

# Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



## “ Diseño de una Prensa de Extrusión para Materiales no Ferrosos ”

**T E S I S**

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

**INGENIERO MECANICO**

**MANUEL GERMAN RUIZ UNTIVEROS**

PROMOCION: 1980 - I

**LIMA . PERU . 1991**

## INDICE

### DISEÑO DE UNA PRENSA DE EXTRUSION PARA ALEACIONES NO FERROSAS

	Pág.
CAPITULO I. INTRODUCCION	1
CAPITULO II. DEFORMACION PLASTICA EN EL PROCESO DE EXTRUSION	4
2.1 Estado de Esfuerzo	5
2.2 Esfuerzos y Energía de Deformación	7
2.3 Deformación Plástica	10
2.3.1 Deformaciones	10
2.3.2 Interpretación de la Deformación Plástica por medio de la Teoría de las Dislocaciones	12
2.3.3 El Vector de Burgers "b"	17
2.3.4 Clases de Deformaciones	18
2.3.4.1 A Temperatura Ordinaria	18
2.3.4.2 A Temperaturas Elevadas	20
2.4 Ecuaciones de Plasticidad	20
2.5 Análisis de Esfuerzos y Energía de Extrusión	26
2.6 Trayectoria del Material en el Proceso de Extrusión	29
CAPITULO III. ESPECIFICACIONES PARA EL DISEÑO	33
3.1 Características de Los Metales no Ferrosos	30
3.1.1 El Plomo	33
3.1.2 El Aluminio	34

	Pág.
3.1.3 El Cobre	36
3.1.4 El Latón	38
3.2 Capacidad de producción	41
3.3 Relación de Extrusión	43
3.4 Resistencia a la Deformación	47
3.5 Presión de Extrusión	48
3.6 Temperatura de Extrusión	54
3.7 Velocidad de Extrusión	55
3.8 Modelo de la Máquina Extrusora	57
3.9 Factor de Seguridad	60
<b>CAPITULO IV. DISEÑO DE LA CABEZA DE EXTRUSION</b>	
<b>(CONTENEDOR)</b>	61
4.1 Cabeza de Extrusión	61
4.1.1 Criterios de Resistencia Mecánica	65
4.1.2 Diseño de la cabeza de Extrusión por Resistencia mecánica	75
4.1.3 Consideraciones Térmicas	77
4.2 Lubricación de la Cámara	80
4.2.1 La Fricción	80
4.2.2 Lubricación	82
4.2.2.1 Lubricación de la Matriz	83
4.2.2.2 Lubricación de la Cámara	83
4.3 Sistema de Calentamiento del Contenedor	86
4.4 Matrices	99
4.4.1 Portamatrices	101
4.4.2 Portainsertos	102

	Pág.
4.4.3 Insertos	103
4.4.4 Cálculos de los Diámetros y Espesores de las partes de las Matrices	105
4.5 Diseño del Pistón Prensador, Disco Prensador	108
4.5.1 El Pistón Prensador	108
4.5.2 El Disco Prensador	111
<b>CAPITULO V. SISTEMA HIDRAULICO</b>	<b>113</b>
5.1 Principio de Funcionamiento del Sistema Hidráulico de la Prensa de Extrusión	113
5.2 Cilindros Hidráulicos	116
5.2.1 Cuerpos - Cálculo y Diseño del Cilindro Hidráulico	121
5.2.2 Emboles y Vástagos	124
5.2.2.1 Emboles	124
5.2.2.2 Vástagos	125
5.2.3 Tapas	129
5.2.4 Pernos	131
5.2.5 Sellos y Juntas	134
5.3 Equipos y Accesorios Complementarios	141
5.3.1 Bombas	141
5.3.1.1 Clasificación	142
5.3.2 Válvulas, Filtros y Accesorios	149
5.3.2.1 Válvula de Presión.	
Clasificación	149
5.3.2.1.1 Válvulas Direccionales	150

	Pág.
5.3.2.1.2 Válvulas Antiretorno	152
5.3.2.1.3 Válvula Limitadora de Presión	153
5.3.2.1.4 Válvula de Pre llenado	153
5.3.2.1.5 Válvula de Secuencia	153
5.3.2.1.6 Accesorios - Filtros	154
<b>5.3.3 Depósitos</b>	<b>157</b>
5.3.3.1 Recomendaciones para la Configuración de los Depósitos de Aceite	158
5.3.4 Tuberías, Uniones y Acoplamientos	159
5.3.4.1 Tuberías	159
5.3.4.2 Uniones y Acoplamientos	163
5.3.5 Sistema de Enfriamiento del Aceite	166
<b>CAPITULO VI. CALENTAMIENTO, ALIMENTACION Y BANCO DE SALIDA</b>	<b>168</b>
6.1 Disposición General	168
<b>6.2 Hornos</b>	<b>170</b>
6.2.1 Horno de Calentamiento de Tochos	172
6.2.2 Horno de Calentamiento de Utilajes	175
6.3 Banco de Alimentación de Tochos a la Prensa	176
6.4 Banco de Salida	177
6.5 Bobinadora	178
<b>CAPITULO VII. CONSIDERACIONES ESTRUCTURALES - DIMENSIONALES</b>	<b>179</b>
7.1 El Portacontenedor	181

	Pág.
7.2 Traviesa Móvil	190
7.3 El Bastidor Principal	195
7.4 Carril o Vía de Transporte del Soporte del Cilindro de Extrusión	201
7.5 Materiales y Proceso de Manufactura de Par- tes	203
7.5.1 Materiales	203
7.5.2 Procesos de Manufacturas de Partes	204
7.5.2.1 El Bastidor	204
7.5.2.2 El Portacontenedor	205
7.5.2.3 La Traviesa Móvil	206
7.5.2.4 El Portapuzón	206
7.5.2.5 Punzón	207
7.6 Montaje	207
<b>CAPITULO VIII. SISTEMA ELECTRICO</b>	
8.1 Selección de Motores	211
8.2 Diagrama Electrico del Tablero de la Prensa	213
8.2.1 Control de Arranque y Otros	216
8.2.2 Sistema de Arranque y Parada	218
8.2.2.1 Contactores de Fuerza	218
8.2.2.2 Contactores Auxiliares	219
8.2.3 Relés Térmicos	220
8.2.4 Relés Temporizados-Finales de Curso	220
8.2.5 Pulsador y Equipo de Medición	221
8.2.5.1 Amperímetro	221
8.2.5.2 Voltímetro	223

	Pág.
8.2.5.3 Termómetro Industrial	224
8.2.5.4 Pulsador de Emergencia	226
8.2.6 Cables Eléctricos	227
<b>CAPITULO IX. EVALUACION ECONOMICA</b>	
9.1 Metrado de los Materiales	231
9.2 Presupuesto de los Materiales y de los Procesos Parciales	234
9.2.1 Costo de los Materiales	234
9.2.2 Costo de los Procesos Parciales	239
9.2.3 Costo de la Mano de Obra	242
9.2.4 Costo Total de la Prensa	243
9.3 Fórmula Polinómica	243
9.4 Determinación de los Costos de Operación	244
9.4.1 Costo de Energía Eléctrica	244
9.4.2 Costo de Líquido Hidráulico	245
9.4.3 Costo de Mano de Obra por kg Extruido	246
9.4.4 Costo de Máquina	246
9.4.5 Análisis de los Costos Unitarios	247
9.5 Tasa Interna de Retorno	248
<b>CONCLUSIONES</b>	251
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	259
<b>ANEXOS</b>	

## CAPITULO I

### INTRODUCCION

La palabra extrusión proviene etimológicamente del latín "EXTRUDERE", que significa salir afuera, la extrusión es un proceso de conformado de metales y aleaciones, haciéndolas fluir a presión.

Desde hace más de un siglo se ha aplicado la transformación de los metales por extrusión; tanto en el caso de los metales duros, como en los metales blandos, como en el plomo y el zinc en sus aleaciones.

La primera prensa de extrusión fue puesta a punto en Inglaterra por Bramah, en el año 1797 trabajando sobre tuberías de plomo. Hanson modificó esta prensa y sus utillajes en 1837.

En 1894, el inglés Alexandre Dick construyó una prensa horizontal de 500 toneladas, con la que realizó



una extrusión directa, este procedimiento revolucionario entro en competencia con la laminación en frío.

Existen tres métodos básicos para hacer extrusiones, los que son: Directa, Indirecta y por Impacto, los dos primeros son usados generalmente en caliente, el tercer método normalmente es un proceso en frío; en la extrusión directa los punzones son formados de manera que el material extruido avanza en el mismo sentido que el punzón, en la extrusión indirecta, la aplicación de la fuerza de extrusión se hace sobre la materia. Las aplicaciones principales de la extrusión en frío son en la fabricación de pequeños recipientes de paredes flexibles, para pasta de dientes, cremas, pegamentos, etc.; en caliente para varillas de perfiles diversos, tubos, hilos y afines.

Durante el desarrollo se analizarán las partes constitutivas de la prensa, donde se aplicarán las relaciones matemáticas fundamentales que gobiernan el proceso de la parte en referencia, lo que conllevará a un correspondiente dimensionado.

En algunas partes hemos necesitado de valores experimentales, para lo que nos hemos remitido al ensayo en máquinas de similares funciones, muchas veces con la finalidad de conseguir el comportamiento de los metales

no ferrosos con los que trabajará la máquina motivo del diseño.

Mediante esta operación de extrusión pueden conseguirse muchas formas que no se pueden obtener por laminado, a su vez productos cuyas secciones transversales contienen ángulos entrantes o que son huecos.

Las tolerancias dimensionales de las extrusiones son muy buenas, lo que es muy útil, tanto para el producto terminado como para la economía del proceso.

El proyecto en referencia es de gran importancia, primordialmente por el aporte tecnológico que se logra, para el diseño de máquinas similares. Los metales no ferrosos que se podrán trabajar con esta prensa serán el cobre, el latón, aluminio y magnesio, en sus aleaciones generalmente.

## CAPITULO II

### DEFORMACION PLASTICA EN EL PROCESO DE EXTRUSION

Entre los procesos de manufactura más importantes están aquellos en los cuales las formas se hacen o cambian mediante la operación de conformado de metales, en frío o en caliente. Estos procesos involucran deformación plástica de los materiales, de modo de impartir cambios de formas permanentes, por consiguiente, para conseguir una mejor utilización de los materiales, diseñar y optimizar el equipo que se usa para el conformado y para determinar los requerimientos de potencias y fuerzas necesarias para el proceso, es necesario entender las relaciones entre los esfuerzos y la deformación plástica inherente al proceso.

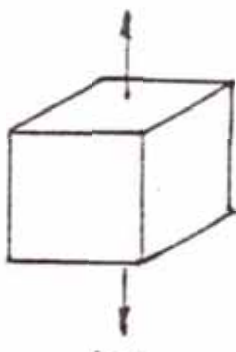
## 2.1 Estados de Esfuerzo

Usualmente es deseable cuando se trabaja con problemas de esfuerzos, especificar el estado general de esfuerzos en un punto, mediante los componentes del esfuerzo que actúa sobre los planos perpendiculares a las tres direcciones principales: X, Y, Z.

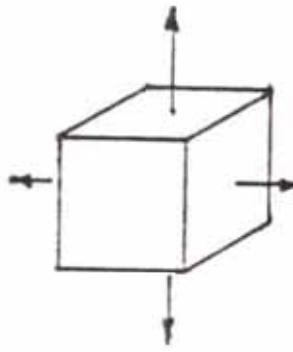
Los esfuerzos pueden deberse a cargas externas o ser el resultado de una deformación plástica provocada por operaciones de conformado, maquinado o soldadura. En las operaciones de conformado están considerados el laminado, la forja, la extrusión, el estampado, el trefilado, etc.

Los estados de esfuerzos se encuentran en diferentes maneras en cada punto y se clasifica en:

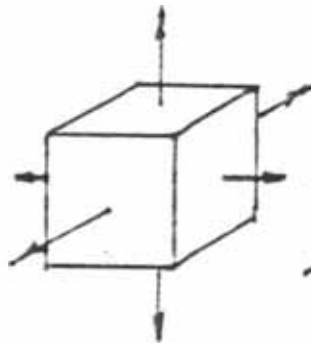
- Esfuerzo de tensión monoaxial (a)
- Esfuerzo de tensión biaxial (b)
- Esfuerzo de tensión triaxial (c)
- Esfuerzo de tensión biaxial compresión (d)
- Esfuerzo de tensión axial y compresión (e)
- Esfuerzo de Compresión monoaxial (f)
- Esfuerzo de compresión biaxial tensión (g)
- Esfuerzo de compresión biaxial (h)
- Esfuerzo de compresión triaxial (i)
- Esfuerzo de corte puro (j)
- Esfuerzo de corte simple con compresión triaxial (k)
- Esfuerzo de corte biaxial con compresión triaxial (l)



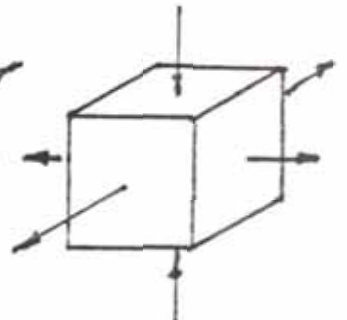
(a)



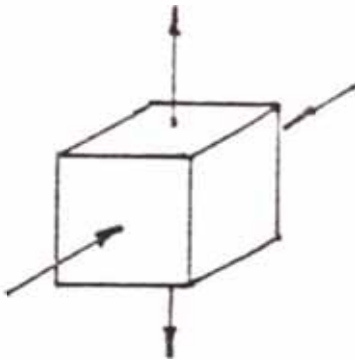
(b)



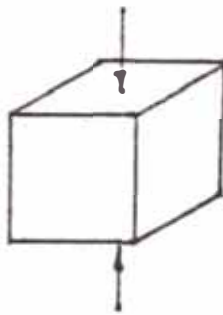
(c)



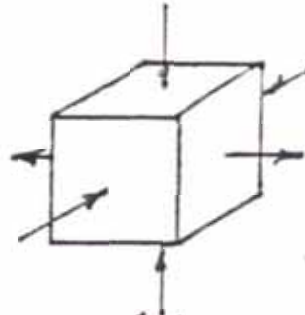
(d)



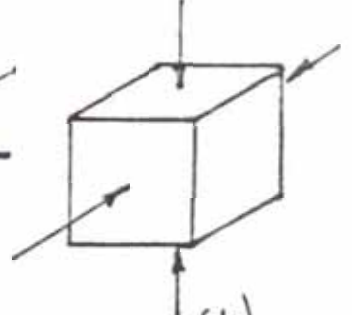
(e)



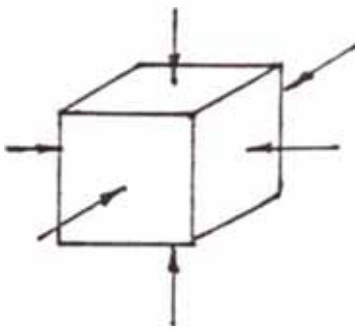
(f)



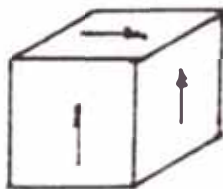
(g)



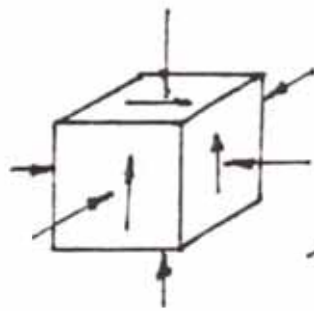
(h)



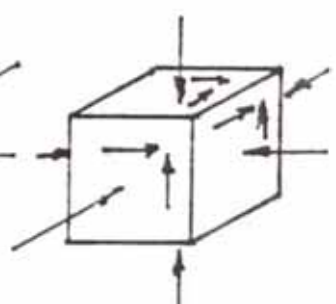
(i)



(j)



(k)



(l)

La deformación plástica o permanente sucede después que el material alcanzó el estado de fluencia. Si se ensaya un metal ferroso o metal no ferroso a la compresión, de manera que no exista fricción, como ejemplo podemos citar sobre yunques paralelos y cuidadosamente pulidos, se producirá entonces el esfuerzo de fluencia real y aproximadamente igual a la obtenida bajo esfuerzo de tracción, excepto que el signo del esfuerzo de fluencia será negativo.

Se puede obtener mayor deformación cuando el material es sometido a cargas de compresión biaxiales y aún triaxiales, que cuando se somete a cargas de tracción donde existe la posibilidad que el material sufra pandeos o cuello, lo que adelanta considerablemente la situación de ruptura. Se puede lograr inclusive mayor deformación cuando el proceso se realiza a una temperatura superior a la de recristalización, el caso (i) es el de la extrusión.

## **2.2 Esfuerzos y Energía de Deformación**

En el proceso de extrusión existe considerable fricción externa, como consecuencia de ello hay una distribución no uniforme de presión.

La presión máxima tiene lugar en el punto de no resbalamiento, esto es en el "cuello" previo a la entrada

hacia la matriz, es a partir de este punto donde el metal comienza a fluir más rápidamente.

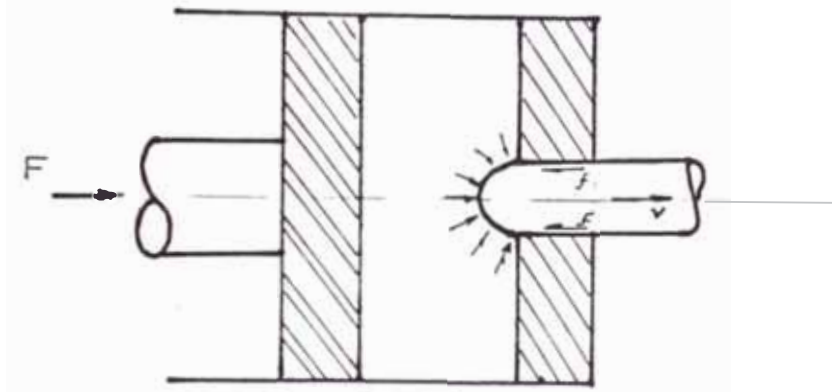


Fig. 2.2 Fricción externa del material en Proceso de Extrusión

El valor del esfuerzo de fluencia es el límite práctico en el que se basa el estudio de los esfuerzos al realizar los diseños, valor que teóricamente se escoge sobre la curva esfuerzo - deformación, a partir de una línea paralela al tramo recto que cumple la ley de Hooke, esta línea se iniciará desde el valor del 0.2% del alargamiento, a lo que se pueden establecer las siguientes observaciones:

1. La tensión (esfuerzo) de fluencia de una aleación es mayor que la del metal puro solvente.
2. El esfuerzo de fluencia decrece al aumentar la temperatura "T" y en muchos casos sigue aproximadamente la ley exponencial.

$$S_0 = A e^{B/T}$$

Donde A y B son constantes

3. Al aumentar la velocidad de deformación, aumenta el esfuerzo de fluencia, ya que no da tiempo al material para que la temperatura sea homogénea.

La energía de deformación en el material se obtiene integrando el área comprendida bajo la curva esfuerzo-deformación, lo que representa una energía específica.

$$\mu = \int_0^{\bar{\epsilon}} \sigma d\epsilon$$

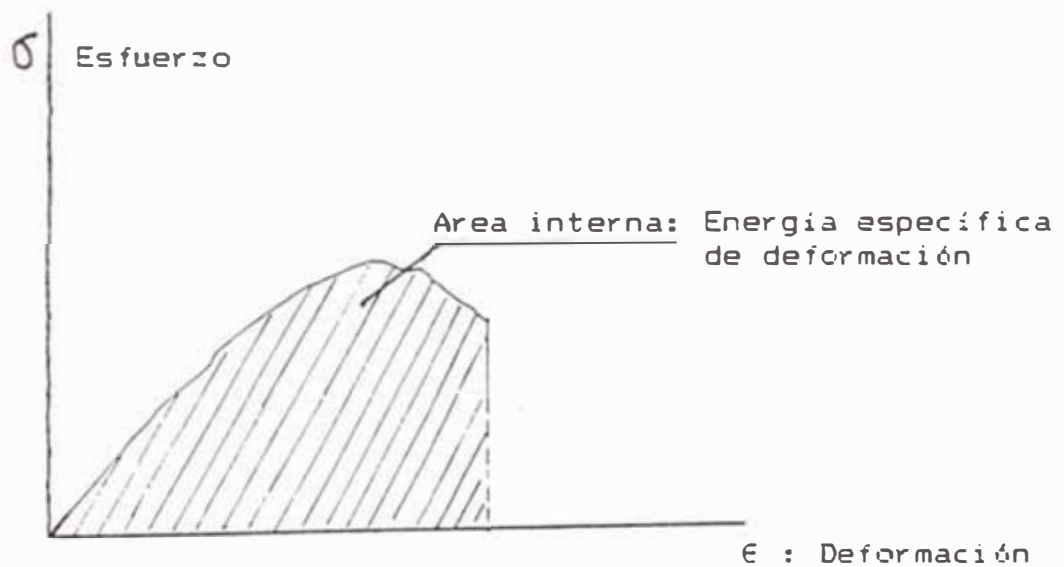


Fig. 2.3 Energía de Deformación



### 2.3 Deformación Plástica

Haremos referencia a la deformación elástica, donde la fuerza actuante nunca excede el límite de proporcionalidad del material, lo que significa que después de retirado el esfuerzo actuante, el material recupera su forma original. Por otra parte, cuando en algún lugar o sector del elemento considerado, excede la resistencia a la fluencia, entonces se produce la deformación plástica. En el gráfico esfuerzo - deformación la curva realizará una variación no lineal. Para la deformación elástica la relación esfuerzo - deformación se puede representar de la siguiente manera:

$$\epsilon : \frac{\sigma}{E} \quad (\text{Ley de Hooke})$$

Donde  $\epsilon$  es la deformación normal a la que actúa el esfuerzo

#### 2.3.1 Deformaciones

Está definido de esta manera a cualquier variación absoluta de la longitud de un elemento o probeta, dividido este valor entre la longitud "l" que se tiene en ese momento obtendremos la diferencial de deformación

$$d\epsilon = \frac{dl}{l}$$

Un método usual para calcular la deformación plástica es como sigue:

$$\epsilon = \int_{l_0}^{l_0 + l} d\epsilon = \int_{l_0}^{l_0 + l} \frac{dl}{l} = \ln \frac{l_0 + l}{l_0}$$

Si se deforma de modo plástico una barra uniformemente, hasta una longitud "l" partiendo de una longitud "l<sub>0</sub>" la deformación verdadera está dada por:

$$\delta = \int_{l_0}^{l_0 + l} d\epsilon = \int_{l_0}^{l_0 + l} \frac{dl}{l} = \left[ \ln l \right]_{l_0}^{l_0 + l} = \ln \frac{l_0 + l}{l_0}$$

Lo que es válido sólo si la deformación de la sección es constante en toda su longitud.

Luego la deformación efectiva con respecto al diámetro será:

$$\epsilon_y = \int_{A_0}^A d\epsilon_y = \int_{A_0}^A \frac{dA}{A} = \ln \frac{A}{A_0} = \ln \left( \frac{d^2}{d_0^2} \right) = 2 \ln \frac{d}{d_0}$$

### 2.3.2 Interpretación de la Deformación Plástica por Medio de la Teoría de las Dislocaciones

Reconoceremos dos observaciones experimentales

1. La deformación plástica puede alcanzar valores muy grandes.
2. Las densidades de la estructura del cristal son esencialmente las mismas antes y después de la deformación. La única manera de deformarse un material sin que cambie ni la densidad, ni la estructura es por el movimiento de cizalladura de una parte de un cristal con respecto a otra, de tal forma que al final ocupe cada átomo posiciones que estaban ocupadas previamente por otro átomo, lo que es posible sólo si el cizallamiento se produce siguiendo direcciones cristalográficas bien definidas.

La deformación se puede caracterizar por la magnitud del cizallamiento, expresado con unidades angulares, en la familia de planos paralelos donde se produce y su dirección, se pueden producir simultáneamente varios procesos de este tipo, podría esperarse que el cizallamiento se produzca cuando es máximo el esfuerzo cizallante, sin embargo, la estructura del cristal ejerce una gran influencia que se debe tener en cuenta. La figura 2.4 muestra una estructura cristalina simple, donde suponemos se aplica un esfuerzo

tal que la sección cizallante máxima es paralela al plano ABC. El cizallamiento de este plano para satisfacer la condición presupuesta exigirá que el átomo A pase sucesivamente por las posiciones B y C, este proceso es mucho más complicado que un cizallamiento sobre el plano APQ, en el que el átomo A pasa por las posiciones semejantes P y Q.

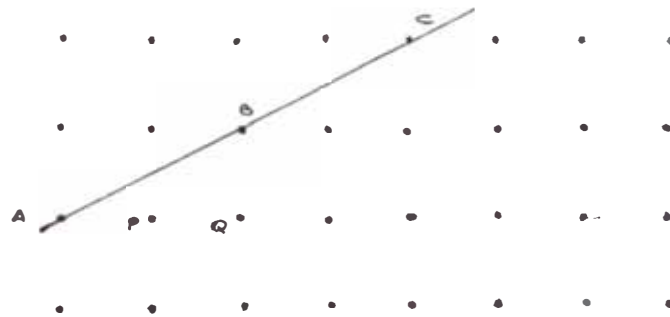


Fig. 2.4 Cizallamiento de una Estructura Cristalina Simple

El esfuerzo de tensión cizallante crítica, necesaria para desplazar los átomos desde A hasta P, depende de la estructura cristalina y de la pendiente de la curva esfuerzo - deformación. Experiencias anteriores han demostrado que la deformación plástica no se produce uniformemente, se presentan sobre relativamente pocos planos de la familia a las que están sometidos la misma tensión cizallante, muchos de éstos planos se agrupan en

regiones localizadas constituyendo lo que se llama bandas de deslizamiento.

Sólo una explicación general se propone justificar los bajos valores de los esfuerzos que produce el cizallamiento, es la que debido a las imperfecciones del proceso no se producen simultáneamente a través de todo el cuerpo, sino que ocurre sucesivamente por movimiento de dislocaciones. El esfuerzo requerido para mover una dislocación es mucho más pequeña que la requerida para producir el cizallamiento simultáneo porque cada vez sólo debe moverse un átomo de cada plano a través de la posición crítica. El esfuerzo de deformación plástica aumenta continuamente con la deformación, fenómeno que se conoce como endurecimiento por deformación en frío, a lo que se le ha comprobado que:

1. El cristal se distorsiona más al progresar la dislocación.
2. La energía del cristal aumenta a medida que se produce el endurecimiento por deformación.
3. La resistencia eléctrica y especialmente la resistencia residual crecen al aumentar el endurecimiento por deformación.

4. Las formas de corrosión indican un aumento del número de dislocaciones con la creciente deformación

La figura (a), muestra cómo una dislocación plástica puede producir una deformación permanente de una red, por la acción de una fuerza relativamente pequeña. Cuando la fuerza tiende a cizallar la parte superior del cristal hacia la derecha según lo muestra la figura (b) en el plano del átomo situado por encima de la dislocación, se pueden establecer fácilmente enlaces con el plano de átomos inferior, situado a su derecha con el resultado que la dislocación se desplaza un espacio reticular.

