # 3	Capacidad de Transportación
Tabla # 4	Factores Adicionales
Tabla # 5	Factores de Vuelos, Remos y Eficiencia
Tabla # 6	Momentos de Inercia, I
Tabla # 7	Valores de Torque
Tabla # 8	Ceja de Artesa Tubular
Tabla # 9	Ejes en el Transportador
Tabla # 10	Especificaciones SAE para Pernos de Acero
Tabla # 11	Características de Roscas
Tabla # 12	Tapa Exterior Tubular con Pie
Tabla # 13	Unidad con Brida y con Rodamiento de Bola
Tabla # 14	Factores de Distribución de Carga C_m y K_m
Tabla # 15	Coefficiente Elástico C_p
Tabla # 16	Resistencia a la Flexión S_t
Tabla # 17	Resistencia a la Fatiga S_c
Tabla # 18	Secciones de Bandas Trapeciales
Tabla # 19	Circunferencia Interna de Bandas en V
Tabla # 20	Factor de Corrección de Longitud
Tabla # 21	Potencia Nominales en HP de bandas en V

INDICE DE PLANOS

	Pag.
Plano 1 ACONDICIONADOR / Entrada de Alimento	77
Plano 2 ACONDICIONADOR / Union ACONDIC-EXTRUSOR	80
Plano 3 ACONDICIONADOR / Cilindro	82
Plano 4 ACONDICIONADOR / Ceja Frontal y Posterior	85
Plano 5 ACONDICIONADOR / Tapa Frontal	87
Plano 6 ACONDICIONADOR / Tapa Posterior	89
Plano 7 ACONDICIONADOR / Eje Motriz y Final	92
Plano 8 ACONDICIONADOR / Eje de Paletas	94
Plano 9 ACONDICIONADOR / Paleta	96
Plano 10 EXTRUSOR / Cilindro	98
Plano 11 EXTRUSOR / Soporte	100
Plano 12 EXTRUSOR / Tornillo	102
Plano 13 EXTRUSOR / Ceja de Cilindro	104
Plano 14 EXTRUSOR / Malla	106
Plano 15 EXTRUSOR / Cuchilla Rotatoria	108
Plano 16 EXTRUSOR / Protección	110

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Una maquina peletizadora de pequeña capacidad de producción es una necesidad que se da en muchos laboratorios a nivel nacional, ya que en estos se necesitan cantidades pequeñas de balanceado en forma de pelets para alimentar a animales de diversa índole tales como: cerdos, camarones, etc.

A fin de no depender de una industria, y ya que este tipo de alimento es solo rentable obtenerlo al por mayor para aminorar costos lo cual no se aplica para laboratorios cuya demanda es pequeña en relación a productores, se propuso el diseño de una maquina pequeña para satisfacer la necesidad de los mismos, otorgándoles al mismo tiempo una total autonomía para realizar ensayos en cualquier momento, sin dependencia del producto por parte de terceros.

Una vez que se determinaron los parámetros y características que la maquina debiera tener, se analizo los diversos procesos con los que una maquina peletizadora industrial cuenta, los cuales son: alimentador, acondicionador y prensa (Fig. 1.1).

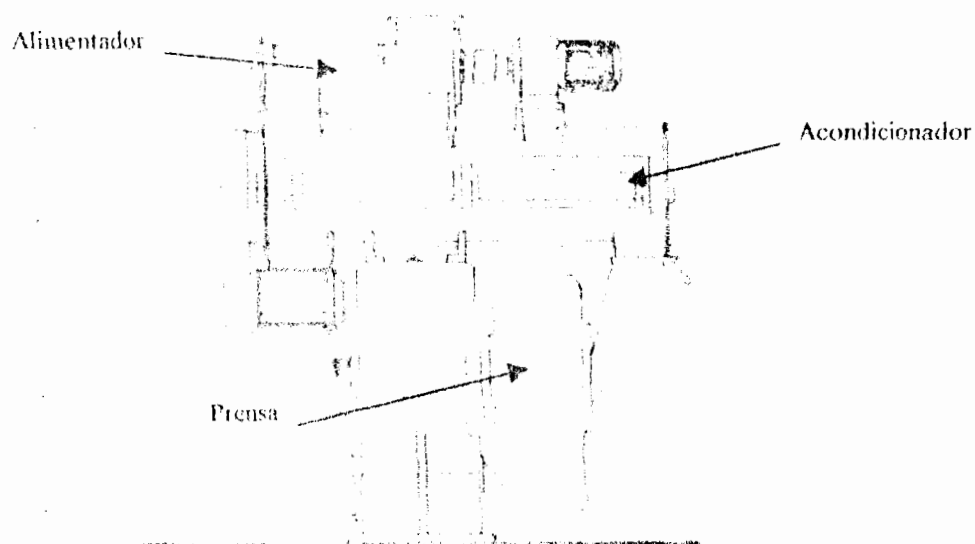


Figura 1.1 Prensa Industrial

El alimentador es un tornillo sin fin (Fig. 1.2), el cual tiene la función de, mediante un regulador de velocidad, hacer fluir el balanceado a una tasa indicada o deseada hacia el acondicionador. Una vez que el balanceado entra al acondicionador (Fig. 1.3), el cual es un transportador de paletas, se inyecta vapor de agua para que la mezcla adquiera una temperatura y humedad indicada primordial para obtener un buen producto. Finalmente la mezcla humedecida entra en la prensa (Fig. 1.4 a, b y c), que no es más que un dado de metal hueco con orificios que atraviesan la misma a través

de todo su espesor, por donde entra la mezcla con la ayuda de dos rodillos (Fig. 5) que se encuentran en su interior, los cuales producen el prensado y forzan a salir la mezcla por el otro extremo donde una cuchilla corta los pelets a una longitud deseada.

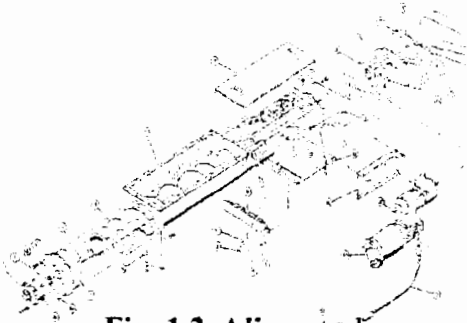


Fig. 1.2 Alimentador

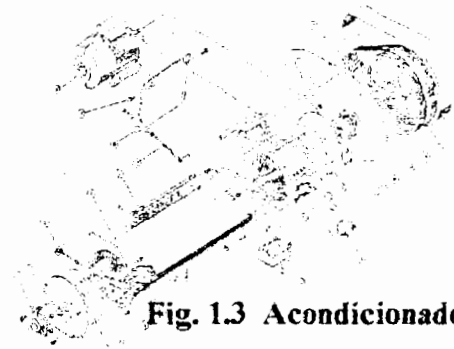


Fig. 1.3 Acondicionador



Fig. 1.4a Caja Posterior de Prensa

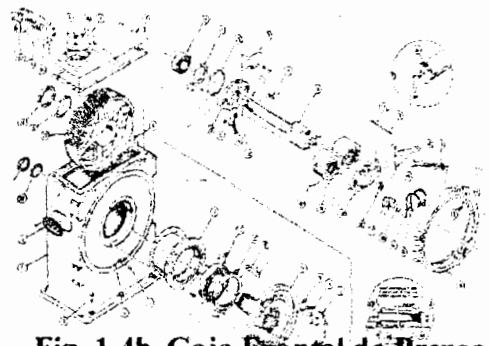


Fig. 1.4b Caja Frontal de Prensa



Fig. 1.4c Dado de Prensa

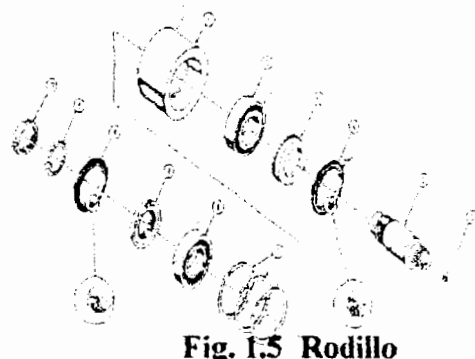


Fig. 1.5 Rodillo

Como uno de los principales objetivos de esta tesis es la de obtener una maquina que sea económica y a su vez funcional, se empezará por eliminar del diseño al alimentador, ya que este no es de relevancia para capacidades tan pequeñas a las cuales va a ser operada la maquina dentro de un laboratorio, es decir, el material puede ser introducido manualmente directamente, a través de una tolva, al acondicionador, ahorrándose con esto tiempo y dinero.

De igual manera, se puede desechar a la torta y sus rodillos ya que esta emplea muchos elementos (lo que repercute en el costo final, no solo en fabricación, sino también en repuestos y mantenimiento de todas sus partes), es mucho más compleja de diseñar (no existen formulas exactas aplicables al esfuerzo, es decir, depende de muchos artificios asumidos por el diseñador) y usualmente este tipo de prensa es ideal para capacidades muy grandes de Ton/Hr.

Si bien es cierto el proceso de peletizado no será realizado por el dado y los rodillos, se debe reemplazar esa función con algún otro tipo de mecanismo que de un trabajo similar.

Tal trabajo puede ser realizado por un tornillo sin fin simple usado frecuentemente en la industria alimenticia y plástica para capacidades bajas como las que se desea obtener para los laboratorios.

En las figuras 1.4 a, b, c y 1.5 se ve todos los elementos que componen una prensa clásica de presión de dado y rodillos, mientras que la figura 6 nos da una visión clara de los elementos que componen el extrusor de sin fin, el cual es mucho más simple de diseñar y construir, y para el cual ya existen múltiples pruebas y análisis alrededor de todo el mundo.

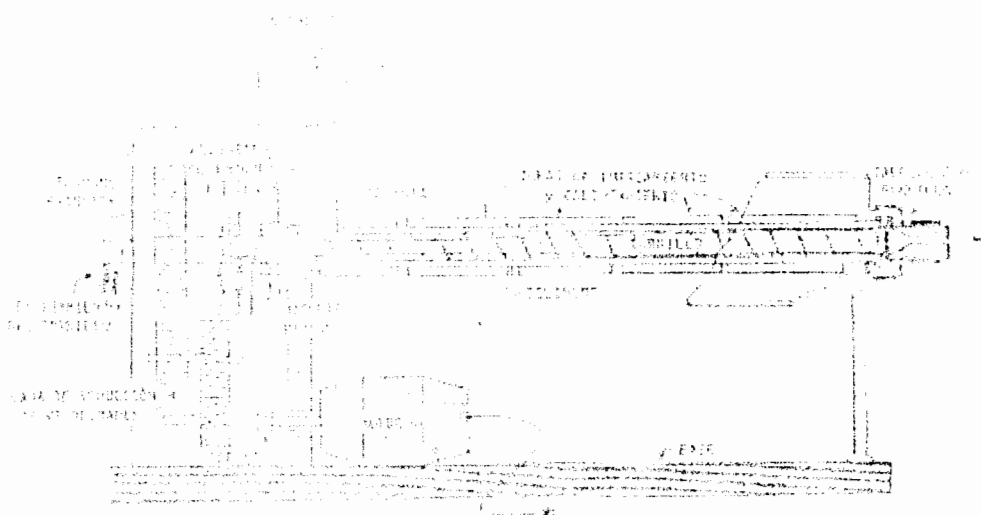


Figura 1.6 Extrusor de SinFin

Una vez que se realice todo el proceso de diseño, se realizará un análisis de costo, a fin de determinar si este tipo de maquinaria es rentable dentro del país, ya que todo elemento será diseñado considerando que esta

pueda ser fabricada a futuro a base de materia prima y mano de obra nacional.

1.1 Aspectos teóricos

El proceso de peletizado no es mas que el de añadir vapor a una mezcla de harina para poder trabajarla, para luego prensarla a través de un dado por intermedio de unos rodillos, o un tornillo sinfín.

Las ventajas de la peletizacion son:

1. **Buena higiene de la alimentación.-** la mayoría de las bacterias mueren y se suprime la humedad calentando el alimento a la temperatura de 80°C y en particular manteniéndola durante cierto tiempo. No se dañan las vitaminas. Si la temperatura de la harina no llega a 80°C, la temperatura obtenida por la fricción de esta al pasar por el dado debería ser suficiente para conseguir aproximadamente 80°C (temperatura exigida).
2. **Sin segregación.-** no son separadas las partículas cortas tales como los minerales. Y los animales no pueden elegir los diferentes componentes de su alimento.
3. **Mayor valor nutricional.-** la experimentación muestra que los animales encuentran mayor valor nutricional con granulados correctamente acondicionados con vapor.

4. **Sin desgaste.-** el transporte de granulados es mas limpio y contiene menos polvo que el alimento habitual. También es facilitada la dosificación.
5. **Una mayor densidad.-** generalmente los granulados son 15% más densos que el alimento habitual.
6. **Transporte y existencias.-** mucho más fáciles con granuladas que con harina.

Para la peletización correcta se deben considerar también las siguientes condiciones importantes, las cuales son basadas en el hecho de que serán realizadas dentro de un laboratorio, sin consideraciones de producción masiva:

*Las propiedades de peletización de cada materia prima debería ser conocida permitiendo la elaboración de una escala utilizada para la aplicación de la mezcla. Las propiedades de cohesión, de compresión, la talla de las partículas deben ser suficientes para permitir al granulado soportar todo el proceso.

*Se debe pre-tratar el alimento con vapor, dándole el tiempo necesario para un buen acondicionamiento.



*Los granulados calientes son endebles y pueden dañarse fácilmente. Es esencial que los granulados se enfríen rápidamente.

Como se menciono anteriormente, la maquina peletizadora consta de tres etapas: alimentación, acondicionador y prensa. En el caso del alimentador, este se trata de un tornillo sin fin, mientras que el acondicionador es un transportador de paletas, en cualquier caso el análisis es el mismo para ambos.

Un transportador de paletas esta hecho a base de paletas sujetas a un eje, el cual es movido por la potencia de un motor, el cual puede estar directamente acoplado al mismo o a través de bandas o cadenas. Dichas paletas están ubicadas a una distancia determinada dependiendo de la capacidad de carga que se le quiera dar con una diferencia de 90 grados entre una y otra formándose al final entre 4 paletas los 360 grados, completando así una revolución completa.

Este tipo de transportador es capaz de transportar gran variedad de materiales de buena capacidad de fluidez a través de una cubierta circular o semicircular, a la vez que revuelve la masa para una mejor fusión de los elementos.

Por otra parte, el extrusor es un tornillo que gira en un cilindro. Hay una tolva que alimenta un extremo del cilindro y un(os) agujero(s) de forma específica (le da la característica al pellet) al otro extremo

El tornillo, cuando gira, trata de desenroscarse y salir del cilindro hacia atrás. No puede irse porque un cojinete grande lo mantiene en su posición. En vez, el empuje del tornillo provoca que el material salga a través del cabezal.

Una cuchilla rotatoria podrá ser graduada a una distancia de la torta según sea requerido para la longitud del pellet.

1.2 Determinación de Parámetros

Consideraciones de diseño

Para poder empezar el diseño de la máquina peletizadora, se debe partir por los requerimientos o demandas que tengan los laboratorios, para los cuales será diseñada la máquina. Esta máquina será utilizada solo para fines de producción para ensayo y no será utilizada en un periodo prolongado, sino a intervalos según los requerimientos del laboratorio.

Fundamental al hablar de un laboratorio es el hecho de determinar las dimensiones de la máquina, a fin de que esta pueda caber sin molestias. Sin duda alguna, el mayor impedimento será su longitud, motivo por el cual se determino una longitud de no menos de 50 cm y no más de 1 m.

La capacidad es otra variable importante en el diseño. Para un laboratorio, una capacidad razonable seria de máx. 250 kg/hr. Se debe entender que la capacidad máxima no es siempre el promedio diario o cada hora de la producción total, ya que la densidad aparente del material puede variar.

La densidad del material se la puede determinar del Manual de Martín, el cual establece diferentes características dependiendo del material con el cual se vaya a trabajar.

La velocidad del motor para el transporte de la masa puede ser también obtenido por tablas en las cuales se determina la capacidad equivalente de la harina y conociendo las dimensiones de la máquina y densidad de la mezcla, se halla fácilmente la potencia requerida.

Esto es aplicado para un transportador sin fin, sin embargo, para el caso de un transportador de paletas, se deberá hacer una relación entre el área de las paletas para una revolución del eje (4 paletas) versus el área total de un transportador sin fin (paso del sin fin), lográndose así conocer cuanto recorre la masa por cada revolución del eje, producto del empuje de las paletas.

Adicional, se debe realizar el análisis en cuanto a la presión a la que estará sometido el acondicionador producto del vapor de agua que se inyectará dentro del mismo para la humidificación de la masa.

Parámetros del extrusor

Para el caso del extrusor de sin fin, el principal análisis que debe efectuarse, se basa en la potencia que requiere entregar el motor para que el sin fin empuje la masa dentro de los orificios del dado. Todo esto se lo puede realizar una vez que se hayan determinado las dimensiones del tornillo sin fin.

Consideración notable lleva también la cuchilla encargada de cortar al granulado, ya que esta debe ser resistente a la abrasión y esfuerzo que produce el material al chocar con el mismo.

CAPÍTULO 2

2. DISEÑO DEL ACONDICIONADOR.

El acondicionador de una máquina peletizadora es básicamente un transportador de paletas (Fig. 2.1) al cual se le inyecta vapor de agua a una temperatura y presión predeterminada a fin de entregarle a la harina la humedad necesaria para que se adquieran las propiedades requeridas para generar el balanceado.



Fig. 2.1 Transportador de Paletas

Para propósito de diseño y por simplicidad, se considerará al transportador de paletas como un transportador sinfín, a fin de seguir paso a paso el proceso de diseño de dichos transportadores según el Manual de Martín, quienes basándose en experimentación de años han recopilado los pasos para determinar parámetros. Sin embargo, debe considerarse en todo momento el usar toda esa información para acondicionarla para el caso de un transportador de paletas, sin descuidar además los efectos del vapor que transportará, ya que esto afecta el material a transportador y las dimensiones que debe tener el acondicionador, a fin de soportar las cargas generadas.

2.1 Procedimiento para el diseño del transportador.

Para determinar que tipo de transportador se requiere para realizar el trabajo, se debe basar en los siguientes pasos establecidos en manuales a través de los años y sobre la base de la experimentación:

Paso 1.- Establecer factores conocidos:

- 1.- Tipo de material a transportar.
- 2.- Máximo tamaño de partículas duras.
- 3.- Porcentaje de partículas duros por volumen.
- 4.- Capacidad requerida en pies cúbicos/hora

- 5.- Capacidad requerida en libras/hora.
- 6.- Distancia de material a transportar.
- 7.- Cualquier factor adicional que pueda afectar el transportador o las operaciones

Paso 2.- Clasificación de material:

Clasificar el material de acuerdo al sistema mostrado en la Tabla # 2. Si el material esta incluido en la Tabla # 1, utilizar la clasificación que se encuentra en la misma.

Paso 3.- Determinar la capacidad de diseño.

Paso 4.- Determinar el diámetro y la velocidad:

Utilizando la capacidad requerida conocida en pie cúbicos / hora, la clasificación de material y el % de carga de artesa (Tabla # 3), determinar el diámetro y la velocidad (Tabla # 3).

Paso 5.- Revisar el diámetro mínimo de helicoidal para limitaciones de tamaño de trozos:

Utilizando el diámetro conocido del helicoidal y el porcentaje de partículas duras, revisar el diámetro mínimo del helicoidal.

Paso 6.- Determinar el tipo de bujes:

Determinar el grupo de buje para colgante para el material a transportar.

Paso 7.- Determinar los HP:

Determinar el factor HP " F_m " para el material a transportar. Calcular el HP por medio del método de fórmula.

Paso 8.- Revisar rangos de torsión y/o de HP de componentes de transportadores:

Utilizando el HP requerido del paso 7, consultar la Tabla #7 para revisar las capacidades de tubo del transportador, de los ejes y de los tornillos de ensamblaje.

Paso 9.- Seleccionar los componentes:

Seleccionar los componentes básicos de acuerdo con el grupo de componentes enlistado para el material a transportar.

2.2 Clasificación del Material a Transportar.

Según la referencia, la Tabla # 1 enumera la siguiente información para el diseño para muchos materiales.

- A. El dato del peso por pie cúbico para ser usado para calcular la capacidad requerida del transportador ya sea en pies cúbicos/hora o en libras/hora.
- B. El código del material para cada material es tal y como se describe en la Tabla # 2.
- C. El código de selección de buje intermedio se usa para seleccionar adecuadamente el colgante de la Tabla # 1.
- D. El código de series de componentes se utiliza para determinar los componentes adecuados a usar como se muestra en la Tabla # 1.
- E. El factor de material F_m se usa para determinar los HP.
- F. La columna de carga de artesa indica el % adecuado al corte transversal de carga a utilizar para determinar el diámetro y la velocidad del transportador.

