

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PELETIZADORA PARA LABORATORIO

Juan Carlos Rodríguez Román¹, Manuel Helguero González²

¹Ingeniero Mecánico 2003

²Director de Tesis. Ingeniero Mecánico, Escuela Superior Politécnica del Litoral 1980, Profesor de ESPOL desde 1980.

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.

Toda máquina peletizadora de tipo industrial 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 es reducir los costos de fabricación y mantenimiento de esta maquina, el alimentador se eliminara ya que nuestra capacidad de producción será constante, y a su vez, la prensa de dados y rodillos será reemplazada por un extrusor de tornillo sin fin que es mucho más simple y económico para trabajos como los que un laboratorio necesita.

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 pellets 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 .

Como uno de los principales objetivos de esta tesis es la de obtener una maquina que sea económica y a su vez funcional, empezaremos 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, podemos 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 pelletizado no será realizado por el dado y los rodillos, debemos reemplazar esa función con algún otro tipo de mecanismo que nos 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 deseamos obtener para nuestros laboratorios.

La figura 1 nos da una visión clara de los elementos que componen nuestro 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.

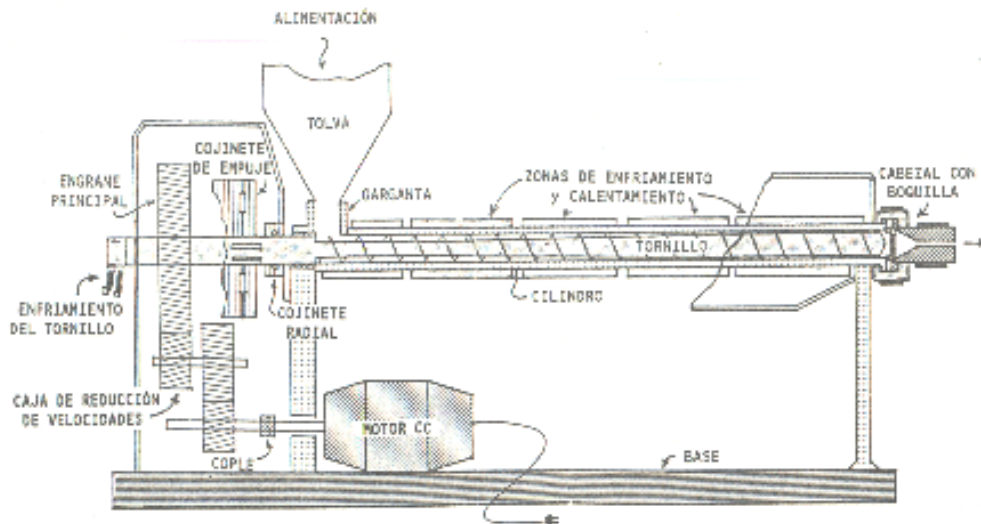


Figura 1 Extrusor de SinFin

CONTENIDO

1. ACONDICIONADOR.-

El acondicionador de una maquina pelletizadora es básicamente un transportador de paletas 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.

Para lograr determinar el tamaño y la velocidad del transportador debemos establecer el código del material, para ello partimos conociendo cual es el tipo de material y que capacidad será la que queremos proporcionar.

Como se determino anteriormente, los parámetros son:

Capacidad de transportación: 250 kg/hr

Material a ser transportado: Maíz a medio moler

Debemos hacer un análisis aparte a nuestro 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 manuales.

De el Manual de Martin determinamos que nuestro código debe ser:

B6 – 45X L-S-B 30%A

de donde:

B6 : Tamaño fino por debajo de .132"

4 : Fluido lento

5 : Abrasividad media

X : Se comprime bajo presión

1.1 Diseño de la Velocidad y Dimensionamiento del Transportador.

Como anticipamos anteriormente, seguiremos los pasos recomendados por el Manual de Martín para determinar las dimensiones de un transportador sinfín.

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

L = 31.5" (800mm)

D = 6"

Capacidad Máx. = 250 Kg/Hr

El acondicionador es de diámetro de 6 in, con paso medio, es decir, avanza 3 in con cada revolución.

Queremos que el material se mantenga dentro del acondicionador durante un tiempo aproximado de 90 s, a través de una longitud de 31.5 in.

El área 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 (diámetro) al cuadrado de distancia.

Para recorrer 31.5" y se mantenga 90 segundos durante esa distancia necesitamos que el transportador avance a:

168 rev

———— = 1.87 r.p.s. = 112 r.p.m.

90 seg.

Del manual y por cálculos, la capacidad requerida es,

Capac. Requerida = 166.88 Ft³/Hr = 8344 Lb/HR

Esta capacidad seria cierta si nuestro transportador fuera sinfín, sin embargo como es de paletas, y como ya acotamos anteriormente tanto su velocidad como su capacidad será una fracción del sinfín, es decir, la diferencia de áreas (D2). Por tal motivo, la capacidad real del transportador de paletas será:

Capacidad = 8344 * (1/4)² = 521.5 Lb/Hr = 237 Kg/Hr

1.2 Selección de los factores de capacidad.

La potencia requerida para mover nuestra máquina debe ser calculada a través de formulas y tablas del manual de Martin, de donde se encuentra el valor,

TOTAL HP = 0.0931 HP

De este resultado podemos darnos cuenta que la potencia requerida puede ser fácilmente suministrada por un motor de poca potencia en el mercado, el cual es de 1/3 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 maquina peletizadora con su respectivo reductor de velocidades.