La distribución térmica es nuevamente similar a la configuración inicial y de esta forma puede repetirse el desplazamiento de los planos atómicos. Para producir este movimiento, paso a paso de una dislocación es necesario solamente de una fuerza igual a una milésima parte de la requerida para producir el cizallamiento de una estructura cristalina perfecta.

La figura (c) muestra la deformación permanente final, que se produce en la estructura cristalina, cuando la dislocación alcanza la superficie del cristal. Si a lo largo del mismo plano de deslizamiento se traslada sucesivamente un gran número de

dislocaciones, la deformación acumulada se hace visible, como muestra la figura (c).

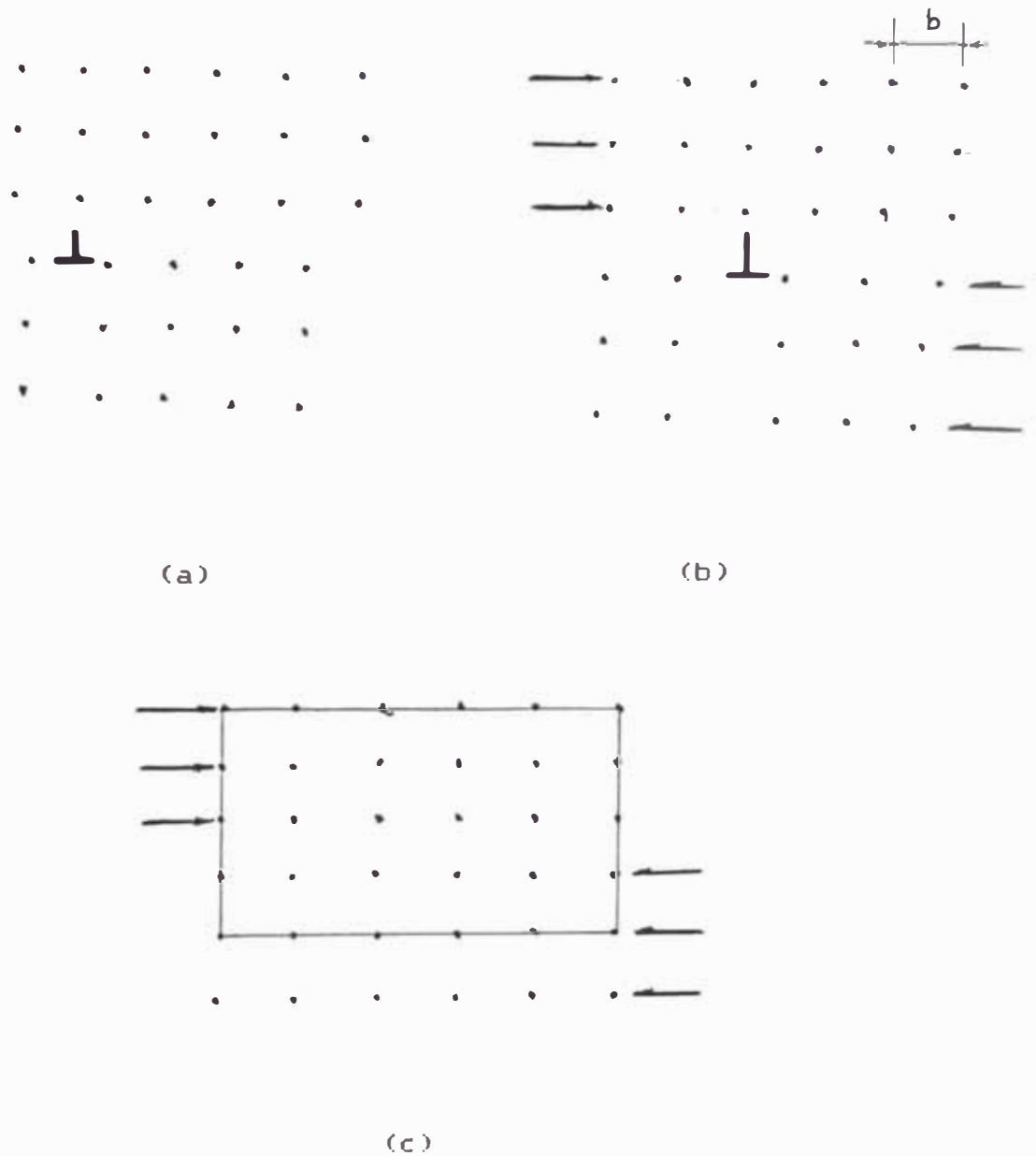


Fig.2.5 Deformaciones en una Dislocación Plástica

- (a) Dislocación de borde de una estructura cristalina
- (b) La dislocación se ha desplazado un espacio de la red por la acción de una fuerza cizallante.
- (c) La dislocación ha alcanzado el borde del cristal y ha producido una unidad de desplazamiento. En (b) y (c) se ilustra también la aplicación de un circuito de Burgers.

### 2.3.3 El Vector de Burgers "b"

Da una descripción cuantitativa de las dislocaciones. Este vector se define utilizando el circuito de Burgers, que es una trayectoria de átomo a átomo y es cerrada en una zona de la red cristalina libre de dislocaciones (c). Si se utiliza el mismo circuito de Burgers para cerrar una dislocación "b" la trayectoria no se cierra. El vector necesario para cerrar es el trazado desde el extremo final del circuito de Burgers a su punto de inicio, es el vector de Burgers que describe la dislocación y se expresan sus componentes en parámetros reticulares, en el caso de la figura (b) son  $(a, 0, 0)$  para la dirección X indicada, una representación más concisa del mismo vector es  $i(100)$  donde las cifras entre paréntesis dan los componentes del vector como número de distancias en la red a lo largo de cada uno de los ejes coordenados, el número situado fuera del paréntesis indica la longitud del vector de Burgers como múltiplo del vector dado.



### 2.3.4 Clases de Deformaciones

Se agruparán de acuerdo a la temperatura que trabajen, esto es a temperaturas ordinarias y a altas temperaturas.

#### 2.3.4.1 A Temperaturas Ordinarias

La deformación ocurre más difícilmente por el mecanismo de desplazamiento descrito anteriormente. Las restricciones inherentes a éste mecanismo son en primer lugar, que los procesos de deslizamiento sólo se producen en ciertos planos del cristal, planos de deslizamiento y direcciones determinadas, en segundo lugar que la tensión mínima, tensión tangencial crítica va a actuar para producir el deslizamiento. Ejemplo: Si un cristal cilíndrico de sección transversal  $A$  se le somete a la fuerza axial  $F$ , sólo la componente de esta fuerza en la dirección del deslizamiento es eficaz para mover la dislocación.

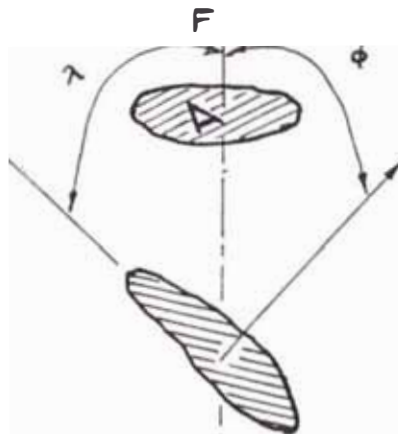


Fig. 2.6

$$\text{Esfuerzo de Corte} = \frac{\text{Fuerza normal al Area de Corte}}{\text{Area de Corte}}$$

$$\tau = \frac{F \cos \xi}{1} \times \frac{\cos \lambda}{A}$$

$$\tau = \frac{F}{A} \cos \lambda \times \cos \xi$$

Esto es, el deslizamiento de un metal ocurre cuando  $T$  es igual a  $T_c$ . En un sistema de deslizamiento dado, un aumento de temperatura produce un descenso moderado de  $T_c$ .

Sin embargo, un efecto más importante, producido por el aumento de temperatura es la activación del sistema de deslizamiento adicional en algunos metales, los cristales de magnesio pueden deslizarse  $225^\circ\text{C}$ , esto implica que las aleaciones de magnesio se deforman más intensamente a temperaturas ligeramente elevadas que a temperatura ambiente.

En muestras policristalinas la interferencia mutua de muchos planos de deslizamiento que se cortan entre sí, produce un endurecimiento por deformación (acritud) del metal.

Es así, como la estructura de un metal deformado en frío, se describirá como si estuviese gravemente desordenado por exceso de defectos de punto.

#### **2.3.4.2 A Temperaturas Elevadas**

El metal podría parecer no ser afectada por la deformación experimentada.

Las líneas de deslizamiento que caracterizan la deformación a temperaturas normales, no se hallan presentes, al igual que el metal no endurece por deformación. Los mecanismos básicos de deformación sí expresan el deslizamiento y la agrupación de cristales originados por el movimiento de las dislocaciones. A altas temperaturas, hay dos procesos que permiten que la red deformada se vuelva a ordenar y eliminarse las tensiones producidas, así como las perturbaciones por la deformación, uno de estos es el movimiento a través de la red, las vacancias y los átomos intersticiales, que se crean durante los procesos de deformación, que se desplazan desde las zonas desordenadas, en la que la energía es elevada hacia regiones adyacentes en donde pueden contribuir a formar una estructura de mayor perfección y menor energía. El segundo proceso es el ascenso de las dislocaciones saliendo de sus planos de deslizamientos iniciales.

#### **2.4 Ecuaciones de Plasticidad**

La magnitud del esfuerzo  $S_0$  indica el inicio del flujo plástico y está representado por un punto en la curva esfuerzo-deformación real. Cada valor de  $\sigma$ ,  $E$  y

energía necesaria para que se cumplan estos esfuerzos y deformaciones.

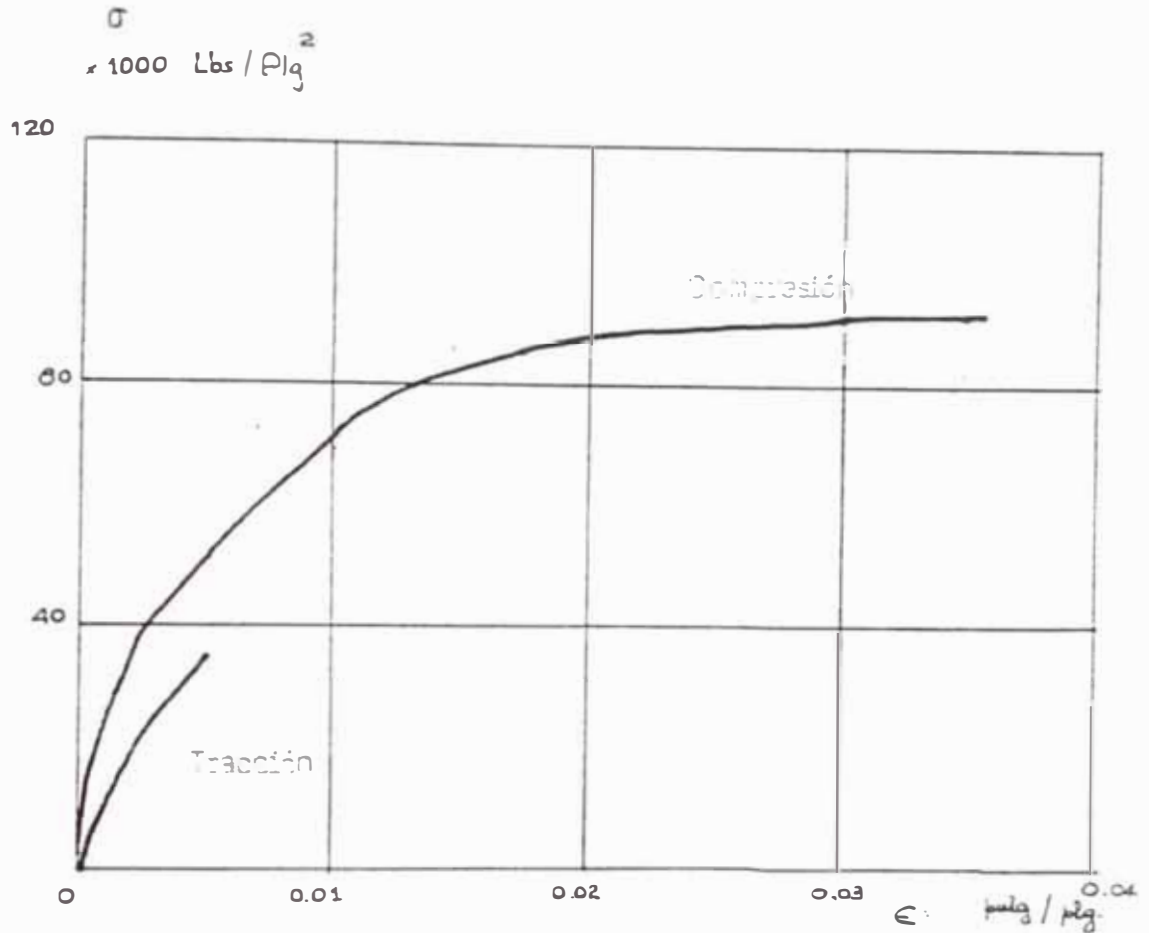


Fig. 2.7 Material: Fundición de Hierro Gris

A causa de la presencia de fisuras submicroscópicas, los materiales frágiles son a menudo débiles en la tracción, ya que el esfuerzo de tracción ayuda a la propagación de aquellas fisuras, que están orientadas perpendicularmente al eje de la fuerza aplicada. Estos materiales muestran una baja resistencia a la tracción, sin embargo, estos materiales pueden tener una alta resistencia a la compresión. Por eso los materiales

frágiles se usan generalmente para que trabajen a compresión, donde su resistencia es mucho mayor, la figura 2.7 muestra una comparación de resistencias a la tracción y a la compresión para fundición de hierro gris.

Cualquier punto del cilindro de fluencia o su elipse de fluencia, también debe representar este estado e independientemente de la trayectoria que hayan seguido los esfuerzos para alcanzar estas superficies.

Para una variación infinitesimal del estado de deformación plástica, se expresan como variaciones infinitesimales en las direcciones de coordenadas X, Y, Z. Así resultan seis ecuaciones que corresponden a seis componentes de la tensión y se les conoce como las ecuaciones de LEVY - MISES y son las siguientes:

$$d\epsilon_x = \frac{d\bar{\epsilon}}{\bar{\sigma}} \left[ \sigma_x - 1/2 (\sigma_y + \sigma_z) \right]$$

$$d\epsilon_y = \frac{d\bar{\epsilon}}{\bar{\sigma}} \left[ \sigma_y - 1/2 (\sigma_z + \sigma_x) \right]$$

$$d\epsilon_z = \frac{d\bar{\epsilon}}{\bar{\sigma}} \left[ \sigma_z - 1/2 (\sigma_y + \sigma_x) \right]$$

$$d\gamma_{xy} = 3 \frac{d\bar{\epsilon}}{\bar{\sigma}} \tau_{xy}$$

$$d\gamma_{yz} = 3 \frac{d\bar{\epsilon}}{\bar{\sigma}} \tau_{yz}$$

$$d\gamma_{zx} = 3 \frac{d\bar{\epsilon}}{\bar{\sigma}} \tau_{zx}$$

$$d\gamma_{xx} = 3 \frac{d\bar{\epsilon}}{\bar{\sigma}} \tau_{xx}$$

Donde:  $\bar{\sigma}$  es igual a la tensión efectiva

$$\bar{\epsilon} = \int d\bar{\epsilon} = \frac{2}{3} \sqrt{\frac{(d\epsilon_x - d\epsilon_y)^2 + (d\epsilon_x - d\epsilon_z)^2 + (d\epsilon_z - d\epsilon_x)^2}{2}} + \frac{4}{3} (d\gamma_{xy}^2 + d\gamma_{yz}^2 + d\gamma_{zx}^2)$$

Puede observarse que una deformación finita efectiva, puede ser obtenida a partir de las deformaciones infinitesimales, sólo mediante el proceso de integración, lo cual realizaremos si se conocen la trayectoria de los esfuerzos o las deformaciones, situación similar a la de ciertos problemas de termodinámica, donde se pueden conocer los puntos

correspondientes a los estados iniciales y final de los procesos termodinámicos, como la expansión de un gas, pero no se pueden conocer las variaciones de calor y trabajo, a menos que se especifique la trayectoria. Si deseamos obtener deformaciones finitas, siempre es posible calcularlos a partir de las dimensiones de la parte formada.

Consideremos las formas dimensionales  $r_0$ ,  $\theta_0$ ,  $Z_0$ , luego de la deformación las dimensiones habrán variado a  $r$ ,  $\theta$ ,  $Z$  respectivamente y las deformaciones finitas estarán dadas por:

$$\epsilon_z = L_n (Z/Z_0)$$

$$\epsilon_r = L_n (r/r_0)$$

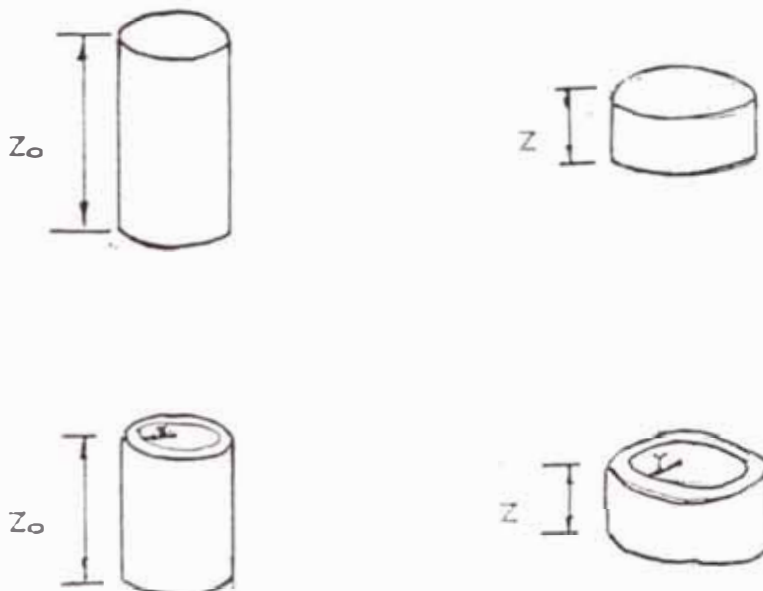


Fig. 2.8 Deformaciones en los ejes Z, R y  $\theta$ .

Las deformaciones plásticas son esencialmente procesos a volumen constante. Esto se cumple con una precisión del 99.99%, si se desprecian las deformaciones elásticas y si la estructura del cristal es continua.

$$dV = 0$$

En un cubo con dimensiones iniciales  $X_0, Y_0, Z_0$  y las finales  $X, Y, Z$  se cumplirá que:

$$(X_0) \times (Y_0) \times (Z_0) = (X) (y) (Z)$$

$$\frac{X_0}{X} \times \frac{Y_0}{Y} \times \frac{Z_0}{Z} = 1$$

$$\ln(X_0/X) + \ln(Y_0/Y) + \ln(Z_0/Z) = 0$$

$$\epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z = 0$$

La ecuación de LEVY - MISES nos muestra el cálculo de la tensión o esfuerzo efectivo.

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}}$$

Podemos escribir ecuaciones de esfuerzo-deformación, similares a la ley de LEVY - MISES para la condición en que se ponga bastante reparo en la velocidad de



deformación, parámetro importante, como en el caso del trabajo de metales por encima de la temperatura de recristalización.

$$\epsilon_x = \frac{1}{\sigma_1 \sigma_2} [ \sigma_x - 1/2 ( \sigma_y + \sigma_z ) ]$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{\sigma_1 \sigma_2} [ \sigma_y - 1/2 ( \sigma_x + \sigma_z ) ]$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{\sigma_1 \sigma_2} [ \sigma_z - 1/2 ( \sigma_x + \sigma_y ) ]$$

## 2.5 Análisis de Esfuerzos y Energía de Extrusión.

En el proceso de extrusión "indirecta" que muestra la Fig. (2.9) la partícula de metal P se moverá a lo largo del camino curvo indicado, a medida que el punzón avanza hacia la izquierda el tocho de diámetro D es reducido a una barra de diámetro "d" y resulta finalmente en la barra extruida. Otras partículas recorren otros caminos y alcanzarán la abertura de la matriz en distintos instantes de tiempo, como consecuencia, partículas ubicadas en el tocho en una sección transversal, aparecerán en diferentes secciones transversales de la barra extruida. El metal de la superficie se moverá a menor velocidad que la del centro.

Los esfuerzos serán inicialmente de compresión triaxial. A medida que la partícula se mueve a través de la zona plástica hacia el orificio, las tensiones cambiarán, aparecerán tensiones de corte y la presión  $p_x$  decrecerá lentamente hasta hacerse cero en el orificio. Se puede notar que el análisis de este proceso es complicado, sin embargo es posible usar un análisis simplificado usando el principio de energía de deformación para deformación uniforme y después aplicar un factor de corrección para tener en cuenta el rozamiento y el esfuerzo de corte.

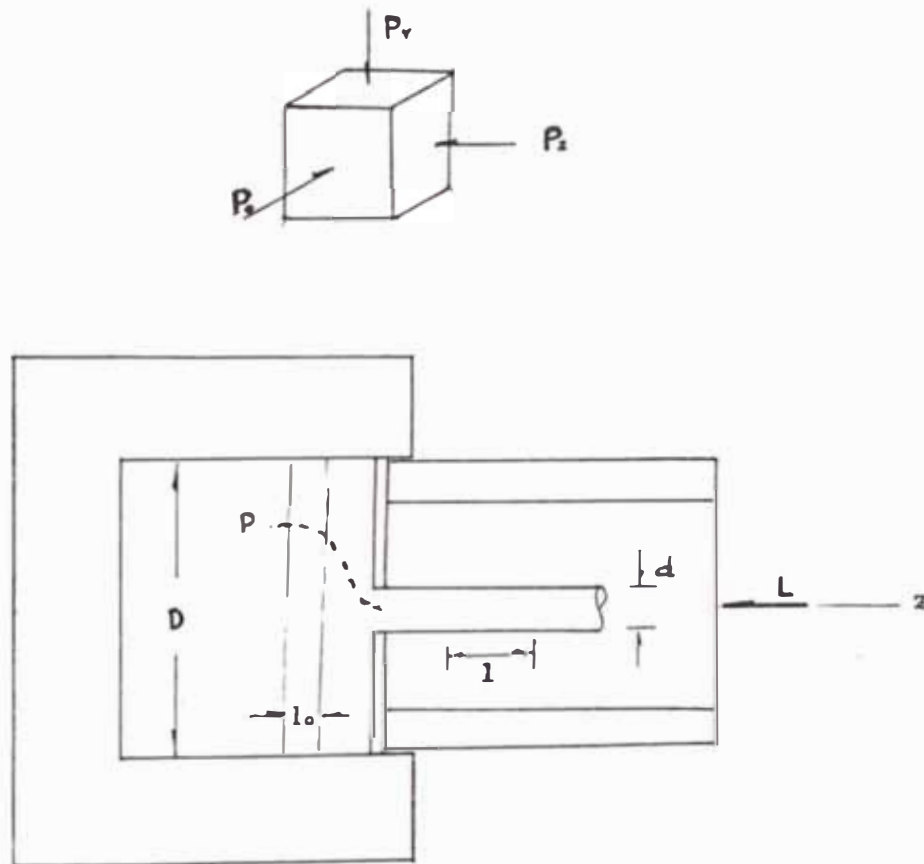


Fig. 2.9 Trayectoria de un punto "P" durante la extrusión.

Luego, el trabajo realizado por la matriz sobre el tocho, durante una extrusión en régimen estacionario, al mover la matriz una distancia  $l_0$  está dado por:

$$W_{ext} = L \times l_0 = p_m \times (\pi D^2/4) \times l_0$$

Donde:

L : Representa la fuerza de extrusión

$p_m$  : Presión media de extrusión

D : Diámetro tocho

$W_{ext}$  : Trabajo externo total

El trabajo interno es el que resulta de deformar plásticamente el metal. Si se desprecian el esfuerzo de corte, el rozamiento, la energía interna total estaría dada por la energía de deformación específica multiplicado por el volumen del metal deformado en un elemento correspondiente de la barra. La deformación en la dirección Z está dado por  $\epsilon_z = l_n(l/l_0) = 2 l_n(D/d)$ , por tanto, la energía interna para un metal que se deforma por extrusión será:

$$W_{int} = (\pi D^2 l_0/4) \int_0^{\epsilon_0=2l_n(D/d)} \sigma_z d\epsilon_z$$

En la práctica y a través de un análisis más preciso se encuentra que el trabajo interno real es alrededor de un 50% más grande que el supuesto en la ecuación de  $W_{int}$ .

Sustituyendo entonces:

$$1.5 \int \bar{\sigma} d\epsilon \quad \text{para} \quad \int \sigma_x d\epsilon_x$$

Se obtiene la presión promedio de extrusión

$$p_m = 1.5 \int_0^{\epsilon = 2L_n(D/d)} \bar{\sigma} d\epsilon$$

Luego, la energía necesaria para realizar el proceso de extrusión será:

$$W_{ext} = 1.5 \frac{\pi D^2 L_0}{4} \int_0^{\epsilon = 2L_n(D/d)} \sigma_x d\epsilon_x$$

## 2.6 Trayectoria del Material en el Proceso de Extrusión

Los mecanismos del proceso de extrusión son bastante complejos, debido a la variedad de mecanismos que se producen en el material, por ejemplo la propuesta línea de desplazamiento en forjado a través de la matriz (Fig. 2.10), podría ser bien aplicado para el proceso de extrusión, con sólo superponer las condiciones de esfuerzo sobre las líneas de deslizamiento de la dislocación.

Otro ejemplo del proceso de extrusión es el proceso a través de una matriz cuadrada de baja fricción, donde

la fracción de reducción es  $2/3$ , el campo de las líneas de deslizamiento es mostrado en la figura 2.11 con A como un punto de singularidad para la distribución de esfuerzos.

La región ABC es un campo de abanico centrado consistiendo en líneas de desplazamiento circular y recto, las que son extendidas para formar la región ACD, el cual es un perfecto triángulo isósceles, hechos sobre las líneas de deslizamiento, encontrando la cara de la matriz a aproximadamente  $45^\circ$ . La región ACD es luego, una región de presión estática hidráulica constante. Las líneas de deslizamiento AB y BCD son líneas de velocidad tangencial discontinua.

El material que se encuentra cruzando la línea límite de deslizamiento CD es obligado a moverse paralelo a la cara de la matriz, donde luego dobla para que pase a través de la región ABC y sobre el cruce de la línea de entrada AB, que según experiencias está definido como "salto de velocidad" en su componente tangencial de velocidad y sale paralelo a la línea de centros. A lo largo de la línea AB existe una presión hidrostática igual a "K". Se muestra que sobre AB está la línea de desplazamiento y sobre BCD a la línea de deslizamiento, una discontinuidad de esfuerzos ocurre cruzando la línea punteada AE.