Primero se recurre a la Tabla # 1 para determinar si nuestro material se encuentra en dicha Tabla, caso contrario, se busca en la Tabla # 2 a fin de ser clasificado el material o bien se remite a un material enlistado de similar peso, tamaño de partícula y demás características.

Para lograr determinar el tamaño y la velocidad del transportador se debe establecer el código del material, para ello se parte conociendo cual es el tipo de material y que capacidad será la que se quiere proporcionar.

Como se determino anteriormente, los parámetros son:

Capacidad de transportación: 250 kg/hr

Material a ser transportado: Maíz a medio moler

Se debe hacer un análisis aparte a el material, ya que debe considerarse que este al entrar al acondicionador ganara humedad producto del vapor, razón por la cual se debe sacar su nomenclatura de la Tabla # 2.

De la Tabla # 2 se determina que el código debe ser:

B6 – 45X L-S-B 30%A

de donde:

B6 : Tamaño fino por debajo de .132" (3.35 mm)

4 : Fluido lento

5 : Abrasividad media

X : Se comprime bajo presión

Para determinar la capacidad del transportador se debe basar en los siguientes aspectos.

- a. Porcentaje de carga de la sección transversal del transportador.
- b. Diámetro del helicoidal
- c. Máximas r.p.m. recomendadas o permisibles

La Tabla # 3 proporciona la capacidad en pies cúbicos/hora a 1 r.p.m. al igual que para las máximas r.p.m. recomendadas. Esto es para cuatro diferentes secciones transversales cargadas (45%, 30%A, 30%B y 15%).

2.3 Diseño de la Velocidad y Dimensionamiento del Transportador.

Como se anticipo anteriormente, se seguirá los pasos recomendados por el Manual de Martin para determinar las dimensiones de un transportador sinfín, aunque al final se debe acondicionar dicha información para un transportador de paletas.

Como parte fundamental del desarrollo de esta tesis es que la máquina sea empleada dentro de un laboratorio se debe tener muy en cuenta la dimensión de la misma, por lo cual se otorga arbitrariamente algunos parámetros tales como:

$$L = 31.5" (800\text{mm})$$

$$D = 6" (152.4 \text{ mm})$$

$$\text{Capacidad Máx.} = 250 \text{ Kg/Hr}$$

El acondicionador es de diámetro de 6 in, con paso estándar, es decir, avanza 6 in con cada revolución.

Se requiere que el material se mantenga dentro del acondicionador durante un tiempo aproximado de 45 s, a través de una longitud de 31.5 in.

El rea efectiva de las 4 paletas es de aproximadamente un cuarto del de un transportador helicoidal estándar, por tanto recorre con cada revolución solo la fracción de distancia.

Si un transportador helicoidal transporta con cada revolución 6 in, el transportador de paleta recorrera en cada revolución:

$$\frac{6" * A_p}{A_h}$$

$$\frac{6"}{4} = 3/2" (38.1 \text{ mm})$$

Este valor se lo divide para 4, ya que $\frac{1}{4}$ de las paletas se pondrán en sentido contrario al de avance, para mantener por mas tiempo el producto. Para recorrer 31.5" necesitara de:

$$\frac{31.5 * 4}{3/2} = 21.2 \text{ rev}$$

es decir, que para que se mantenga 45 segundos durante esa distancia se necesita que el transportador avance a:

$$\frac{21.2 \text{ rev}}{45 \text{ seg.}} = 1.87 \text{ r.p.s.} = 112 \text{ r.p.m.}$$

En la Tabla # 3 esta tabulado que para un transportador de 6" de diámetro con 30% de carga, las máximas r.p.m. no deben exceder de 120 r.p.m., por lo tanto, el resultado es satisfactorio.

En este caso, se utilizará la velocidad del transportador encontrada y se verificará si para dicho valor la capacidad que se da cumple con las necesidades.

La fórmula que proporciona el manual (Ec. 2.1) es:

$$N = \frac{\text{Capac. Requerida, Ft}^3/\text{Hr}}{\text{Ft}^3/\text{Hr a 1r.p.m.}} \quad (2.1)$$

Para un diámetro de 6", en la Tabla # 3 se encuentra que la capacidad a 1r.p.m. es de 1.49 Ft³/Hr, con 30% de carga. Como se calculó que N es 112 r.p.m., entonces la capacidad requerida es:

$$112 = \frac{\text{Capac. Requerida, Ft}^3/\text{Hr}}{1.49}$$

$$\text{Capac. Requerida} = 166.88 \text{ Ft}^3/\text{Hr}$$

Para transformarla de Ft³/Hr a Lb/Hr, se multiplica este valor por la densidad del producto. Para este producto, que es maíz molido humedecido, el valor de su densidad se la puede considerar como 55 Lb/Ft³. De donde,

$$\text{Capac. Requerida} = 166.88 * 55 = 8344 \text{ Lb/Hr}$$

Esta capacidad sería cierta si el transportador fuera sinfín, sin embargo como es de paletas, y como ya se acotó anteriormente, tanto su velocidad como su capacidad será una fracción del sinfín, es decir, la diferencia de áreas, más ¼ de paletas inversas. Por tal motivo, la capacidad real del transportador de paletas será:

$$\text{Capacidad} = 8344 * 1/4 * 1/4 = 521.5 \text{ Lb/Hr}$$

En el sistema internacional este valor es de **237 Kg/Hr**, el cual no sobrepasa la capacidad requerida máxima, que es de 250 Kg/Hr, por lo tanto, se obtiene que el transportador de paletas será de **6" de diámetro** con una velocidad de **112 r.p.m.**

2.4 Selección de los factores de capacidad.

Para encontrar los factores de capacidad se debe considerar dos tipos de potencia requeridas, estas son: potencia de fricción y potencia para mover el material.

Potencia de fricción.

Esta potencia no es mas, sino la potencia necesaria para manejar un transportador vacío. Esta se la encuentra de (Ec. 2.2),

$$HP_f = \frac{L N F_d F_b}{1000000} \quad (2.2)$$

De donde,

L: largo total del transportador, pies

N: velocidad de operación, r.p.m.

F_d : factor de diámetro de transportador, Tabla # 4

F_b : factor de buje para colgante, Tabla # 4

Potencia para mover el material.

Como su nombre lo indica, esta es la potencia requerida para mover el material. En este caso la densidad del material juega un papel fundamental, ya que el volumen a transportar es directamente proporcional a la potencia requerida para moverla.

La fórmula esta dada por (Ec. 2.3),

$$HP_m = \frac{C L w F_f F_m F_p}{1000000} \quad (2.3)$$

De donde,

C: capacidad en Ft³/Hr

W: peso del material, Lb/Ft³

F_f: factor de helicoide, Tabla # 5

F_m: factor de material, Tabla # 1

F_p: factor de paleta, Tabla # 5

Para resolver las fórmulas se tiene los siguientes datos,

$$C = 10.43 \text{ Ft}^3/\text{Hr} \quad F_f = 1.0$$

$$L = 2.625 \text{ pies} \quad F_m = 1.0$$

$$W = 484 \text{ Lb/Ft}^3 \quad F_p = 1.0$$

$$F_d = 18.0$$

$$F_b = 1.0$$

De esto se saca,

$$HP_f = 5.292 \times 10^{-3} \text{ HP}$$

$$HP_m = 1.3251 \times 10^{-2} \text{ HP}$$

Una vez encontrados estos valores, y sumándolos, da como resultado 1.85×10^{-2} HP, de donde se puede sacar el valor de F_o de la figura 2.2, y este nos da 4.43.

Adicionalmente se encuentra el valor de "e" de la Tabla # 5, y este es de 0.88.

Con estos dos valores se saca el valor de la potencia requerida (Ec. 2.4),

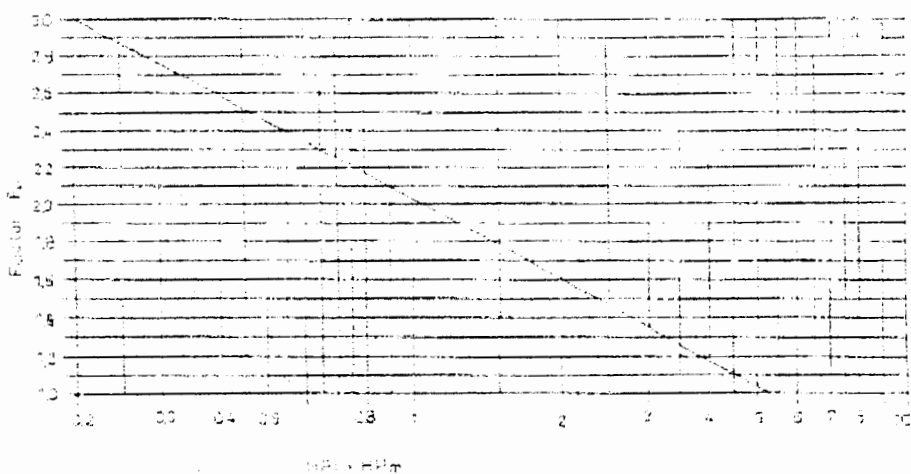


Fig. 2.2 Factor F_o

$$\text{TOTAL HP} = \frac{(\text{HP}_f + \text{HP}_m) F_o}{e} \quad (2.4)$$

$$\text{TOTAL HP} = 0.0931 \text{ HP}$$

De este resultado se puede darse cuenta que la potencia requerida puede ser fácilmente suministrada por un motor de poca potencia en el mercado, el cual es de 1 HP. Mas adelante, una vez establecido la potencia requerida para el extrusor (cuchilla rotatoria), se hará el análisis para la utilización de un solo motor para ambas secciones de la máquina peletizadora con su respectivo reductor de velocidades.

2.5 Diseño y Selección de accesorios y anexos.

2.5.1 Diseño del tipo de tapa.

Para el caso del diseño de la tapa se debe considerar a su vez el tipo de ceja que se va a implantar a fin de que ambas coincidan. En la Tabla # 8 están tabuladas las dimensiones para un transportador de diámetro de 6" para el caso de una ceja tubular. Se selecciona del tipo tubular, ya que la carcasa será de igual manera tubular (Fig. 2.3) para una mejor distribución de los esfuerzos sometidos debido a la presión del vapor. La tapa será del tipo plana (Fig. 2.4).

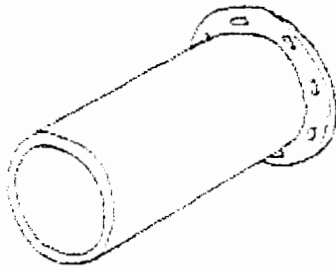


Fig. 2.3 Carcaza Tubular

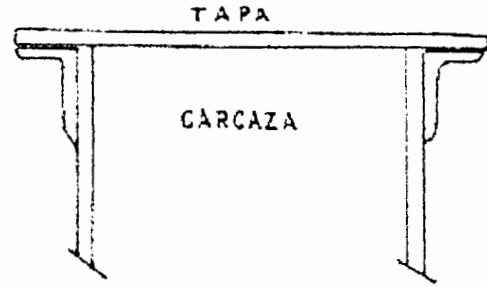


Fig. 2.4 Tapa de Carcaza

Para el caso de la tapa, se debe diseñarla de manera que soporte la presión del vapor al ingresar al acondicionador. Sin embargo se puede tomar las medidas para tapa con pie de la Tabla # 12.

De datos experimentales que han realizado por muchos años las empresas que diseñan este tipo de máquina, se ha determinado que la presión a la cual debe ingresar el vapor debe ser de 0.9 bar (13.05 Psi), a fin de que la harina gane un 4% de humedad que es lo idóneo (Fig. 2.5).

Con esta presión se puede calcular el espesor t necesario para aguantar esta presión.

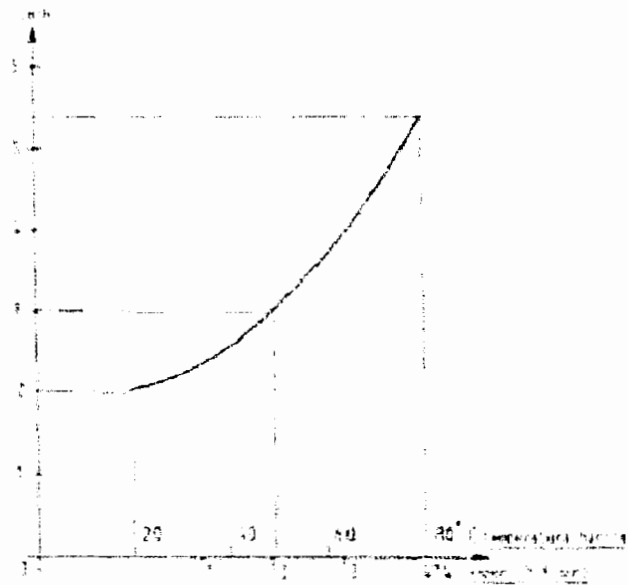


Fig. 2.5 Presión y Temperatura del Vapor

Se selecciona un acero inoxidable AISI 316 el cual tiene una resistencia a la fluencia de 35 KPsi.

El esfuerzo en la tapa esta dado por (Ec. 2.5):

$$\sigma = \frac{P \cdot D}{4t} \quad (2.5)$$

de donde,

$$t = \frac{P \cdot D}{4 \sigma} = 0.017 \text{ mm}$$

Con una plancha de 1 mm es suficiente para aguantar esa presión con un factor de seguridad de,

$$n = \frac{1}{0.017} = 60$$

Es importante determinar el número de pernos que pueden aguantar esa presión, por lo cual no se utilizará el diámetro de pernos propuesto en la Tabla # 9 para un transportador de 6" de diámetro, ya que estas tablas se basan en transportadores que no experimentan presiones adicionales, por lo tanto usaremos pernos SAE Grado 1 de $d=1/4"$ con $S_t=33$ KPsi (Tabla # 10).

El perno tiene un $E = 30 \times 10^6$ Psi, y la longitud de agarre es la suma de los espesores de las placas que va a sujetar. Sabemos que este espesor es de 1 mm cada una, por lo tanto, $l = 2$ mm (0.0787").

La rigidez del perno viene dada por (Ec. 2.6),

$$k_b = \frac{AE}{l} = \frac{\pi d^2 E}{4l} \quad (2.6)$$

de donde $k_b = 18.7 \text{ Mlb/in}$

La rigidez del elemento viene dada por (Ec. 2.7),

$$k_m = \frac{0.577\pi Ed}{2 \ln \left(5 \frac{0.577l + 0.5d}{0.577l + 2.5d} \right)} \quad (2.7)$$

Donde E del elemento es $28 \times 10^6 \text{ Psi}$, y por lo tanto el valor de la rigidez es $k_m = 26.46 \text{ MLb/in}$.

Con los dos valores de la rigidez se calcula la constante C, que viene dada por (Ec. 2.8),

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = 0.414 \quad (2.8)$$

Finalmente, para calcular el número de pernos necesarios para aguantar esa presión se usa la siguiente fórmula (Ec. 2.9),

$$N_p = \frac{C \cdot F}{0.25 S_t A_t} \quad (2.9)$$

$A_t = 0.0318$ de la Tabla # 11

$F = P \cdot A = P \cdot \pi d^2 / 4 = 502.22 \text{ Psi}$

El número de pernos necesarios es $N = 0.79$ pernos, pero por motivos de simetría y seguridad colocamos 6 pernos, con un factor de seguridad de,

$$n = \frac{6}{0.79} = 7.57$$

2.5.2 Diseño de carcaza.

De igual manera que en el caso de la tapa, se debe determinar el espesor mínimo que debe tener la carcaza a fin de que soporte la presión de 0.9 bar.

El esfuerzo en el cilindro esta dado por (Ec. 2.10),

$$\sigma = \frac{P \cdot D}{2t} \quad (2.10)$$

de donde,

$$t = \frac{P \cdot D}{2\sigma} = \frac{13.05 \cdot 7}{2 \cdot 35000} = 0.033 \text{ mm}$$

Se selecciona una plancha de **1 mm**, con un factor de seguridad de,

$$n = \frac{1}{0.033} = 30$$

2.5.3Diseño del transportador de paletas.

Como ya se indico anteriormente, el transportador de paletas será de paso estándar, es decir, avanza con cada revolución una distancia igual a su diámetro. Queda por definir el sentido de rotación, que puede ser de mano derecha o izquierda como lo indica la figura 2.6.

Un transportador es mano derecha o izquierda dependiendo de su sentido de rotación.

Para el caso de un transportador de paletas, se lo puede considerar como de mano derecha si sus paletas están direccionadas contrarias al sentido de rotación del reloj. Si estas están a favor del sentido de rotación se las considerará como de mano derecha.

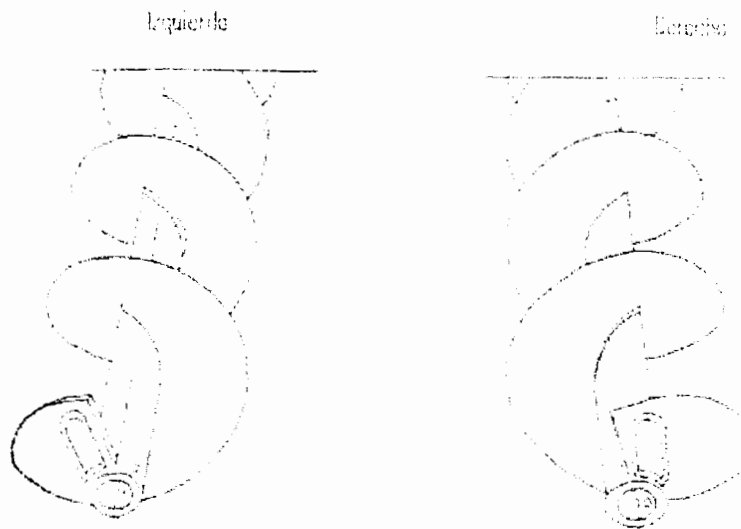


Fig. 2.6 Sentido de Rotación de un Sin Fin

Ya que el material ingresara por el lado derecho del acondicionador y el motor se encuentra del mismo lado con giro a favor de las manecillas del reloj, el transportador de paletas debe ser de mano derecha como lo indica la figura # 11.

2.5.4Diseño de ejes motrices y acoples.

Ya que el transportador de paletas tiene una longitud bastante reducida, se puede empezar por obviar cualquier tipo de acople que esta requiera. Sin embargo, el eje motriz si es de gran importancia como para cualquier caso de diseño de transportadores. Este eje debe tener la dimensión necesaria

para que soporte los rangos de torsión. La fórmula del torque esta dada por (Ec. 2.11):

$$T = \frac{63,025 \cdot Hp}{N} \quad (2.11)$$

Para 1 HP (máximo) y ha 1 velocidad de 12 r.p.m., el torque es igual,

$$T = 562.7 \text{ Lb Plg}$$

Acudiendo a la Tabla # 7 se obtiene que con este valor de torque, un eje de 1" con 2 perforaciones para tornillos y tubo estándar de 1 1/2" son adecuados.

Con estos valores se recurre a las Tabla # 9a, 9b y 9c para obtener las medidas restantes de los ejes.

2.5.5 Selección de colgantes.

Para determinar si un transportador requiere colgante o no, se debe encontrar si la deflexión del eje es significativa o no.

Si la deflexión excede de $\frac{1}{4}$ " se debe considerar el uso de colgante intermedio. Para este caso, y usando la siguiente fórmula (Ec. 2.12),

$$D = \frac{5WL^3}{384(29000000)I} \quad (2.12)$$

Donde,

D: deflexión en longitud media en pulgadas

W: peso total del transportador en libras

L: longitud del transportador en pulgadas

I: momento de inercia de el tubo o el eje, ver Tabla # 6

Los valores son,

$$W = 5 \cdot 31.5 / 12 = 13.125 \text{ Lb}$$

$$L = 31.5 \text{ "}$$

$$I = 0.666$$

De donde,

$$D = \frac{5 \cdot 13.125 \cdot (31.5)^3}{384(29000000) \cdot 0.666} = 2.76 \times 10^{-4} \text{ "}$$

De este resultado se demuestra que la deflexión es tan pequeña que será despreciable, y por tanto no se requiere de colgante en la máquina.

2.5.6 Selección de rodamientos.

El requerimiento de rodamiento para este tipo de transportadores ya está calculado a través del Manual de Martin, por lo que se selecciona de la Tabla # 13 el tipo de unidad con brida y con rodamiento de bolas recomendado para nuestro eje de 1". Para este caso será el **TEB2BB**. De aquí se saca las medidas básicas del elemento en cuestión.

2.5.7 Selección de caja de velocidad y tipo de motor.

Se sabe que el motor que se necesita es uno que entregue 1 HP, sin embargo, queda por calcular el tipo o medio de reducción de velocidad que se debe usar.

Dado que el mismo motor que se usará para la cuchilla rotatoria del extrusor (se probará más adelante) sirve para ambos casos, la mayor restricción será la de la distancia entre ejes.

Esta distancia es igual a por lo menos la suma de los radios de los tambores en los que giran ambos ejes (mínimo 150 mm) .

Durante el proceso de dimensionamiento de la cuchilla rotatoria se determinará que la velocidad angular necesaria a la que esta debe girar debe ser igual 395 r.p.m. Esta velocidad que entregará su eje, debe bajarse hasta la requerida por el transportador de paletas (112 r.p.m.).