1.3 Diseño y Selección de accesorios y anexos.

1.3.1Diseño del tipo de tapa.

Escogemos del tipo tubular, ya que la carcaza será de igual manera tubular para una mejor distribución de los esfuerzos sometidos debido a la presión del vapor. Nuestra tapa será del tipo plana.

Para el caso de la tapa, debemos diseñarla de manera que soporte la presión del vapor al ingresar al acondicionador.

De datos experimentales que han realizado por muchos años las empresas que diseñan este tipo de maquina, 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).

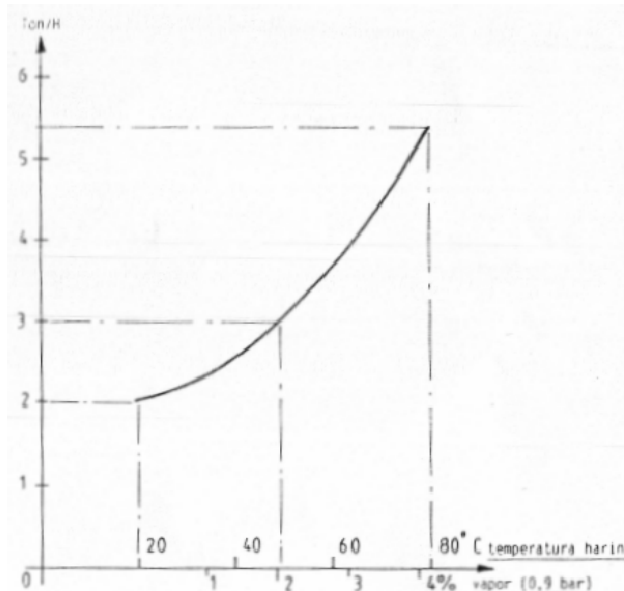


Fig. 2 Presión y Temperatura del Vapor

Con esta presión podemos calcular el espesor t necesario para aguantar esta presión. Escogemos un acero inoxidable 304 el cual tiene una resistencia a la fluencia de 35 KPsi.

El espesor de la tapa es calculado de la siguiente formula:

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

Con una plancha de **1 mm** es suficiente para aguantar esa presión.

Es importante determinar el numero de pernos que pueden aguantar esa presión, por lo cual no nos vamos a valer del 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, $l = 2 \text{ mm}$ (0.0787").

El numero de pernos necesarios es **$N = 0.79$ pernos**, pero por motivos de simetría y seguridad colocamos 6 pernos.

1.3.2 Diseño de carcasa.

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

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

Escogemos una plancha de **1 mm**.

1.3.3 Diseño del transportador de paletas.

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

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.

1.3.4 Selección de caja de velocidad y tipo de motor.

Sabemos que el motor que necesitamos es uno que entregue 1/3 de HP, sin embargo, queda por calcular el tipo o medio de reducción de velocidad que debemos usar.

Dado que el mismo motor que se usara para la cuchilla rotatoria del extrusor (se probara mas 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 5").

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

Como piñón se usara uno de diámetro de paso igual a 2.5", con un ancho de cara igual a 1" y un paso diametral de 8 dte/Plg.

Conociendo las velocidades y uno de los diámetros de los engranajes por la relación de diámetros y velocidad, determinamos que el otro engranaje debe ser de 8 7/8".

Para el caso del piñón, este tendrá 20 dientes, mientras que el otro será de 71 dientes.

De cálculos nos darnos cuenta que los engranajes a base de **Hierro Fundido Núm. 20** son necesarios para soportar los distintos esfuerzos de carga.

1.4 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.

Numero de Kg de Vapor a 20 m/s:

Presión Bar	TAMANO DE TUBOS				
	1/2"	3/4"	1"	1 1/2"	2"
1	20	37.5	85	150	240

Tabla A

Para que el vapor pueda ingresar a nuestro transportador de paletas, vamos a hacer uso de una entrada de vapor en cascada subdimensionada (Fig. 3).