La ecuación de HENCKY de la presión hidrostática en el punto C es:

$$p_c - 2K(\pi/2) = p_b$$

$$p_b = K$$

$$p_c = K(1 + \pi)$$

Además el esfuerzo normal sobre la cara de la matriz es:

$$q = K(2 + \pi)$$

Luego, la presión principal de extrusión sobre el émbolo (p) está dado por:

$$p = (2/3) (K) (2 + \pi)$$

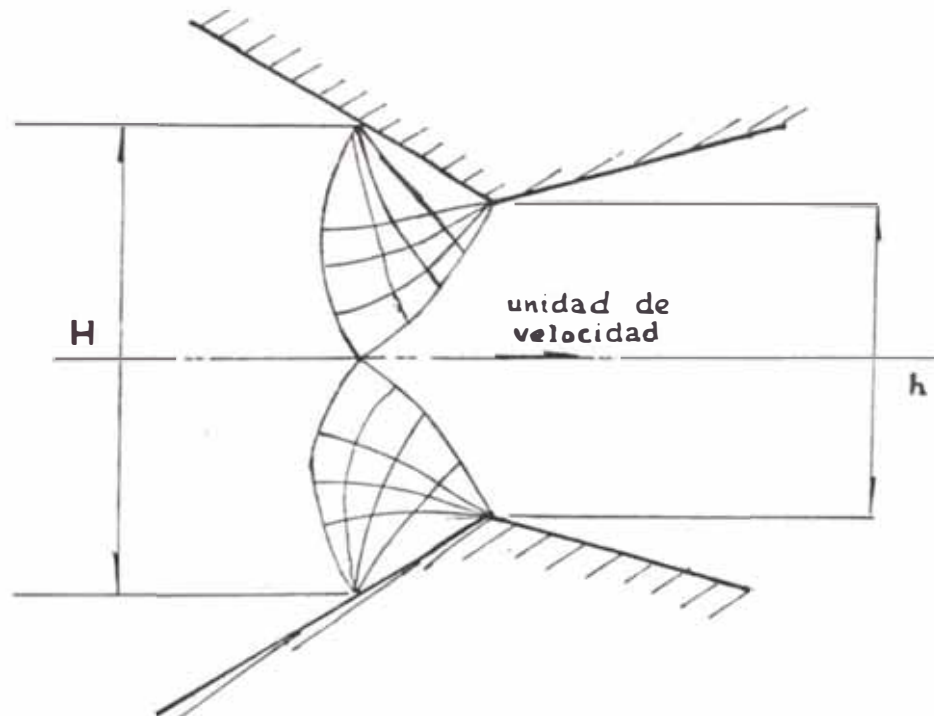


Fig. 2.10 Campo de líneas de desplazamiento para extrusión a través de placas de baja fricción (matrices con pequeña reducción).

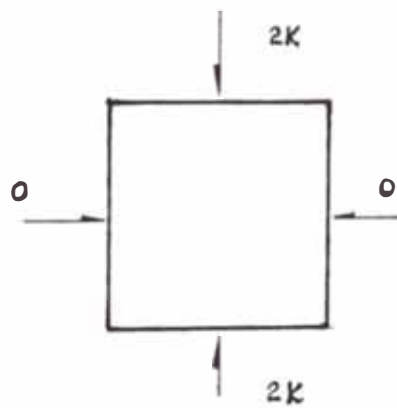
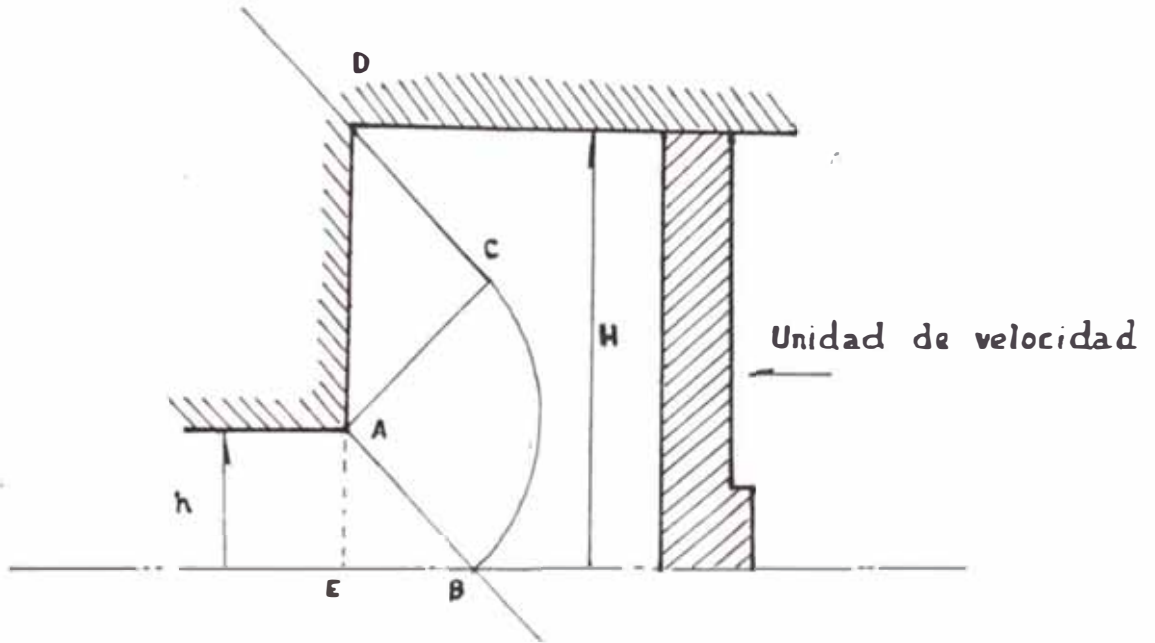


Fig. 2.11 Extrusión a través de matriz cuadrada de baja fricción.

## CAPITULO III

### ESPECIFICACIONES PARA EL DISEÑO

#### 3.1 Características de los Metales no Ferrosos

Existen metales no ferrosos que son blandos, como el plomo, antimonio, estaño, zinc y los metales no ferrosos comerciales, de gran aplicación en la industria, como el cobre, el aluminio en sus aleaciones.

##### 3.1.1 El Plomo

Metal no ferroso que se encuentra en la naturaleza principalmente en forma de sulfuro de plomo, el plomo es un metal de color blanco azulado, con brillo metálico, pero al contacto con el aire adquiere un color agrisado. Su peso específico es alto: 11.36. Es un metal blando, cuya dureza es 6.9 HB, muy maleable, con baja resistencia a la tracción  $R 2 \text{ Kg/mm}^2$ , funde a  $327.4^\circ\text{C}$ . Cristaliza en una red cúbica centrada en las caras.



El agua destilada y el agua de lluvia atacan al plomo, pero ellos forman una capa protectora insoluble de sulfato de plomo y carbonato de plomo.

El plomo presenta muy marcado el fenómeno del crepp o fluencia, cuya intensidad depende de la temperatura e impurezas. Por eso el plomo se deforma lenta, pero indefinidamente, cuando está sometida a su propio peso.

El plomo no se endurece por deformación, esto es, no adquiere acritud, porque su temperatura de recristalización es muy baja (inferior a 0°C) y recristaliza a medida que se deforma. Generalmente se le usa con una aleación de 0.9% de antimonio para la fabricación de perdigones.

También se le usa para la fabricación de blanco plomo que es el carbono básico de plomo, empleado como insecticida y silicatos de plomo, empleados en la fabricación de cristales y esmaltes.

### **3.1.2 El Aluminio**

El aluminio es otro no ferroso frecuentemente usado en la industria para fines de elaboración de estructuras que portarán algún elemento no pesado, e inclusive es también usado en la industria de la transmisión de la electricidad, dado las buenas

características de conductividad eléctrica que presenta el aluminio, generalmente se le encuentra en el mercado formando aleaciones, uno de los procesos para conformar el aluminio es el de extrusión, el cual es realizado con el método de cilindros calentados a la temperatura plástica de 315 - 430 °C a través de una matriz de acero en una prensa hidráulica, las que tienen capacidades desde 500 a 5500 toneladas. Los tochos de aluminio varían de 3" a 6" en el diámetro.

Se puede extruir de formas complejas, lo que es difícil de conseguir por otro proceso de manufactura, poniendo énfasis a su vez en la economía y la eficiencia del proceso.

El aluminio cristaliza en una red cúbica de caras centradas. El punto de fusión es de 650 °C. El punto de ebullición es de 2700 °C a 760 mm Hg.

El aluminio comercial es suave, blando, maleable y dúctil. Posee excelentes propiedades para el trabajo en frío como muestra el gráfico 3.1, puede ser sujeto a trabajo fuerte en la prensa, también puede ser manipulado en varios procesos. Cuando se está trabajando bajo la acción de la prensa el aluminio tiene la tendencia a mejorar sus propiedades durante el proceso bajo la acción de un buen lubricante.

Comercialmente el aluminio puro puede ser soldado, pegado o ribeteado. La única forma que el aluminio puro puede dar mejores propiedades de esfuerzo es por el trabajo en frío.

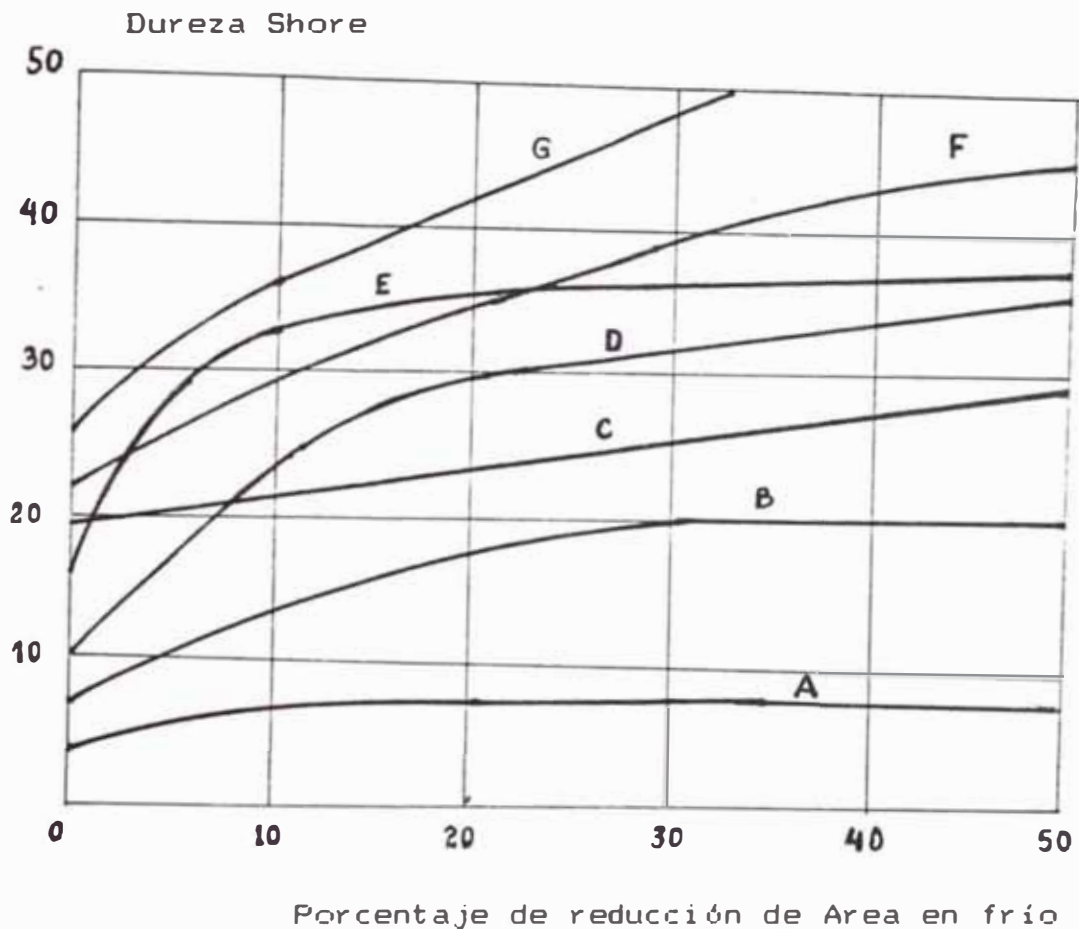


Fig. 3.1 Efectos del trabajo en frío sobre los valores de la dureza (A) Aluminio, (B) Cobre, (C) Acero, (D) Níquel puro, (E) Monel, (F) Incomel, (G) 18% Cr 8% Ni Acero Inoxidable.

### 3.1.3 El Cobre

Elemento bien cotizado que posee buenas condiciones de conductividad eléctrica y de calor, la

resistencia específica del cobre es  $0.018 \Omega\text{mm}^2/\text{m}$  y su conductividad térmica a  $20^\circ\text{C}$  es  $385 \text{ W}/\text{m}^\circ\text{C}$ . El cobre posee propiedades mecánicas valiosas, ésto es la maleabilidad y la ductibilidad.

En presencia del aire se cubre paulatinamente de una capa dura que protege al metal de la oxidación ulterior, por eso el cobre y sus aleaciones tienen una amplia aplicación en la construcción de líneas de transporte de energía y las comunicaciones de diferentes tipos, en la construcción de máquinas y aparatos eléctricos, en la técnica frigorífica (fábrica de intercambiadores de calor; de los dispositivos refrigeradores) y en la fabricación de máquinas químicas (aparatos de vacío, serpentines y otros). Cerca del 50% del cobre es usado en la industria eléctrica.

La más simple de las formas extruidas es la sección uniforme redonda, existen diversas formas complejas, el más extensivo es el campo estructural o de arquitectura. Hay muchas unidades o componentes que son estandarizados y poseen una forma externa irregular, esta forma puede ser extruida en forma de barras y luego cortadas de acuerdo al diseño requerido.

Las aleaciones comunmente extruidas son el latón y el bronce, usado el cobre puro obtendremos el cobre electrolítico de 99.98% de pureza, empleados para

conexiones en centrales eléctricas, subestaciones, pozos de tierra, etc.

#### **3.1.4 El Latón**

Es una aleación cobre zinc, posee mayor dureza que el cobre puro, tiene las mismas características de conductividad térmica que su aleante principal, el campo de aplicación de estos materiales es amplio ya que es bastante empleado en remaches, conductores eléctricos, joyería, termostatos, cartuchería, aletas de radiadores, grifería, válvulas, soldadura, cubierta de barcos, y otros.

El costo de la pieza terminada es inferior a la del cobre, debido a que el valor del zinc empleado no es comparable con el costo del cobre.

La temperatura de extrusión varía de 680 °C a 800 °C dependiendo del latón empleado y del porcentaje de cobre presente en la aleación. El latón tiene mayor facilidad de trabajo (embutición, matrizado, mecanización), aumenta la facilidad de moldeo, mejora la resistencia mecánica.

Observando el diagrama Cobre-Zinc se ve una amplia zona de solución sólida, aproximadamente hasta el 40% de Zinc con estructura cúbica de caras centradas como la del cobre, aumentando el porcentaje en el diagrama

encontramos la mezcla de fases alfa ( $\alpha$ ) y beta ( $\beta$ ), de ductibilidad baja, pero de resistencia mecánica elevada y que elevando la temperatura a 760°C de esta aleación se pasa a una sola fase ( $\alpha$ ) que es blanda y plástica y puede laminarse, forjarse y extruirse. A las aleaciones que contienen de 10 a 45% de Zinc se les conoce como latones industriales.

Los latones Alfa ( $\alpha$ ) se deforman fácilmente en frío cuando contienen de 10 a 35% de Zinc, el zinc mejora poco la resistencia a la tracción respecto al cobre.

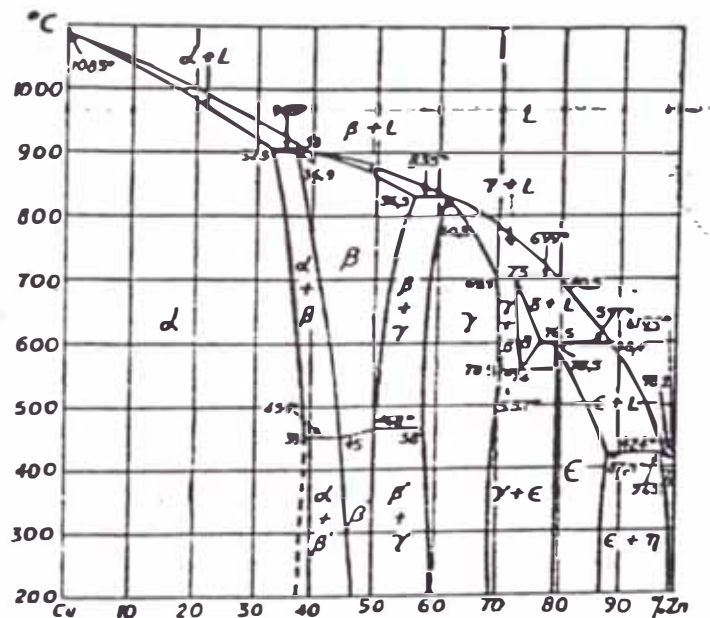


Fig. 3.3 Diagrama de Equilibrio de Aleaciones Cobre - Zinc.

Presentamos a continuación la tabla de materiales que pueden ser extruidos, así como sus características como temperaturas y velocidades de extrusión para no obtener fallas en el producto final y un normal desarrollo del proceso de extrusión del cobre y aleaciones, Aluminio y plomo.

Tabla 3.1 Características de la Extrusión

Material	Temp. de Extrusión (°C)	Veloc. de Extru.(m/s)	Resist.a la deform. (Kg/mm <sup>2</sup> )
Aluminio aleac.	480 - 600	0.25	7.60
Cobre	850		9.00
CuZn39Pb3	650 - 750		9.00
CuZn38Pb2	650 - 750		9.00
Cu85Zn15	800		12.96
Cu70Zn30	830	0.35	11.00
Cu67Zn33	750	0.35	9.26
Cu63Zn37	680 - 730	0.35	9.26
Cu60Zn40	700	0.60	9.26
Plomo	100 - 200	0.60	3.80

Referencia: "Metalúrgica" - Asociación de Ingeniería Metalúrgica del Perú.

Los latones se encuentran agrupados dentro de las normas CDA (Copper Development Alloys)

### **3.2 Capacidad de Producción**

Al desarrollar el presente trabajo, debemos basarnos en algunos parámetros característicos del equipo, para referirnos sobre cantidades objetivas y de esta manera obtener un dimensionamiento acorde con los objetivos deseados.

El factor tamaño o capacidad debe considerarse en todos los artículos comerciales y fabricados. El término tamaño puede referirse a dimensiones lineales, volumen, peso, velocidad u otras características del proceso o del producto.

Es muy importante la determinación de la capacidad del equipo, la que resultará de la evaluación en forma práctica y efectiva de las necesidades y los requerimientos del producto extruido y si es posible ampliar esta capacidad con miras a poder satisfacer futuras demandas, frecuentemente se determina esta capacidad por el peso de material trabajado en un lapso de tiempo (horas, días, meses, años, etc) por la máxima fuerza a desarrollar estas especificaciones nos dan un índice del tamaño del equipo, así como los accesorios que debe de necesitar, del costo total de la máquina y es un detalle que va a caracterizar a la máquina.

En nuestro caso realizaremos un estudio de las necesidades existentes a nivel local, nos valemos de los



requerimientos de productos extruidos que se realizan a la Fábrica de barras de latón del ejército, desde donde se concluyó que necesitamos producir total de mil toneladas métricas de producto extruido por un lapso de un año, que se distribuyen en la siguiente manera:

Cobre electrolítico	200 Ton/año
CuZn39Pb3	380 Ton/año
CuZn38Pb2	240 Ton/año
Cu60 Zn40	80 Ton/año
Cu63 Zn37	100 Ton/año
TOTAL	<u>1,000 Ton/año al año 1990</u>

Detallamos a continuación el uso de los latones en referencia.

El cobre electrolítico, es muy usado para aplicación directa en transmisión de energía eléctrica.

El CuZn39Pb3, es el latón americano de corte rápido, material para tornillería, cuya fabricación se hace en máquinas automáticas.

El CuZn38Pb2, es el latón de forja en caliente americano, usado para grifería, valvulería, elementos en circuitos oleodinámicos.

Cu60 - Zn40 es el famoso metal Muntz, utilizado para cubierta de barcos, colectores de condensador, varillas para soldar.

Cu63 - Zn37, es el latón amarillo, empleado para aleta de radiadores, alambres, etc.

Referencias del estudio efectuado para el análisis de la capacidad de producción la encontramos en el anexo Nº 1.

Se calcula que la prensa operará un turno de 08 horas/día, 05 días/semana, 04 sem/mes; lo que resulta 160 horas/mes.

Para 1000 Ton/Año debemos cubrir 83.33 Ton/mes, lo que significa 520.83 kg/hora.

Normalmente se programa extruir aproximadamente un tocho por cada 2 minutos, esto es 30 tochos/hora.

$$\text{Peso por cada tocho} = W_{\text{tocho}} = 520.83 \text{ kg}/30 \text{ tochos}$$

$$\text{Peso por cada tocho} = W_{\text{tocho}} = 17.33 \text{ kg/tocho}$$

Debemos reunir estas condiciones para poder cumplir con el compromiso de producción de 1,000 Ton/Año. Luego adecuaremos el peso del tocho para las dimensiones óptimas del mismo.

### **3.3 Relación de Extrusión**

Se define relación de extrusión a la relación de áreas, de la sección del contenedor y la sección del agujero de la matriz.

$$\rho = R_e = \frac{A_c}{A_e}$$

$A_c$ : Area de la sección transversal del contenedor

$A_e$ : Area del agujero de la matriz.

Naturalmente, en el caso de la extrusión con más de un agujero,  $A_e$  será igual a la suma de las áreas de los agujeros.

La relación de extrusión es el parámetro que determina directamente la transformación que se quiere realizar.

Uno de los factores que influyen en las características finales del material, es el tamaño del tocho, al inicio del proceso de extrusión. En los perfiles delgados, tanto en el calentamiento como en el enfriamiento se observará poca diferencia de temperaturas entre la periferia y el interior de la pieza, pero si se trata de una pieza metálica de gran diámetro se comprende perfectamente que la temperatura del interior sea inferior en el calentamiento que la de su superficie exterior, ya que la transferencia de calor se hace desde el exterior hacia el interior y esto no se realiza instantáneamente, considerando que la transferencia de calor se realiza a través del diámetro del tocho, necesitamos de un tiempo determinado para una elevación de temperatura en forma casi homogénea, de manera que

esta consideración limite el diámetro del tocho de entrada a la cámara de extrusión.

La experiencia determina que para cada material, existe un campo de relaciones óptimas de extrusión a los cuales el proceso de extrusión se realiza con regularidad. Para lo que concierne a los latones al plomo, para torneadura (operación de torneado) o estampa al calor (CuZn39Pb2 - CuZn39Pb3) se puede considerar el siguiente campo óptimo:

$$Re = 3 - 156$$

Para un latón binario Cu Zn70/30

$$Re = 3.5 - 156$$

Para el aluminio la relación de extrusión es mayor que 156.

Confrontando los posibles campos de extrusión, se nota la diferencia de actitudes de extrusión.

Estos rangos de valores determinan que los menores corresponden a la mínima relación de extrusión y no son técnicamente aceptables por tener que realizar utilajes especiales, ya que es inusual los pequeños cambios de medida; asimismo los mayores corresponden a la máxima relación de extrusión, no son aceptables para el equipo,

por lo que la máquina no lo podría extruir, debido a las características del diseño.

Observamos más adelante que esta relación interviene en forma directa en la evaluación de la fuerza de extrusión.

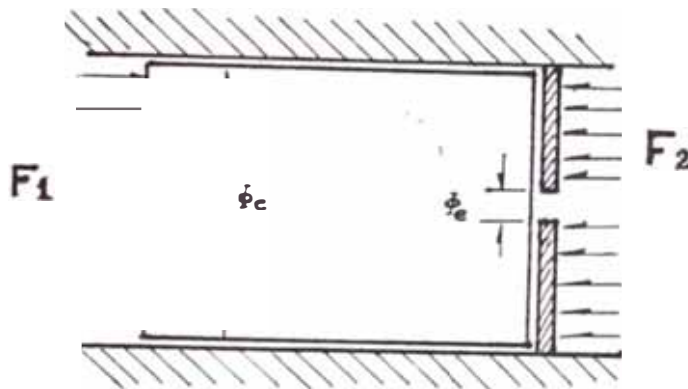


Fig. 3.4 Esquema de acción de fuerzas durante la extrusión.

La figura 3.4 está referida a la distribución de fuerzas en la parte de la cabeza del émbolo,  $F_1$ , actuante sobre toda el área no agujereada de la matriz, analizando la presente ilustración notamos que cuanto mayor sea el agujero de la matriz, menor será la fuerza  $F_2$  que se oponga a la acción de la prensa de extrusión influye considerablemente sobre la presión necesaria para la realización de la extrusión.

La deformación se calcula así:

$$E_x = \int_{L_0}^L dE = \int_{L_0}^L \frac{dL}{L} = \left[ \ln \right]_{L_0}^L = \ln \left( \frac{L}{L_0} \right)$$

Como el volumen es constante, se cumple:

$$\pi \bar{x}_c^2 L_0 = \pi \bar{x}_e^2 L$$

$$\frac{\bar{x}_c^2}{\bar{x}_e^2} = \frac{L}{L_0}$$

La deformación referida como relación de áreas, varía con el logaritmo neperiano de dicha relación, como se analizó en 2.3.1 Deformaciones.

### 3.4 Resistencia a la Deformación

Es propio de cada material, representa la dificultad que genera el metal, para un cambio de forma, ante la acción de una fuerza de compresión realizada por un punzón, y existiendo un alivio del material, debido a una área de salida menor y de diferente forma, que el área de la sección transversal del tocho. Esta resistencia depende mucho de la temperatura en un elemento, origina que las partículas alcancen mayor **velocidad, esto es,** aumenta su energía cinética, generando un alejamiento intermolecular y el elemento alcanza un alto nivel de fluidez.

La resistencia a la deformación es mínimo para una composición de aleación siempre y cuando la estructura sea homogénea al máximo, de allí que sea interesante el

"homogenizar" (Calentamiento tan prolongado y tan cerca a la de licuación como sea posible) los tochos de fundición antes de su extrusión.

### 3.5 Presión de Extrusión

Se define así comunmente a la relación entre el empuje expresado en kilos - fuerza ejercitado por el punzón sobre el tocho durante el proceso de extrusión y el área de la sección transversal del contenedor.

$$P = \frac{F}{A_c}$$

El cálculo de la presión de extrusión es bastante complejo, por la existencia de variables que en todo momento de la extrusión son cambiantes, pero, se realizaron razonamientos matemáticos, que se iniciaron con la fórmula de FINK, relativa al trabajo que se necesita para realizar la deformación plástica de un material, dicha fórmula afirma que, supuesta una deformación uniforme, el trabajo de deformación es igual al volumen del cuerpo deformado por la resistencia a la deformación del material, por la máxima deformación principal.

$$W = V \times \rho \times \ln \frac{A_c}{A_e} \quad (1)$$

Dicha fórmula ha sido tomada por Siebel, que la ha utilizado en el cálculo de la fuerza que se necesita para efectuar la extrusión.