El uso de bandas podría resultar conveniente, pero lamentablemente se requeriría una mayor distancia entre ejes para lograr el uso de las mismas. Es por esta razón, que para el cambio de velocidad lo se lo hará a través de engranajes rectos.

Para empezar a diseñar el tipo de engranajes que se debe tener, se comenzará indicando algunos parámetros tomados.

Como piñón se usara uno de diámetro de paso igual a 2.5" (64 mm), con un ancho de cara igual a 1" (25.4 mm) y un paso diametral de 8 dte/Plg (módulo = 3.2 mm).

Conociendo las velocidades y uno de los diámetros de los engranajes por la relación de diámetros y velocidad (Ec. 2.13):

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad (2.13)$$

se determina que el otro engranaje debe ser de diámetro de paso de 8 7/8" (224 mm).

Para el caso del piñón, este tendrá 20 dientes, mientras que el otro será de 70 dientes.

Asumiendo la potencia máxima (Ec. 2.14) que entrega el motor, se puede calcular la carga tangencial transmitida.

$$P_w = \frac{W_t * V}{33000} \quad (2.14)$$

de donde,

$$V = \frac{\pi D_1 N_1}{12} = 258.53 \text{ Ft/min} \quad (2.15)$$

Por lo tanto,

$$W_t = 127.64 \text{ Lb}$$

Con este valor se puede calcular y obtener el tipo de material del que debe estar compuesto los engranajes para que estos funcionen.

El esfuerzo viene dado según la norma AGMA (Ec. 2.16) por:

$$\sigma = \frac{W_t K_a}{K_v} \frac{P_d}{F} \frac{K_s K_m}{J} \quad (2.16)$$

Donde,

σ = esfuerzo por flexión

W_t = carga tangencial

K_a = factor de aplicación (en base a la opinión del ingeniero)

P_d = paso diametral nominal

K_s = factor de tamaño (AGMA recomienda igual a la unidad)

K_m = factor distribución de carga (Tabla # 14)

F = ancho de cara

J = factor geométrico (Fig. 2.7)

K_v = factor dinámico (Fig. 2.8)

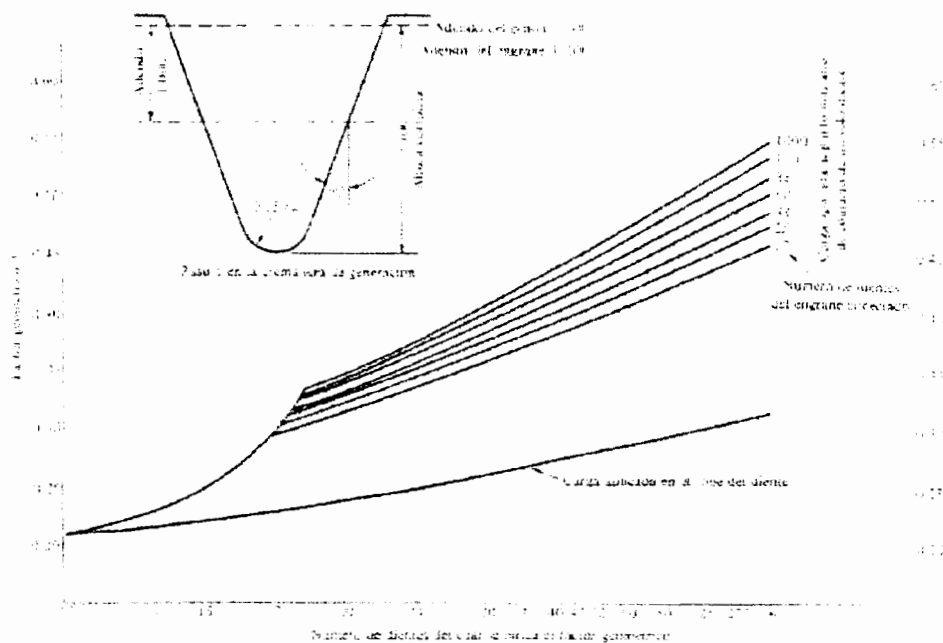


Fig. 2.7 Factor Geométrico J

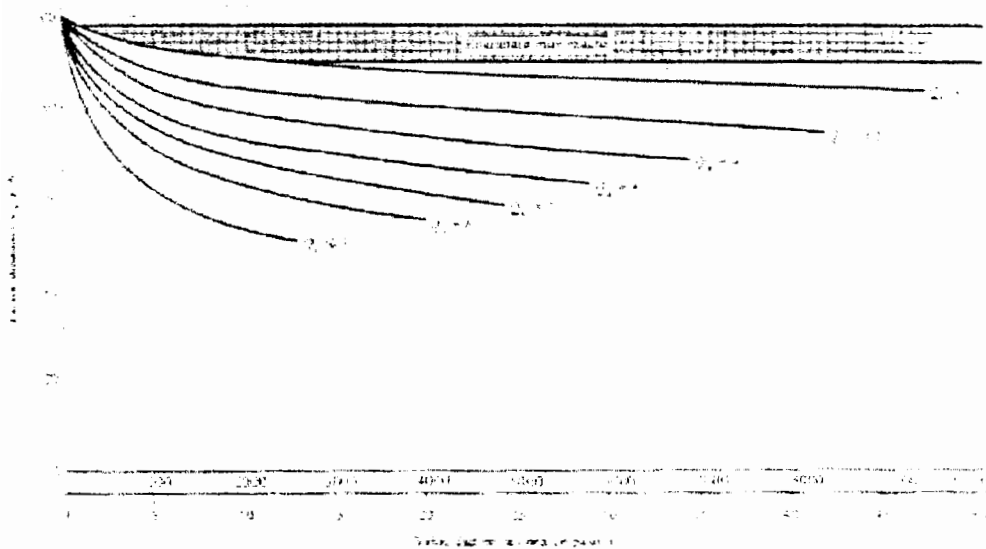


Fig. 2.8 Factores Dinámicos Cv y Kv

De las tablas se obtienen los siguientes resultados:

$$K_a = 1.0$$

$$K_s = 1.0$$

$$K_m = 1.6$$

$$J = 0.275$$

$$K_v = 0.9$$

Con estos valores el esfuerzo es igual a,

$$\sigma = 6600 \text{ Psi}$$

De igual manera se debe hacer un análisis para el caso de la resistencia a la picadura (Ec. 2.17), el cual es determinado de la siguiente manera,

$$\sigma_c = C_p \left(\frac{W_t C_a}{C_v} \frac{C_s}{FD_1} \frac{C_f C_m}{I} \right)^{1/2} \quad (2.17)$$

Donde,

σ_c = esfuerzo por contacto

C_p = coeficiente elástico (Tabla # 15)

C_a = factor de aplicación (en base a la opinión del ingeniero)

D_1 = diámetro de paso piñón

C_s = factor de tamaño (AGMA recomienda igual a la unidad)

C_m = factor distribución de carga (Tabla # 14)



CIB-ESPOL

C_f = factor de condición de superficie (AGMA recomienda valores mayores a la unidad)

I = factor geométrico C_v = factor dinámico (Fig. 2.8)

De las tablas se obtiene los siguientes resultados:

$$C_a = 1.0$$

$$C_s = 1.0$$

$$C_m = 1.6$$

$$C_f = 1.1$$

$$C_p = 1960 \text{ (HIERRO FUNDIDO)}$$

$$C_v = 0.9$$

El valor de I se lo encuentra de (Ec. 2.18) ,

$$I = \frac{\cos\phi \sin\phi}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (2.18)$$

de donde,

$m_N = 1$ (recomendado para engranajes rectos)

$\phi = 20^\circ$ (ángulo de presión)

y m_G es la relación de diámetros, por tanto,

$$I = 0.125$$

Con estos valores la resistencia de picadura es igual a,

$$\sigma_c = 55394.45 \text{ Psi}$$

De las Tablas # 16 y # 17 se puede observar que los engranajes a base de **Hierro Fundido Núm. 30** son necesarios para soportar los distintos esfuerzos de carga.

2.6 Diseño de Entrada de Vapor.

Añadir 1% mas vapor en un alimento normal, aumenta su temperatura en 14°C. El consumo máximo de vapor es del 4.5% por cada 45 Kg/Ton de granulados. Incrementan la temperatura de 63°C y la humedad del 4.5%. Esto puede cambiar según sea verano o invierno o si se utiliza el vapor a alta o baja presión, o si es diferente el alimento.

La velocidad del vapor no debe traspasar el 25 m/s para no aumentar el riesgo de incremento de agua. Los tubos deben ser correctamente dimensionados (Tabla A).

Número de Kg de Vapor a 20 m/s:

Presión Bar	TAMANO DE TUBOS				
	½"	¾"	1"	1 ½"	2"
1	9	20	37.5	85	150

Tabla A

La capacidad es de 0.237 Ton/Hr, y será calentada de 20°C hasta aproximadamente 80°C, es decir que el diferencial de temperatura será de 60°C.

Con este cambio de temperatura, el porcentaje de humedad que ganará la harina será del 4.3% (43 Kg/Ton).

Este valor multiplicado por nuestra capacidad nos entrega 10.191 Kgs. de vapor por hora.

La Tabla A indica que con 20 m/s a 1 bar de presión, el número de Kg de vapor por hora es de 9.

De este resultado se obtiene la velocidad del vapor:

$$v = \frac{20 * 10.191}{9} = 22.64 \text{ m/s}$$

Como se observa, este valor no excede los 25 m/s máximos recomendados, por lo tanto es un valor idóneo.

Para que el vapor pueda ingresar a el transportador de paletas, se va a hacer uso de una entrada de vapor en cascada subdimensionada (Fig. 2.9).

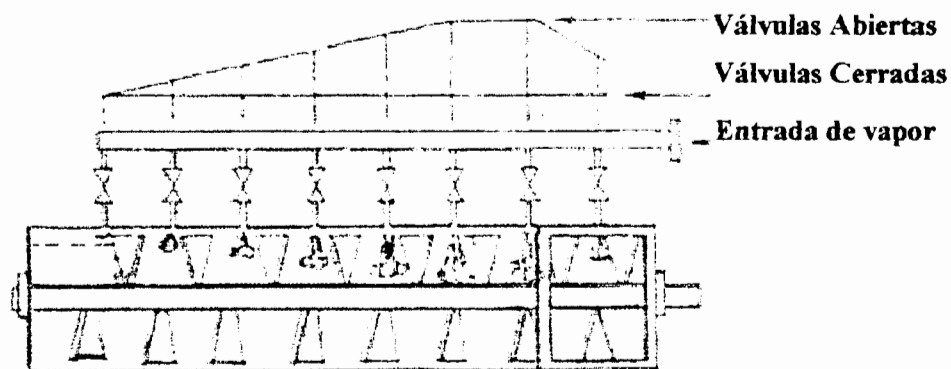


Fig. 2.9 Entrada de Vapor

Este tipo de entrada da la ventaja de poder graduar, mediante válvulas manuales, que cantidad de vapor se quiere que ingrese por cualquiera de las tuberías.

Por lo calculado se comprueba que una tubería de $\frac{1}{2}$ " son necesarias para la máquina.

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DEL EXTRUSOR.

Un extrusor es un tornillo que gira en un cilindro. Hay una tolva que alimenta un extremo del cilindro y un agujero (s) de forma específica al otro extremo.

Cuando el material sale de la boquilla, toma la forma de la salida; una rendija larga hace una película plana o una lamina, una abertura circular hace tubos, muchos agujeros pequeños hacen filamentos (pellets), etc.

El tornillo cuando gira, trata de desenroscarse y salir del cilindro hacia atrás. No puede desplazarse porque un cojinete grande lo mantiene en su posición. En vez, el empuje del tornillo provoca que el material salga a través del cabezal.

Todo el cabezal actúa como una resistencia al flujo. Lo más la resistencia, lo más el tornillo debe trabajar para empujar el material (se requiere mas fuerza para girar el tornillo).

3.1 Diseño del tornillo sin fin.

La longitud del tornillo se expresa normalmente como la relación de la longitud al diámetro (Ec. 3.4), o L/D . Una longitud de 20:1 es muy común, un 24:1 es largo. Para este caso, y dado que una de las funciones principales de tener longitudes mayores es la de elevar la temperatura de la mezcla a través de la fricción no se aplica para este caso, se otorga una relación L/D de 15:1.

La mayoría de los tornillos son de paso cuadrado (Ec. 3.1): la distancia de una hélice a la otra es igual al diámetro. Esto facilita medir el L/D simplemente contando los pasos. Los pasos debajo de la abertura de alimentación no se incluyen en el L/D .

El espesor de la hélice es normalmente el 10% del diámetro (Ec. 3.2). Si fuera mayor, habría demasiado calor en el claro entre el cilindro y la hélice; también el volumen reducido bajaría la producción. Si este fuera mucho menor del 10% se podría deformar y romper.

El tornillo tiene a su vez tres zonas: de alimentación, de compresión y de mezclado. El diámetro de la hélice es constante a través de todo el tornillo, lo que varía entre zona y zona es su profundidad.

La zona de alimentación tiene una profundidad constante de aproximadamente 15 a 20 % del diámetro de hélice (Ec. 3.6). Su longitud recomendada debe ser de entre 4 a 8 pasos (Ec. 3.5).

La zona de compresión es de profundidad variable y su longitud recomendada debe ser de entre $\frac{1}{4}$ y $\frac{1}{3}$ de la longitud total (Ec. 3.7). El canal se hace más pequeño conforme el material avanza, de esta manera el material es comprimido mas y más mientras el canal se hace más pequeño.

La zona de mezclado (compresión) tiene una profundidad constante de aproximadamente 4% del diámetro de la hélice (Ec. 3.9). Esta zona es la que proporciona uniformidad del material y temperatura. Su longitud debe ser de mínimo 4 pasos (Ec. 3.8).

Al empezar el proceso de dimensionamiento del tornillo, se debe dar un valor al diámetro para empezar los cálculos.



En este caso ese valor será:

$$D=65 \text{ mm}$$

por ende,

$$\rho=D=65 \text{ mm} \quad (3.1)$$

$$e=0.1D=6.5 \text{ mm} \quad (3.2)$$

$$L/D=15:1 \quad (3.3)$$

$$L=975 \text{ mm}$$

El ángulo de la hélice (Ec. 3.4) esta dado por:

$$\tan \phi = \frac{\rho}{\pi D} \quad (3.4)$$

de donde,

$$\phi = 17.66^\circ$$

Para la zona de alimentación las dimensiones serian:

$$L_A = 4 \text{ pasos} = 260 \text{ mm} \quad (3.5)$$

$$H_A = 0.18 D = 11.7 \text{ mm} \approx 12 \text{ mm} \quad (3.6)$$

Para la zona de compresión las dimensiones serian:

$$L_C = 1/3 L = 5 \text{ pasos} = 325 \text{ mm} \quad (3.7)$$

Para la zona de mezclado las dimensiones serian:

$$L_M = 6 \text{ pasos} = 390 \text{ mm} \quad (3.8)$$

$$H_M = 0.04 D = 2.6 \text{ mm} \approx 2.5 \text{ mm} \quad (3.9)$$

Para determinar la capacidad neta de salida de material, se debe considerar dos puntos importantes. Uno de ellos es el caudal de salida que otorga el tornillo sin fin, y el otro es el caudal opuesto, producto del diferencial de presión que se genera al final por la resistencia en el cabezal.

Este caudal se lo ha determinado (Ec. 3.10) como:

$$Q_n = \alpha N - \frac{\beta \Delta P}{\mu L} \quad (3.10)$$

Donde,

$$\alpha = \frac{1}{2} \pi^2 D^2 H \sin \phi \cos \phi \quad \beta = \frac{\pi D H^3 \sin^2 \phi}{12}$$

Como el diferencial de presión ocurre al final durante la zona de mezclado, las dimensiones están en base de esta zona.

$$Q = 237 \text{ Kg/Hr} = 7.51 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (dens} = 55 \text{ Lb/Ft}^3\text{)}$$

$$D = 0.065 \text{ m}$$

$$H = H_M = 0.0025 \text{ m}$$

$$L = L_M = 0.390 \text{ m}$$

$$\phi = 17.66^\circ$$

$$\mu = 200 \text{ Pa}\cdot\text{s} \text{ (viscosidad)}$$

Las únicas incógnitas son N (r.p.s.) y P (Pa). Sin embargo, por regla general se recomienda que el flujo neto no sea mayor que el flujo que entrega el tornillo solamente, ya que esto puede ocasionar desgaste del tornillo, sobrecalentamiento, producto débil, resistencia de la malla baja. Si por el contrario, el flujo neto es menor en más del 20% del flujo de arrastre, se puede crear bloqueos en el canal, desgaste excesivo del tornillo.

De esta premisa, se otorga un valor al flujo neto igual al 95% del flujo de arrastre de donde se obtiene que para esa característica, el N debe ser aproximadamente **5.25 r.p.s.** (315 r.p.m.).

Con todos estos valores se puede encontrar finalmente que el diferencial de presión es **12.81 MPa**.

Para calcular la potencia (Ec. 3.11) necesaria para mover el tornillo y pueda vencer el diferencial de presión recurro a la siguiente fórmula:

$$P_w = \frac{\pi^3 D^3 L \mu N^2 (\cos^2 \phi + 4 \sin^2 \phi)}{H} + \left(\frac{\pi D H \sin \phi \cos \phi N \Delta P}{2} \right) \quad (3.11)$$

De donde,

$$P_w = 14.755 \text{ HP}$$

Esto quiere decir que un motor de 15 HP servirá para este propósito.

Finalmente se debe revisar si para dicha potencia y r.p.m. este eje va a soportar la carga.

El diámetro mínimo del tornillo se encuentra en la primera zona (zona de alimentación) por lo que esta es la más crítica.

La siguiente fórmula determina el diámetro mínimo (Ec. 3.12) requerido:

$$D_{\min} = \left(\frac{535000 \cdot \text{HP}}{N \cdot S_t} \right)^{1/3} \quad (3.12)$$

Donde N esta en r.p.m. y S_t es el esfuerzo a la fluencia en Psi. Para este caso el material seleccionado es un acero inoxidable AISI 316 con $S_t = 35000$ Psi, de donde,

$$D_{\min} = 0.899" = 22.85 \text{ mm}$$

Anteriormente se señaló que el diámetro mínimo en la zona de alimentación es de $D - 2H_A = 41$ mm, por lo que el factor de seguridad es de,

$$n = \frac{41}{22.85} = 1.79$$

3.2 Diseño del tambor.

El tambor debe ser del mismo material del cual fue diseñado el tornillo para que sea también inoxidable y que sus características sean similares, es decir, compatibles. Esto es lo recomendado para estos casos.

La tolerancia típica entre las hélices del tornillo y el cilindro es 0.1 a 0.15 mm para un extrusor nuevo. Un ajuste mas preciso seria difícil de fabricar y desarrollaría demasiado calor.

Si $S_t = 35000$ Psi, el espesor del tambor (Ec. 3.13) esta dado por:

$$t = \frac{P * D}{2 * S_t} \quad (3.13)$$

donde,

$$D = 65 + 0.2 = 65.2 \text{ mm} = 2.57 \text{ in}$$

por ende,

$$t = 1.73 \text{ mm}$$

Se selecciona un $t = 2.5 \text{ mm}$ que da un factor de seguridad de

$$n = \frac{2.5}{1.73} = 1.45$$

Con este espesor de tambor, la presión máxima (Ec. 3.14) que puede soportar sería de,

$$P_{\max} = P * n = 12.81 * 1.45 = 18.57 \text{ MPa (2692 Psi)} \quad (3.14)$$

3.3 Diseño de la malla de peletizado.

La malla es la que entrega la forma del pellet y la cantidad que uno requiere.

Se sabe que el flujo neto que sale del tornillo es igual al flujo que entra y sale de la malla.

El área total de la malla debe ser,

$$A = \frac{65^2 \pi}{4} = 3318.3 \text{ mm}^2$$

A este valor se lo multiplica por 0.2, para que de solo un 20% de agujero efectivo,

$$0.2 * A = 664 \text{ mm}^2$$

Este valor se lo divide para el área de un orificio (1.8 mm) y da el número de orificios necesarios,

$$\frac{0.2 * 65^2}{1.8^2} = 260 \text{ orificios}$$

Se toma un valor de 225 orificios por simetría en la malla. La malla tendrá 5 filas de orificios distanciados 3 mm entre cada uno empezando desde el diámetro exterior. Cada fila tendrá 45 orificios circunferencialmente separados a 8° entre ellos. Para que entregue 237 Kg/Hr, por cada orificio debe pasar aproximadamente 1.053 Kg/Hr ($3.34 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$).

La ecuación de flujo de un orificio cilíndrico está dado por,

$$Q_d = \frac{\pi R^4 \Delta P}{8L\mu} = \frac{K\Delta P}{\mu}$$

Si se asigna $L = 0.01$ m, el diferencial de presión en cada orificio es, $P = 2.59$ MPa. Este diferencial de presión es despreciable ya que se anulan entre orificios y orificios, y ya que sus distancias están tan separadas de los extremos, no presenta mayor problema.