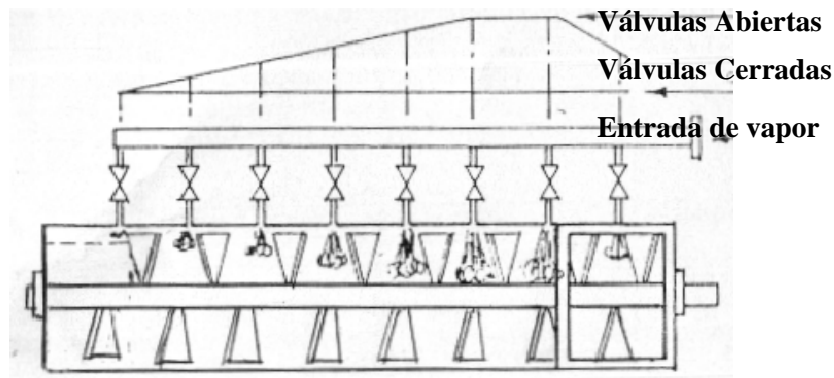


Fig. 3 Entrada de Vapor

Este tipo de entrada nos da la ventaja de poder graduar, mediante válvulas manuales, que cantidad de vapor queremos que ingrese por cualquiera de las tuberías. Por lo calculado nos percatamos que **8 tuberías de ½"** son necesarias.

2. 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.

2.1 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 nuestro 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 nuestro caso, se otorga una relación L/D de 15:1.

Al empezar el proceso de dimensionamiento del tornillo, debemos darle un valor al diámetro para empezar los cálculos.

En nuestro caso ese valor será:

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

por ende,

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

$$e=0.1D=6.5 \text{ mm}$$

$$L/D=15:1$$

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

de donde,

$$\phi = 17.66^\circ$$

Para la zona de alimentación las dimensiones serian:

$$L_A = 4 \text{ pasos} = 260 \text{ mm}$$

$$H_A = 0.18 D = 11.7 \text{ mm} \approx 12 \text{ mm}$$

Para la zona de compresión las dimensiones serian:

$$L_C = 1/3 L = 5 \text{ pasos} = 325 \text{ mm}$$

Para la zona de mezclado las dimensiones serian:

$$L_M = 6 \text{ pasos} = 390 \text{ mm}$$

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

Para determinar la capacidad neta de salida de material, debemos 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 como:

$$Q_n = \alpha N - \frac{\beta \Delta P}{\mu L}$$

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.

Mi N debe ser aproximadamente **5.25 r.p.s.** (315 r.p.m.).

Con todos mis valores puede encontrar finalmente que mi cambio de presión es **12.81 MPa**.

Para calcular la potencia necesaria para mover mi tornillo y pueda vencer el diferencial de presión recurro a la siguiente formula:

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

P_w = 14.755 HP

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

2.2 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.

a 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 esta dado por:

$$t = \frac{P * D}{2 * S_t}$$

t = 1.73 mm

2.3 Diseño de la malla de peletizado.

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

Tomaremos 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. Para que entregue 237 Kg/Hr, por cada orificio debe pasar aproximadamente 1.053 Kg/Hr (3.34x10⁻⁷ m³/s).

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

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

Si asignamos $L = 0.01$ 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 debemos calcular si a la presión del cabezal, los pernos de sujeción soportaran la carga.

Escogemos 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. Sabemos que este espesor es de 1 mm cada una, por lo tanto, $l = 2$ mm (0.0787 in).

El numero de pernos necesarios es **N = 6 pernos**.

2.4 Diseño de la cuchilla rotatoria.

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

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

Necesitamos que el eje que sujeta a las dos aspas (cuchillas) gire a **395 r.p.m.**

2.5 Selección de caja de reducción y motor

Extrusor.

Partimos sabiendo que trabajaremos con un motor de 15 HP, que gira a 1175 r.p.m., y queremos reducir las r.p.m. a tan solo 315 r.p.m.

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

Como piñón se usara uno de diámetro de paso igual a 2 in, con un ancho de cara igual a 1.5 in y un paso diametral de 8 dte/in.

Conociendo las velocidades y uno de los diámetros de los engranajes por la relación de diámetros y velocidad, determinamos que el otro engranaje debe ser de 7.5".

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

Por cálculos podemos darnos cuenta que los engranajes a base de **Acero A-4** son los indicados para soportar los distintos esfuerzos de carga.

Cuchillas Rotatorias.

Para el caso de las cuchillas rotatorias ya hemos determinado que trabajaremos con un motor de 1/3 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.

Tomamos una banda trapezoidal de sección A, que especifica que el diámetro mínimo de polea debe ser de 3.0 in, motivo por el cual tomaremos este valor como nuestra 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.

Una vez con estos valores, encontramos la longitud de paso o efectiva:

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

Escogemos una A57, la que tiene una longitud de paso de 58.3 in.

La potencia corregida por banda es,

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

Esa potencia por banda es claramente superior a la que entrega el motor (1/3 HP), por lo que solo una banda es necesaria.

CONCLUSIONES

Se puede concluir al final de todo el desarrollo de la misma, que una maquina 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 costearla, es decir, su costo de fabricación es muy bajo.

REFERENCIAS

1. J.C. Rodríguez, "Diseño de una Maquina Peletizadora para Laboratorio"(Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2003).
2. A.L. Griff, "Extrusión" (Edison Technical Services).
3. MARTIN, Catálogo de Engranés y Catalinas (Martin Sprockets and Gear Inc), Capitulo H.
4. MATADOR, Peletización (Esbjerg Matador Maskiner).
5. E.J. SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica (Quinta Edición, Mc Graw Hill, 1990), Capitulo 8, 14 y 17.