Para este proceso, en el cual un tocho cilíndrico, se transforma en una barra redonda, la máxima deformación principal está dado por el logaritmo neperiano de la relación entre la longitud final extruida y la longitud inicial del tocho:

$$\frac{l_e}{l_c} = \frac{A_c}{A_e}$$

$$W = F \times e$$

$$F = \frac{W}{e}$$

$$F = A \times \rho \times \ln(A_c/A_e) \quad (2)$$

$$P = \rho \times \ln(A_c/A_e) \quad (3)$$

Donde:

W = Trabajo necesario para la extrusión

F = Fuerza necesaria para la extrusión

$l_e$  = Longitud del extruido

$l_c$  = Longitud de la cámara de extrusión

$A_e$  = Area de la sección del agujero de la matriz

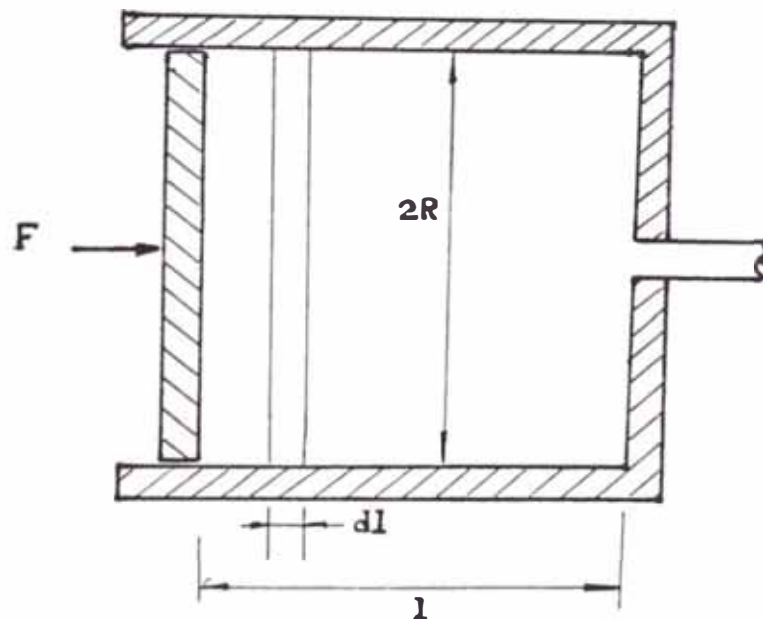
$A_c$  = Area de la sección transversal del contenedor

$\rho$  = Resistencia a la deformación (kg/mm<sup>2</sup>)



En realidad lo que se afirma en (3), es puramente teórico, dado que la resistencia a la deformación no es una constante, y que depende de la temperatura y de la velocidad de extrusión, además la relación (3) no contempla los efectos que produce sobre la presión de extrusión un flujo no homogéneo. En la práctica las fuerzas necesarias y el incremento de trabajo necesario para que pueda ser transformado en un producto de deformación existen dos criterios:

- a. Suponiendo que en el interior del recipiente el metal para ser extruido está soportando una presión hidrostática, lo que nos permite igualar los esfuerzos axial y radial.



Tomemos un tocho, para lo cual sea la fuerza  $F$  necesaria para extruirlo, el tocho de longitud " $l$ " en

un recipiente de radio "r", la fuerza F necesaria para extruir la rodaja de espesor l y si  $\mu$  es el coeficiente de fricción entre las paredes del contenedor y el tocho.

$$P = \frac{F}{\pi R^2} = \frac{N}{A} = \frac{dF}{2\pi R dl \mu}$$

$$P_{axial} = P_{lateral} = P$$

$$F = \mu \times N$$

De donde:

$$\frac{dF}{F} = \frac{2\mu dl}{R}$$

Integrando ambos miembros desde  $F_0$  a F y de 0 a "l", tenemos:

$$\ln(F/F_0) : 2\mu l/R$$

$$\frac{F}{F_0} : e^{\frac{2\mu l}{R}} \quad (4)$$

De (2) y (4) deducimos la fórmula general de extrusión

$$F : \pi \times R^2 \times \ln \delta \times e^{\frac{2\mu l}{R}} \times \rho \quad (5)$$

Donde:

R : Es el radio del contenedor

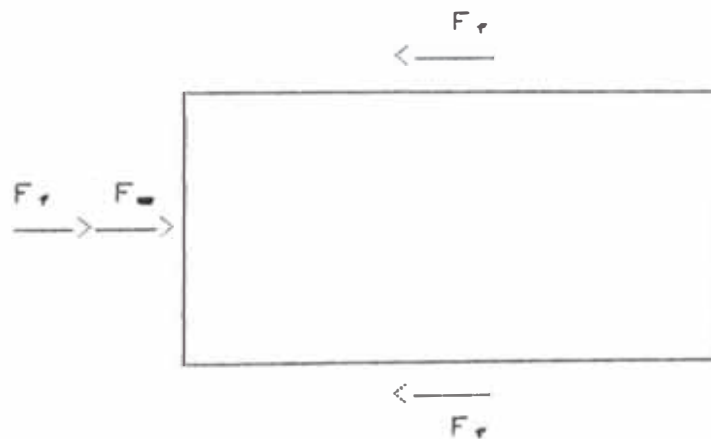
$\delta$  : Representa la relación de extrusión

$\rho$  : Resistencia a la deformación del material. (kg/mm<sup>2</sup>)

$\mu$  : Coeficiente de fricción entre el tocho y la superficie interior de la cámara de extrusión

l : Es la longitud del tocho

- b. Otra forma de evaluar es realizando un diagrama cuerpo libre del tocho, se analiza como que la fuerza total necesaria para poder realizarse la extrusión, resulta de la fuerza para extruir propiamente el metal y de la fuerza para vencer la fricción generada por el rozamiento del tocho con las paredes internas del contenedor.



$$F_e = F_e + F_r$$

$$F_e = \pi R^2 \times \rho \ln(A_c/A_e) + \mu \times 2\pi R l \rho \quad (6)$$

Naturalmente dicha fórmula depende grandemente del estado de la superficie del contenedor y del tocho, es por este motivo que se hará necesario que la superficie

exterior del tocho sea lo más pulida posible o libre de impurezas, de manera que no originen un aumento de la fuerza de extrusión.

En el caso de la extrusión inversa, no existiendo un movimiento relativo entre el tocho y el contenedor, no se desarrollan fenómenos de fricción.

Analizando las fórmulas (5) y (6), resulta más real la aplicación de la fórmula (6), debido a que el otro caso presupone condiciones demasiado teóricas de hidráulica pura, lo que no es muy cierto, es ideal y no se cumple, resultando (6) de uso práctico en los talleres donde existen prensas de extrusión / para el uso en el diseño de ellas.

Muchos trabajos de investigación han sido hechos sobre modelos matemáticos de los procesos de extrusión, pero ciertas asunciones deben ser realizadas en varios casos. luego comparando los resultados obtenidos con esas predicciones podría ser relativamente simple conseguir la variación de la fuerza en el proceso de extrusión, pero, cada uno de los factores actuantes es variable en cada ecuación y no podría ser instantáneamente mediables. Por ejemplo, el coeficiente de fricción es alto al inicio de la extrusión seguido por un decrecimiento y luego una variación lineal, la resistencia a la deformación varía de acuerdo a la velocidad de extrusión y la temperatura

del tocho, el calor del tocho disminuye por la pérdida térmica a través de las paredes de la cámara de extrusión.

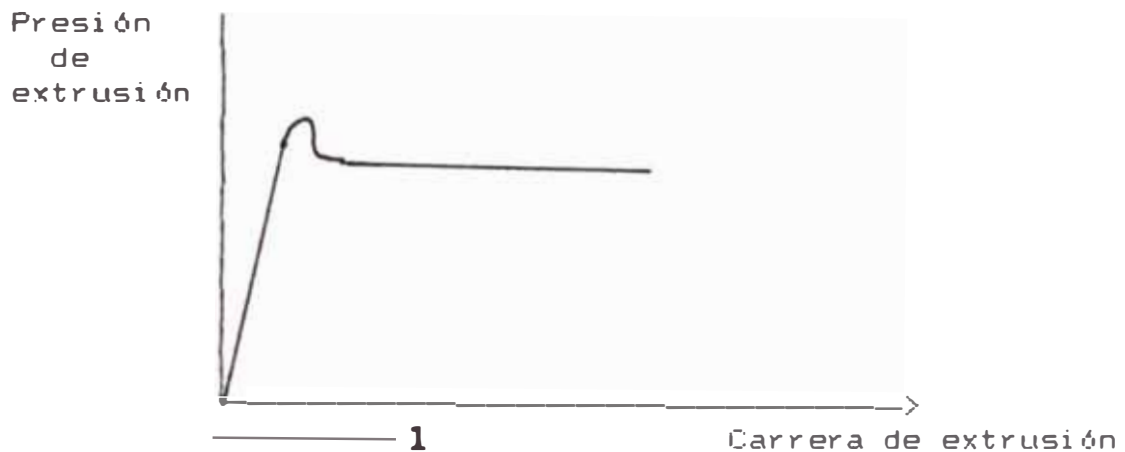


Fig. 3.5 Variación de la Presión en una Prensa durante la Operación de Extrusión.

### 3.6 Temperatura de Extrusión

Cada metal o aleación está caracterizado por un campo de temperaturas, en el cual puede desarrollarse el proceso de extrusión. (Tabla 3.1)

Naturalmente dentro de este campo de temperatura para cada producto será necesario buscar la temperatura que le da al material la plasticidad óptima. Este valor de temperatura está condicionado por los siguientes factores:

Dimensión del producto extruido

Forma del extruido

Relación de extrusión

- Longitud del tocho

Presión de extrusión

Temperatura de los utilajes que intervienen en el proceso.

Es muy claro que el establecer la exacta temperatura depende de mucho de la experiencia práctica.

De acuerdo a bases teóricas y algo prácticas se concluye que la temperatura de extrusión es aproximadamente 1.5 veces la temperatura de fluencia. También es necesario aclarar que la temperatura de los utilajes debe ser mantenida constante y en un nivel en la cual no exista una transferencia de calor (del tocho al utilaje) en forma excesiva, esto para lograr la extrusión a la temperatura adecuada.

### **3.7 Velocidad de Extrusión**

Parámetro que condiciona el proceso de manera determinante, de modo que por esta condicionante obtenemos las características requeridas en el material extruido.

Para cada producto singular existe un campo de velocidades en el cual el proceso se desarrollará, dicho campo de velocidades se reduce posteriormente, debido a las condiciones de extrusión, esto es:

- Presión de extrusión
- Relación de extrusión
- Temperatura
- Forma de producto extruido
- Longitud del tocho
- Temperatura de los utilajes

La velocidad de extrusión tiene gran influencia sobre la presión de extrusión. Si consideramos mantener constantes todos los parámetros que condicionan la extrusión y variar sólo la velocidad, suponiendo además que el contenedor esté a una temperatura óptima (donde las dispersiones térmicas estén reducidas al mínimo). Podemos notar que la presión específica necesaria para iniciar la extrusión aumenta, al aumentar la velocidad de extrusión.

El nivel de la curva compresión - deformación puede elevarse aumentando la velocidad de extrusión, este aumento es semejante a una reducción de temperatura.

Ante el análisis de cada uno de los factores que intervienen para la correcta ejecución del proceso de extrusión, se observa que casi todos los parámetros varían independientemente, pero relacionados ante cualquier variación de uno de los otros factores mencionados.

### 3.8 Modelo de la Máquina Extrusora

En este capítulo se bosquejará la disposición de la prensa de extrusión, dentro del conjunto de equipos complementarios, a fin de que el proceso de extrusión se realice con las facilidades necesarias y se pueda optimizar el proceso completo de extrusión.

La prensa necesita de los siguientes equipos complementarios:

- Horno de calentamiento de tochos
- Sistema de alimentación de tochos
- La prensa propiamente dicha
- El banco de salida
- La bobinadora

Presentamos a su vez el esquema básico de la prensa de extrusión directa con sus partes fundamentales.

La prensa consta de:

- El bastidor
- La cabeza de extrusión o contenedor
- El punzón
- El cilindro hidráulico principal
- Los cilindros hidráulicos secundarios
- La matriz
- La central hidráulica
- El tablero eléctrico



El bastidor, es la parte de la máquina que da la rigidez necesaria para la ejecución del proceso, sobre la que apoyan las fuerzas actuantes y soportan los elementos principales.

La cabeza de extrusión o contenedor, viene a ser la parte central de la prensa, porque es aquí donde se efectúa el proceso, contiene además al sistema de calentamiento de la cabeza de extrusión.

El punzón, elemento de presión del tocho

El cilindro hidráulico principal, es la que realiza la fuerza de extrusión, su accionamiento es hidráulico.

Cilindros hidráulicos secundarios, su objetivo es movilizar la cabeza de extrusión, a fin de cargar el tocho y ponerlo en posición de extrusión.

La matriz, elemento primordial que da la forma requerida del proceso extruido.

La central hidráulica, abastece del fluido necesario para el trabajo de los cilindros hidráulicos.

El tablero eléctrico, contiene los dispositivos de gobierno de la prensa de extrusión.

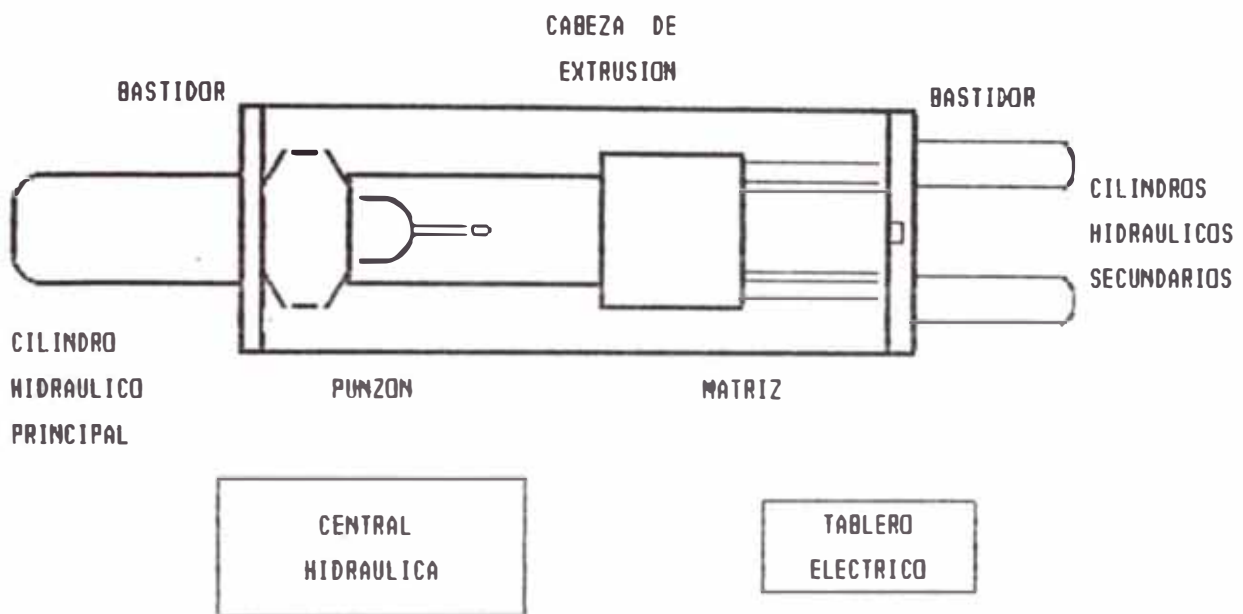


Fig. Nº 3.6 MODELO DE LA PRENSA DE EXTRUSION DE 600 TN

### 3.9 Factor de Seguridad

Mediante los ensayos a tracción y compresión se obtienen los datos fundamentales sobre las propiedades mecánicas del material. El método de cálculo fundamental y más difundido es el basado en los esfuerzos de tracción. Según este método el cálculo de la resistencia o esfuerzo se realiza por la tensión máxima  $S_{max}$ . Este valor no debe sobrepasar cierto límite característico del material seleccionado. El cálculo basado en los esfuerzos de tracción se realiza según el esquema:

$$S_{max} : \frac{S_y}{n}$$

Cuando la estructura se encuentra en la etapa de diseño, y ciertas características dimensionales deben determinarse directamente de la condición de Resistencia  $S_y$  es el límite de fluencia aplicado para materiales plásticos; en caso de materiales frágiles y en algunos casos cuando se trata de materiales de plasticidad moderada, el esfuerzo máximo que podrá desarrollar dicho material se evaluará de la siguiente manera:

$$S_{max} : \frac{S_r}{n}$$

$S_{max}$  : Esfuerzo máximo

$S_y$  : Esfuerzo de fluencia

$S_r$  : Esfuerzo de rotura

$n$  : Factor de seguridad <2, 5>

## CAPITULO IV

### DISEÑO DE LA CABEZA DE EXTRUSION

#### 4.1 La Cabeza de Extrusión

La cabeza de extrusión es la parte principal de la prensa de extrusión, ya que en su interior se realiza la función para la que es diseñada toda la prensa, y para lo cual posee diversos utilajes. De acuerdo a las características de este proceso será necesario que la cabeza de extrusión tenga resistencia a los esfuerzos mecánicos y resistencia al trabajo en caliente, por lo que deben utilizarse materiales adecuados.

Los aceros para trabajos en caliente, incluyen todos los aceros para herramientas, detallamos algunas condiciones y propiedades que deben cumplir:

- Gran dureza y resistencia en caliente

- Gran templabilidad para que las grandes piezas lleguen a adquirir suficiente dureza en el temple y puedan ser enfriados en aceite o aire y así evitar deformaciones y grietas en los tratamientos térmicos.

Resistir sin agrietarse, los cambios bruscos y repetidos de temperatura.

- Tener gran resistencia al desgaste.

Tener gran tenacidad, sobre todo en el caso que las herramientas durante el trabajo estén sometidas a choques continuos y repetidos.

Debemos analizar previamente el tamaño óptimo del tocho, por lo que nos remitimos al volumen del tocho necesario, resultado de nuestra capacidad de producción.

Luego, la fuerza necesaria que debe desarrollar la prensa para la operación de extrusión está dado por:

$$F : (\pi D^2/4) \times (\rho \times L_n (D/d)^2 + \int \mu \pi D l)$$

La presión de extrusión necesaria será:

$$P_{ex} : 4 F / \pi D^2$$

La presión sobre el cilindro interno de la cámara de extrusión se evaluará de la forma:

$$P/C : (F/\mu) \times (\pi D l)$$

La extrusión no se realizará sobre la longitud completa del tocho a fin de evitar que el punzón malogre la matriz y que el producto extruido no presente las fallas de esta última parte del tocho, luego la extrusión terminará faltando treinta milímetros antes del final del tocho, por lo que el volumen útil de extrusión será igual a la longitud del tocho menos treinta milímetros.

Simbología: D : Diámetro del tocho  
L : Longitud del tocho  
 $\mu$  : Factor de fricción  
V : Volumen total  
 $V_u$  : Volumen útil  
 $A_c$  : Area de la sección transversal del contenedor  
F : Fuerza de extrusión  
P/C : Presión sobre la camisa de extrusión

Consideraciones para determinar la longitud del tocho:

- La industria nacional nos puede proveer lingotes de 76, 100, 150, 200 milímetros de diámetro.

El peso mínimo necesario del tocho debe ser 17.33 kg.

El peso específico del latón es 8400 kg/m<sup>3</sup>.

El menor diámetro de producto extruido será 8 mm.

La resistencia a la deformación promedio del latón es de 10 kg/mm<sup>2</sup>. (Tabla 3.1)

A continuación presentamos el resultado de los cálculos de fuerza y presiones más significativos.

D(mm)	A <sub>e</sub> (cm <sup>2</sup> )	l (cm)	L (cm)	V (cm <sup>3</sup> )	V <sub>u</sub> (cm <sup>3</sup> )	F (kg)	kg/mm <sup>2</sup>	
							F <sub>ex</sub>	P/C
76	45.36	45.0	45.0	2041.2	1905.12	311700	68.72	29.01
100	78.54	25.0	40.0	3141.6	2905.98	522404	66.51	41.57
150	176.71	11.5	30.0	5301.3	4771.17	1177341	66.63	83.28
200	314.16	6.3	20.0	6283.2	5340.72	2148143	68.38	170.94

Seleccionamos tochos de diámetro 100 mm, con una longitud de 400 mm, por las siguientes razones:

1. El volumen útil es compatible con el volumen del tocho necesario.
2. La longitud del tocho no origina una dimensión muy larga de la prensa.
3. Estas dimensiones del tocho nos permite seleccionar una prensa hidráulica de extrusión de 600 Tn.
4. La presión sobre la camisa de extrusión origina relativamente baja sollicitación de presiones sobre ella.

Por razones de diseño del tocho y con el régimen de extrusión proyectado la prensa estaría en capacidad de

extruir 1400 Tn/Año, lo que significa un mayor volumen de producción al que descontando la merma del rendimiento standard nos garantizará una producción de 1100 Tn/Año.

Dentro de la gran variedad de aceros para trabajos en caliente encontramos:

El acero DIN X32CrMoV33, correspondiente a un AISI H10.

Cuyas características son:

Es templado a 1020 - 1050 °C

Revenido a 500 - 550 °C

- Máxima dureza: 51 HRC

Resistencia a la tracción: 178 kg/mm<sup>2</sup>

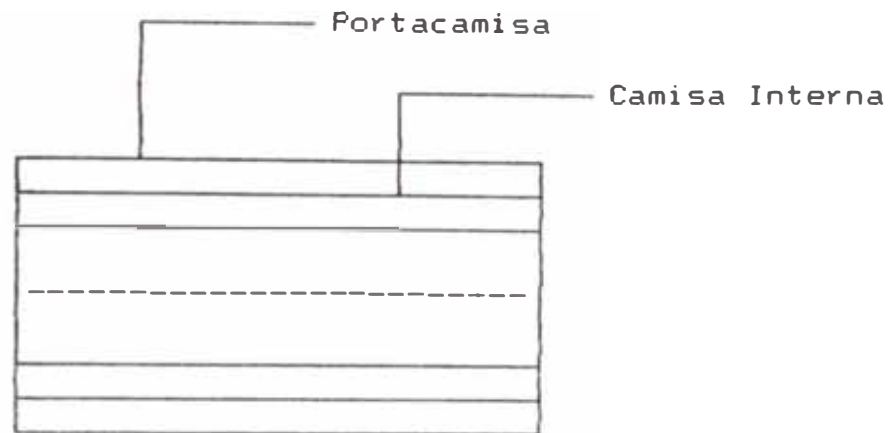
#### 4.1.1 Criterios de Resistencia Mecánica

La cabeza de extrusión está sometida a elevadas presiones internas, los que originan grandes esfuerzos mecánicos. Asimismo, la cabeza está expuesta al desgaste, producto de las fricciones en el cilindro interno de la camisa y para evitar la dificultad de mover o cambiar la gran masa de la cabeza de extrusión, además por el elevado esfuerzo actuante, se sugiere construir la cabeza de extrusión con dos cilindros, los que se montarán zunchados el uno al otro, esto para dar la maniobrabilidad de mantenimiento, debido a la relativa facilidad de poder conseguir la dimensión interna



original de la camisa de extrusión y para poder resistir la presión de extrusión (FEODOSIEV)

Se muestra a continuación el corte de la composición del cilindro de extrusión.



Efectuaremos el diseño del cilindro de extrusión de acuerdo a la teoría de cilindros de paredes gruesas, comprobaremos por dicha teoría y dimensionaremos los diámetros de los cilindros que son denominados como: portacamisa y la camisa interna.

El problema de la determinación de las tensiones y los desplazamientos en el cilindro de paredes gruesas, se denomina problema de Lamé.

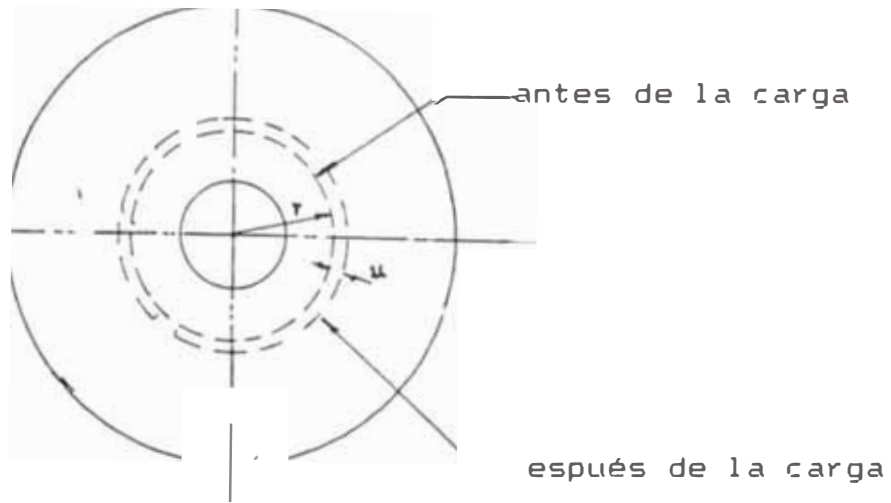


Fig. 4.1 Desplazamientos radiales en un cilindro de paredes gruesas

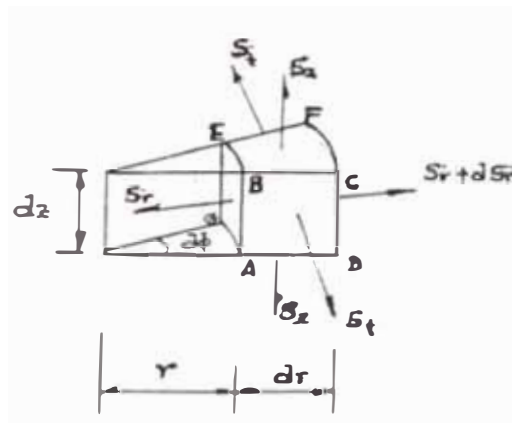


Fig. 4.2 Equilibrio de Fuerzas en un Sector del Cilindro

Proyectando las fuerzas que actúan sobre el elemento en la dirección del radio obtenemos la relación de equilibrio siguiente:

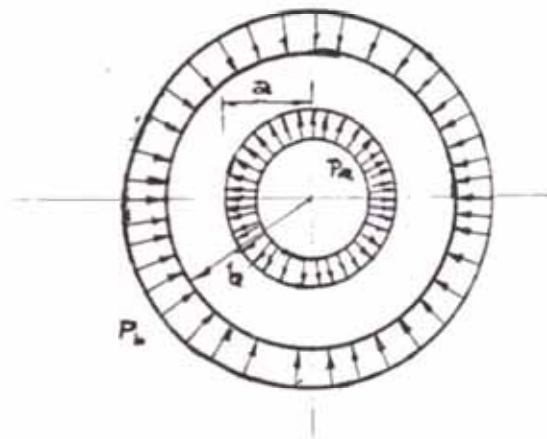
$$(S_r + dS_r) \cdot (r + dr) \cdot d\theta \cdot dz - S_r \cdot r \cdot d\theta \cdot dz - S_\theta \cdot dr \cdot dz \cdot d\theta = 0$$

De donde se obtiene:

$$S_r + \frac{d S_r}{dr} - S_\theta = 0$$

$$\frac{d}{dr} (S_r \cdot r) - S_\theta = 0$$

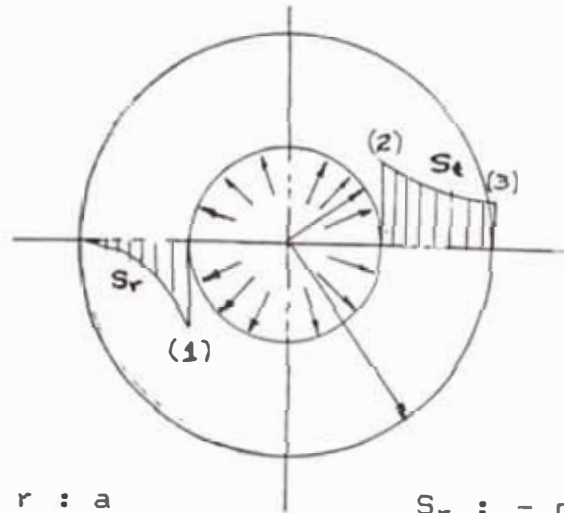
Generalizando Lamé concluyó en la fórmula general para cilindros de paredes gruesas, soportando presiones internas y externas.



$$S_{r_\theta} : \frac{p_a a^2 - p_b b^2}{b^2 - a^2} \pm \frac{a^2 b^2 (p_a - p_b)}{r^2 (b^2 - a^2)} \quad (I)$$

Para el cilindro sometido a presión interna

$$S_{r_\theta} : \frac{p_a a^2}{b^2 - a^2} \left( 1 \mp \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (II)$$



$$\begin{aligned} (1) & - p \\ (2) & p \frac{(b^2 + a^2)}{(b^2 - a^2)} \\ (3) & p \frac{2 a^2}{b^2 - a^2} \end{aligned}$$

Cuando  $r : a$

$$S_r : - p$$

$r : b$

$$S_r : 0$$

$r : a$

$$S_t : p(b^2 + a^2)/(b^2 - a^2)$$

$r : b$

$$S_t : p \cdot 2 \cdot a / (b^2 - a^2)$$

Según la teoría de tensiones tangenciales (cuando no existe la fuerza axial, es decir cuando  $S_x : 0$ )

$$S_{\text{eq}} : S_1 - S_2 : p(b^2 + a^2)/(b^2 - a^2) - (- p)$$

$$S_{\text{eq}} : p \cdot 2 \cdot b^2 / (b^2 - a^2)$$

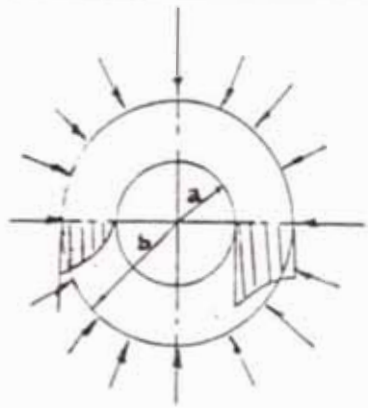
La tensión equivalente es de acuerdo a la expresión anterior, cuando  $b : \infty$

$$S_{\text{eq}} : 2p$$

Esto es, si el límite de elasticidad del material es  $60 \text{ kg/mm}^2$ , en el caso de cilindro de espesor infinitamente grande las deformaciones serán elásticas para presiones inferiores a  $30 \text{ kg/mm}^2$ . Cuando el cilindro está solicitado por presión exterior.

$$S_{r\theta} : - \frac{p \cdot b^2}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{a^2}{r^2} \right)$$

(III)



$r : a \quad S_r : 0$

$r : b \quad S_r : - p$

$r : a \quad S_\theta : - p \cdot 2b / (b^2 - a^2)$

$r : b \quad S_\theta : - p(b^2 + a^2) / (b^2 - a^2)$

Fig. 4.2 Distribución de Esfuerzos en el Espesor de Cilindro sometido a presión exterior

La tensión equivalente máxima ocurre en la superficie interior del cilindro, cuando no existe fuerza axial.