La malla va a trabajar a la vez como tapa, motivo por el cual se debe calcular si a la presión del cabezal, los pernos de sujeción soportaran la carga.

Se selecciona un perno que es **SAE Grado 1** con $d = 7/16$ in (Tabla # 10), $S_t = 33$ KPsi, $E = 30 \times 10^6$ Psi, y la longitud de agarre es la suma de los espesores de las placas que va a sujetar. El espesor de cada placa es de 1 mm cada una, por lo tanto, $l = 2$ mm (0.0787 in).

La rigidez del perno (Ec. 3.15) viene dada por,

$$k_b = \frac{AE}{l} = \frac{\pi d^2 E}{4l} \quad (3.15)$$

de donde $k_b = 57.3 \text{ Mlb/in}$

La rigidez del elemento (Ec. 3.16) viene dada por,

$$k_m = \frac{0.577\pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.577l + 0.5d}{0.577l + 2.5d} \right)} \quad (3.16)$$

donde E del elemento es $28 \times 10^6 \text{ Psi}$, y por lo tanto el valor de la rigidez es $k_m = 75.04 \text{ Mlb/in}$.

Con los dos valores de la rigidez se calcula la constante C (Ec. 3.17), que viene dada por,

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = 0.433 \quad (3.17)$$

Finalmente, para calcular el número de pernos (Ec. 3.18) necesarios para aguantar esa presión se usa la siguiente fórmula,

$$N_p = \frac{C \cdot F}{0.25 S_t A_t} \quad (3.18)$$

$$A_t = 0.1063 \text{ de la Tabla \# 11}$$

$$F = P \cdot A = P \cdot \pi d^2 / 4 = 9551.26 \text{ Psi}$$

Donde a la presión de calculo se le asigna una presión mayor que la que entrega el cabezal, pero menor que la que soporta el tambor para que sirva como método de seguridad en caso que la presión se exceda, es decir, primero falla la tapa antes que el tambor. La presión para realizar el calculo es de 2360 Psi.

El número de pernos necesarios es **N = 6 pernos**, con un factor de seguridad de,

$$n = \frac{2360}{1857} = 1.27$$

3.4 Diseño de la cuchilla rotatoria.

La función de la cuchilla rotatoria es la de restringir la longitud del pellet a una longitud deseada.

Se seleccionará una longitud de pellet de 1 cm, para lo cual se debe encontrar las r.p.m. a la que debe girar la cuchilla para encontrar esta dimensión.

Se parte sabiendo que por cada agujero hay un flujo de salida de aproximadamente $3.33 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$. Este valor es igual a la velocidad dividida por el área de salida, es decir, el área de cada orificio,

que para este caso esto da $2.54 \times 10^{-6} \text{ m}^2$, de donde la velocidad de salida del material es 0.1314 m/s.

Con esta velocidad y conociendo la distancia que debe recorrer el material (0.01 m), se obtiene el tiempo necesario para que esto suceda, es decir, el tiempo es de 0.076 s.

Asumiendo en principio una sola aspa, la velocidad angular a la que esta debe girar debe ser de $1 \text{ rev}/0.076 \text{ s} = 13.14 \text{ r.p.s. (790 r.p.m.)}$. Como una sola aspa desbalancearía al eje, es común usar dos, por lo que la velocidad se divide para dos, y por tanto se necesita que el eje que sujeta a las dos aspas (cuchillas) gire a **395 r.p.m.**

De la ecuación 3.12 se determina el diámetro mínimo requerido.

Para este caso el material seleccionado es un acero inoxidable AISI 316 con $S_t = 35000 \text{ Psi}$ y con un motor de 0.9 HP, de donde,

$$D_{\min} = 0.338'' = 8.59 \text{ mm}$$

Asumida una potencia de 0.9 HP, ya que de este motor de 1 HP, aprox. 1/10 HP demandara el transportador de paletas. Para la configuración de la malla (5 filas de agujeros) y con las r.p.m. a la



CIB-ESPOL

que giran las hélices, el valor de la fuerza de impacto en cada pellet, con un motor de 0.9 HP de potencia sería de 8.44 N (0.86 Kg), lo que es una fuerza mayor a la necesaria para partir los pellets.

Se selecciona un diámetro del eje igual a 20 mm, por lo que el factor de seguridad es de,

$$n = \frac{20}{8.6} = 2.33$$

3.5 Selección de accesorios y anexos.

3.5.1 Selección de cojinetes

Ya que se tiene un empuje de retroceso producido por el tornillo, es necesario el uso de un cojinete grande (cojinete de empuje).

Su vida útil (Ec. 3.19) puede ser estimada como sigue:

$$L_{10} = \frac{(C)^{10/3} \cdot 16,667}{(P \cdot A)^{10/3} \cdot N} \quad (3.19)$$

de donde,

$$N = 315 \text{ r.p.m.}$$

$$A = 5.14 \text{ in}^2$$

$P = 1857 \text{ Psi}$

$C = 40000$ (Capacidad dinámica del **NU2313E**, catalogo NTN)

Lo que me da una vida útil de $L_{10} = 18835.68 \text{ Hrs.}$, lo cual, asumiendo un trabajo diario de 8 Hrs., nos da una vida útil de 6.45 años.

El rodamiento escogido es entonces el **NU2313E** del catálogo NTN.

Para el caso de la cuchilla rotatoria, dado que la fuerza que soporta es muy baja, se selecciona un rodamiento **6804** del catálogo NTN.

3.5.2 Selección de caja de reducción y motor

Extrusor.

Casi todos los extrusores fabricados en los últimos años tienen motores que funcionan con corriente continua (CC). La corriente alterna (CA) normal se convierte a CC al lado de la máquina. Con CC, cambiar la velocidad del motor es fácil y esta es la manera de cambiar la velocidad del tornillo. Un

motor CC no puede estar totalmente encerrado, lo cual puede ocasionar problemas en áreas polvosas. Conviene asegurarse que el ventilador funcione adecuadamente, así como cambiar los filtros y revisar el motor periódicamente.

Hay algunos extrusores con motores CA y embragues magnéticos, y ellos funcionan bien a velocidades altas. A bajas velocidades, desperdician energía y por eso necesitan mucho enfriamiento.

Todos los motores trabajan a velocidades muy por encima de aquellas necesarias para la extrusión, por eso, se reduce en dos etapas (a veces tres) de la velocidad del motor (normalmente 1170-2000 r.p.m. máximo) a la velocidad del tornillo (100-350 r.p.m. máximo). La reducción puede hacerse solamente por engranes o por una combinación de engranajes y poleas. En este caso se lo hará a través de engranes solamente.

Se parte sabiendo que se trabajará con un motor de 15 HP, que gira a 1175 r.p.m., y se requiere reducir las r.p.m. a tan solo 315 r.p.m.

Para empezar a diseñar el tipo de engranajes que se debe tener, se comenzará indicando algunos parámetros tomados.

Como piñón se usara uno de diámetro de paso igual a 52 mm, con un ancho de cara de 38 mm y módulo de 3.25 mm.

Conociendo las velocidades y uno de los diámetros de los engranajes por la relación de diámetros y velocidad (Ec. 3.20):

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad (3.20)$$

Se determina que el otro engranaje debe ser de 195 mm.

Para el caso del piñón, este tendrá 16 dientes, mientras que el otro será de 60 dientes.

Asumiendo la potencia máxima (Ec. 3.21) que entrega el motor, se puede calcular la carga tangencial transmitida.

$$P_w = \frac{W_t * V}{33000} \quad (3.21)$$

de donde,

$$V = \frac{\pi D_1 N_1}{12} = 615.2 \text{ Ft/min} \quad (3.22)$$

por lo tanto,

$$W_t = 804.6 \text{ Lb}$$

Con este valor se puede calcular y obtener el tipo de material del que debe estar compuesto los engranajes para que estos funcionen.

El esfuerzo viene dado según la norma AGMA (Ec. 3.23) por:

$$\sigma = \frac{W_t K_a P_d K_s K_m}{K_v F J} \quad (3.23)$$

Donde,

σ = esfuerzo por flexión

W_t = carga tangencial

K_a = factor de aplicación (en base a la opinión del ingeniero)

P_d = paso diametral nominal

K_s = factor de tamaño (AGMA recomienda igual a la unidad)

K_m = factor distribución de carga (Tabla # 14)

F = ancho de cara

J = factor geométrico (Fig. 2.7)

K_v = factor dinámico (Fig. 2.8)

De las tablas se obtiene los siguientes resultados:

$$K_a = 1.0$$

$$K_s = 1.0$$

$$K_m = 1.6$$

$$J = 0.275$$

$$K_v = 0.9$$

Con estos valores el esfuerzo es igual a,

$$\sigma = 27741.1 \text{ Psi}$$

De igual manera se debe hacer un análisis para el caso de la resistencia a la picadura (Ec. 3.24), el cual es determinado de la siguiente manera,

$$\sigma_c = C_p \left(\frac{W_t C_a}{C_v} \frac{C_s}{FD_1} \frac{C_r C_m}{I} \right)^{1/2} \quad (3.24)$$

Donde,

σ_c = esfuerzo por contacto

C_p = coeficiente elástico (Tabla # 15)

C_a = factor de aplicación (en base a la opinión del ingeniero)

D_1 = diámetro de paso piñón

C_s = factor de tamaño (AGMA recomienda igual a la unidad)

C_m = factor distribución de carga (Tabla # 14)

C_f = factor de condición de superficie (AGMA recomienda valores mayores a la unidad)

I = factor geométrico

C_v = factor dinámico (Fig. 2.8)

De las tablas se obtiene los siguientes resultados:

$$C_a = 1.0$$

$$C_s = 1.0$$

$$C_m = 1.6$$

$$C_f = 1.1$$

$$C_p = 2300 \text{ (ACERO)}$$

$$C_v = 0.9$$

El valor de I (Ec. 3.25) se lo encuentra de,

$$I = \frac{\cos\phi \sin\phi}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (3.25)$$

de donde,

$m_N = 1$ (recomendado para engranajes rectos)

$\phi = 20^\circ$ (ángulo de presión)

y m_G es la relación de diámetros, por tanto,

$$I = 0.127$$

Con estos valores la resistencia de picadura es igual a,

$$\sigma_c = 147883 \text{ Psi}$$

De las Tablas # 16 y # 17 se puede observar que los engranajes a base de **Acero A-4** de la Norma AGMA (acero templado completo y revenido, 360 BHN) son los indicados para soportar los distintos esfuerzos de carga.

Cuchillas Rotatorias.

Para el caso de las cuchillas rotatorias ya se ha determinado que se trabajará con un motor de 1 HP. En el mercado

encontramos uno de igual potencia con una entrega de 1140 r.p.m.

La distancia de centros entre el motor y el eje de las cuchillas, puede ser asumido, en función que el espacio físico lo determina uno mismo. Ya que la distancia entre centros no significa un problema, la reducción de velocidades serán a base de poleas y bandas.

De la Tabla # 18 se selecciona una banda trapezoidal de sección A, que especifica que el diámetro mínimo de polea debe ser de 3.0 in, motivo por el cual se tomará este valor como la polea menor. De igual manera, que para el caso del tornillo, y haciendo relación de diámetros y velocidades, el diámetro de la polea mayor debe ser 8.6 in, que es un valor que, aunque no aparece en la Tabla # 21, si existe.

Una vez con estos valores, se encuentra la longitud de paso o efectiva (Ec. 3.26):

$$L_p = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (3.26)$$

donde,

D: diámetro de la polea mayor

d: diámetro de la polea menor

C: 20 in (distancia entre centros seleccionada)

Por lo que,

$$L_p = 58.6 \text{ in}$$

De la Tabla # 19 se selecciona una A57, la que tiene una longitud de paso de 58.3 in.

La velocidad de desplazamiento de la banda (Ec. 3.27) es:

$$V = \frac{\pi d N}{12} = 895.4 \text{ Ft/min} \quad (3.27)$$

Usando la Tabla # 21 e interpolando, la potencia nominal por banda es aproximadamente 0.5 HP.

El ángulo de contacto para la polea menor (Ec. 3.28) resulta,

$$\theta_d = \pi - 2\text{sen}^{-1} \frac{D-d}{2C} = 164^\circ \quad (3.28)$$

El factor de corrección de la Fig. 16 es de 0.97. De la Tabla # 20, el factor de corrección por longitud de banda es 1.0.

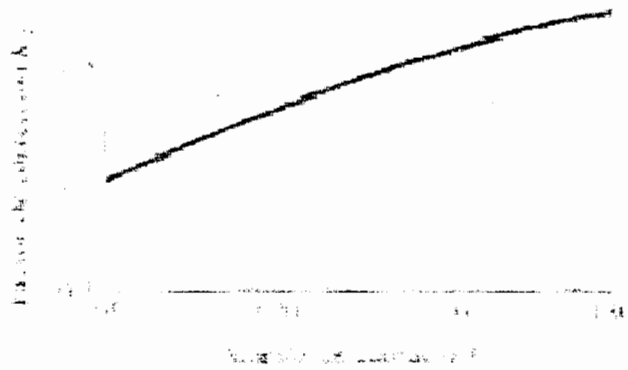


Fig. 3.1 Factor de Corrección θ_d

En consecuencia, la potencia corregida por banda es,

$$H = 0.97(1.0)(0.5) = 0.485 \text{ HP}$$

Esa potencia por banda es aproximadamente la mitad a la que entrega el motor (1 HP), por lo que dos bandas son necesarias.

CAPÍTULO 4

1. ANÁLISIS ECONÓMICO

Para poder llevar a cabo una adecuada estimación del costo real del equipo, se debe partir por conocer el peso de la misma, para así, en función de esta, determinar el costo de material usado

Para llevar a cabo dicho estudio debemos conocer la densidad del material. Dado que se trabajará con acero, se sabe que la densidad de esta es:

$$\delta = 7854 \text{ Kg/m}^3$$

De aquí, que la masa (Ec. 4.1) viene dada por:

$$m = \delta \cdot V \tag{4.1}$$

El peso estimado a continuación es el requerido para la fabricación de las piezas, por lo que su peso será mayor al real, es decir, una vez que estas

estén terminadas, ya que no se descuentan orificios, ranuras propias de cada pieza y maquinado de las mismas.

ACONDICIONADOR:

Entrada de Alimento.-

$$m = 7854 \text{Kg} / m^3 \times \frac{2(9 \times 6 \times 0.04 + 2.5 \times 6.2 \times 0.04) \text{in}^3 \times 2.54^3 \text{cm}^3 \times 1m^3}{1 \text{in}^3 \times 100^3 \text{cm}^3}$$

$$m = 0.72 \text{ Kg}$$

Salida de Alimento.-

$$m = 7854 \text{Kg} / m^3 \times \frac{2(5.5 \times 2.5 \times 0.04 + 4.2 \times 1.5 \times 0.04) \text{in}^3 \times 2.54^3 \text{cm}^3 \times 1m^3}{1 \text{in}^3 \times 100^3 \text{cm}^3}$$

$$m = 0.21 \text{ Kg}$$

Cilindro.-

$$m = 7854 \text{Kg} / m^3 \times \frac{(31.5 \times 7.08 \pi \times 0.04) \text{in}^3 \times 2.54^3 \text{cm}^3 \times 1m^3}{1 \text{in}^3 \times 100^3 \text{cm}^3}$$

$$m = 3.61 \text{ Kg}$$

Cejas Frontal, Posterior y Tapa Posterior.-

$$m = 7854 \text{Kg} / m^3 \times \frac{3(5.0625^2 \times \pi \times 0.04) \text{in}^3 \times 2.54^3 \text{cm}^3 \times 1m^3}{1 \text{in}^3 \times 100^3 \text{cm}^3}$$

$$m = 1.24 \text{ Kg}$$

Tapa Frontal.-

$$m = 7854 \text{Kg/m}^3 \times \frac{(8.125 \times 8.625 \times 0.04 + 5.0625^2 \times \pi \times 0.02) \text{in}^3 \times 2.54^3 \text{cm}^3 \times 1 \text{m}^3}{1 \text{in}^3 \times 100^3 \text{cm}^3}$$

$$m = 0.57 \text{ Kg}$$

Ejes Motriz y Final.-

$$m = 7854 \text{Kg/m}^3 \times \frac{(20.5 \times 0.5^2 \times \pi) \text{in}^3 \times 2.54^3 \text{cm}^3 \times 1 \text{m}^3}{1 \text{in}^3 \times 100^3 \text{cm}^3}$$

$$m = 2.07 \text{ Kg}$$

Eje de Paletas.-

$$m = 7854 \text{Kg/m}^3 \times \frac{(31 \times (0.75^2 - 0.5^2) \times \pi) \text{in}^3 \times 2.54^3 \text{cm}^3 \times 1 \text{m}^3}{1 \text{in}^3 \times 100^3 \text{cm}^3}$$

$$m = 3.92 \text{ Kg}$$

Paletas.-

$$m = 7854 \text{Kg/m}^3 \times \frac{(17(2.25 \times 0.17^2 \times \pi) + 0.01 \times 3^2 \times \pi) \text{in}^3 \times 2.54^3 \text{cm}^3 \times 1 \text{m}^3}{1 \text{in}^3 \times 100^3 \text{cm}^3}$$

$$m = 0.48 \text{ Kg}$$

EXTRUSOR:**Entrada de Alimento.-**

$$m = 7854 \text{Kg/m}^3 \times \frac{2(2.5 \times 2.5 \times 0.04 + 2.6 \times 0.81 \times 0.04) \text{in}^3 \times 2.54^3 \text{cm}^3 \times 1 \text{m}^3}{1 \text{in}^3 \times 100^3 \text{cm}^3}$$

$$m = 0.09 \text{ Kg}$$

Cilindro.-

$$m = 7854 \text{ Kg/m}^3 \times \frac{(1000 \times 65.2 \pi \times 2.5) \text{ mm}^3 \times 1 \text{ m}^3}{1000^3 \text{ mm}^3}$$

$$m = 4.02 \text{ Kg}$$

Soporte.-

$$m = 7854 \text{ Kg/m}^3 \times \frac{(100 \times 52.5 \times 2.5) \text{ mm}^3 \times 1 \text{ m}^3}{1000^3 \text{ mm}^3}$$

$$m = 0.1 \text{ Kg}$$

Tornillo.-

$$m = 7854 \text{ Kg/m}^3 \times \frac{(34.9^2 \pi \times 1275) \text{ mm}^3 \times 1 \text{ m}^3}{1000^3 \text{ mm}^3}$$

$$m = 12.2 \text{ Kg}$$

Ceja.-

$$m = 7854 \text{ Kg/m}^3 \times \frac{(48.5^2 \pi \times 2.5) \text{ mm}^3 \times 1 \text{ m}^3}{1000^3 \text{ mm}^3}$$

$$m = 0.15 \text{ Kg}$$

Malla.-

$$m = 7854 \text{Kg/m}^3 \times \frac{(34.9^2 \pi \times 10 + 48.5^2 \pi \times 1) \text{mm}^3 \times 1 \text{m}^3}{1000^3 \text{mm}^3}$$

$$m = 0.36 \text{ Kg}$$

Cuchilla.-

$$m = 7854 \text{Kg/m}^3 \times \frac{(12.7^2 \pi \times 175) \text{mm}^3 \times 1 \text{m}^3}{1000^3 \text{mm}^3}$$

$$m = 0.70 \text{ Kg}$$

Finalmente el costo total de materiales es:

MATERIAL	ACCNDICIONADOR	EXTRUSOR	TOTAL Kg	\$US/Kg	TOTAL \$US
Plancha 1mm	6.83	0.09	6.92	4.24	29.34
Plancha 2.5mm	0	4.27	4.27	4.75	20.28
Eje 1"	2.07	0.70	2.77	3.15	8.73
Eje 2 ¼"	0	12.56	12.56	3.50	43.96
Tubo Cédula 40	3.92	0	3.92	2.09	8.19
					\$110.5

De las figuras 4.1 a 4.13, determinamos que el tiempo total de maquinado del equipo es de aproximadamente 24 Hrs. Esto quiere decir 3 días de trabajo. Un obrero gana aproximadamente \$50 diarios, por lo que su costo total seria de \$150.

Por la soldadura autógena y la eléctrica, dado que es muy poca su utilización se estima un costo de \$ 100.

El costo de los engranajes se los puede estimar en \$140.

Finalmente se puede estimar el costo total de la máquina:

ELEMENTO	CANT.	COSTO
Material		110.50
Soldadura		100.00
Operador	1	150.00
Motor 15 HP	1	733.00
Motor 1 HP	1	170.56
Cojinetes	4	266.91
Engranajes	4	140.00
Arrancador (gabinete metálico, relé, pulsador, breaker, 2 luces)	1	460.00
Sistema de Bandas y Poleas	1	67.55
Dirección Técnica (15%)	1	245.00
TOTAL		\$2443.52

El costo estimado del equipo será de aproximadamente \$2443.52, el cual es un valor bastante económico para nuestro medio, considerando las ventajas de tener un equipo como estos representa.

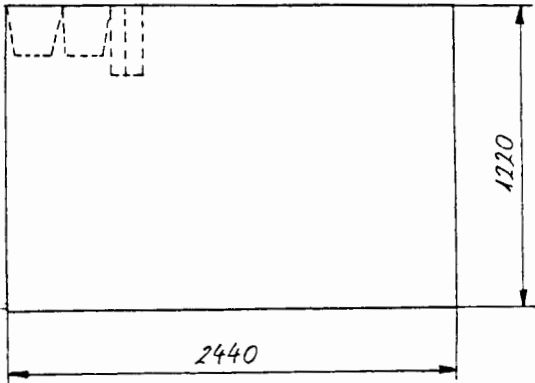
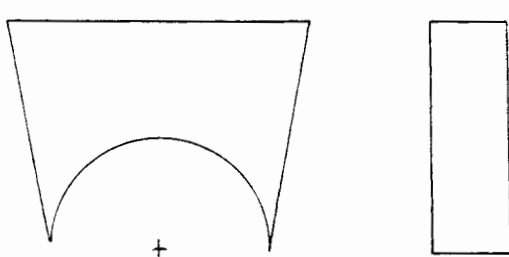
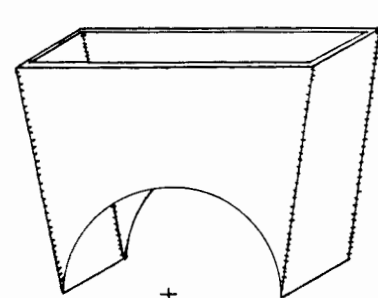
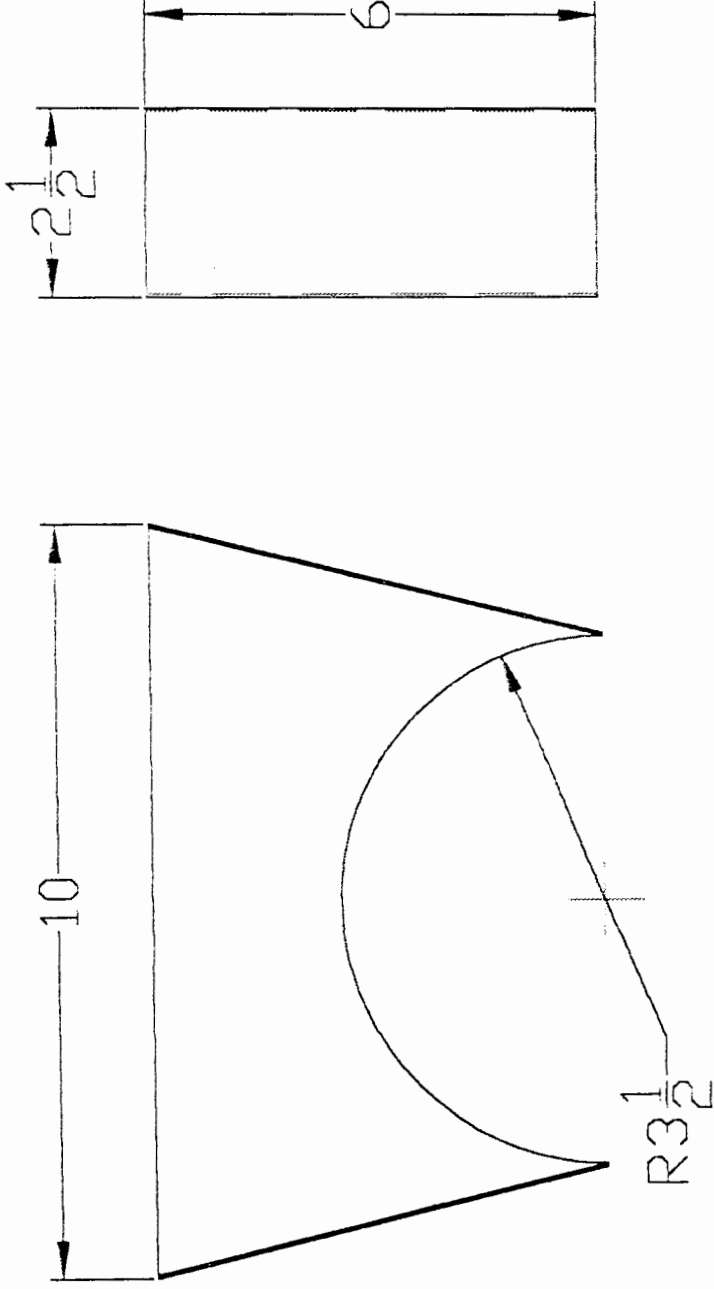
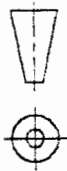
ESPOL		Equipo: ACONDICIONADOR		
FIMCP		Componente: Entrada de Alimento	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utillajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Sierra	0.4
1			Esmeril Sold. Autogena Compas Punto	0.25
1			Sold. Electrica Palillos OK 328 1/16"	0.25

Fig. 4.1 1/3 Entrada y Salida de Alimento



	ESCALA: S/E
	MEDIDA: PLG.

FIMCP - ESPOL
 ACONDICIONADOR

FECHA: 23/02/03

Entrada de Alimento
 Juan Carlos Rodriguez Roman

NUM. 1/1

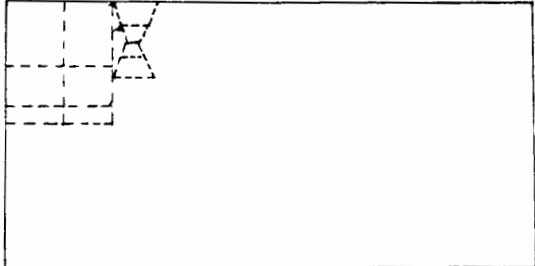
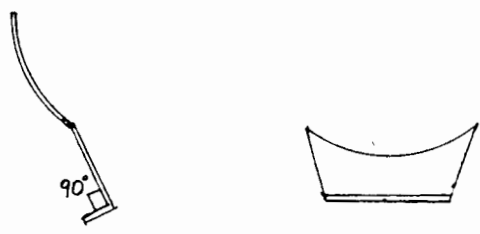
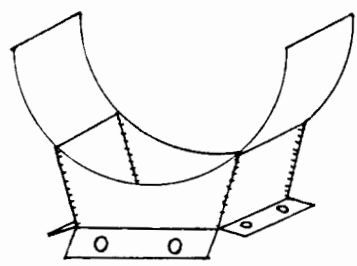
ESPOL		Equipo: ACONDICIONADOR		
FIMCP		Componente: Salida de Alimento	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Punto Combo Sierra Compas	0.15
1			Sold. Autogena Taladro Broca 3/8" Dobladora Roladora	0.3
1			Sold. Electrica Palillos OK 328 1/16	0.15

Fig. 4.1 2/3 Entrada y Salida de Alimento

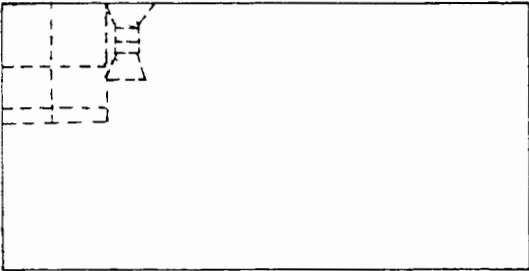
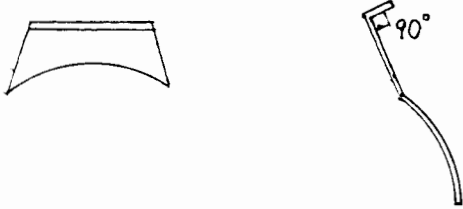
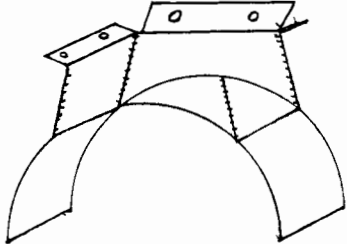
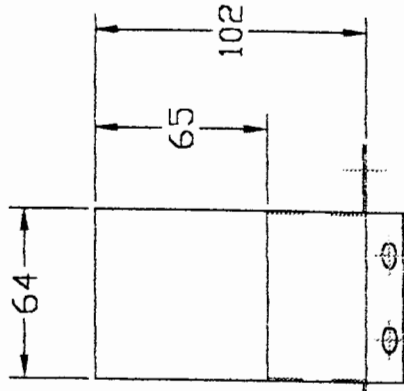
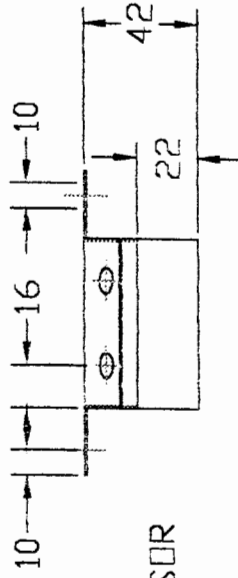
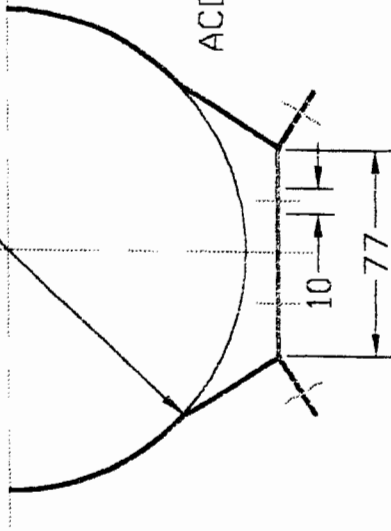
ESPOL		Equipo: EXTRUSOR		
FIMCP		Componente: Entrada de Alimento	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Punto Combo Sierra Compas	0.15
1			Sold. Autogena Taladro Broca 3/8" Dobladora Roladora	0.3
1			Sold. Electrica Palillos OK 328 1/16	0.15

Fig. 4.1 3/3 Entrada y Salida de Alimento

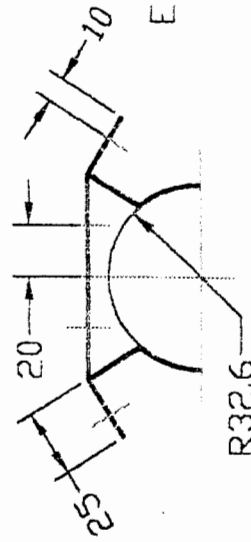


ACONDICIONADOR

R89



EXTRUSOR



R32.6

	FIMCSP - ESPOL	
	ACONDICIONADOR	FECHA: 23/02/03
ESCALA: S/E	Union ACONDICIONADOR-EXTRUSOR	
MEDIDA: mm	Juan Carlos Rodriguez Roman	
	NUM. 1/1	

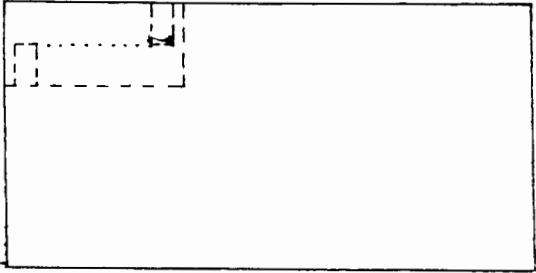
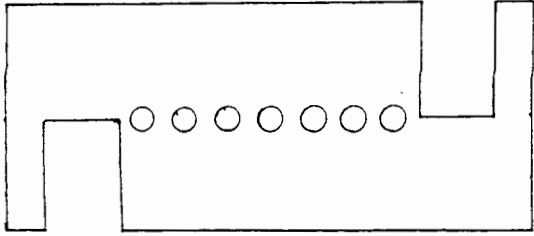
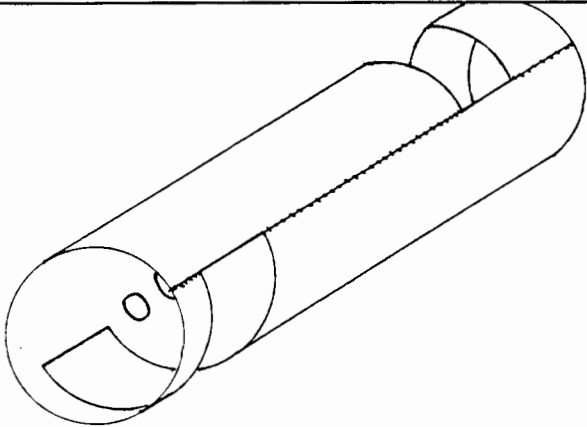
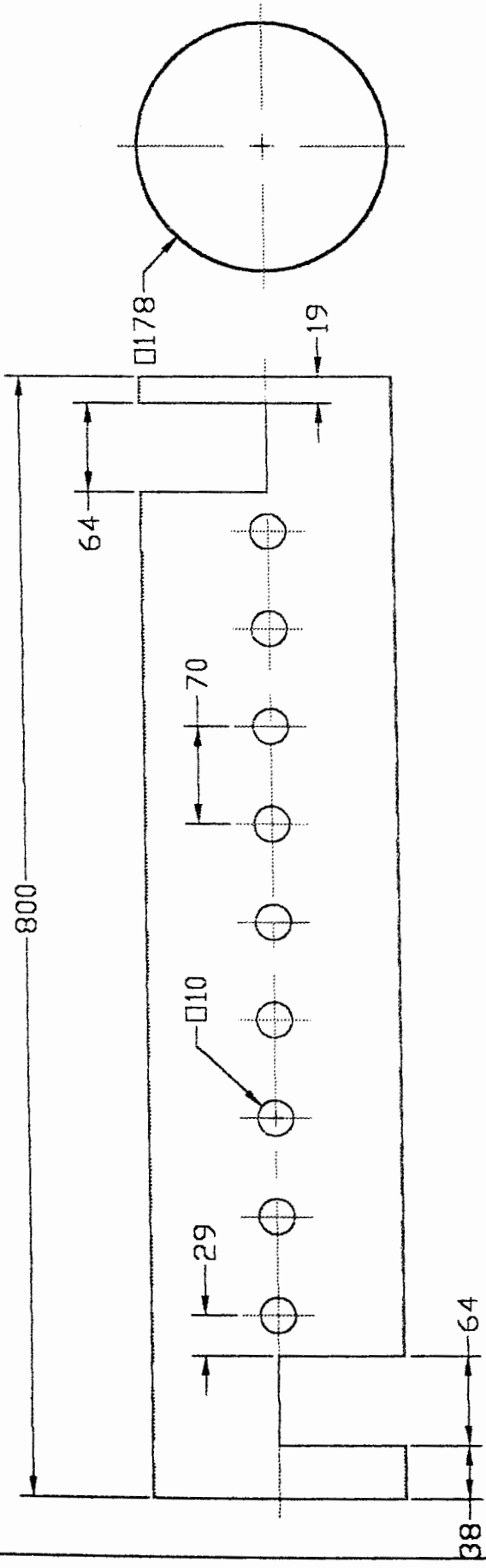
ESPOL		Equipo: ACONDICIONADOR		
FIMCP		Componente: Cilindro	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Sierra Compas Punto Combo	0.75
1			Esmeril Sold. Autogena Taladro Broca 1"	0.4
1			Roladora Sold. Electrica Palillos OK 328 1/16	0.15

Fig. 4.2 Cilindro del Acondicionador



	FIMCP - ESPOL	
	ACONDICIONADOR	FECHA: 23/02/03
ESCALA: S/E	Cilindro	NUM. 1/1
MEDIDA: mm	Juan Carlos Rodriguez Roman	

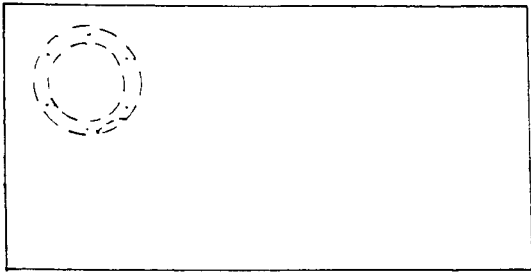
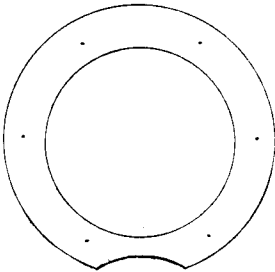
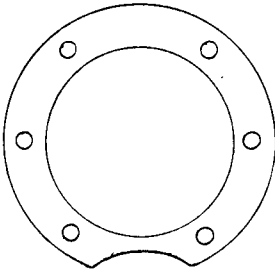
ESPOL		Equipo: ACONDICIONADOR		
FIMCP		Componente: Ceja Frontal	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Sierra Compas Punto Combo	0.15
1			Esmeril Sold. Autogena	0.15
1			Taladro Broca 3/8"	0.15

Fig. 4.3 1/2 Cejas del Acondicionador

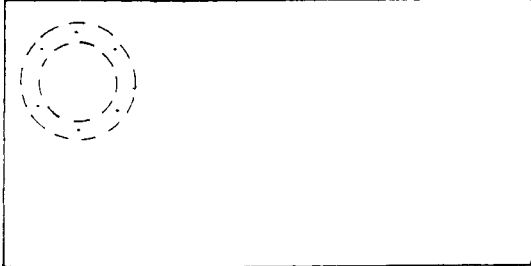
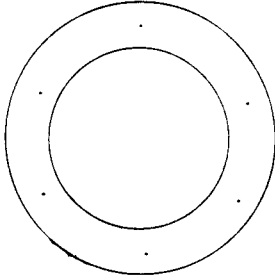
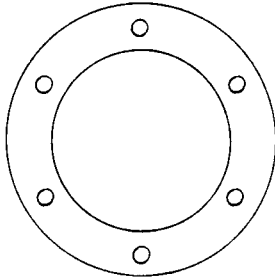
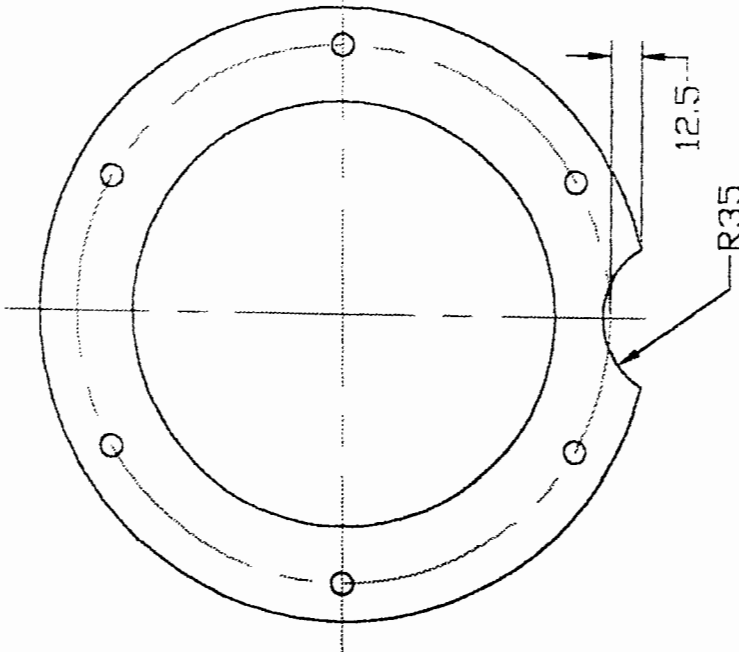
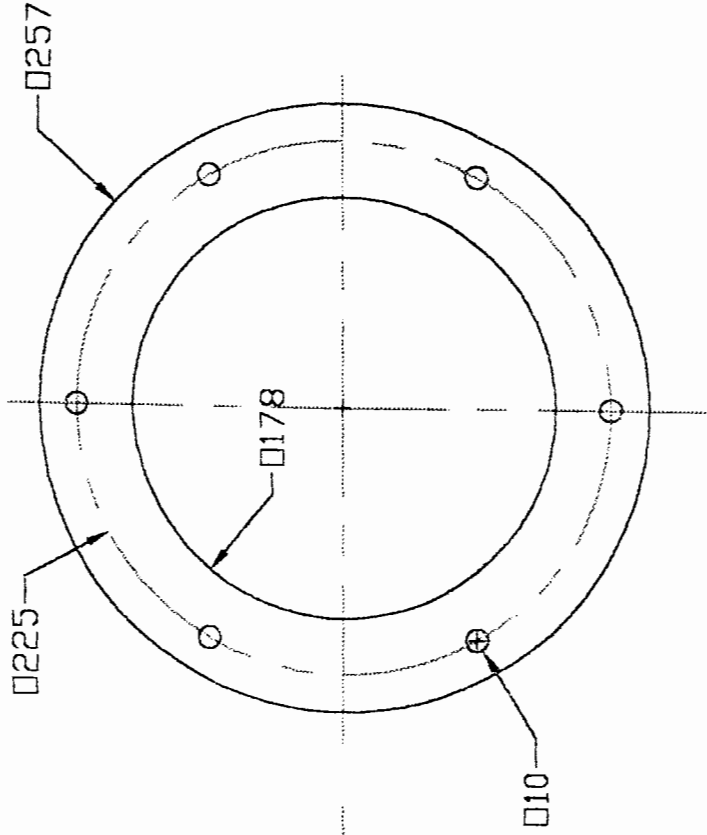
ESPOL		Equipo: ACONDICIONADOR		
FIMCP		Componente: Ceja Posterior	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Sierra Compas Punto Combo	0.15
1			Esmeril Sold. Autogena	0.15
1			Taladro Broca 3/8"	0.15

Fig. 4.3 2/2 Cejas del Acondicionador

FRONTAL



POSTERIOR



NOTA: La ceja frontal lleva las mismas medidas que la ceja Posterior.