$S_{\theta a} : S_1 - S_3 : 0 - (-p \cdot 2b / (b^2 - a^2))$

$S_{\theta a} : p \cdot 2b / (b^2 - a^2)$

Que es muy similar con la del caso de sollicitación interior.

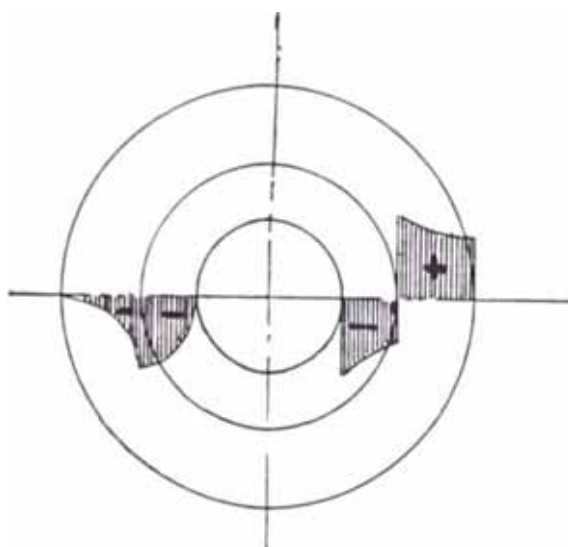


Fig. 4.3 Cuadro de Distribución de Esfuerzos de los cilindros compuestos

El aumento de espesor del cilindro no puede en todos los casos, garantizar la resistencia necesaria cuando el espesor tiende al infinito, es decir:

$$S_{\sigma} : 2.p$$

Cuando en el cilindro de paredes gruesas es necesario mantener una alta presión, resulta imprescindible que el límite de fluencia del material sea por lo menos dos veces superior, en la actualidad no existen materiales de tan alta resistencia.

Una solución a este problema la constituye la creación de cilindros compuestos y unidos a presión. Designamos por "a" el radio interior del primer cilindro (pequeño) y "c" el exterior del mismo cilindro. El radio interior del segundo cilindro es una magnitud  $\Delta$  menor que

el radio exterior del segundo cilindro, es decir " $c - \Delta$ ", el radio exterior del segundo cilindro es " $b$ ". Si calentamos el segundo cilindro, este aumentará así su radio interior, resultando que el primer cilindro se podrá introducir libremente en el segundo.

Durante el enfriamiento, entre los cilindros surgirá la presión de contacto " $p_c$ ". Durante el encaje el radio exterior del cilindro interior disminuye y los puntos del cilindro situados sobre la superficie de contacto recibirán un desplazamiento negativo " $u_1$ ", el radio interior del cilindro exterior aumentará y aparecerá aquí un desplazamiento positivo " $+u_2$ ".

La suma  $u_2 - (-u_1)$  será igual a la apertura

$$u_2 + u_1 : \Delta$$

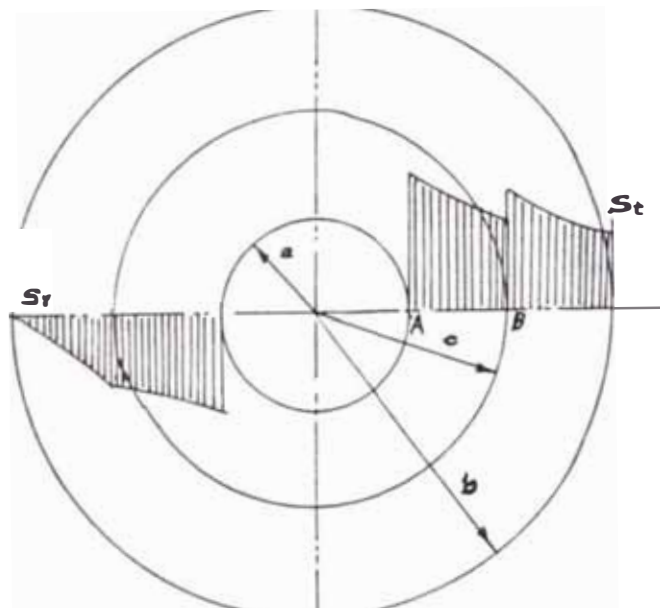


Fig. 4.4 Cuadro de Distribución de Esfuerzos en dos Cilindros Unidos

De la expresión anterior obtenemos:

$$p_k : \frac{E \Delta}{2c^3} \frac{(c^2 - a^2)(b^2 - c^2)}{b^2 - a^2} \quad (IV)$$

Donde  $\Delta$  es la interferencia, durante el encaje el cilindro interior queda sometido a una presión exterior  $p_k$  y el cilindro exterior a una presión interior igual a la primera.

El cuadro de distribución de tensiones en los cilindros unidos se muestra en la figura 4.3.

Si se le somete ahora al cilindro compuesto a una presión interior, entonces las dos partes del cilindro compuesto trabajarán como una sola, resultando que las tensiones que se originan se determinarán por la fórmula II. Estas tensiones se sumarán algebraicamente con las tensiones originales debidas al ajuste por contracción (Fig. 4.4). En los puntos interiores son las más tensados, las tensiones de trabajo y las de apriete son de signos contrarios. Por lo tanto, la tensión total aquí disminuye resultando que el cilindro compuesto es capaz de resistir mayor presión que el cilindro simple. Tomamos en cuenta, sin embargo, que como consecuencia del ajuste, en la zona de contacto, en el cilindro exterior aumentarán los esfuerzos, determinaremos la condición de igualdad de resistencias equivalentes de los dos cilindros.



$$Seq_A : Seq_B$$

De acuerdo a la expresión I obtendremos para el punto A

$$Seq_A : S_1 - S_2$$

$$Seq : p \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - p_k \frac{2c^2}{c^2 - a^2} - (-p)$$

Para el punto B

$$Seq : \frac{pa^2}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{c^2}\right) + p_k \frac{b^2 + c^2}{b^2 - c^2} - \frac{pa^2}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{c^2}\right) - (-p_k)$$

Igualando las dos expresiones para los puntos A y B, introduciendo despejado de la relación IV, con lo que garantizamos la igualdad de las resistencias, y por último eliminamos la presión de contacto  $p_k$  y hallaremos el esfuerzo equivalente del sistema cilindro compuesto.

$$Seq : p \frac{2b^2}{b^2 - a^2} \left[ 1 - \frac{1}{\frac{b^2}{b^2 - c^2} - \frac{c^2}{c^2 - a^2}} \right] \quad (V)$$

El valor mínimo de la relación (V) corresponde a  $c: \sqrt{a \times b}$  (VI)

El esfuerzo equivalente mínimo está dado por:

$$Seq : p \frac{b}{b - a} \quad (VII)$$

#### 4.1.2 Diseño de la Cabeza de Extrusión por Resistencia Mecánica

Disponemos de los siguientes datos:

- Fuerza máxima de la prensa (F) : 522,404 kg
- Diámetro interior del cilindro (2a) : 100 mm
- Resistencia a la tracción del acero escogido a la temperatura de trabajo ( $R_e$ ) : 140 kg/mm<sup>2</sup>
- Presión sobre la camisa interna del contenedor (p) : 41.57 kg/mm<sup>2</sup>
- Factor de seguridad (n) : 2.40

$$S_{eq}^{min} : \frac{R}{n}$$

$$S_{eq}^{min} : 58.33 \text{ kg/mm}^2$$

Aplicando la relación (VII)

$$b : 174 \text{ mm, seleccionamos } b : 175 \text{ mm}$$

El valor mínimo de c según VI es igual:

$$c : 93.54 \text{ mm}$$

escogemos  $c : 95 \text{ mm}$

Para que no ocurra deslizamiento entre la camisa interna y porta camisa debe existir un ajuste adecuado que garantice el no resbalamiento ante la máxima

que puede desarrollar el cilindro hidráulico principal de la prensa de extrusión.

$$F : \mu \times N$$

N : Fuerza Normal a la superficie de deslizamiento

$\mu$  : Coeficiente de fricción entre las superficies en contacto

$$N : F/\mu$$

$\mu$  : 0.87 (fierro sobre fierro, Manual del Ingeniero Mecánico : L. Marks)

N : 608,464 kg

La presión de contacto evaluaremos sobre el área lateral del cilindro de diámetro 190 mm y una longitud de 400 mm.

A : 238,761 mm<sup>2</sup>

$\rho_w$  : 2.515 kg/mm<sup>2</sup>

E : 21,000 kg/mm<sup>2</sup>

Despejando de la expresión (IV) obtenemos

$$\Delta : 0.041 \text{ mm}$$

Corresponde a un ajuste H7/r6, de acuerdo a las normas DIN 7157, pág. 5; la presión hallada es de deslizamiento, por lo tanto deberemos contar con una presión superior, como presión de interferencia.

Luego seleccionamos un ajuste por interferencia H7/s6 donde la discrepancia puede ser 0.076 a 0.151 mm

Recalculando con : 0.076 mm

$p_k : 4.72 \text{ kg/mm}^2$

La fuerza normal debería ser N : 1126,952 kg

Y para que exista deslizamiento la fuerza causante de tal acción valdría

F : 980,448 kg

Lo que no ocurrirá, ya que el sistema hidráulico desarrolla una máxima fuerza de 522,404 kg

#### **4.1.3 Por Consideraciones Térmicas**

El contenedor deberá ser precalentado hasta la temperatura de 450 °C. Luego, se tendrá en cuenta ese factor para la selección del acero a usarse, revisando manuales de acero de la firma Boehler, observamos sus curvas de resistencia a altas temperaturas y escogemos DIN x 32 CrMoV 33, ya que nos ofrece una resistencia a la tracción de 140 kg/mm<sup>2</sup> a una temperatura de 700 °C.

Las deformaciones originadas por un esfuerzo actuante está dado por:

$$\delta = \frac{\sigma}{E} L_0$$

Por dilatación térmica sabemos que la deformación se calcula así:

$$\delta = \alpha \Delta T L_0$$

Luego, al existir los dos fenómenos actuando sobre el mismo elemento el esfuerzo actuante lo calculamos así:

$$\sigma = \alpha E \Delta T$$

La dimensión final del diámetro de la camisa de extrusión será:

$$d_f = d_0 [1 + \alpha \Delta T]$$

Para algunos materiales se cumple que:

$$d_f = d_0 \left[ 1 + a \left( \frac{t}{1000} \right) + b \left( \frac{t}{1000} \right)^2 \right]$$

Siendo a y b constantes para cada material

Metal	1000 a	1000 b	Intervalo °C
Aluminio	22.640	9.720	0 - 610
Fundición	2.794	5.660	0 - 627
Hierro de horno Martins	11.475	5.301	0 - 749
Hierro maleable	11.705	5.255	0 - 499
Acero	11.182	5.259	0 - 749
Cobre	16.700	4.031	0 - 627
Níquel	13.774	3.315	0 - 999

(Referencia: Manual del Ingeniero Mecánico, L. Marks)

El coeficiente de dilatación lineal de un sólido se define como el incremento de longitud por unidad de longitud, para una elevación de temperatura de 1°C.

Siendo  $d_0$  : 190 mm

$\Delta T$  : 450 - 20 °C

$$d_f : 190 (1 + 11.182 \times 10^{-6} (430/1000) + 5.259 \times 10^{-6} (430/1000)^2)$$

$$d_f = 191.10 \text{ mm} ; \alpha = 1,344 \times 10^{-6} \text{ cm/cm} \cdot \text{°C}$$

$$S : 1.346 \times 10^{-6} \text{ cm/cm} \cdot \text{°C} \times 430 \text{ °C} \times 21,000 \text{ kg/mm}^2$$

$$S : 121.54 \text{ kg/mm}^2$$

El acero DIN x 32 CrMoV33 posee una resistencia a la fluencia mayor de 140 kg/mm<sup>2</sup> y una resistencia a la compresión mayor que el de tracción para

la temperatura de trabajo del contenedor, por lo tanto, el acero escogido cumple por esfuerzos térmicos.

#### 4.2 Lubricación de la Cámara

Los estados superficiales del tocho y del interior de la cámara de extrusión juegan papel importante, tanto para la fuerza necesaria para la realización de la extrusión, como para la característica exterior del producto extruido.

##### 4.2.1 La Fricción

Los metales son las más prominentes constituyentes de las máquinas de hoy y los metales tienden a presentar en su mayoría los contactos de deslizamiento.

En la mayoría de las aplicaciones prácticas los contactos de metales deslizantes son operados en presencia de sustancias lubricantes.

Para encontrar una aplicación de las propiedades fricciónables de los metales, mostraremos la figura 4.5.

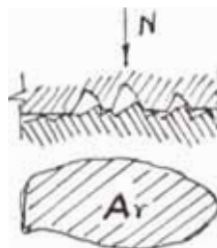


Fig. 4.5

La figura 4.5 presenta una junta o contacto entre dos materiales sólidos en deslizamiento, usando la teoría de plasticidad.

$$N = A \times P_a$$

N : Carga normal actuante sobre la junta

P<sub>a</sub> : Es la penetración (dureza) de la superficie  
(Brinell, Vickers)

Si el esfuerzo de corte de una junta es asumida igual a S<sub>a</sub>, igual a la resistencia al flujo plástico del material blando, luego la fuerza de fricción será dado por:

$$F = A_r \cdot S_a$$

Y el coeficiente de fricción es simplemente

$$\mu = \frac{F}{N} = \frac{S_a}{P_a}$$

Este valor de fricción será dependiente de la temperatura de los metales en contacto con una carga y velocidades relativas específicas entre ambos metales. Podemos observar este detalle con una experiencia que fue realizada con metal blando sobre acero liso SAE 1020, con una carga de 1700 gr y una velocidad de 0.5 cm/seg, no lubricados y cuyo resultado se muestra en la figura 4.6.



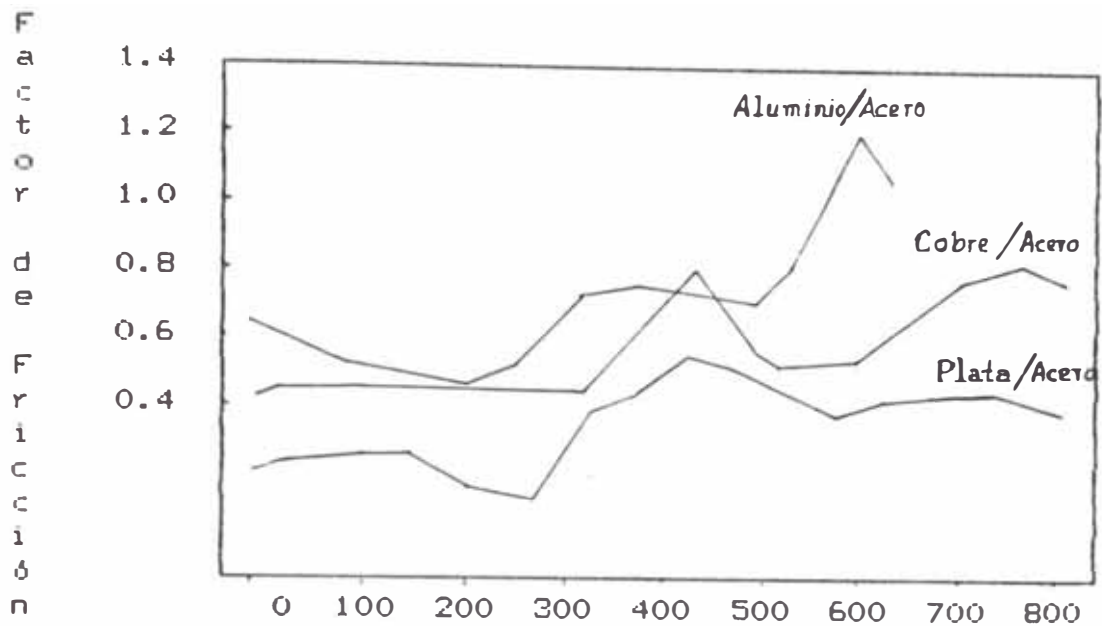


Fig. 4.6 Temperatura °C

(Rovinowits: Materiales, Tecnología) ITINTEC

#### 4.2.2 Lubricación

Por lo visto anteriormente en (3.5) se aprecia la necesidad de lubricar la cámara de extrusión así como la matriz para lograr:

- a. Disminuir la fuerza de extrusión
- b. Poder conseguir mayores velocidades de extrusión
- c. Conseguir mejores superficies del producto extruido

Muchos trabajos pueden efectuarse en "seco", pero se obtiene mejores resultados y duración mayor de las matrices empleando lubricantes. Asimismo es necesario tener en el tocho superficies carentes de defectos ya que podrían ser retenidos sobre el producto extruido.

Los lubricantes utilizados para los recipientes y para las matrices son de alto contenido de grafito, para operar a altas temperaturas bajo altas presiones de trabajo.

#### **4.2.2.1 Lubricación de la Matriz**

Un forro de vidrio contra la cara de la matriz, tiene para lubricar una superficie extensa de extrusión. Como la carrera de extrusión debe tomar sólo un corto tiempo (segundos), la velocidad de extrusión debe ser alta, utilizando el vidrio la lubricación podría interrumpirse, el tocho podría contactar con la matriz directamente y producir sobrecalentamiento, con la consecuente pérdida de sección de abertura de la matriz, debido a la erosión de ella. Ultimamente se está aplicando con bastante acierto sobre la matriz el producto ANTISEIZE, de la firma LOCTITE, que puede trabajar hasta 1100 °C.

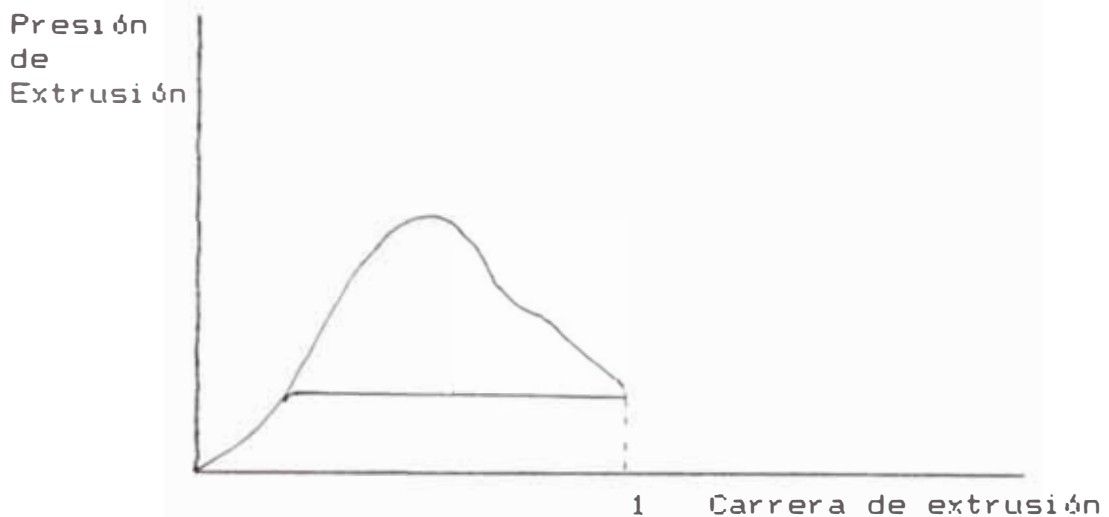
#### **4.2.2.2 Lubricación de la Cámara**

En la práctica el frotamiento del metal sobre el recipiente tendrá una importancia considerable; sin lubricación del recipiente, la curva esfuerzo en función de la carrera presenta un máximo al inicio de la extrusión.

Con una lubricación excelente (grafito, vidrio) se obtiene por el contrario una curva horizontal ( $\mu \approx 0$ ), cuya condición es que la temperatura del tocho permanezca constante.

Para una extrusión lubricada como  $\mu : 0$  la fórmula de extrusión queda reducida a

$$F : \pi R^2 \rho L_n \delta$$



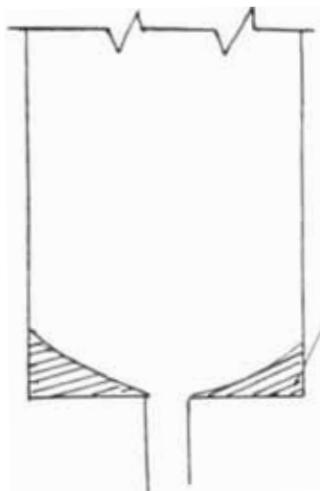
Como para extruir acero se emplean lubricantes, el valor de  $\mu$  es despreciable. En cambio, para la extrusión de las aleaciones ligeras no lubricadas llegan hasta 0.1. (Tecnología de los Materiales Industriales: Lasheras).

El no uso de lubricante origina en el interior del tocho un rechupe mecánico, debido a que existe un aumento de la zona "muerta" como se aprecia en la figura "d" al fluir mucho más en el centro, en el caso de la figura "b" es el origen de material extruido

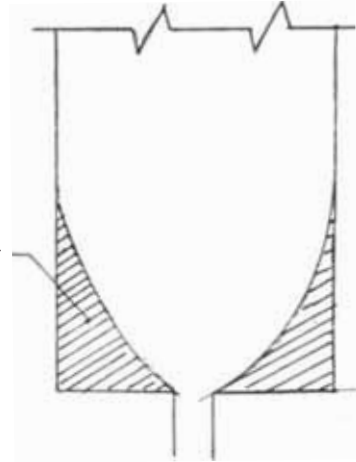
defectuoso. Evidentemente este se verá acentuado por el enfriamiento de la superficie.

La lubricación comúnmente usada es la aplicación de grafito en barra al empezar la jornada de extrusión.

a.- Extrusión casi exenta de zona muerta



b.- Extrusión con gran zona muerta



Zona Muerta

c.- Extrusión con lubricante



d.- Extrusión sin lubricante

### 4.3 Sistema de Calentamiento del Contenedor

El tocho debe mantener una temperatura de extrusión casi constante durante el proceso, para lo cual su transferencia de calor (del tocho caliente) hacia el contenedor, se realizará en la menor cantidad posible, este razonamiento nos conduce a tratar de mantener el utilaje (contenedor) a una temperatura apropiada, que nos permita lograr ese objetivo. Debemos idearnos un sistema para precalentar el contenedor, sin causar deterioro al mismo, ni esfuerzo térmico excesivo, es por ello que se pensó en resistencias tipo bayoneta, protegidas con funda térmica, colocadas en cantidad de ocho (8) en forma de puntos igualmente espaciados, visto en la sección transversal del contenedor, sobre el diámetro de resistencias cada 45°. Luego la circunferencia de localización de las resistencias estará sobre el portacamisa y lo más cerca posible de la camisa de extrusión.

Hemos efectuado un análisis para diferentes diámetros de localización o focos (Ø240, Ø250, Ø260, Ø270, Ø280, Ø290) mm.

Con la condición de temperatura interna del contenedor igual a 450°C, debido a que en la pared interna obtenemos una dureza de 48 HRC y una resistencia de 140 kg/mm<sup>2</sup>, condiciones apropiadas para iniciar la

operación de extrusión, presentamos a continuación dos casos a fin de visualizar la transferencia de calor entre el tocho y el contenedor, así como el planteamiento para evitar demasiada caída de temperatura del tocho. Como ya se refirió anteriormente, su temperatura cercana a la de recristalización favorece en gran medida a la óptima realización del proceso por lo que alejándonos de este valor de temperatura aumenta la resistencia a la deformación del material a extruir, lo que origina que a su vez debe elevarse considerablemente la fuerza de extrusión, además de las implicancias sobre el utilaje a usarse en el proceso.

#### Primer Caso:

Cuando el tocho se encuentra dentro de la cámara de extrusión y pierde calor por conducción a través de las paredes del recipiente que lo contiene.