	FIMCP - ESPOL	
ESCALA: S/E	CONDICIONADOR	
MEDIDA: mm	Fecha: 23/02/03	
	NUM. 1/1	
	Ceja Frontal y Posterior	
	Juan Carlos Rodriguez Roman	



CIB ESPOL

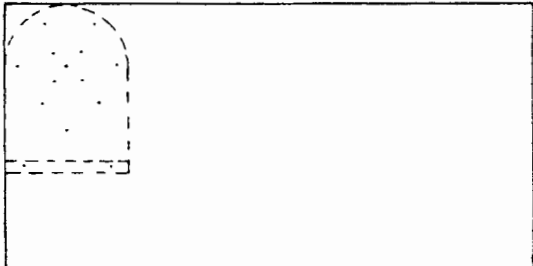
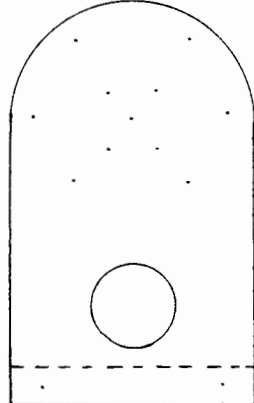
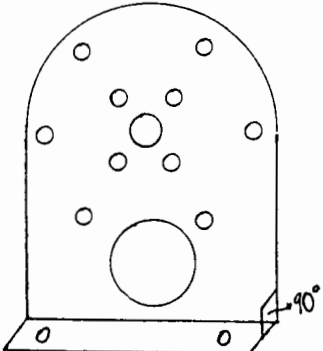
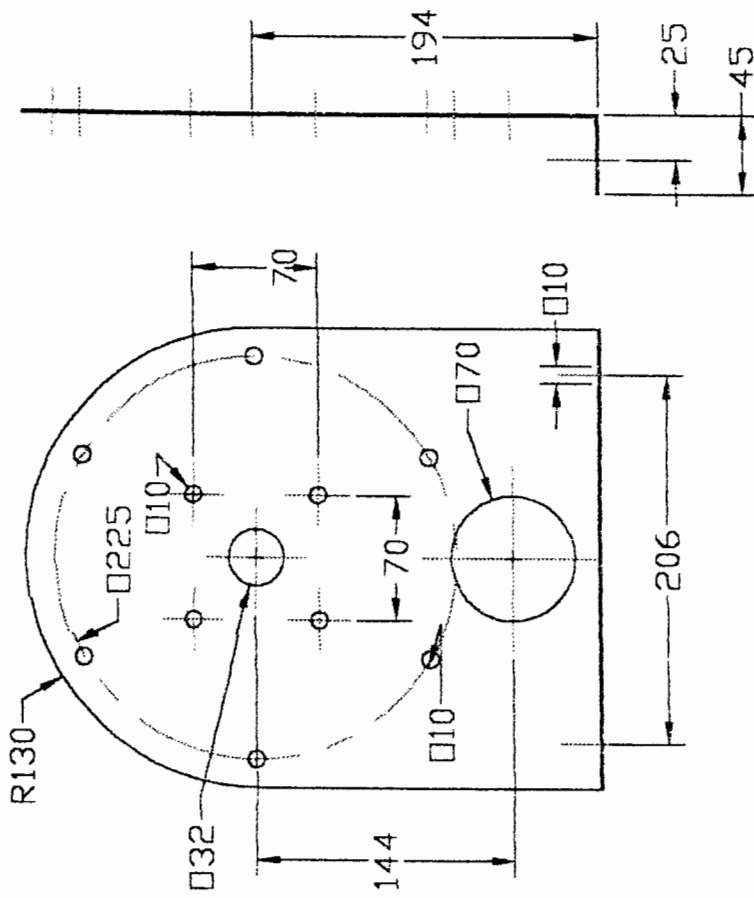

ESPOL		Equipo: ACONDICIONADOR		
FIMCP		Componente: Tapa Frontal	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Sierra Compas Punto Combo	0.5
1			Esmeril Scid. Autogena	0.15
1			Dobladora Taladro Broca 3/8" Broca 1 1/4"	0.15

Fig. 4.4 1/2 Tapas del Acondicionador



	FIMCPC - ESPOL	
	ACONDICIONADOR	
ESCALA: S/E	FECHA: 23/02/03	
MEDIDA: mm	NUM.: 1/1	
Tapa Frontal		
Juan Carlos Rodriguez Roman		

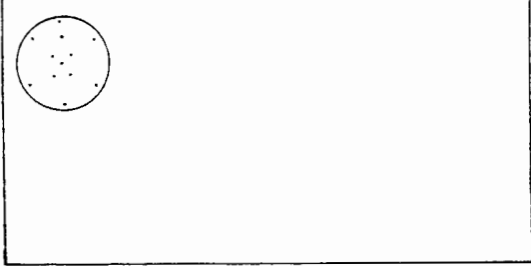
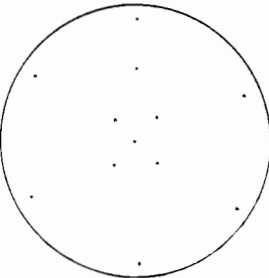
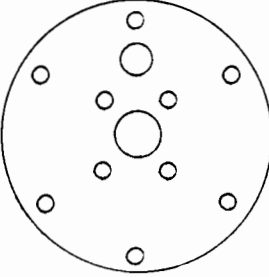
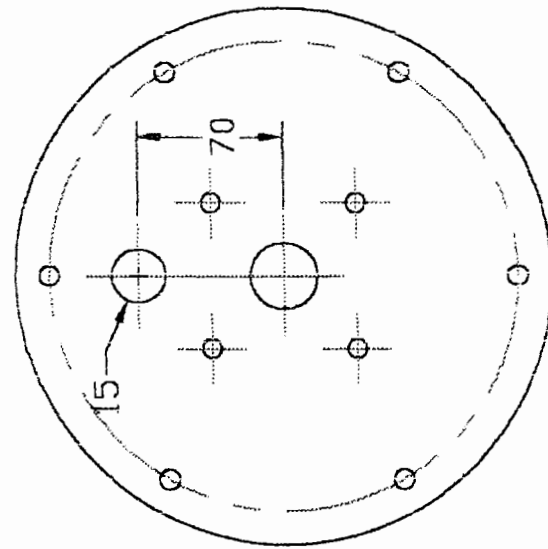

ESPOL		Equipo: ACONDICIONADOR		
FIMCP		Componente: Tapa Posterior	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Sierra Compas Punto Combo	0.4
1			Esmeril Sold. Autogena	0.15
1			Taladro Broca 3/8" Broca 1"	0.15

Fig. 4.4 2/2 Tapas del Acondicionador



NOTA: El resto de medidas son iguales que las de la Tapa Frontal

	FIMCP - ESPOL	
	ACONDICIONADOR	
ESCALA: S/E	Tapa Posterior	
MEDIDA: mm	Juan Carlos Rodriguez Roman	
	FECHA: 23/02/03	
		NUM. 1/1



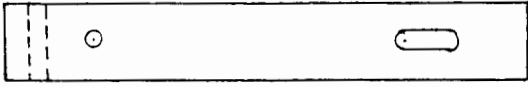
ESPOL		Equipo: ACONDICIONADOR		
FIMCP		Componente: Eje Motriz	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Punto Combo	0.3
1			Taladro Broca 3/8"	0.1
1			Fresadora Broca 1/4"	0.25

Fig. 4.5 1/2 Ejes del Acondicionador

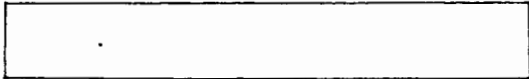


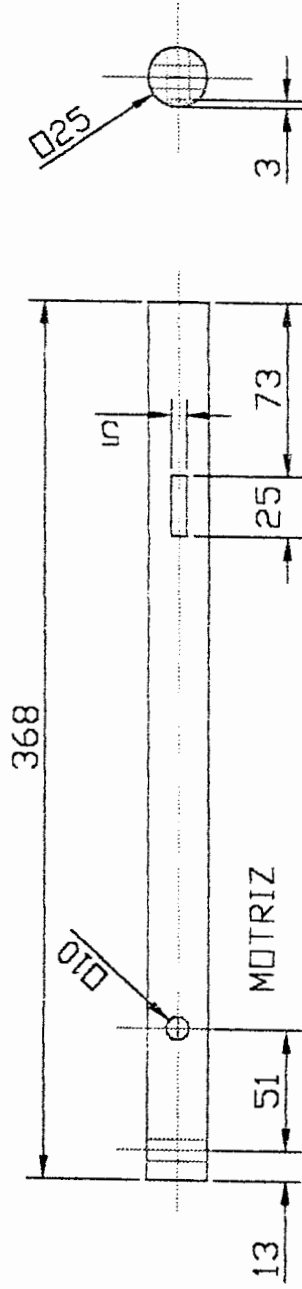
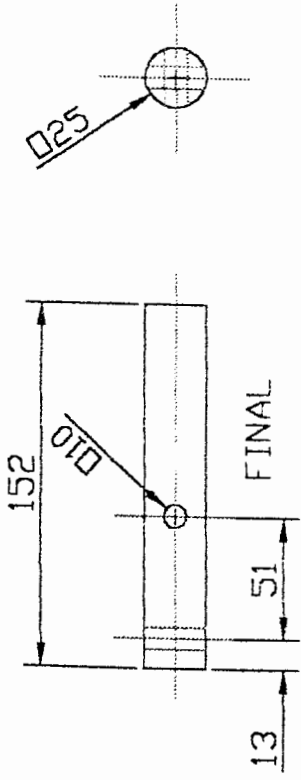

ESPOL		Equipo: ACONDICIONADOR		
FIMCP		Componente: Eje Final	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Punto Combo	0.2
1			Sierra	0.1
1			Taladro Broca 3/8"	0.15

Fig. 4.5 2/2 Ejes del Acondicionador



		FIMCPC - ESPOL	
		ACONDICIONADOR	
ESCALA:	S/E	FECHA:	23/02/03
MEDIDA:	mm	NUM.:	1/1
		Eje Motriz y Final	
		Juan Carlos Rodriguez Roman	




ESPOL		Equipo: ACONDICIONADOR		
FIMCP		Componente: Eje de Paletas	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Punto Combo	0.6
1			Sierra	0.1
1			Taladro Broca 3/8"	0.75

Fig. 4.6 Eje de Paletas

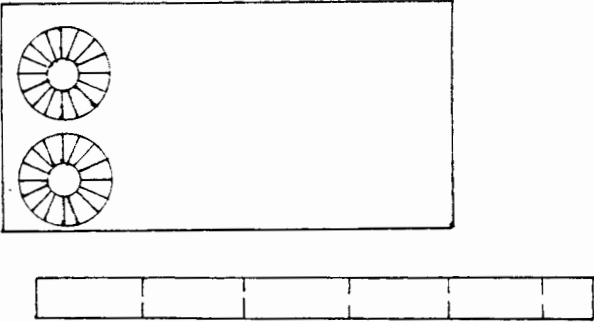
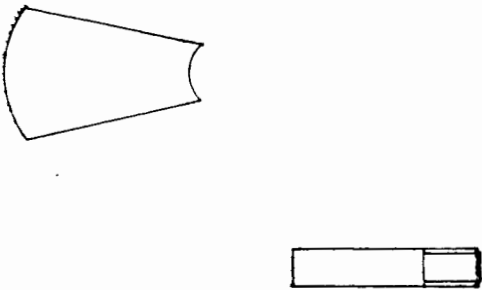
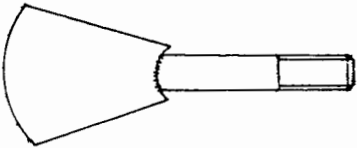
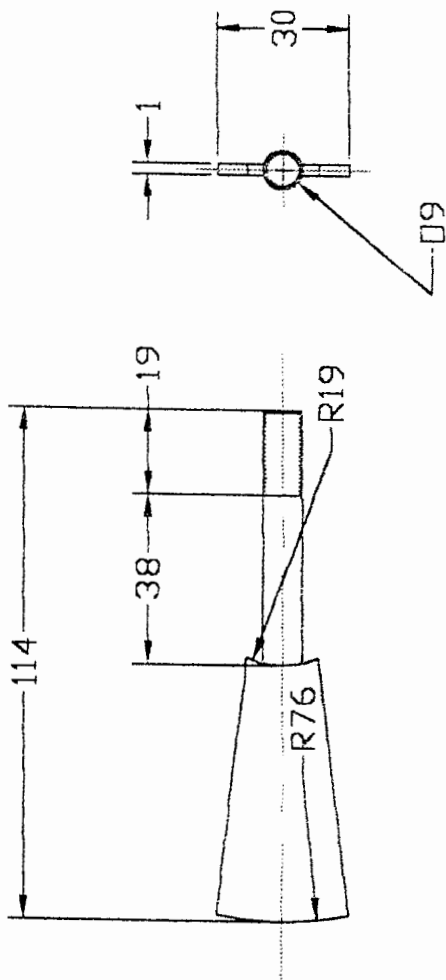
ESPOL		Equipo: ACONDICIONADOR		
FIMCP		Componente: Paletas	CANT: 17	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
2			Flexometro Rayador Sierra Punto Compas Combo	1
2			Sold. Autogena Machuelo 11/32" Torno Broca de 1 1/2"	2.5
2			Sold. Electrica Palillos OK 328 1/16	0.25

Fig. 4.7 Paletas



		FIMCP - ESPOL	
ESCALA:	S/E	ACONDICIONADOR	
MEDIDA:	mm	Paleta	
		Juan Carlos Rodriguez Roman	
		FECHA:	23/02/03
		NUM.	1/1



CIB-ESPOL

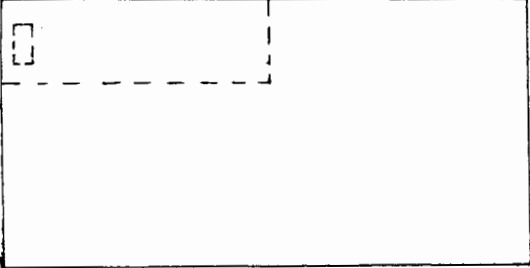
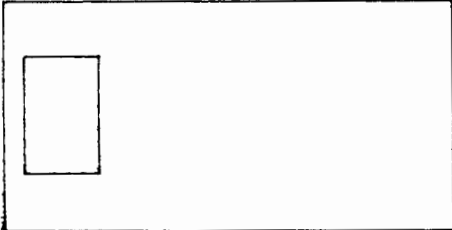
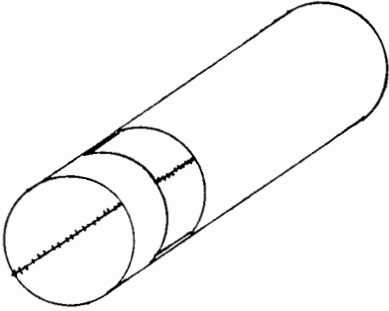
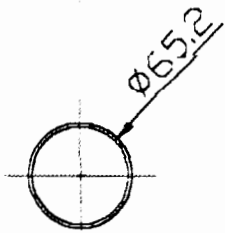
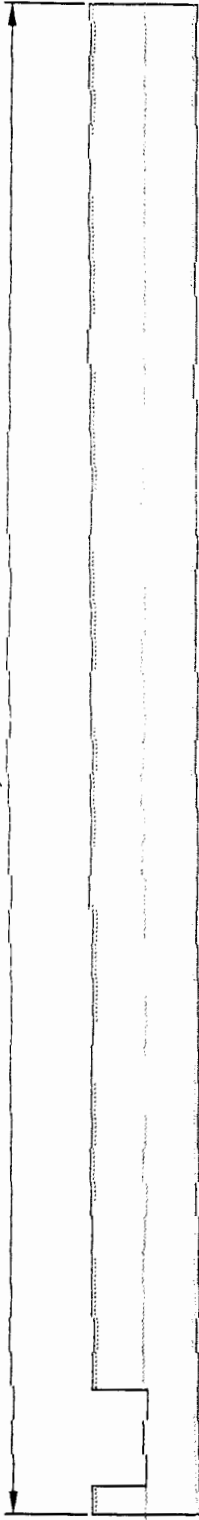
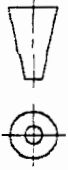
ESPOL		Equipo: EXTRUSOR		
FIMCP		Componente: Cilindro	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Sierra	0.2
1			Sold. Autogena	0.15
1			Roladora	0.15

Fig. 4.8 Cilindro del Extrusor

1,000



	FIMCP - ESPOL	
ESCALA: 1:5	EXTRUSOR	FECHA: 23/02/03
MEDIDA: MM	Cilindro	NUM. 1/1
	Juan Carlos Rodriguez Roman	

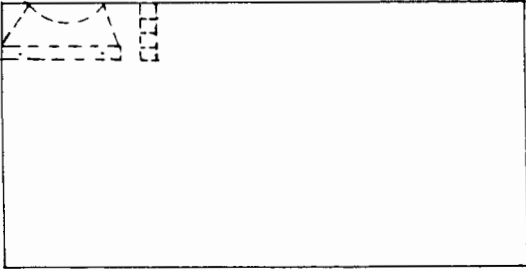
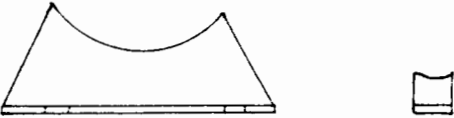
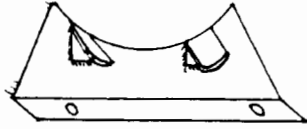
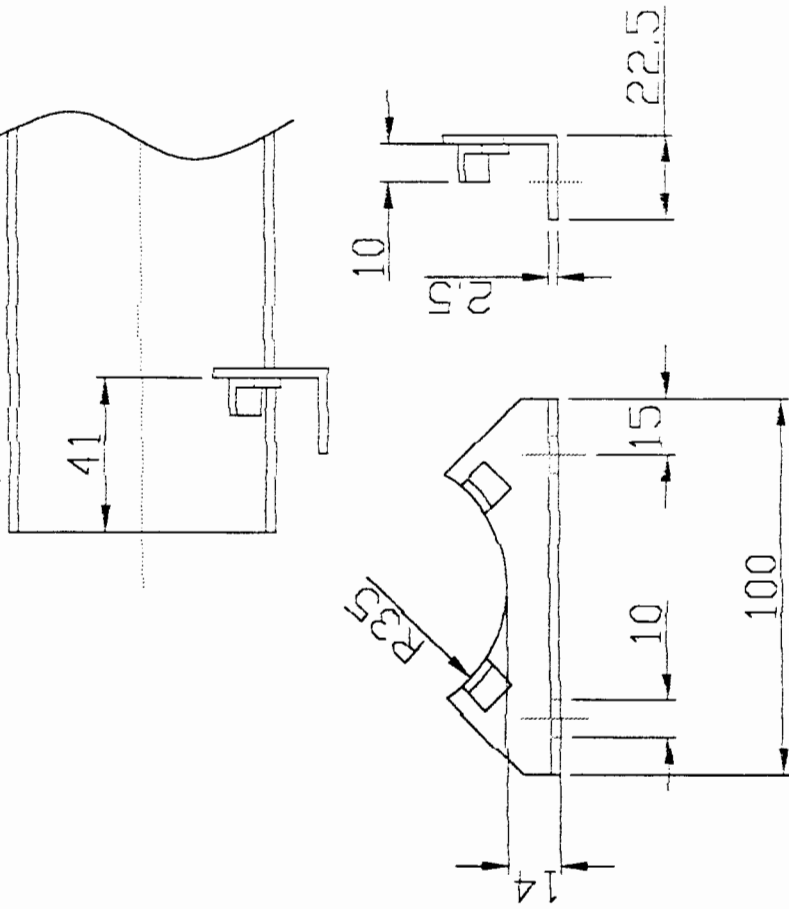

ESPOL	Equipo: EXTRUSOR		
FIMCP	Componente: Soporte	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS	Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1		Flexometro Rayador Sierra Punto Compas Combo	0.15
1		Sold. Autogena Dobladora Taladro Broca 10mm	0.15
1		Sold. Electrica Palillos OK 328 1/16	0.15

Fig. 4.9 Soporte del Extrusor

Posicion respecto al Cilindro



	FIMCP - ESPOL	
	EXTRUSOR	FECHA: 23/02/03
ESCALA: 1:2	Soporte	
MEDIDA: MM	NUM. 1/1	
Juan Carlos Rodriguez Roman		