Para la temperatura del tocho, como está citado en la tabla 3.1, tomaremos el caso más crítico, a una mayor temperatura de extrusión, que es el caso del cobre que se puede extruir con una temperatura de 850°C, esta es la temperatura exterior del tocho a la que sale del horno previo al ingreso a la máquina extrusora.

Además, sabemos que durante el proceso en sí, el material al sufrir esfuerzos variables durante el cizallamiento y corrimiento de fibras, origina un aumento de

temperatura, por lo que sólo será necesario trabajar con el tocho a una temperatura de 800°C. Así mismo asumimos que es esta la temperatura de la pared interna del contenedor (T).

$$q_k : \frac{T}{R_k} \quad R_k : \frac{r_o - r_i}{K A} \quad (\text{Para cilindros concéntricos})$$

$$\bar{A} : \frac{A_o - A_i}{\ln(A_o/A_i)} \quad \bar{A} : \frac{2\pi(r_o - r_i) L}{\ln(r_o/r_i)}$$

$$A = 2\pi Rl$$

$$q_k : \frac{T_i - T_o}{(r_o - r_i)/KA}$$

$$T = T_{\text{caliente}} - T_{\text{fría}}$$

Rk = Resistencia térmica

qk = Rapidez de conducción de calor

Siendo:

$$r_o = 17.5 \text{ cm}$$

$$r_i = 5.0 \text{ cm}$$

$$T_i = 800 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$K = 0.2769 \text{ W/cm} \cdot \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{Coeficiente de conductividad térmica del acero})$$

$$L = 40 \text{ cm}$$

$$\bar{A} = 2508 \text{ cm}^2 \quad (\text{Área media logarítmica})$$

$$T_o = \text{Temperatura exterior del cilindro}$$

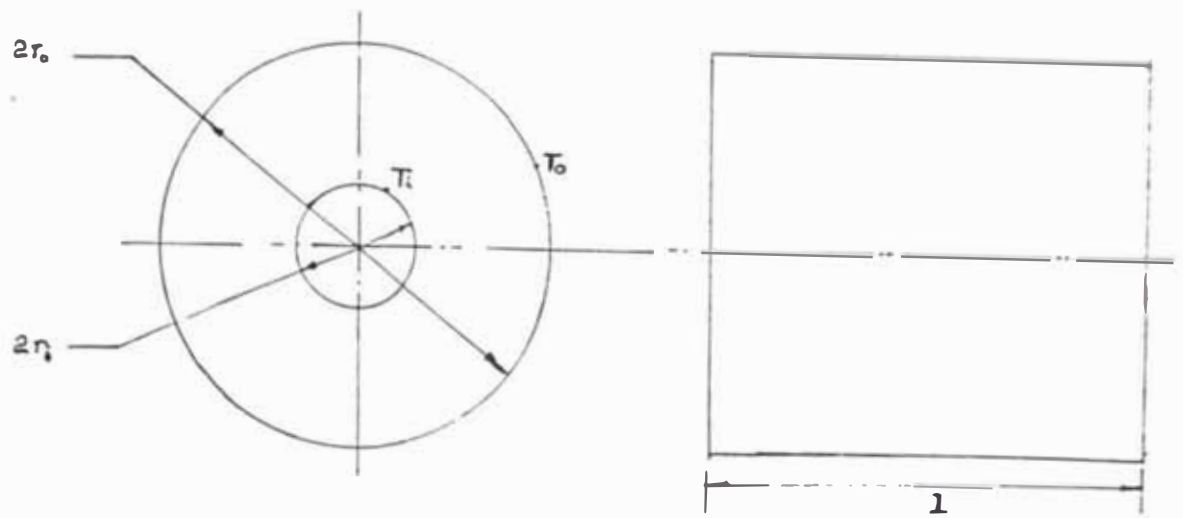


Fig. 4.7 Definición de las Variables

Para diferentes temperaturas exteriores con  $T_i = 800^\circ\text{C}$ , obtenemos las siguientes pérdidas caloríficas, representadas en el presente cuadro N<sup>o</sup> 1.

Cuadro N<sup>o</sup> 1

$T_o$ ( $^\circ\text{C}$ )	$q_k$ (watts)
100	38,892
200	33,336
300	27,780
400	22,224
500	16,668
600	11,112
700	5,556

El cuadro nos da un índice del calor que se pierde a través de las paredes de la cámara de extrusión, lo cual debe minimizarse.



Segundo Caso:

Al observar la curva de revenido del acero especial seleccionado en 4.1 notamos que la mayor dureza la obtenemos en un rango de temperatura de 400 a 450°C por lo tanto se determina que será a 450°C la temperatura que poseerá la pared interna del contenedor, condición a la que el contenedor podrá recibir al tocho para la ejecución de la extrusión. Bosquejamos la ubicación del diámetro de resistencias en el contenedor.

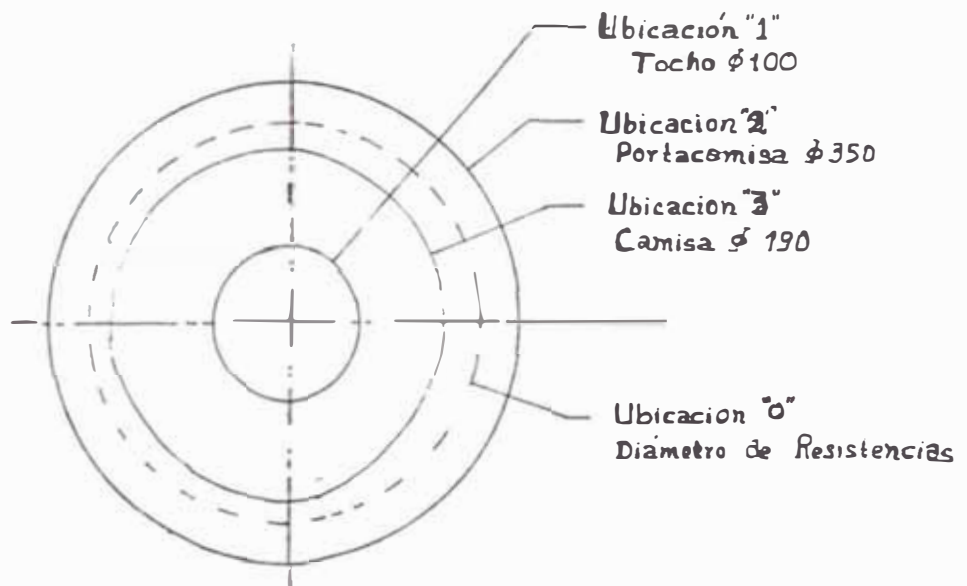


Fig. 4.8 Ubicación del diámetro de resistencias

Considerando un margen exterior mínimo de 20 mm para la ubicación de las resistencias, además considerando el diámetro de las bayonetas de 10 mm, los agujeros portantes de las resistencias no deben estar contenidos fuera del rango de 220 a 310 mm de diámetro, por lo que existirán seis posibilidades promedio.

Las posibles ubicaciones serían:

240 mm de diámetro

250 mm de diámetro

260 mm de diámetro

270 mm de diámetro

280 mm de diámetro

290 mm de diámetro

Estas ubicaciones corresponden a la ubicación (O) de la Fig. 4.8.

Analizaremos el calor necesario para que el contenedor alcance la temperatura requerida, a la espera del tocho.

$T_{req} : 450 \text{ }^\circ\text{C}$  (Promedio de la masa del contenedor)

$$V_c : \frac{\pi}{4} (35^2 - 10^2) \cdot 40 : 35,343 \text{ cm}^3$$

$W : 270 \text{ kg}$                        $\gamma : 7.85 \text{ g/cc}$

$Q : W \times C_p \times T$                        $T_p : 20 \text{ }^\circ\text{C}$

$Q : 12539 \text{ Kcal}$                        $C_p : 0.108 \text{ cal/g-}^\circ\text{C}$

$Q : 14.58 \text{ Kw-h}$

Pérdidas térmicas = 40%

$Q : 20.41 \text{ Kw-h}$

Calentaremos lentamente el contenedor para conservar las propiedades del material, lo que se hará en un lapso de 08 horas.

$$Q/t : q : 2.55 \text{ Kw}$$

La simbología usada para estos análisis es la siguiente:

$V_c$	: Volumen del contenedor	( $\text{cm}^3$ )
$T_{req}$	: Temperatura requerida en la superficie interna de la camisa del contenedor	( $^{\circ}\text{C}$ )
$\gamma$	: Peso específico del acero	( $\text{g}/\text{cm}^3$ )
$W$	: Peso del contenedor	(kg)
$Q$	: Calor necesario para el calentamiento del contenedor	(Kw-h)
$C_e$	: Calor específico promedio del acero	(Kcal/Kg- $^{\circ}\text{C}$ )
$T_a$	: Temperatura ambiente promedio	( $^{\circ}\text{C}$ )
$q$	: Potencia de calentamiento	(Kw)

Nos resulta 08 resistencias con una potencia de 318.75 w cada una. Especificaremos 08 resistencias tipo bayoneta de 400 w cada uno.

Veremos el proceso de conducción de calor a través de la pared cilíndrica.

Considerando una pared cilíndrica de radios interno y externo  $r_1$  y  $r_2$  y conductividad térmica  $\lambda$  constante. Las fuentes de calor se distribuyen

uniformemente en el interior de la pared y la capacidad de la fuente es  $q_v$ .

En esta pared la temperatura sólo varía en la dirección del radio y por ello el proceso de conducción queda suscrito por la ecuación diferencial:

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dt}{dr} + q_v = 0$$

Resolviendo la ecuación se tiene:

$$t = - \frac{q_v r^2}{4\lambda} + c_1 \ln r + C_2$$

Las constantes  $C_1$  y  $C_2$  se calculan por las condiciones de contorno. Cuando el calor se extrae solamente a través de la superficie externa o a través de la superficie interna o a través de ambas superficies.

**Caso 1.-** Cuando la densidad de flujo de calor se extrae sobre la superficie externa, lo calculamos con la siguiente expresión:

$$q = \frac{q_v r_2}{2} \left[ 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]$$

La diferencia de temperaturas está dado por:

$$t_0 - t_2 = \frac{q_v r_0^2}{4K} \left[ \left( \frac{r_2}{r_0} \right)^2 + \ln \left( \frac{r_2}{r_0} \right)^2 - 1 \right] \quad (1)$$

Caso 2.- Cuando la densidad de flujo de calor se extrae solamente por la superficie interna. La diferencia de temperaturas entre la pared caliente y fría está dada por la ecuación:

$$t_0 - t_1 : \frac{q_v r_0^2}{4K} \left[ L_n \left( \frac{r_0}{r_1} \right)^2 + \left( \frac{r_1}{r_0} \right)^2 - 1 \right] \quad (2)$$

Caso 3.- Cuando la densidad de flujo de calor se extrae a la vez de ambas superficies:

$$t_1 - t_2 : \frac{q_v r_0^2}{4K} \left[ \left( \frac{r_2}{r_0} \right)^2 - \left( \frac{r_1}{r_0} \right)^2 + L_n \left( \frac{r_0}{r_2} \right)^2 - L_n \left( \frac{r_0}{r_1} \right)^2 \right] \quad (3)$$

En nuestro caso se emplearán resistencias en el interior del portacamisa, lo que evaluaremos con el caso 3. Así obtenemos:

$q_v$  : Densidad de calor :  $0.0905 \text{ w/cm}^3$

$q$  :  $400 \times 8 : 3200 \text{ w}$

$K$  : Conductividad del acero :  $0.3634 \text{ w/cm-}^\circ\text{C}$  ( $450^\circ\text{C}$ )

$T_1$  :  $450^\circ\text{C}$

$r_1$  :  $50 \text{ mm} : 5 \text{ cm}$

$r_2$  :  $17.5 \text{ cm}$

$V$  : Volumen del contenedor :  $35,343 \text{ cm}^3$

$T_1$  fijada a  $450^\circ\text{C}$  ya que a esta temperatura la característica del material es satisfactoria.

Se analizó previamente que los diámetros donde podrían ubicarse las resistencias era desde 240 hasta 290 mm, luego revisaremos en este rango que sucede con las temperaturas de las superficies del cilindro o contenedor.

El calor avanza a través del volumen interior y exterior del contenedor, respecto al diámetro de resistencias, por lo que evaluamos dichos volúmenes que se muestran en el cuadro Nº 2.

CUADRO Nº 2

r (cm)	V <sup>i</sup> (cm <sup>3</sup> )	V <sup>e</sup> (cm <sup>3</sup> )
12.0	14,454	20,889
12.5	16,493	18,850
13.0	18,096	17,247
13.5	19,761	15,582
14.0	21,488	13,855
14.5	23,239	12,104

r : radio de resistencias

V<sup>i</sup>: Volumen interno del contenedor respecto a la circunferencia de resistencias.

V<sup>e</sup>: Volumen externo del contenedor respecto a la circunferencia de resistencias

Con  $q_v$  de la ecuación (3) se evalúa la temperatura de las resistencias generadoras de calor, para una determinada ubicación de la circunferencia de resistencias, éstos son

los resultados, determinando primeramente la temperatura de la ubicación (2) en el cuadro Nº 3.

CUADRO Nº 3

$r_o$ (cm)	$(t_1 - t_2)$ (°C)	$t_2$ (°C)
12.0	- 5.10	455.10
12.5	- 7.07	457.07
13.0	- 9.12	459.12
13.5	- 11.24	461.24
14.0	- 13.45	463.45
14.5	- 15.74	465.74

Aplicando las condiciones de contorno (1); y las condiciones de contorno (2), asumiendo además que el calor de las resistencias se distribuye, tanto hacia el interior de ellas, como hacia el exterior de las mismas, encontramos:

$$t_o - t_1 : \frac{q_v r_o^2}{4K} \left[ \left( \frac{r_1^2}{r_o} \right) - L_n \left( \frac{r_1}{r_o} \right) - 1 \right] \quad (a)$$

$$t_o - t_2 : \frac{q_v r_o^2}{4K} \left[ \left( \frac{r_2^2}{r_1} \right) - L_n \left( \frac{r_2}{r_1} \right) - 1 \right] \quad (b)$$

$$p_v^1 - V_1^1 - q_v - V_2^2 = q \quad (c)$$

Siendo:  $q_v^i$  : La densidad de calor en el volumen interno del contenedor respecto al diámetro de resistencias.

$q_v^e$  : La densidad del calor en el volumen externo del contenedor respecto al diámetro de resistencias.

Con las ecuaciones a, b y c obtenemos un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas:

$$t_o, q_v^i, q_v^e$$

Que para cada radio de resistencias podemos conseguir muy aproximadamente la temperatura de las resistencias, se observa en el cuadro Nº 4.

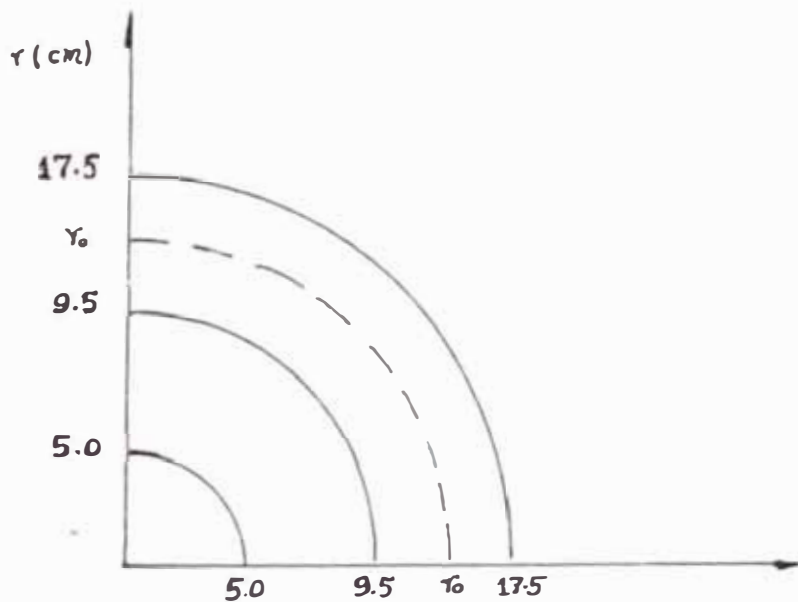


Fig. 4.9 Cuadrante del Cilindro de Extrusión

Solucionando el sistema de ecuaciones enunciado anteriormente obtenemos el presente cuadro de



temperaturas y distribución térmica hacia el interior y el exterior con respecto al diámetro de resistencias.

CUADRO Nº 4

$r_o$ (cm)	$t_o$ (°C)	$Q^i$ (W)	$q^e$ (W)
12.0	458.41	1,327.20	1,872.80
12.5	459.82	1,518.05	1,681.95
13.0	461.31	1,669.68	1,530.32
13.5	463.02	1,826.29	1,373.71
14.0	464.82	1,990.08	1,209.92
14.5	466.74	2,154.52	1,045.48

Del análisis de las temperaturas y calores evaluados, para cada diámetro de posición de resistencias se observa que no es muy conveniente localizar las resistencias ni muy cerca, ni muy lejos del diámetro exterior del portacamisa, la posición más idónea para estas resistencias sería a 13 cm del radio, ya que la distribución de calores en el volumen del contenedor se encuentra equitativamente distribuidos comparativamente con los otros diámetros de posición de resistencias y además que el calor hacia la parte interior es mayor que hacia el exterior. Con respecto a las temperaturas originadas en las resistencias se observan que se encuentran dentro de un rango promedio casi similar en ambas ubicaciones del contenedor (interno y externo), ya

que la temperatura de la resistencia será de 461°C, 459°C para el exterior del contenedor, 450°C para el interior del mismo. Mostraremos la distribución de temperaturas a través del radio del contenedor.

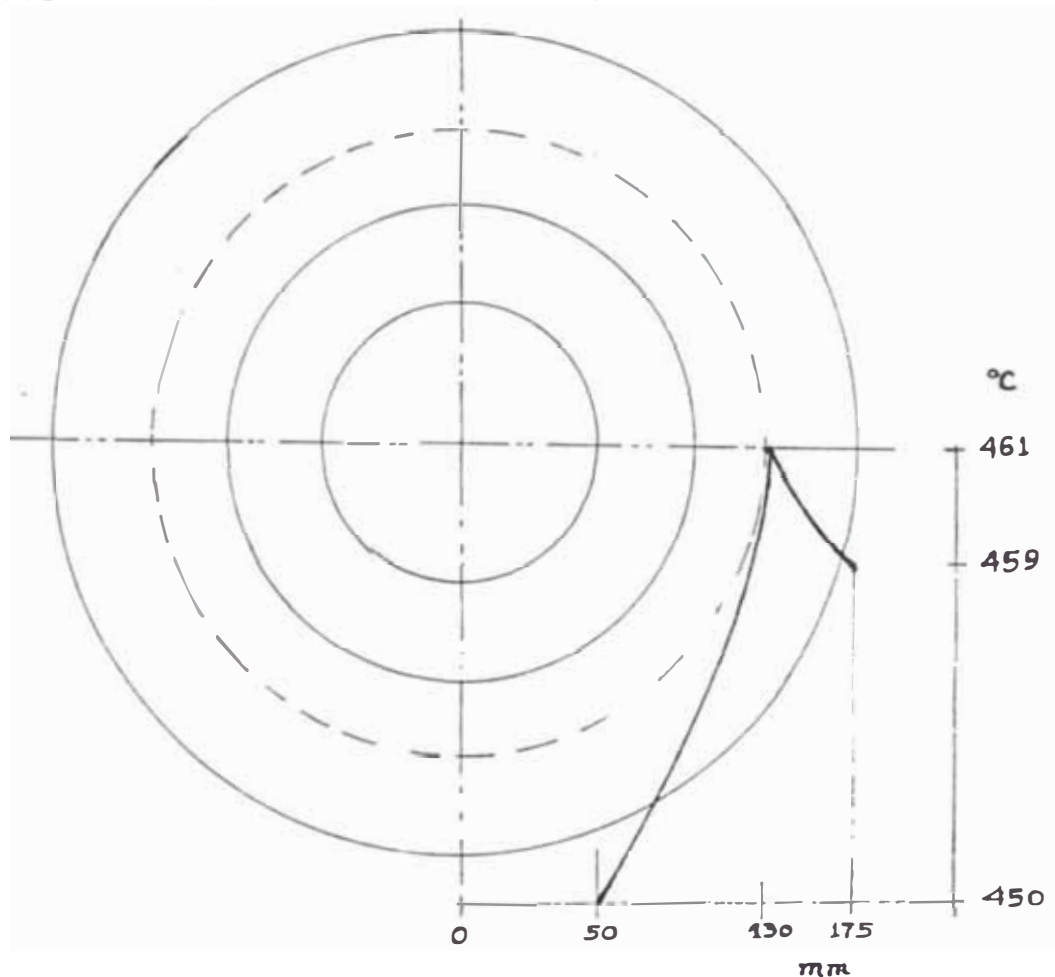


Fig. 4.10 Distribución de Temperaturas a través del espesor del Cilindro

#### 4.4 Matrices

El diseño de las matrices encierran muchos conocimientos, ya que no sólo se trata de realizar un agujero y hacer pasar un metal no ferroso en estado semi-pastoso a través del agujero, sino que encierra una gama de conocimientos tanto de materiales a utilizar, como

también criterios. en lo que se refiere a Resistencias de Materiales, campos de líneas de desplazamientos o líneas de fluencia del material, así como la influencia que tiene el rozamiento en la matriz, ya que esta matriz está sometida a fuertes presiones y cambios bruscos de temperatura constantemente, lo cual ejerce cierta influencia en el comportamiento del material, tanto en sus dimensiones, dureza y vida útil.

Uno de los mayores atractivos de la extrusión es la producción, que son posibles reducciones de área transversal muy grandes en una sola pasada. Esto es económicamente favorable y con frecuencia mejora la calidad metalúrgica del material.

Las matrices cortas con ángulos grandes son convenientes para reducir el tamaño físico del macho de la matriz, con frecuencia se fabrican de un acero al tungsteno. Sin embargo, los ángulos grandes de las matrices se traducen en una fuerza adicional de la prensa.

Las matrices son utilajes para trabajo en caliente y se compone de tres partes:

- Portamatriz (1)
- Portainserto (2)
- Inserto (3)

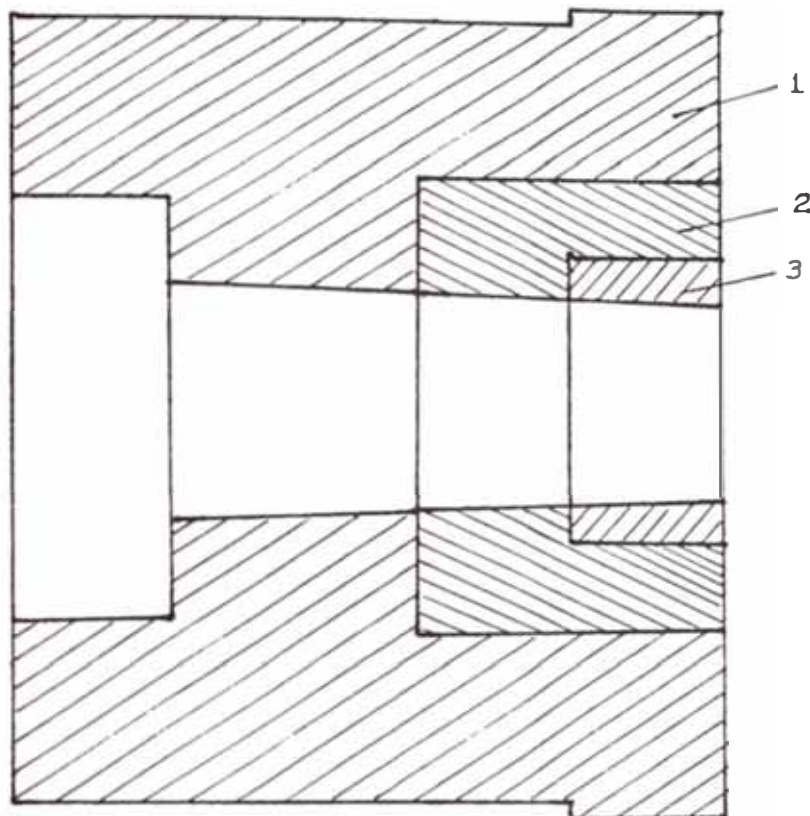


Fig. 4.11

#### 4.4.1 Portamatrices

La portamatriz es un utilaje que tiene como función principal la contención de la matriz, determina el diámetro del tocho a extruir, así como también prensa el tocho mediante el empuje que aplica el pistón para hacer fluir el material a través del agujero o los agujeros existentes en la matriz. Los portamatrices tienen un diámetro menor al del tocho en más o menos 4 mm

Este utilaje contiene a la matriz y está diseñado en su parte interior con un agujero de un diámetro inferior en dos centésimas al diámetro exterior del portainsero de la matriz, y con una conicidad

aproximada de 2°30', esto está sujeto al modelo de la matriz. Además tiene un agujero central que permite el paso del material extruido y en la posterior un agujero tal que sirve de hembra para el macho del mandril.

Los materiales que se usan para la fabricación del portamatriz son:

X 38 CrMoV 51 (DIN)

X32 CrMoV 33 (DIN)

Estos aceros cumplen con las condiciones de elevada estabilidad al revenido, baja dilatación térmica y elevada resistencia con calor.

#### 4.4.2 Portainsertos

La fabricación de los portainsertos se realizan teniendo en cuenta las presiones de trabajo a las cuales está sometida, tales como presión de trabajo fuerte en nuestro caso hasta 67 kg/mm<sup>2</sup>. Otra es el calentamiento o la alta temperatura que varía de 700 a 850 °C, por lo que el acero tiene que cumplir las siguientes condiciones para su uso:

- Buenas características mecánicas a elevada temperatura
- Resistencia al desgaste a la exposición de calor
- Baja dilatación térmica

Estabilidad térmica a cambios bruscos de temperaturas.

Los portainsertos se realizan con diferentes tipos de aceros los cuales pueden ser:

DIN X 30 WcrV 53

DIN X 32 CrMoV 33

DIN X 38 CrMOV 51

DIN 56 NiCrMoV 7

Todos estos aceros cumplen con la función del trabajo a la cual serán sometidos.

La fabricación del portainsertos es debida a una función más que nada económica, ya que la fabricación total de un sólo cuerpo de matriz, es decir que lleve el agujero central, todo del mismo material, elevaría los costos, ya que estos tienden a rajarse, lo cual provocaría una gran pérdida de material, es por eso que se fabrica el portainserto y el inserto por separado, además fabricar matriz con estelita que es un material sinterizado demandaría mucha elevación de los costos de producción.

#### **4.4.3 Insertos**

Los insertos son los utilajes donde realmente se realiza el **extruido**, ya que es por medio de los agujeros de éste que va a fluir el material, adoptando la forma geométrica que tenga el agujero.

Los insertos se componen de tres partes fundamentales, los cuales son:

- Labios.- Vienen a ser los contornos de la embocadura y tienen una forma redondeada, ya que cuando son ángulos vivos se presentan problemas de deformación y agrietamientos.