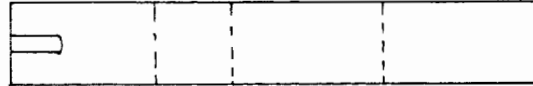

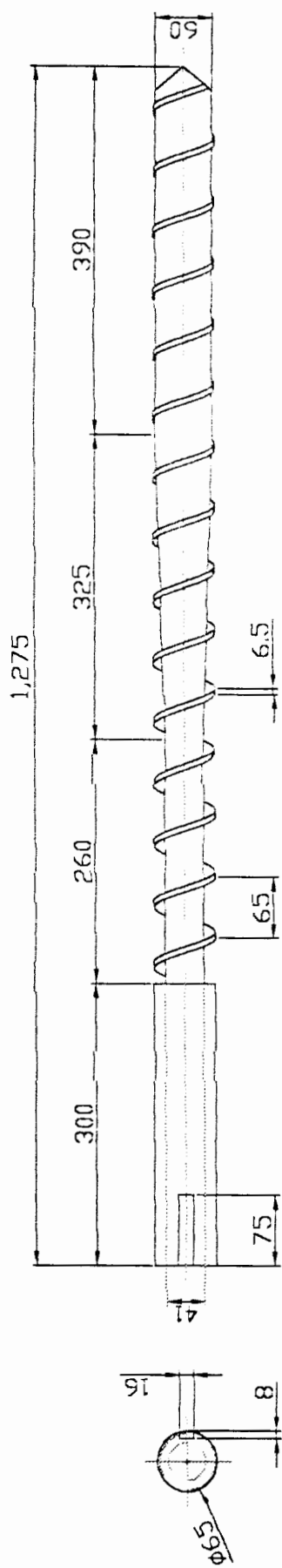
ESPOL		Equipo: EXTRUSOR		
FIMCP		Componente: Tornillo	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador	0.15
1			Fresadora Broca 16mm	0.1
1			Torno	4.5

Fig. 4.10 Tornillo del Extrusor



	<p>FIMCPC - ESPOL</p>	
	<p>EXTRUSOR</p>	
<p>ESCALA: 1:7</p>	<p>FECHA: 23/02/03</p>	
<p>MEDIDA: MM</p>	<p>Tornillo</p>	
<p>Juan Carlos Rodriguez Roman</p>		
		<p>NUM. 1/1</p>

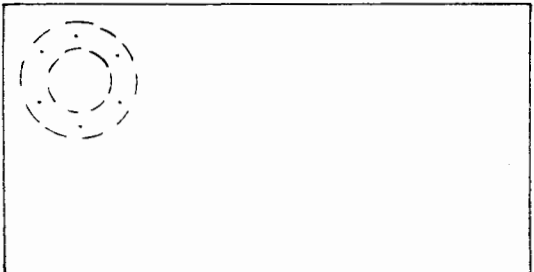
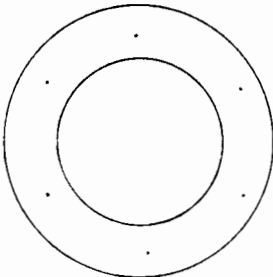
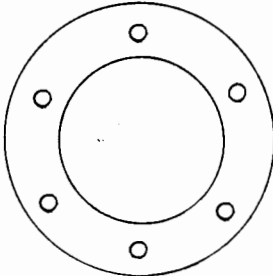
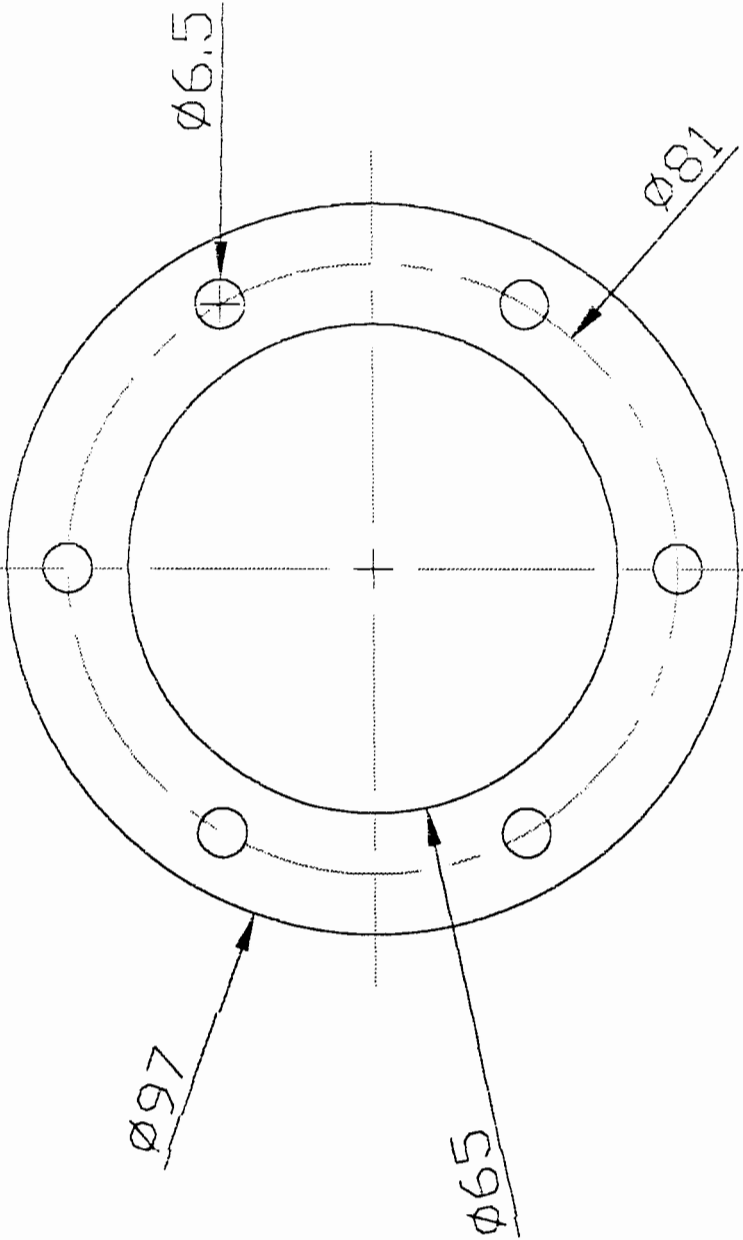
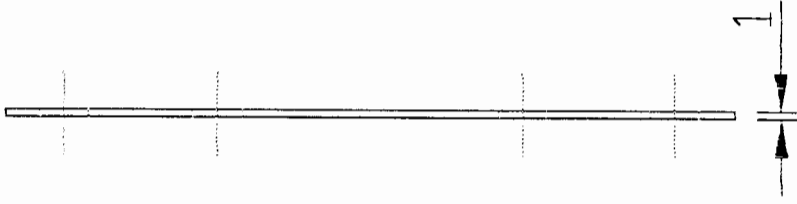

ESPOL		Equipo: EXTRUSOR		
FIMCP		Componente: Ceja	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Sierra Compas Punto Combo	0.15
1			Esmeril Sold. Autogena	0.15
1			Taladro Broca 6.5mm	0.15

Fig. 4.11 Ceja del Extrusor



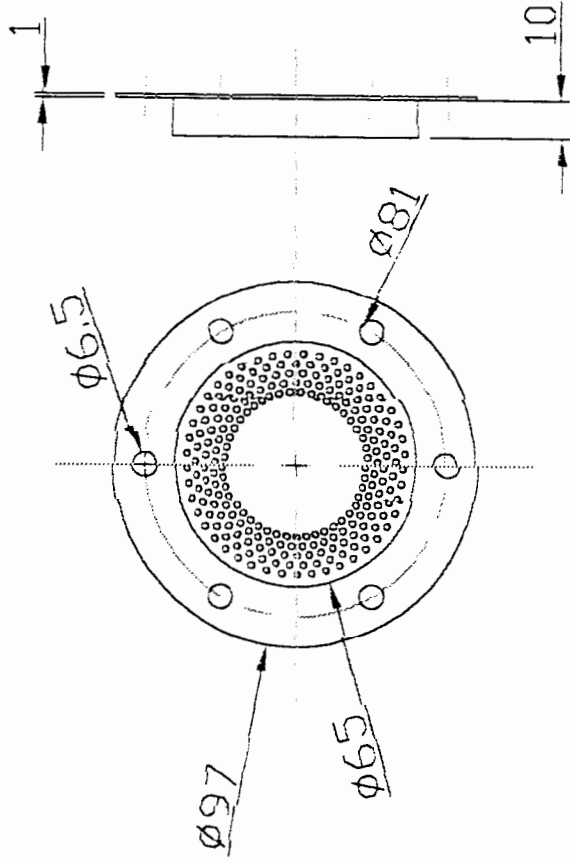
	FIMCP - ESPOL	
	EXTRUSOR	FEQ-A: 23/02/03
ESCALA: 1:1	Ceja de Cilindro	
MEDIDA: MM	NUM. 1/1	
Juan Carlos Rodriguez Roman		



CIB-ESPOL

ESPOL		Equipo: EXTRUSOR		
FIMCP		Componente: Malla	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1	<p>Plancha 10mm</p> <p>Plancha 1mm</p>		Flexometro Rayador Sierra Compas Punto Combo	0.1
1			Esmeril Sold. Autogena Graduador Taladro Brocas 6.5mm y 1.8mm	4
1			Sold. Electrica Palillos OK 328 1/16	0.2

Fig. 4.12 Malla del Extrusor



	FIMCPC - ESPOL	
	EXTRUSOR	FECHA: 23/02/03
ESCALA: 1:2	NUM. 1/1	
MEDIDA: MM	Juan Carlos Rodriguez Roman	
	Malla	

Detalle de Orificios

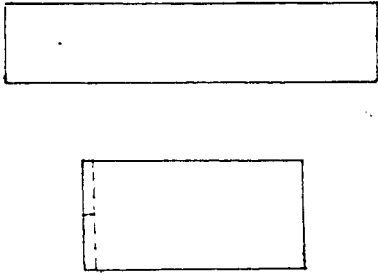
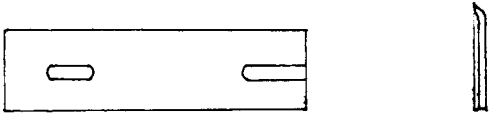
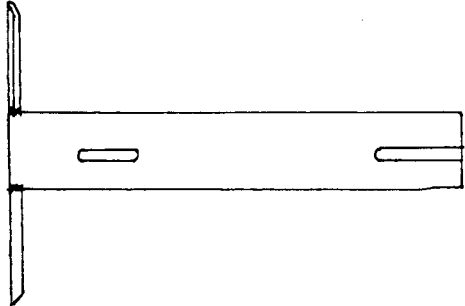
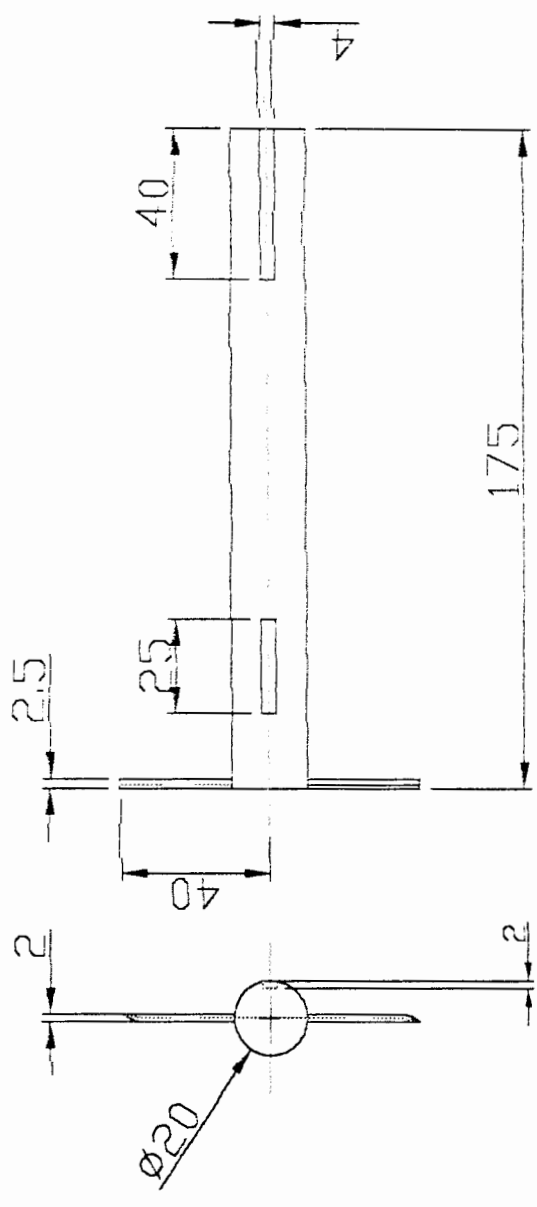

ESPOL		Equipo: EXTRUSOR		
FIMCP		Componente: Cuchilla	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Sierra	0.15
1			Lima Fresadora Fresa 2mm	0.25
1			Sold. Electrica Pajillos OK 328 1/16	0.1

Fig. 4.13 Cuchilla del Extrusor



		FIMCIP -- ESPOL	
ESCALA: 1:2	FECHA: 23/02/03	EXTRUSOR	
MEDIDA: MM	NUM. 1/1	Cuchilla Rotatoria	
		Juan Carlos Rodriguez Roman	

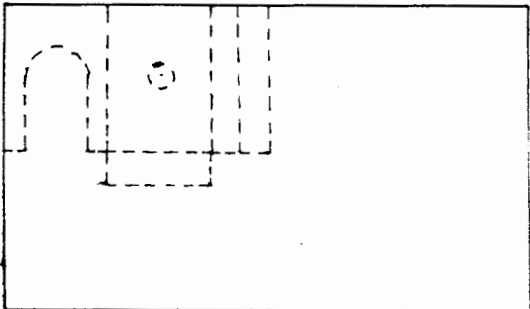
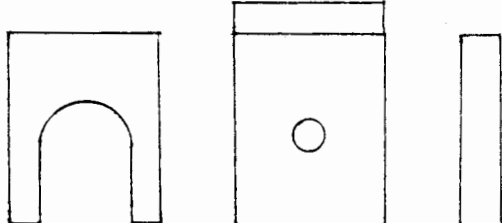
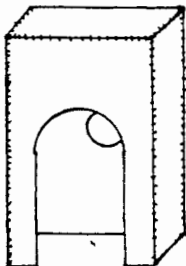
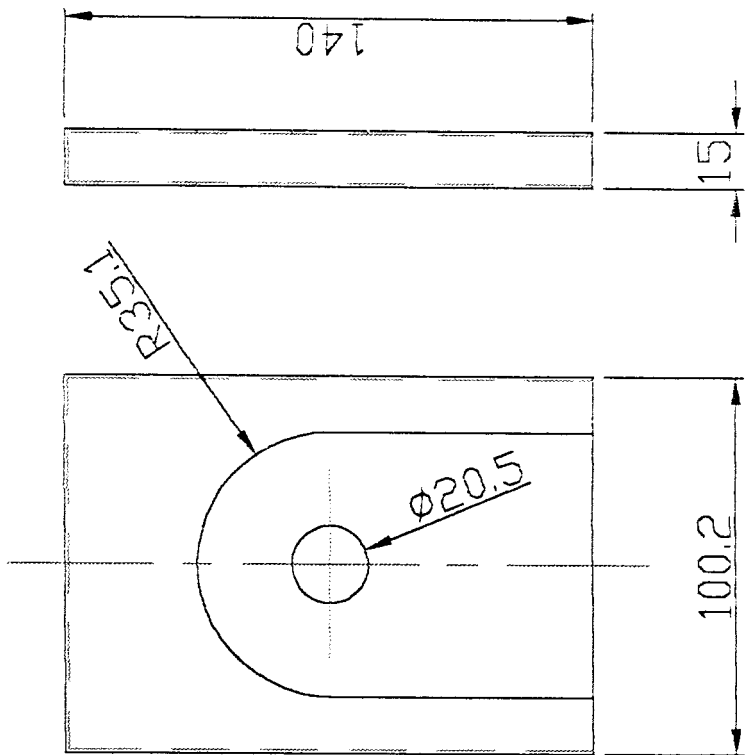
ESPOL		Equipo: EXTRUSOR		
FIMCP		Componente: Caja de Proteccion	CANT: 1	Dib. Juan C. Rodriguez
# Operarios	DENOMINACION DE MECANIZADO Y CROQUIS		Utilajes y Maquina	tiempo (Hr)
1			Flexometro Rayador Sierra Punto Compas Combo	0.15
1			Sold. Autogena	0.15
1			Sold. Electrica Palillos OK 328 1/16	0.15

Fig. 4.14 Caja de Proteccion



		FIMCP - ESPOL	
ESCALA: 1:2	FECHA: 23/02/03	EXTRUSOR	
MEDIDA: MM	NUM. 1/1	Protector	
		Juan Carlos Rodriguez Roman	



CAPÍTULO 5

1. Conclusiones y Recomendaciones

Al finalizar esta tesis, pude constatar el gran valor académico que se me ha instruido a través de mi formación por la ESPOLE., ya que fueron estas herramientas las que me dieron la habilidad de realizar un proyecto como lo es esta tesis.

Se puede concluir al final de todo el desarrollo de la misma, que una máquina peletizadora para laboratorio puede ser diseñada y construida con gran facilidad en nuestro medio, ya que contamos con el personal necesario para llevar a cabo la construcción, y a su vez, el costo final de la misma no es determinante ni exagerado al momento de construirla, es decir, su costo beneficio es muy elevado.

Como recomendación puedo acotar lo siguiente:

- Se recomienda colocar diversos sensores de temperatura y presión al inicio del transportador de paletas, al igual que al final del extrusor.

- Es recomendable limpiar la malla periódicamente para evitar obstrucciones de los orificios por materia seca.
- Al momento de la construcción de la máquina, esta debe ser hecha tomando muy en cuenta sus medidas, ya que, como en el caso del tornillo del extrusor, este solo debe tener un claro con el cilindro de tan solo 0.1 mm, motivo por el cual se debe poner mucho énfasis en este punto.
- Se debe controlar el claro entre el cilindro y el tornillo del extrusor periódicamente para evitar roces o desgaste excesivo.
- Si la temperatura se eleva demasiado en el extrusor producto del roce entre la mezcla y la pared del cilindro, se puede disminuir la temperatura que recibe la harina del vapor en el acondicionador, a fin de que la temperatura de salida final del pellet sea de 80°C que es lo recomendado.

Tabla # 1 Tabla de Materiales

Material	Peso Lbs/ft³	Código del Material	Cojinete Intermedio	Numero de Componente	Factor de Material	Carga en la Carcaza
Semilla de Alfalfa	10 - 15	B6-15N	L - S - B	1	0.4	45 %
Mezcla de Cemento	133	B6-35Q	H	3	3.0	30 % A
Carbón Antracita Tamaño - 1/2 "	49 - 61	C1/2-25	L - S	2	1.0	45 %
Maíz Molido	40 - 45	B6-35P	L - S - B	1	0.5	30 % A
Café con cascara	20	B6-25MY	L - S	1	1.0	45 %
Harina de Pescado	35 - 40	C1/2-45HP	L - S - B	1	1.0	30 % A
Cubos de Hielo	33 - 35	D3-35Q	S	1	0.4	30 % A
Harina de Malta	36 - 40	B6-25P	L - S - B	1	0.4	45 %
Granos de Avena	26	C1/2-25MN	L - S - B	1	0.4	45 %
Arroz (medio molido)	42 - 45	B6-35P	L - S - B	1	0.4	30 % A
Sal seca y gruesa	45 - 60	C1/2-36TU	H	3	1.0	30 % A
Arena Seca	110 - 130	B6-47	H	3	2.8	15 %
Trigo	45 - 48	C1/2-25N	L - S - B	1	0.3	45 %

Tabla # 2 Interpretación del Material

Clase Mayor	Características del Material Incluida	Designación de Código	
Density	Bulk Density, Loose	Actual Lbs/CF	
SIZE	Very Fine No. 200 Sieve (0.0029") and Under No. 100 Sieve (0.0059") and Under No. 40 Sieve (0.010") and Under	A 200 A 100 A40	
	Fine No.6 Sieve (0.132") and Under	B6 C1/2	
	Granular	1/2 " and under (6 sieve to 1/2")	D3
		3 " and under (1/2" to 3")	D7
		7 " and under (3" to 7")	
	Lumpy	16 " and under (0" to16") over 16" to be Specified X = Actual Maximum Size	D16 DX
Irregular	Stringy, Fibrous, Cylindrical, Etc.	E	
FLOWABILITY	Very Fre Flowing	1	
	Free Flowing	2	
	Average Flowability	3	
	Sluggish	4	
ABRASIVENESS	Mildly Abrasive	5	
	Moderately Abrasive	6	
	Extremely Abrasive	7	
MISCELLANEOUS PROPERTIES OF HAZARDS	Buils Up and Hardens	F	
	Generates Static Electricity	G	
	Decomposes - Deteriorates in Storage	H	
	Flammability	J	
	Becomes Plastic or Tends to Soften	K	
	Very Dusty	L	
	Aerates and Becomes a Fluid	M	
	Explosiveness	N	
	Stickiness - Adhesion	O	
	Contaminable, Affecting use	P	
	Degradable, Affecting use	Q	
	Gives off Harmful or Toxic Gas or Fumes	R	
	Highly Corrosive	S	
	Mildly Corrosive	T	
	Hygroscopic	U	
	Interlocks, Mats or Agglomerates	V	
	Oils Present	W	
Packs under Pressure	X		
Very Light and Fluffy - May be Windswept	Y		
Elevated Temperature	Z		

Tabla # 3 Capacidad de Transportación




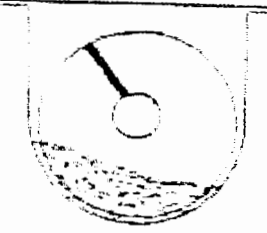
CARGA EN LA CARCAZA		DIAM. TORNI	CAPAC. PIES CUBICOS POR HORA (paso lleno)		MAX.
		PULG.	A 1 R.P.M.	A R.P.M.	R.P.M.
45%		4	0.62	114	184
		6	2.23	368	165
		9	8.2	1270	155
		10	11.4	1710	150
		12	19.4	2820	145
		14	31.2	4370	140
		16	46.7	6060	130
		18	67.6	8120	120
		20	93.7	10300	110
		24	164.0	16400	100
		30	323.0	29070	90
30 % A		4	0.41	53	130
		6	1.49	180	120
		9	5.45	545	100
		10	7.57	720	95
		12	12.9	1160	90
		14	20.8	1770	85
		16	31.2	2500	80
		18	45.0	3380	75
		20	62.5	4370	70
		24	109.0	7100	65
		30	216.0	12960	60
30 % B		4	0.41	29	72
		6	1.49	90	60
		9	4.45	300	55
		10	7.6	418	55
		12	12.9	645	50
		14	20.8	1040	50
		16	31.2	1400	45
		18	45.0	2025	45
		20	62.8	2500	40
		24	109.0	4360	40
		30	216.0	7560	35
15%		4	0.21	15	72
		6	0.75	45	60
		9	2.72	150	55
		10	3.8	210	55
		12	6.46	325	50
		14	10.4	520	50
		16	15.6	700	45
		18	22.5	1010	45
		20	31.2	1250	40
		24	54.6	2180	40
		30	108.0	3780	35

Tabla # 4 Factores Adicionales

CONVEYOR DIAMETER FACTOR, F_d			
SCREW DIAMETER INCHES	FACTOR F_d	SCREW DIAMETER INCHES	FACTOR F_d
4	12,0	14	78,0
6	18,0	16	106,0
9	31,0	18	135,0
10	37,0	20	165,0
12	55,0	24	235,0

HANGER BEARING FACTOR, F_b		
	BEARING TYPE	HANGER BEARING FACTOR, F_b
B	BALL	1.0
L	BABBIT Martin BRONZE	1.7
*S	GRAPHITE GATKE OIL IMPREG. OIL IMPREG. NYLATRON NYLON TEFLON UHMW	2.0
*H	Martin HARD IRON	3.4
	HARD SURFACED STELLITE	4.4

* NON LUBRICATED BEARINGS, OR BEARINGS NOT ADDITIONALLY LUBRICATED.

Tabla # 5 Factores de Vuelo, Remos y Eficiencia

Factor de Vuelo, F_f

TIPO DE VOLADA	Factor por porcentaje de carga transportada			
	15%	30%	45%	60%
Estándar	1.0	1.0	1.0	1.0
Volada Cortada	1.10	1.15	1.20	1.3
Corte y Doblada de	No Recomend.	1.50	1.70	2.2
Volada de Tira	1.05	1.14	1.20	—

Factor de Remos, F_o

Remos estándar por paso, remos puestos a 45 en el reverso del paso					
Numero de remos por paso	0	1	2	3	4
Factor de Remos	1.0	1.29	1.58	1.87	2.16

Factor de Eficiencia

Screw Drive or Shaft mount w/V-Belt drive	V-Belt to Helical Gear and Coupling	Gearmotor w/ Coupling	Gearmotor w/ Chain drive
0.88	0.87	0.95	0.87

Tabla # 6 Momentos de Inercia, I

Tubo de Cedula 40

Medida del Tubo	2 "	2 1/2 "	3 "	3 1/2 "	4 "	5 "	6 "	8 "	10 "
I	0.666	1.53	3.02	4.79	7.23	15.2	28.1	72.5	161

Tubo de Cedula 80

Medida del Tubo	2 "	2 1/2 "	3 "	3 1/2 "	4 "	5 "	6 "	8 "	10 "
I	0.868	1.92	3.89	6.28	9.61	20.7	40.5	106	212

Tabla # 7 Valores de Torque

Acopl.	TUBO		ACOPLAM.		PERNOS				
	Cedula 40		TORQUE In.Lbs.		Diam. Perno Pulg.	Perno en Corte In. Lbs.		Pernos en Cojinete In.Lbs.	
	Tamaño Pulg.	Torque In.Lbs.	CEMA STD C1018	Martin STD C1045		# pernos usados		# pernos usados	
						2	3	2	3
1	1 1/4	3140	820	999	3/8	1380	2070	1970	2955
1 1/2	2	7500	3070	3727	1/2	3660	5490	5000	7500
2	2 1/2	14250	7600	9233	5/8	7600	11400	7860	11790
2 7/16	3	23100	15090	18247	5/8	9270	13900	11640	17460
3	3 1/2	32100	28370	34427	3/4	16400	24600	15540	23310
3	4	43000	28370	51568	3/4	16400	24600	25000	37500
3 7/16	4	43000	42550	42550	7/8	25600	38400	21800	32700

Tabla # 8 Ceja de Artesa Tubular

Tamaño de Helicoidal	Tomillos de Ceja		A	E
	Tubular X			
4	6-3/8		5	7
6	8-3/8		7	8 7/8
9	8-3/8		10	11 7/8
10	8-3/8		11	13 1/4
12	8-1/1		13	15
14	8-1/2		15	17



Tabla # 9 Ejes en el Transportador

9a. EJE MOTRIZ

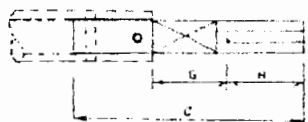
DRIVE SHAFT USED WITHOUT SEAL									
BABBIT BRG.					BALL BRG.				
Diam. Eje	C	G	H	Weight	Diam. Eje	C	G	H	Weight
1	9 1/2	3 1/2	3	2.0	1	9	3	3	1.8
1 1/2	12 3/4	4 3/4	3 1/4	6.3	1 1/2	11 1/2	3 1/4	3 1/4	5.6
2	15	5 3/4	4 1/2	13.3	2	13 1/8	3 7/8	4 1/2	11.5
2 7/16	17 3/8	7	5 1/2	21.0	2 7/16	15 1/8	4 3/4	5 1/2	18.0
3	19 1/8	8 1/8	6	37.0	3	16 5/8	5 5/8	6	32.0
3 7/16	23	9	7 1/4	60.4	3 7/16	20 5/8	6 5/8	7 1/4	52.5

9b. EJE FINAL

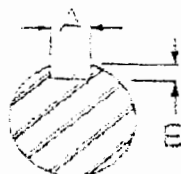
END SHAFT USED WITHOUT SEAL							
BABBIT BRG.				BALL BRG.			
Diam. Eje	C	G	Weight	Diam. Eje	C	G	Weight
1	6 1/2	3 1/2	2.0	9	9	3	1.8
1 1/2	9 1/4	4 1/4	6.3	11 1/2	11 1/2	3 1/4	5.6
2	10 1/4	5 1/4	13.3	13 1/8	13 1/8	3 7/8	11.5
2 7/16	11 7/8	7	21.0	15 1/8	15 1/8	4 3/4	18.0
3	13 1/8	8 1/8	37.0	16 5/8	16 5/8	5 5/8	32.0
3 7/16	16 3/8	9 5/8	60.4	20 5/8	20 5/8	6 5/8	52.5

9c. GUIA DE CHAVETA

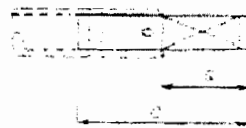
DRIVE SHAFT KEYWAYS		
Diámetro del Eje	A	B
1	1/4	1/8
1 1/2	3/8	1/5
2	1/2	1/4
2 7/16	5/8	1/3
3	3/4	3/8
3 7/16	7/8	4/9



EJE MOTRIZ



CHAVETA



EJE FINAL

Tabla # 10 Especific. SAE para pernos de Acero









GRADO SAE Núm	INTERVALO DE TAMAÑOS INCLUSIVE #1	RESISTENCIA LIMITE MINIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA ULTIMA MINIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA DE FLUENCIA MINIMA A LA TENSIÓN kpsi	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
1	1-11	33	60	36	Acero de mediano o bajo carbono	
2	1-1 2-11	55 33	74 60	57 26	Acero de mediano o bajo carbono	
4	2-11	65	115	100	Acero de mediano carbono, entonado en frío	
5	1-1 12-11	85 74	120 105	92 81	Acero de mediano carbono, templado y revenido (T y R)	
5.2	1-1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	1-11	105	133	115	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8	1-11	120	150	130	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8.2	1-1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Tabla # 11 Características de Roscas

Tabla 8-2
Características de roscas unificadas UNC y UNF*

DESIGNACIÓN DE TAMAÑO	DIÁMETRO NOMINAL in	SERIE UNF (UNC)		SERIE UNC (UNF)			
		NÚMERO DE ROSCAS POR PULGADA N	ÁREA DE ESPALDADO TEORÉTICA A _{TE} , in ²	ÁREA DE ESPALDADO MÍNIMA A _M , in ²	NÚMERO DE ROSCAS POR PULGADA N	ÁREA DE ESPALDADO TEORÉTICA A _{TE} , in ²	
0	0.0600						
1	0.0750	54	0.042 63	0.042 35	46	0.031 80	0.041 51
2	0.0900	56	0.053 70	0.053 31	72	0.042 75	0.052 37
3	0.0950	48	0.049 87	0.049 26	64	0.053 93	0.053 39
4	0.1120	40	0.058 04	0.057 95	56	0.055 23	0.054 51
5	0.1250	40	0.067 96	0.067 72	48	0.066 61	0.065 66
6	0.1380	32	0.069 99	0.069 45	44	0.068 50	0.067 36
8	0.1640	32	0.084 0	0.083 96	40	0.082 15	0.080 74
10	0.1900	24	0.087 5	0.087 50	36	0.084 74	0.082 85
12	0.2160	24	0.092 2	0.092 0	28	0.090 0	0.087 5
1	0.2500	20	0.093 8	0.093 8	24	0.092 8	0.090 6
1/8	0.3125	18	0.095 4	0.095 4	20	0.094 4	0.092 4
1/4	0.3750	16	0.097 5	0.097 5	18	0.096 5	0.094 0
3/8	0.4375	14	0.106 5	0.106 5	16	0.105 5	0.103 0
1/2	0.5000	13	0.141 9	0.141 9	14	0.140 9	0.138 6
5/8	0.5625	12	0.187	0.187	12	0.186	0.189
3	0.6250	11	0.226	0.226	10	0.225	0.220
1	0.7500	10	0.324	0.324	8	0.323	0.315
1 1/8	0.8750	9	0.462	0.462	7	0.461	0.450
1 1/4	1.0000	8	0.609	0.609	6	0.608	0.600
1 1/2	1.2500	7	0.969	0.969	5	0.968	0.964
1 3/4	1.5000	6	1.405	1.405	4	1.404	1.421

*Las ecuaciones y datos utilizados para determinar esta tabla se han obtenido de ANSI B1.1-1974. El espaldado teórico se determina con la ecuación $A_{TE} = 0.254 034 p$, y el diámetro de paso, a partir de $d_p = d - 0.649 719 p$. La media del diámetro de paso y del diámetro menor se utilizan para calcular el peso de espaldado teórico.

Tabla # 14 Factores de Dist. de Carga C_m y K_m

CONDICIÓN DE SOPORTE	ANCHO DE CARA A , en (mm)			
	≤2(50)	3(150)	9(225)	≥18(400)
Montaje exacto, bajas holguras de cojinetes, deflexiones mínimas, engranes de precisión	1.3 (1.2)	1.4 (1.3)	1.5 (1.4)	1.8 (1.7)
Montajes menos rígidos, engranes menos precisos, contacto a todo lo ancho de la cara	1.5 (1.5)	1.7 (1.6)	1.8 (1.7)	2.0 (2.0)
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara			>2.0	{>2.0}

Tabla # 15 Coeficiente Elastico C_p

MATERIAL DEL PIÑÓN	MÓDULO DE ELASTICIDAD DEL PIÑÓN E_p (10^6 psi) (MPa)	MATERIAL Y MÓDULO DE ELASTICIDAD DEL ENGRANE E_g en 10^6 MPa					
		ACERO 30×10^6 (2×10^5)	IERRO MALLEABLE 25×10^6 (1.7×10^5)	IERRO MÓDULO 24×10^6 (1.7×10^5)	IERRO FUNDIDO 22×10^6 (1.5×10^5)	BRONCE DE ALUMINIO 17.5×10^6 (1.2×10^5)	BRONCE DE ESTAÑO 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2500 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (169)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2180 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1950 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (143)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Tabla # 16 Resistencia a la Flexion S_t

MATERIAL	CLASE AGMA	DESIGNACION COMERCIAL	TRATAMIENTO TERMO	DUREZA MÍNIMA EN LA SUPERFICIE	TOLERANCIA	S _t	
						psi	MPa
Acero	De A 1 a A-5	—	Templado completo y revenido	180 BHN	—	21-33 000	(170-280)
				240 BHN	—	31-41 000	(250-290)
				300 BHN	—	36-47 000	(290-370)
				360 BHN	—	40-52 000	(320-400)
				400 BHN	—	42-56 000	(350-450)
			Endurecido por flameo o induc- ción con parren de tipo A	50-54 HRC	—	43-55 000	(310-380)
			Endurecido por flameo o induc- ción con parren de tipo B	—	—	32 000	(120)
			Carbonizado y endurecido en la superficie	55 HRC 60 HRC	— —	55-65 000 55-70 000	(390-450) (380-480)
		AISI 4140 AISI 4340 Nitrógeno 1.25M 2-3% de cromo	Nitrurizado* Nitrurizado* Nitrurizado* Nitrurizado*	48 HRC 46 HRC 60 HRC 54-60 HRC	300 BHN 300 BHN 300 BHN 350 BHN	34-45 000 36-47 000 38-48 000 55-65 000	(270-310) (250-325) (290-330) (380-450)
	Hierro fundido	30		Segun es fundido	—	—	5 000
30			Segun es fundido	175 BHN	—	5 500	(40)
40			segun es fundido	200 BHN	—	12 000	(90)
Hierro nodular isotérmico	A-7-a	60-40-13	[Recocido, templado y revenido]	140 BHN	—	90-100% de A ₁	para acero de la misma dureza
	A-7-c	80-55-06		160 BHN	—		
	A-7-d	100-70-03		170 BHN	—		
	A-7-e	120-90-02		170 BHN	—		
Hierro maleable (perlitico)	A-8-a	45007	—	100 BHN	—	10 000	(70)
	A-8-b	50005	—	140 BHN	—	13 000	(90)
	A-8-f	53007	—	195 BHN	—	16 000	(110)
	A-8-i	80002	—	240 BHN	—	21 000	(145)
Bronce	Bronce 2	ACMA 2C	Fundido en molde de arena Fundido en molde de arena	Resistencia última: Mínima a la tensión: 40 000 lb/in ² (275 MPa)	—	5 700	(40)

Tabla # 17 Resistencia a la Fatiga S_c

MATERIAL	CLASE AGMA	DESIGNACION COMERCIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA MÍNIMA EN LA SUPERFICIE	S_c			
					psi	MPa		
Acero	DE A-1 a A-5		Templado completo y revenido	180 BHN y menor	85-95 000	(590-660)		
				240 BHN	105-115 000	(720-790)		
				300 BHN	120-135 000	(830-930)		
				360 BHN	145-160 000	(1000-1100)		
				400 BHN	155-170 000	(1100-1200)		
				Endurecido por flameo o por inducción	50 HRC	170-190 000	(1200-1300)	
					54 HRC	175-195 000	(1200-1300)	
				Carbonizado y endurecido en superficie	55 HRC	190-200 000	(1250-1400)	
					60 HRC	200-225 000	(1400-1550)	
					AISI 4140	Nitrurado	48 HRC	155-180 000
AISI 4340					Nitrurado	46 HRC	150-175 000	(1050-1200)
Nitruros 135M					Nitrurado	60 HRC	170-195 000	(1170-1390)
				2 1/4% de cromo	54 HRC	155-172 000	(1100-1230)	
				2 1/4% de cromo	60 HRC	192-216 000	(1300-1500)	
Hierro fundido	20		Según es fundido	—	50-60 000	(340-410)		
	30		Según es fundido	175 BHN	55-75 000	(430-520)		
	40		Según es fundido	200 BHN	75-85 000	(520-590)		
Hierro nodular (núctil)	A-7-a	60-14-18	[Recocido, templado y revenido]	140 BHN	90-100% del valor S_c del acero con la misma dureza			
	A-7-c	90-55-06		180 BHN				
	A-7-d	100-70-03		230 BHN				
	A-7-e	120-90-02		270 BHN				
Hierro maleable (perlitico)	A-8-c	45007	—	165 BHN	72 000	(500)		
	A-8-e	50005	—	180 BHN	79 000	(540)		
	A-8-f	55007	—	195 BHN	83 000	(570)		
	A-8-g	80002	—	240 BHN	94 000	(660)		
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundido en molde de arena	Resistencia (última) mínima a la tensión 90 000 lb/in ² (620 MPa)	30 000	(205)		
	AlBr 3	ASTM B-148-52 aleación 9C	Tratado térmicamente	Resistencia mínima a la tensión 90 000 lb/in ² (620 MPa)	65 000	(450)		

Tabla # 21 Pot. Nominales en HP de Bandas en V

SECCION DE BANDA	DIAMETRO DE PASO DE BOLEN	VELOCIDAD DE LA BANDA (FT/SEG)				
		1500	2000	3000	4000	5000
A	2 1/2	1.41	1.92	2.87	3.82	4.77
	3 0	2.00	2.71	4.07	5.42	6.77
	3 1/4	2.51	3.34	5.01	6.68	8.35
	3 3/4	3.02	4.00	5.92	7.84	9.75
	4 1	3.53	4.64	6.96	9.28	11.64
	4 3/4	4.04	5.29	7.94	10.59	13.29
	5 0 o más	4.55	5.97	8.94	11.90	14.94
B	4 1/2	5.06	6.61	9.86	13.11	16.36
	4 3/4	5.57	7.24	10.86	14.44	18.11
	5 0	6.08	7.87	11.86	15.76	19.86
	5 1/4	6.59	8.50	12.86	17.08	21.61
	5 3/4	7.10	9.13	13.86	18.40	23.36
	6 1	7.61	9.76	14.86	19.72	25.11
	6 3/4 o más	8.12	10.39	15.86	21.04	26.86
C	6 0	8.63	11.01	16.86	22.36	28.61
	7 0	9.74	12.61	19.01	25.44	32.11
	8 0	10.85	14.21	21.16	28.52	35.61
	9 0	11.96	15.81	23.31	31.60	39.11
	10 0	13.07	17.41	25.46	34.68	42.61
	11 0	14.18	19.01	27.61	37.76	46.11
	12 0 o más	15.29	20.61	29.76	40.84	49.61
D	12 0	16.40	21.21	31.91	43.92	53.11
	13 0	17.51	22.81	34.06	47.00	56.61
	14 0	18.62	24.41	36.21	50.08	60.11
	15 0	19.73	26.01	38.36	53.16	63.61
	16 0	20.84	27.61	40.51	56.24	67.11
	17 0	21.95	29.21	42.66	59.32	70.61
	18 0 o más	23.06	30.81	44.81	62.40	74.11
E	18 0	24.17	31.41	46.96	65.48	77.61
	19 0	25.28	33.01	49.11	68.56	81.11
	20 0	26.39	34.61	51.26	71.64	84.61
	22 0	28.54	37.81	55.51	77.84	92.11
	24 0	30.69	41.01	59.76	84.04	99.61
	26 0	32.84	44.21	64.01	90.24	107.11
	28 0 o más	34.99	47.41	68.26	96.44	114.61

BIBLIOGRAFIA

1. GRIFF L. ALLAN, "Extrusión", Edison Technical Services.
2. MARTIN, Catálogo de Engranés y Catalinas, Martin Sprockets and Gear Inc.
3. MATADOR, Peletización, Esbjerg Matador Maskiner.
4. SHIGLEY EDWARD JOSEPH, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Quinta Edición, Mc Graw Hill, 1990.
5. JORGE H. MALLA U., "Diseño y Construcción del Transportador de Tornillo Sin Fin para Materiales al Granel", Tesis Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Guayaquil, 1995.