Capacidad.- Es ta es la zona de calibración, es decir da la forma geométrica que se requiera y a la vez determina la velocidad del flujo de metal, claro está que esto está sujeto al radio de los labios provocan o limitan el desplazamiento del flujo y la zona de capacidad condicional dicho flujo mediante la longitud de esta, ya que a mayor longitud se logrará menor velocidad de flujo.

Descarga.- Es la parte siguiente de la capacidad y tiene formas cónicas para aumentar su función de soporte de la capacidad.

Se pueden utilizar aceros de resistencia al calor, pero debido al continuo uso no resulta muy económico, así que se optó por el uso exclusivo de la stelita, que es un acero sinterizado al cobalto, que proporciona óptimo rendimiento para la extrusión de aleaciones de cobre.

Los aceros que se pueden usar son los siguientes:

De acuerdo a normas DIN

X32 CrMoV 33

X38 CrMoV31

Acero sinterizado (estelita)

#### 4.4.4 Cálculos de los Diámetros y Espesores de las partes de las Matrices

Para el cálculo de los espesores de cada una de las partes de las matrices se emplea el análisis de esfuerzo sobre una placa plana, utilizaremos la fórmula:

$$t^2 = \frac{3 W}{4 S_{\max} (R^2 - r^2)} [R^4(3 + \mu) + r^4(1 - \mu) - 4R^2r^2 - 4(1 + \mu)R^2r^2 L_n(R/r)] \quad (1)$$

Siendo:

W : Presión sobre la cara de la matriz: 66.51 kg/mm<sup>2</sup>

S<sub>máx</sub> : Máximo esfuerzo que puede soportar el material

R : Radio del diámetro mayor de la matriz

r : Radio del diámetro menor de la matriz

μ : Coeficiente de Poisson del material de la matriz

t : Espesor de la matriz

Para el cálculo de la pared lateral, se ejecuta en base a la presión interior que pasa al agujero de la matriz, origina una presión p<sub>i</sub> sobre las paredes del canal de la matriz en este caso, usaremos un esfuerzo



de diseño, el cual se extrae del valor de la resistencia a la fluencia del material a la temperatura de trabajo.

$$S_d : p_1 \left[ \frac{1 + (r/R)^2}{1 - (r/R)^2} \right]$$

Bajo el esfuerzo de fluencia de un acero DIN X38CrMoV 51 con una dureza de 40 Rockwell C, nos provee una resistencia a la tracción de 153 kg/mm<sup>2</sup>, este valor afectado con el factor de seguridad de 2 (dato extraído de "Resistencia de Materiales" de Feodosiev) nos resulta el valor del esfuerzo de diseño.

$$S_{dise} : \frac{S_t}{n}$$

$$S_{dise} : 76.5 \text{ kg/mm}^2$$

$$S_{max} : S_{dise}$$

La fuerza se calcula con la presión de extrusión, las presiones internas se consiguen al dividir la fuerza normal a las paredes del inserto, entre el área lateral interna.

$$F : \mu N$$

$\mu$  : Coeficiente de fricción

N : Fuerza normal a las paredes internas del inserto, kg

F : Fuerza máxima contra la cara de la matriz.

Presentamos un cuadro con los valores de las dimensiones de los componentes de la matriz, seleccionados para medidas de producto extruido  $\varnothing$  8 mm,  $\varnothing$  25 mm.

CUADRO CON VALORES DE CALCULO

	Espesor mm	Diámetro mm
Portamatriz (1)	70	100
Portainserto (2)	40	56
Inserto (3)	20	35

Matriz para extruir tubos de 25 mm $\varnothing$  por ejemplo, debe ser compatible para poder extruir producto de 8 mm  $\varnothing$ , lo que se lograría sólo cambiando el inserto y el portainserto.

## 4.5 Diseño del Pistón Prensador, Disco Prensador

### 4.5.1 El Pistón Prensador

Es el elemento encargado de transmitir la potencia de la prensa de extrusión al tocho.

En consecuencia, viene soportando un gran esfuerzo específico de presión, por el caso de un elevado tiempo de extrusión, una alta sollicitación de temperatura y por la transmisión directa de calor a través del disco prensador. Por este motivo se recomienda que la superficie del disco prensador sea suficientemente refrentado para evitar una absorción de temperatura muy elevada. Cuando la temperatura de trabajo del pistón supera los 400 °C se debe conseguir su enfriamiento con aire comprimido. El pistón prensador es conformado de acero para trabajo en caliente al Cromo Níquel, la resistencia a la tracción será alrededor de 150 180 kg/mm<sup>2</sup>.

La cabeza del pistón prensador está en contacto directo con el calor del tocho y está continuamente soportando una sollicitación de temperatura alternada.

Cuando se extruye dejando una camiseta del material en extrusión, entonces la circunferencia de la cabeza soportará una alta temperatura.

Para obtener una vida económicamente útil del pistón es necesario usar acero para alta temperatura, ligado a una buena resistencia a temperatura alternada, revisando estos detalles podremos usar:

Para extrusión de NO FERROSOS	DIN X38 CrMoV 51	Resistencia 150-180 kg/mm <sup>2</sup>
	DIN 55 NiCrMoV 7	150-180 kg/mm <sup>2</sup>
Para extrusión de acero	DIN X40 CrMoV 51	150-180 kg/mm <sup>2</sup>

Trabajaremos con un acero DIN X 38 CrMoV 51

Fuerza de diseño: 522,404 kg

$$S_d = \frac{S_t}{2} = 75 \text{ kg/mm}^2, \quad S_t : 150 \text{ kg/mm}^2$$

Diámetro del pistón prensador:

$$\sqrt{4F/\pi S_d} : 94.17 \text{ mm}$$

Seleccionaremos finalmente el diámetro del punzón extrusor chequeando por la carga crítica que puede soportar el punzón. Esta carga crítica evitará que se produzca pandeo.

$$P_{cr} : \frac{\pi^2 E I}{(K L)^2}$$



K = Coeficiente de reducción de longitud (EULER)

K = 1/2 (Feodosiev "Resistencia de Materiales")

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E D^4}{16 L^2}$$

E :  $2.1 \times 10^6$  kg/cm<sup>2</sup>

L : 40.0 cm

D : Diámetro del punzón

Evaluando  $P_{cr}$  para el caso anterior se calculó lo siguiente:

D (cm)	$P_{cr}$ (kg)
9.8	18'530,520

El diámetro final escogido es 99.5mmØ

#### 4.5.2 Disco Prensador

El disco prensador es recambiable debido a que es el encargado de recibir directamente la carga resistente y el esfuerzo térmico, ya que será el encargado de prensar al tocho, el cual se encuentra a una alta temperatura. El disco prensador viene montado delante del pistón prensador, su montaje es de acuerdo al diseño del asiento. La calidad del acero empleado depende del material a extruir, luego, la superficie exterior del disco prensador será refrentado.

Se usará un acero DIN X 32 CrMoV33 el disco prensador tendrá 99.5 mm de diámetro y una longitud de 45 mm.

También se usa el disco raspador, para limpiar la camiseta de material que ha sido extruido y así lograr una superficie limpia en la pared interna del contenedor, la conformación será similar a la del disco prensador, no es necesario que el material empleado sea especial, pero las dimensiones del diámetro serán 0.5 mm menores que el diámetro interno de la camisa de extrusión, a fin de dejar operativo el interior del contenedor para el siguiente tocho.

## CAPITULO V

### SISTEMA HIDRAULICO

#### 5.1 Principio de Funcionamiento del Sistema Hidráulico de la Prensa de Extrusión

La prensa de extrusión requerirá de dos sistemas de movimientos, los cuales son:

El del pistón de extrusión con el movimiento de avance y el de presión para la propia extrusión.

Del movimiento del contenedor, a fin de poder limpiar la cámara de extrusión con un pistón raspador.

La operación del sistema.-

1. Se inicia con el arranque de los motores de las bombas y funcionamiento continuo de ellos.
2. La bomba de caudal fijo envía el líquido hidráulico pasando por la válvula check de seguridad y por el

limitador de presión (VLI) regulado a 70 Bar. A continuación se ubica una válvula check a fin de evitar contrapresiones por efecto de la bomba de caudal variable y garantizará fluido hidráulico en la línea y en la derivación de tuberías.

Estando accionada la válvula Eva el líquido avanza por la tubería (1), presión que originará que emerjan los pistones de los cilindros auxiliares, la válvula VS<sub>2</sub> impide que pase fluido hidráulico al cilindro principal si la presión del fluido es menor a 70 Bar, los cilindros auxiliares que están conectados en paralelo con el pistón principal mediante la traviesa móvil "a", por esto los cilindros auxiliares "arrastrarán" al cilindro principal, en la parte posterior del émbolo principal se crea una depresión capaz de lograr la apertura de la válvula de rellenado (VPL), por lo tanto es llenada la cámara de presión del cilindro principal con el avance de los cilindros auxiliares.

Cuando la presión en la tubería (1) llega a alcanzar los 70.5 Bar. Se acciona hidráulicamente la válvula de secuencia, calibrada en ese valor, que deja pasar fluido a presión mayor del valor de calibración, logrando incrementar la presión en el cilindro principal.



Para nuestro circuito hidráulico necesitaremos de los accesorios y partes siguientes:

A	Bomba de Caudal Constante	(1)
B	Bomba de Caudal Variable	(1)
C	Cilindro Principal	(1)
D	Cilindros Auxiliares	(2)
E	Cilindros Secundarios	(2)
F	Manómetros	(2)
G	Enfriador de Aceite	(1)
I	Válvula Antiretorno	(4)
J	- Válvula Limitadora de Presión	(3)
K	Válvula de Prellenado	(1)
L	Válvula Direccionales	(2)
M	Válvula de Secuencia	(2)
N	Tanque Hidráulico	(1)
Ñ	Filtros	(1)

#### Principio de funcionamiento del sistema hidráulico

El sistema hidráulico mostrado en el esquema, describe el funcionamiento de un pistón principal en su sistema de avance, de llenado previo mediante pistones auxiliares de avance rápido, asimismo se muestra el movimiento del contenedor a través de pistones de doble efecto. Para el avance del pistón principal, se acciona desde el pupitre de operación la bomba de caudal fijo, la cual realiza dos funciones, la primera el avance de los cilindros auxiliares y la segunda sirve para el pilotaje

del accionamiento de la válvula de prellenado, por otro lado se concibe una válvula de seguridad en la alimentación del pistón principal, con el fin de protegerlo de las sobrepresiones del sistema. Al accionar la bomba de caudal fijo e iniciar el movimiento de los pistones auxiliares se crea una depresión en el cilindro del pistón principal que genera una succión en él, la cual acciona un resorte de la válvula de prellenado y deja caer por gravedad el fluido hidráulico desde la central hidráulica; ésta acción se mantiene antes de la extrusión, se hace actuar la segunda bomba (caudal variable), que le da la presión y caudal adicional necesario para el proceso de extrusión. Terminada la extrusión el pistón vuelve mediante el apoyo de los pistones auxiliares, es allí donde se acciona el pilotaje de accionamiento de la válvula de prellenado para que deje pasar el fluido hidráulico del cilindro al tanque hidráulico, considerando adicionalmente que en la central se cuenta con un respiradero adecuado para expulsar el aire atmosférico que absorbe el líquido hidráulico (Véase Plano del Circuito Hidráulico).

## **5.2 Cilindros Hidráulicos**

Son motores lineales por la función que desempeñan ya que con ellos se producen movimientos lineales en máquinas e instalaciones, donde se pueden alcanzar grandes fuerzas para los desplazamientos.

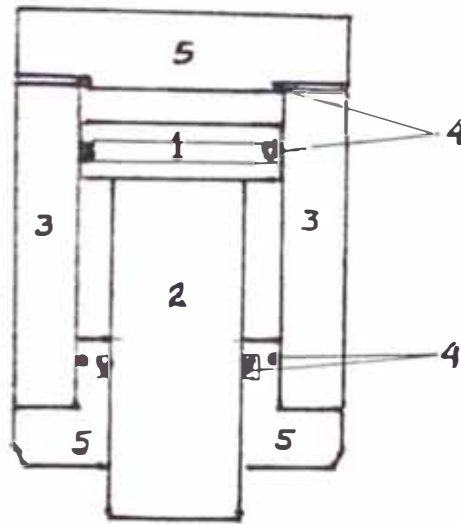
La velocidad del émbolo del cilindro puede ser controlada variando la cantidad de flujo hidráulico de alimentación. La fuerza máxima que debe alcanzar un cilindro puede ser elegida o fijada a través de una válvula de presión.

Las formas constructivas exteriores de los cilindros dependen del uso que se les quiere dar. Para poder diseñar o seleccionar un cilindro se necesitan una serie de datos. Sin embargo se debe en lo posible recurrir a medidas normalizadas, tanto para poder encontrar los elementos constructivos como para asegurar el reemplazo de partes. Los cilindros estandarizados respetan las normas CETOP RP 10 H o las recomendaciones internacionales 6020/I, 6022, donde se respetan determinadas medidas constructivas y de interconexión.

Los diámetros de los cilindros normalizados, están dados en milímetros y están referidos a la dimensión interior, las presiones de diseño recomendadas son: 40, 50, 63, 125, 160, 250 y 400 Bar.

La carrera de los cilindros es relativamente libre de elegirse, aunque se recomienda seguir la serie R10 de las normas CETOP.

Interiormente básicamente están constituidos de la siguiente forma:

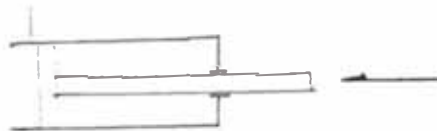


- 1. Embolo
- 2. Vástago
- 3. Cuerpo
- 4. Sellos
- 5. Tapas

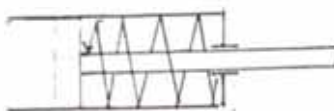
Los cilindros están clasificados así:

a) Cilindros de Simple Efecto.- Donde la fuerza ejercida por el medio (aceite) mueve al pistón en una sola dirección, para lo cual existirán dos maneras de retorno del pistón:

- Con fuerza externa (1)
- Con fuerza de un resorte (2)



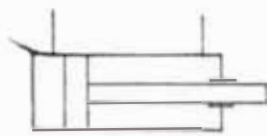
(1)



(2)

b) Cilindro de Doble Efecto.- La fuerza producida por la presión hidráulica mueve al pistón en ambas direcciones:

- Con un vástago (3)
- Con dos vástagos (4)



(3)

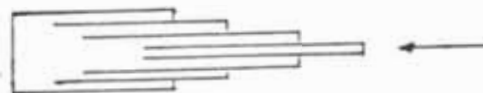


(4)

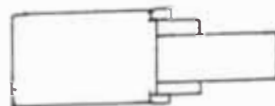
c) Cilindro telescópico.- Es un cilindro hidráulico con varios pistones cuyas carreras se suman

Retorno con fuerza exterior (5)

Avance y retorno hidráulico (6)



(5)



(6)

### Líquido Hidráulico

Se efectuará una referencia necesaria para el empleo de los cilindros hidráulicos, y es lo tocante a fluidos a presión, que son los medios usados en los cilindros hidráulicos, la elección de los líquidos a presión depende fundamentalmente de su utilización prevista del mismo, y por lo tanto de las condiciones de trabajo esperadas.

Existen dos grupos principales de fluidos:

1. Líquidos a presión a base de aceite mineral, como los grupos H y HL indicados en las Normas DIN 51514, así como en los grupos H -LD correspondientes a DIN 51525.
2. Líquidos a presión difícilmente inflamables según VDMA 24320 HSA y los VDMA 24317 HSB, HSC y HSD.

HSA: Emulsión aceite - agua

HSB: Emulsión agua - aceite

HSC: Solución acuosa

HSD: Líquidos anhídridos

Tratándose de fluidos de los grupos HSA, HSB, HSC, se pueden utilizar generalmente elementos estanqueizantes a base de material NBR. Para el grupo HSD, deben aplicarse materiales a base de Viton (FMK).

Los líquidos hidráulicos a emplearse en los cilindros serán los de aceite mineral grupo HL.

### 5.2.1 Cuerpos - Cálculo y Diseño del Cilindro Hidráulico

En primer lugar, no se puede decir que toda la fuerza teórica en la cabeza del émbolo, se puede aprovechar, debido a las fricciones internas y a las fuerzas de inercia.

Una regla práctica para determinar la fuerza útil de los cilindros es:

$$F : K p A$$

Donde:

F : Fuerza útil : 522,404 kg

P : Presión . 315 Bar • 321.21 kg/cm<sup>2</sup>

A : Area de la cabeza del émbolo

K : 0.8 - 0.9

D : diámetro del émbolo

$$D : \sqrt{4 F / \pi p K}$$

D : 50.88 cm

D : 51 cm (selección)

Entre los materiales apropiados para la fabricación de cuerpos de cilindros se cuentan: fundición de hierro, bronce, acero, fundición centrifugada de hierro, los tubos de acero estirados sin soldadura, de

acero inoxidable, los tubos soldados, forjados, estirados en frío y las piezas extrusionadas huecas. En el caso de fundición, forja, estirado en frío y las extrusiones huecas, el tubo puede salir con tapa ya incorporada. A los cilindros obtenidos a partir de tubos estirados o soldados se les acoplan tapas aparte. El inconveniente de los cilindros con tapa integrada es que el mecanizado del interior resulta algo difícil si el acabado ha de ser fino y también existe el riesgo de dejar marca en el fondo con la herramienta.

El análisis de los esfuerzos en los cilindros, puede efectuarse mediante fórmulas que dependen de su sección correspondiente al tipo "pared delgada" ( $D/t \geq 16$ ), o al tipo de "pared gruesa" ( $D/t < 16$ ).

Las fórmulas de cilindros de pared delgada sólo se aplican a aquellos que se fabrican a base de tubo estirado. Los cilindros moldeados suelen ser siempre de pared gruesa. Las presiones de trabajo están basados en los tensiones máximas admisibles del material utilizado.

La fórmula general para el diseño de cilindro de pared delgada es:

$$S : \frac{P D}{2 t} \quad (1)$$



Siendo: S : Tensión del material del cilindro (kg/mm<sup>2</sup>)

D : Diámetro interior del cilindro (mm)

t : espesor de la pared del cilindro (mm)

P : Presión interna (kg/mm<sup>2</sup>)

Fórmulas para cilindros de pared gruesa:

Varias son las formas que se emplean, entre las cuales las más corrientemente usadas son las de LAME:

$$t : \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{S + P}{S - P}} - 1 \right) \quad (2)$$

Clavarino

$$t : \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{S + P(1 - 2\mu)}{S - P(1 + \mu)}} - 1 \right) \quad (3)$$

Para los cilindros moldeados suelen utilizarse los siguientes valores de la tensión máxima admisible del material:

Latón	420 kg/cm <sup>2</sup>
Hierro moldeado	280 kg/cm <sup>2</sup>
Acero moldeado	850 kg/cm <sup>2</sup>

Nosotros usaremos acero centrifugado S : 850 kg/cm<sup>2</sup>

Designación GS - 52.2 DIN 1681

P : 315x0.89:280 Bar

P : 285 Kg/cm<sup>2</sup>

μ : 0.3

En la fórmula (1)

$$t : 8.55 \text{ cm} \quad D/t : 5.96$$

(No es pared delgada)

En la fórmula (2)

$$t : 10.64 \text{ cm}$$

Usando la fórmula de Clavarino (3)

$$t : 10.66 \text{ cm}$$

Seleccionamos un espesor de

$$t : 10.50 \text{ cm}$$

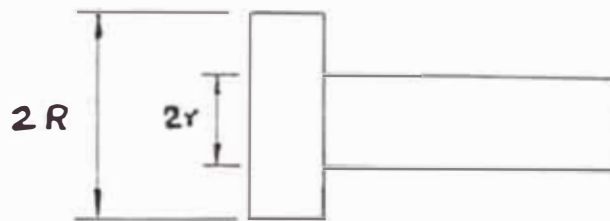
El material es un acero Centrifugado cuya designación es GS-52.2, de bajo contenido de Carbono.

## 5.2.2 Embolos y Vástagos

### 5.2.2.1 Embolos

Los materiales de los émbolos pueden ser: Fundición de hierro, acero fundido o centrifugado, hierro o acero sinterizado, aleaciones de aluminio y de bronce. La forma y el espesor del émbolo dependen del tipo de junta de estanqueidad, lo que determina si se diseña el pistón de una sola pieza o de más partes. El método más normal de fijación del émbolo a su vástago es el que consiste en mecanizar un apoyo roscado en el extremo del vástago y del émbolo y unidos con una tuerca.

Para algunos trabajos pesados el émbolo se suelda al vástago. El cálculo del espesor del émbolo se realiza como placa, al final el espesor del émbolo se ajustará cuando se seleccionen las juntas o sellos que se montarán en el émbolo, el diámetro del émbolo es generalmente igual al diámetro del cilindro y su espesor se calcula con los radios R y r. Se usará Acero Centrifugado o plancha de Acero.



Se calcula con el radio R y r, además de la carga actuante sobre el área mayor.  $S_{max}$ : 850 kg/cm<sup>2</sup>, F: p A: 582,204 kg D: 51 cm, d = 32

$$S_{max} : \frac{3 W}{2\pi t^2} \left[ (1+\mu) L_n \frac{R}{r} + \left( \frac{1-\mu}{4} \right) \left( 1 - \frac{r^2}{R^2} \right) \right]$$

$$t : 13.29 \text{ cm} \Rightarrow t : 15 \text{ cm}$$

#### 5.2.2.2 Vástagos

Se fabrican a partir de barras de Acero cromado duro, antes torneado y pulido. El acabado superficial será fino para minimizar desgastes, además el

cromado es indispensable para evitar la corrosión, se le debe incluir al vástago un anillo rascador externo que limpiará el vástago durante la recuperación y evitará la penetración de polvos, captados por el aceite en el vástago.

Cálculo de los esfuerzos en el vástago:

Se calculará así:

$$F : A S \quad (4)$$

$$\text{Si } \frac{\text{Longitud del vástago } L}{\text{Diámetro del vástago } D} < 10$$

Donde: F : Fuerza aplicada de tensión o compresión

A : Sección transversal del vástago

S : Esfuerzo producido en el material.

$$\text{Si } \frac{L}{D} \geq 10, \text{ se calcula considerando como columna delgada}$$

Las fórmulas para columna delgada son las siguientes:

Condición	Vástago sólido circular	Vástago tubular
Extremo exterior del vástago articulado	$\frac{\pi^2 E R^2}{2L^2}$	$\frac{\pi^2 E (R_1 - R_2)}{2 L^2}$
Extremo exterior del vástago libre	$\frac{\pi^2 E R^2}{16 L^2}$	$\frac{\pi^2 E (R_1^2 - R_2^2)}{16 L^2}$
Extremo exterior del vástago fijo	$\frac{\pi^2 E R^2}{L^2}$	$\frac{\pi^2 E (R_1^2 - R_2^2)}{L^2}$

L : Longitud del vástago

E : Módulo de elasticidad

R : Radio del vástago sólido

R<sub>1</sub>: Radio exterior del vástago tubular

R<sub>2</sub>: Radio interior del vástago tubular

El valor de las variables es como sigue:

F : 522,404 kg

S : 625 kg/cm<sup>2</sup> (Fundición de acero moldeado calidad GS - 38, DIN 1681).

d : 32.62 cm (calculado de acuerdo a la fórmula 4)

L : 120 cm (necesario para el proceso)

Comprobando la condición L/D:

120/32.62: 3.68 < 10, con lo cual cumple con lo asumido para poder usar la fórmula 4. Chequeando por pandeo el diámetro seleccionado del vástago que será de 32 cm, de

acuerdo a Fig. 494 de la página 448 (Resistencia de Materiales - Feodosiev).

$$P_{cr} : \frac{\pi^2 EI}{(k L)^2}$$

$$K : 2$$

$$E : 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

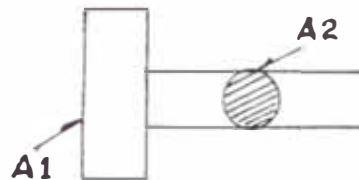
$$P_{cr} : 18,521 \text{ Ton.}$$

CETOP evaluó relaciones de áreas transversales, las que ya son normalizadas:  $\emptyset$

$$\emptyset : 1.25, 1.4, 1.60, 2.00, 2.50, 5.00$$

$$\emptyset : \frac{A_1}{A_1 - A_2}$$

$$\emptyset : \frac{S_1^2}{S_1^2 - \frac{d_2^2}{2}}$$



Aplicando los valores normalizados  $\emptyset$ ,

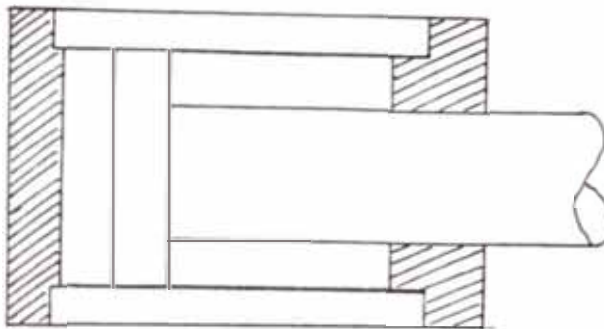
obtenemos:

$\emptyset$	d (cm)
1.25	22.80
1.40	27.26
1.60	31.23
2.00	36.06
2.50	39.50
5.00	45.60

Bajo las consideraciones anteriormente expuestas se seleccionan un vástago de diámetro 320 mm y una longitud de 1,200 mm de acero fundido de calidad 6S38 cromado duro y rectificado.

### 5.2.3 Tapas

El material a emplearse en las tapas será acero



Para calcular el espesor de las tapas de los cilindros, se utilizarán las siguientes fórmulas prácticas, extraído del manual de oleohidráulica. Luis Manuel Jiménez, Editorial BLUME.

- a. Espesor de los cilindros de fondo plano, las tapas se analizan como placas.

$$t : 0.405 D \sqrt{\frac{P}{S}}$$

b. Espesor de los cilindros de fondo esférico

$$t : \frac{P D}{4 S}$$

Siendo:

P : La máxima presión alcanzable sobre la tapa

S : Máximo esfuerzo que puede soportar el material

D : 51 cm

Aplicando las paredes de fondo plano:

$$P : 285 \text{ kg/cm}^2$$

$$S : 825 \text{ kg/cm}^2$$

$$t : 12.14 \text{ cm} \quad t : 12 \text{ cm}$$

Las dimensiones calculadas son las de tapa de fondo, para el cálculo de la tapa frontal, el esfuerzo es realizado sobre la corona transversal al vástago, se usará la fórmula 1 de la sección 4.4.4, donde r es el radio del vástago y R el radio del cilindro interno, los resultados los mostraremos en la tabla 5.1.

$$t^2 = \frac{3 W}{4 S_{\text{máx}} (R^2 - r^2)} [R^4 (3 + \mu) + r^4 (1 - \mu) - 4 R^2 r^2 - 4 (1 + \mu) R^2 r^2 L_n (R/r)]$$

Dimensiones y parámetros de los cilindros:  
Principal, auxiliares y secundarios.



TABLA 5-1

		CILINDRO PRINCIPAL	CILINDRO AUXILIAR	CILINDRO SECUNDARIO
CARGA (kg)		522,404	1,262	600
C U E R P O	L (mm)	1,210	960	495
	D (mm)	510	50	38
	t (mm)	105	7.5	6
E M B O L O	t (mm)	150	20	20
	D (mm)	510	50	38
VAS- TA- GO-	C (mm)	800	800	400
	D (mm)	320	38	25
TAPA FONDO	t (mm)	120	15	10
TAPA	t (mm)	120	15	10
GUIA	D (mm)	720	120	120

Simbología : L - Longitud

t - Espesor

D - Diámetro

C - Carrera

#### 5.2.4 Pernos

Seleccionamos uniones de las tapas con el cuerpo del cilindro, con pernos en el caso general y con soldadura en caso particular.

Los pernos están sometidos a cargas de tracción, de acuerdo a los elementos a unir y los esfuerzos que estos están soportando. Por ejemplo para la tapa posterior del cilindro principal.

El diseño y selección de los pernos se realizará citándonos a los recomendados en las normas DIN 267 parte 3.

$$S_{\text{perno}} : 113 \text{ kg/mm}^2 \text{ (calidad 14.9)}$$

$$F_{\text{perno}} : \pi/4 \times 51^2 \times 285 \text{ kg/cm}^2$$

$$F_{\text{perno}} : 582,204^{\ast} \text{ kg}$$

$$A : 5,152 \text{ mm}^2$$

Escogemos pernos M 24 x 2, en cantidad de 14 unidades dispuestos en forma circunferencial sobre la tapa.

Para el cálculo de la fuerza actuante sobre la tapa según ASME, con empaquetadura anular.

$F_e$  : Fuerza sobre los elementos a unir

$$F_e : \underbrace{\pi G^2 P/4}_I + \underbrace{2 b G m P}_{II}$$

Siendo:

G : Diámetro correspondiente a la reacción de la empaquetadura o los elementos en contacto en el junta.

b : Ancho efectivo de la empaquetadura

P : Presión de operación

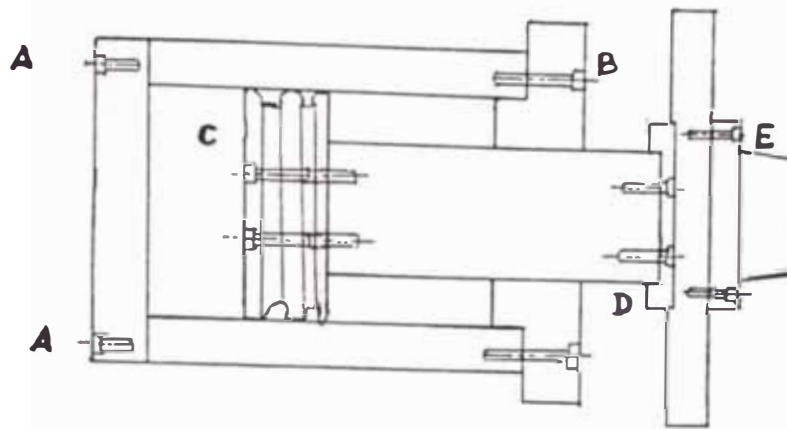
m : Factor de empaquetadura

(I) : Por efecto de la presión

(II) : compresión mínima remanente sobre la empaquetadura o junta

Pernos Seleccionados Según Normas DIN

CI LIN DRO	POSI CION	CALI DAD	ESFUERZO PERMISI. Kg/mm <sup>2</sup>	AREA TOTAL mm <sup>2</sup>	FUERZA ACTUAN TE kg	DESIGN.	AREA. PERNO mm <sup>2</sup>	CANT
P R I N C I P A L	A	14.9	113	4623	522404	M24x2	384	14
	B	14.9	113	2540	286984	M22x1.5	333	08
	C	12.9	97.2	738	71746	M18x2	204	04
	D	14.9	113	2540	286984	M22x1.5	339	08
	E	12.9	97.2	738	71746	M16	157	06
A U X I L I A R	A	6.9	48.6	28.3	1374	M4	8.78	04
	B	4.6	21.6	26.9	581	M4	8.78	04
	C	3.6	16.2	35.9	581	M8	36.6	01
	D	4.6	21.6	26.9	581	M4	8.78	04
S E C U N D A R I O	A	4.8	28.6	27.9	794	M4	8.78	04
	B	4.6	21.6	20.8	451	M3.5	6.78	04
	C	3.6	16.2	27.8	451	M7	28.9	04
	D	4.6	21.6	20.8	451	M3.5	6.78	04



Fórmula usada para juntas con empaquetadura.

Como no se usará empaquetadura, entonces (II) : 0

$$F_e : \frac{\pi G^2 P}{4}$$

Bajo estas ecuaciones y esa secuencia de operaciones se seleccionó los pernos a usarse en los cilindros.

### 5.2.5 Sellos y Juntas

La adopción generalizada de presiones más elevadas en los sistemas, con la consiguiente reducción de las dimensiones de los componentes, ha supuesto la aparición y adopción de juntas más simples. A ello han contribuido también los considerables avances en la técnica de los materiales elastoméricos. Las juntas tóricas o anillos en "O" se pueden aplicar casi todas las

consideraciones que impone la estanqueidad estática de un componente hidráulico. Dichas juntas en "O" se pueden montar en ranuras normalizadas para el diámetro de la sección del anillo.

La presión de trabajo del anillo aumenta al reducir la holgura, así con una holgura normal se consigue una estanqueidad de 100 kg/cm<sup>2</sup>.

Las juntas tóricas se utilizan para vástagos y émbolos, pero para cilindros de poco diámetro, corta carrera y presiones moderadas.

Teóricamente, para la estanqueidad a bajas presiones basta un aplastamiento mínimo, mientras que para presiones mayores la estanqueidad proviene de la deformación de la sección activada por la presión interior. La fricción de las juntas tóricas tiende a ser elevada con movimientos (traslaciones) a poca velocidad, por lo que dichas juntas no se recomiendan para movimientos lentos.

Para presiones mayores de 100 kg/cm<sup>2</sup> se coloca siempre un anillo de refuerzo en las juntas. La elección del material de la junta normalmente se basa en el tipo de fluido.

Otro de los elementos estanqueizantes que en la actualidad se está usando bastante en la Hidráulica y

Neumática es la junta labial o collarines, que tienen distintas formas, tanto en su perfil como en el diseño de sus labios, la diversidad de formas en cuanto al diseño de los mismos se debe a que han sido creados para problemas concretos, estos collarines son fabricados por el proceso de extrusión y vulcanizados. Para nuestro caso hemos empleado collarines de la marca SIMRIT, que distribuye la FAG peruana. También proveen de perfiles de contra collarines para garantizar la estanqueidad de la junta, existen diversos modelos y materiales para soportar las presiones y la agresividad del ambiente donde trabajan. Hay diseños para juntas de vástagos de pistones, contracollarines, ellos determinan el método de fabricación de pistón o émbolo, en sus especificaciones se menciona el dimensionado y el material deseado para cumplir determinada función para la que es seleccionada, también la referencia si es que va a servir para el pistón o para el émbolo, pueden soportar presiones de hasta 400 Bar.

Los materiales empleados para la mayoría de las juntas son los elastómeros a base de caucho acrilnitrilo butadieno -(NBR)-, poliuretano (UA), Flúor (o Vitón) (FMK). Asimismo, se usan materiales termoplásticos, siendo los más usados el politetrafluoretileno (PTFE) y resinas acetales (POM).

### **NBR**

Estable frente a los combustibles, aceite mineral, grasas animales, vegetales, ácidos y bases inorgánicas en baja concentración, según la composición de la mezcla del medio (fluido hidráulico) su campo térmico de aplicación oscila entre -30 a 100°C.

### **AU**

Destaca este material por su elevada resistencia a la tracción a la rotura y a la abrasión, se puede fabricar poliuretano con dureza Shore comprendida de 65 a 98, teniendo mejores características de elasticidad en 90 shore A. Los materiales a base de poliuretano son resistentes en aceites hidráulicos H, HL, H-HPL, así como en otros aceites minerales y grasas. Son propensos a la hidrólisis, lo que limita su campo de aplicación.

Valores permanentes de temperatura comprendido desde 30°C a 80°C es el campo térmico de aplicación de este material.

### **FKM**

Se le utiliza en casos de elevada carga térmica o medios químicos agresivos. Presenta favorables características de impermeabilidad frente a los gases, así como una buena resistencia al ozono. En alto vacío presenta pérdidas de

peso mínimas. Es estable en aceites, grasas y demás hidrocarburos alifáticos y aromáticos.

Trabaja correctamente de  $-25^{\circ}\text{C}$  a  $200^{\circ}\text{C}$ , pudiendo llegar durante cortos intervalos de tiempo a temperaturas de  $230^{\circ}\text{C}$

### PTFE

Su naturaleza antiadhesiva favorece su aplicación a todos los casos en los cuales se debe evitar una adherencia de residuos.

Cargando este material con grafito o carbón disminuye considerablemente la dilatación térmica, su resistencia al rozamiento, así como las deformaciones permanentes. Es estable frente a casi todos los medios, resistente ácidos bases, soluciones de todo tipo de concentración. Su campo térmico de aplicación es de  $-200^{\circ}\text{C}$  a  $260^{\circ}\text{C}$ , incluso a  $-200^{\circ}\text{C}$ , este material posee todavía cierta elasticidad.

### POM

Pertenecen a los termoplásticos de máxima resistencia mecánica, gracias a su gran rigidez, dureza y resistencia mecánica, características que combinadas dan excelente elasticidad incluso a elevadas temperatura.



Luego, por las características de los materiales de juntas, seleccionamos juntas de termoplásticos específicamente de politetrafluoretileno (PTFE) de dimensiones 51 mm de diámetro exterior y 46 mm de diámetro interior para el pistón.

Mostraremos la selección de estas juntas para los diferentes cilindros del sistema en la tabla 5.2

### **Rascadores**

Son elementos de labio elástico de cierre y parte de fijación que puede ser con o sin soporte metálico, se usan como repeledores de la suciedad. Su función primordial es evitar que la suciedad que se deposita en el vástago durante el movimiento, se introduzca al sistema hidráulico. Por otro lado, se evita un desgaste prematuro de la junta del vástago así como de los elementos guía.

### Anillos guía

Son de sección transversal rectangular, se utilizan como guías de émbolos metálicos en cilindros neumáticos e hidráulicos. Con ellos se obtienen una reducción en el rozamiento y desgaste y una protección de la pared del cilindro, pueden usarse también como elementos guía para vástagos.

El material usado es un termoplasto altamente resistente a cargas altas. Los elementos guía se introducen elásticamente dentro de la ranura del émbolo. El diámetro émbolo debe ser 0.6 mm menor que el diámetro del cilindro para evitar un contacto directo entre ambas superficies metálicas.

Los elementos estanquizados que se montan en un pistón equipado con anillo guía deben estar previstos de un anillo para el cierre de la ranura de extrusión.

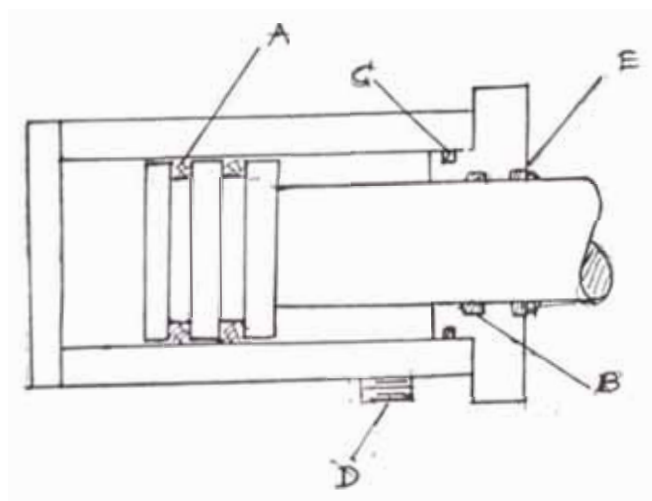


TABLA 5-2

JUNTAS Y SELLOS

PO SI CION	CILINDRO PRINCIPAL	CILINDRO AUXILIAR	CILINDRO SECUNDARIO
A	SIMRIT 94 AU/925 320 - 360 - 28 NI 300	38-50-9-6 AUN 38-16	28-38-8-4 AUN 28-34
B	SIMRIT 94 AU/925 510-460-32 NA 300	38-50-9-6 AUN 38-16	25-35-5-2.5 AUN 25-40
C	OR 4090 10 ESPECIAL	OR 44 3	OR 32 3
D		OR 20 1	OR 20 1
E	320-340-16-20-AS ESPECIAL	38-48-7-10AS	25-25-7-10AS

**5.3 Equipos y Accesorios Complementarios.**

**5.3.1 Bombas.**

Son aparatos utilizados para mover fluidos, son los encargados de llevar el líquido hidráulico hacia los cilindros, básicamente las bombas transforman energía mecánica en energía hidráulica, logrando aumentar la presión del sistema. Hay muchos tipos de bombas, cada uno es diseñado según sus aplicaciones, se seleccionan de acuerdo a las siguientes características:

- Alta o baja presión
- Al número de revoluciones
- Posibilidad de variar el volumen de expulsión

- Poco peso

Poco ruido, etc.

### 5.3.1.1 Clasificación

Es posible agrupar las bombas por el principio de funcionamiento en tres grupos y hasta cuatro grupos.

#### a. De engranajes

Los elementos básicos son los engranajes de igual diámetro montados en distintos ejes y ajustados en un carter. Las lumbreras de admisión y escape se mecanizan a los lados del carter, directamente. Durante la rotación, debido al engrane de cada par de dientes y ante la admisión, se reduce el volumen de este lado en un espacio entre dientes y se origina un efecto de succión. El aceite que va a ocupar este espacio queda atrapado en ambos lados por una cresta de diente cerca del orificio del carter. A la salida del aceite escapa por la lumbrera a presión.

Las fugas internas por la cresta de los dientes depende del huelgo entre éstas y el interior del carter. Con dientes en formas diferentes se tendrán grados de estanqueidad también diferentes, a lo que se ha concluido que con dientes cortos se logra mayor hermeticidad, aunque el desplazamiento por

revolución sea menor que el que proporcionan altos perfiles.

El caudal suministrado por una bomba de engranajes es directamente proporcional a su velocidad y la presión de suministro a la carga externa. Por lo general, únicamente se alcanzan grandes rendimientos si estas funcionan a velocidades relativamente elevadas. Podemos alcanzar presiones de hasta 250 Bar y caudales de 300 Lts/min.

Es considerada como un bomba industrial típica de bajo costo, de presión y equilibrio hidráulicamente.

b. De paletas

Son también del tipo compacto, muy adecuado para presiones medias, alcanzan presiones de hasta 200 Bar y caudales de 150 Lts/min, muy usados en los sistemas hidráulicos de máquinas herramientas. La bomba de paletas original consiste en una cámara única o alojamiento circular con un disco como rotor, dispuesto excéntricamente, las paletas se deslizan libremente en las ranuras del rotor, durante la rotación las paletas se proyectan hacia el exterior por acción de la fuerza centrífuga y sus puntas van frotando el interior de la cámara, con lo que se forman bolsas en continua expansión y contracción, a causa de la acción de bombeo. Una de las variaciones

de este detalle de las bombas de paletas se incluyen en las diversas formas de las puntas de las paletas, por ejemplo redondeadas en vez de ser recortadas a escuadra.

c. De pistones

Son de elevado rendimiento volumétrico y su capacidad es limitada, debido a su construcción raramente compite con tamaños pequeños, con las de engranajes o las de paletas, a menos que se requieran grandes presiones, en este aspecto superan a todos los demás tipos de bombas, aunque la presión que puede dar una bomba depende fundamentalmente del tipo de válvulas que admita, en general las presiones máximas se logran únicamente con válvulas de asiento, en cambio, con lumbreras válvulas de corredera o rotativa, las presiones son limitadas. Se pueden conseguir presiones hasta 630 Bar y caudales hasta 500 Lts/min.

d. De tornillos

Es un tipo de bombas que se adaptan a grandes volúmenes de fluido y por lo tanto, es particularmente apropiada para sistemas hidráulicos que requieren caudales importantes. En general, su rendimiento volumétrico es superior a las de engranajes, pero inferior a las de pistones. Los tornillos pueden ser de simple y doble hélice, los de

simple hélice no proporcionan equilibrio hidráulico y generan considerable empuje axial si no están bien compensados. Su suministro es regular y sin oscilaciones. El funcionamiento de estas bombas es silencioso, puede alcanzar gran velocidad, las capacidades van desde 5 a 7,200 Lts/min con presiones de hasta 140 Bar.

Las bombas también se pueden clasificar según su modo de regulación de caudal.

Bombas de caudal variable.-

Cuando se trata de instalar altas presiones de regulación de velocidades y presiones, resulta muchas veces cara, debido a las pérdidas inevitables que se tienen al recurrir al control con válvulas de presión y de caudal. Una solución a este problema es la aplicación de bombas de caudal variable y de regulación automática.

#### Selección de Bombas

En el caso particular de nuestro sistema hidráulico, necesitaremos de:

- Una bomba de caudal variable
- Una bomba de caudal fijo.

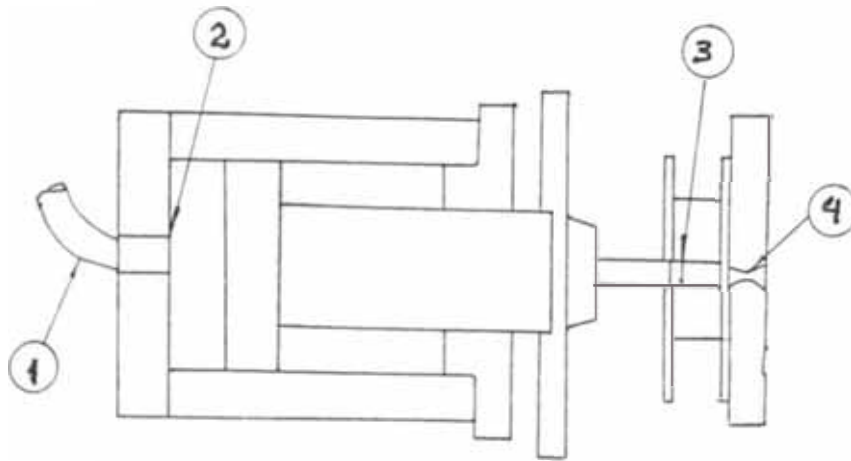
Se eligió así a fin de que no exista desgaste de energía cuando se encuentre el proceso en vacío (cuando se

traslada el pistón hasta el ingreso del tocho a la cámara de extrusión, cuando se debe alejar el contenedor del bastidor para extraer la camiseta de extrusión que queda en el interior del cilindro del contenedor), asimismo poder regresar el pistón a su posición original, para esto se han diseñado dos cilindros auxiliares ubicados a ambos lados del cilindro principal que empujan/jalan la placa portante del sistema del punzón prensador, la bomba de caudal fijo (70 Bar) se encuentra actuando cuando se inicia el proceso de extrusión en sí, la bomba de caudal variable, se adecúa a la carga necesaria para la realización de su función, esto es a la presión máxima necesaria de 280 Bar.

Antes de seleccionar las bombas hidráulicas que se van a usar en el circuito de la prensa de extrusión, se indicará el caudal necesario para cada una de las bombas en referencia, para lo cual nos valemos de las velocidades recomendadas para la extrusión y de las velocidades del fluido antes de la bomba, después de la bomba y del retorno al tanque.



Ejemplo: para el cilindro principal y aplicando continuidad.



$V_4$  : 0.2 - 0.6 m/s (Por características del material a extruir)

$P_1$  : 280 Bar (Presión de línea)

$V_1$  : 6 m/s (Recomendación según Manual de Hidráulica de Herion)

$V_3$  : 0.004 m/s Para diámetro de extruido de 8 mm

$V_3$  : 0.039 m/s Para diámetro de extruido de 25 mm

Resultando el caso más crítico el segundo de los calculados, esto es  $V_3$  : 0.039 m/s.

Aplicando continuidad entre 2 y 1

Con  $V_1$  : 6 m/s

$$d_1 : 4.11 \text{ cm}$$

Con lo que obtenemos un caudal de 478 Lt/min, para la bomba de caudal variable.

De igual manera haremos el cálculo para los cilindros auxiliares, de donde nos resulta:

$$A_2 : 19.635 \text{ cm}^2$$

$$V_2 : 0.039 \text{ m/s}$$

$$V_1 : 4.50 \text{ m/s}$$

Por continuidad con esos datos, obtenemos:

$$d_1 : 0.47 \text{ cm (Calculado)}$$

$$d_1 : 0.50 \text{ cm (escogido)}$$

A continuación ofrecemos un cuadro donde nos muestra el dimensionamiento escogido de las tuberías.

#### CUADRO DE TUBERIAS SELECCIONADAS

CILINDRO	ENTRADA (mm)	SALIDA (mm)	CAUDAL (Lts/min)
Principal	50	50	478
Auxiliares	5	10	10
Secundarios	5	10	11

Los diámetros de las tuberías corresponden a los diámetros internos.

Escogemos del manual REXROTH

°Bomba de caudal variable A4V, para circuito cerrado, construcción de plano inclinado y pistones axiales (RS/92000/02.83).

Tamaño nominal (cm <sup>3</sup> /r)	250 (cilindrada)
RPM	1450
Caudal (Lts/min)	500
Potencia (Kw)	250
Presión máxima (Bar)	400

Con regulación hidráulica dependiendo de la presión (HD)

Bomba de caudal fijo de engranaje, tipo 62(RS/10042/3-83)

Tamaño nominal (cm <sup>3</sup> /r)	40
RPM	<b>1450</b>
Caudal (Lts/min)	56.5
Potencia (kW)	3.6
Presión máxima (bar)	50

Arrastre con acoplamiento elástico.

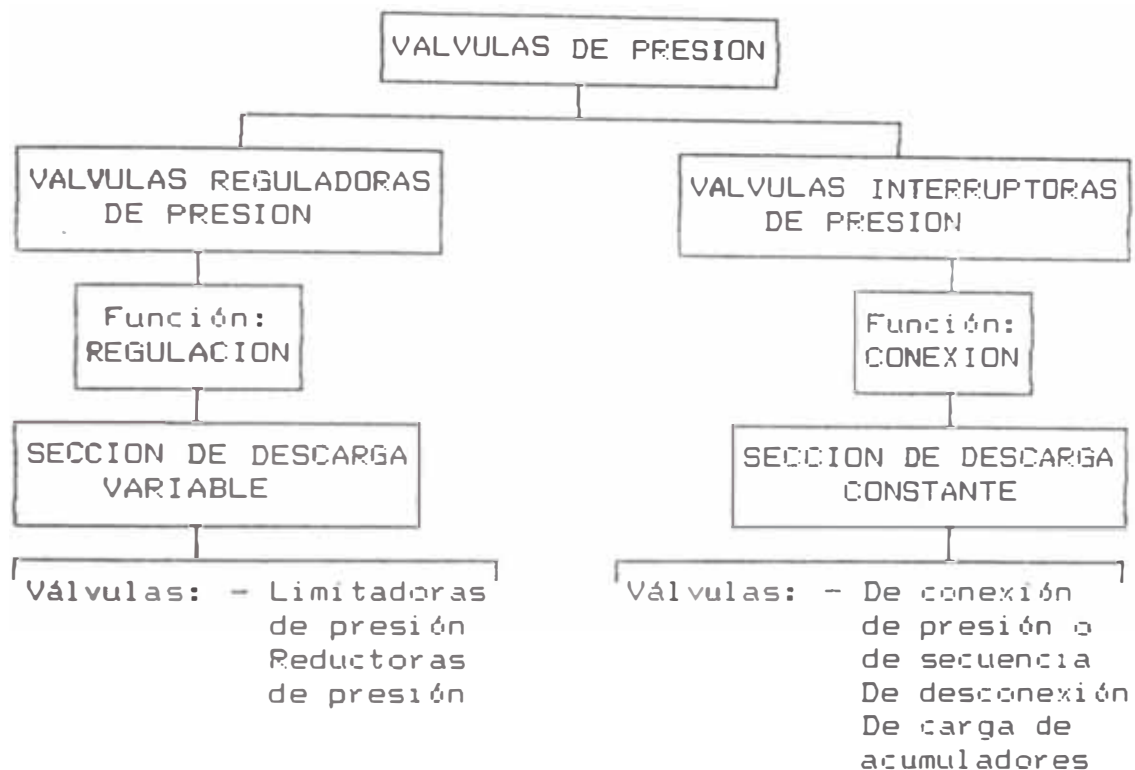
### 5.3.2 Válvulas, Filtros y Accesorios

#### 5.3.2.1 Válvulas de Presión

Son válvulas de control, que tienen como función influenciar sobre la presión de un sistema hidráulico o en parte de él. Todas las válvulas funcionan bajo el principio de estrangulación, donde la presión de un sistema se obtienen regulando o controlando el caudal. Según la función que desempeñan estas válvulas se clasifican en válvulas reguladoras de presión en interruptores de presión.

Según su accionamiento se clasifican en válvulas directas e indirectas o piloteadas. En las válvulas directas para mantener o controlar una presión se realiza con el flujo de cámaras y la regulación de la

sección de regulación o de estrangulación, lo que se obtiene a través de la acción conjunta de la fuerza de presión hidráulica y de la fuerza mecánica de un resorte. Las válvulas de mando directo se usan hasta presiones de 300 Bar y caudales de 100 Lts/min.



#### 5.3.2.1.1 Válvulas Direccionales

También llamadas válvulas distribuidoras, instaladas en el circuito hidráulico para lograr el desvío o la confluencia de líquido hidráulico, para la realización de una determinada acción.

La función del distribuidor queda definida por el tipo de unión que permite realizar, que está caracterizada por el número de vías de

conexión, y el número de variantes, que es el número de posiciones.

Un distribuidor cuenta siempre con un dispositivo de gobierno de los desplazamientos de sus partes móviles, para hacerles adoptar las diversas posiciones previstas, ese dispositivo caracteriza el sistema de accionamiento del distribuidor.

Existen accionamientos manuales, de pedal, mecánicos (levas u otros sistemas cinemáticos), neumáticos, oleodinámicos, electromagnéticos directos e indirectos.

Los de accionamiento manual se obtienen por una palanca convenientemente unida al equipo móvil, sobre la cual el operador ejerce su fuerza muscular.

Sustituyendo la palanca por otro dispositivo cinemático, accionado mecánicamente por la misma máquina o por el operador mediante pedal, se obtiene el accionamiento mecánico.

El accionamiento neumático u oleodinámico actúa directamente sobre el elemento móvil son muy usados a fines de posicionamiento, especialmente en instalaciones de ciclo automático. Los de uso más frecuente son los accionamientos

electromagnéticos directos e indirectos. en el primer caso, la fuerza de posicionamiento es desarrollada directamente por electroimanes de dimensiones adecuadas. en el segundo caso, el electroimán da solamente el impulso de mando, pero la acción real es ejercida por un dispositivo oleodinámico. Los electroimanes se fabrican en "seco" y en "baño de aceite", la primera ofrece la ventaja de un costo reducido, la segunda es mas compleja y costosa, pero posee en cambio, una duración mucho más prolongada y una mayor suavidad de posicionamiento de mando.

Las válvulas distribuidoras son las que gobiernan el comienzo, la parada y el sentido de paso de un caudal de líquido. En estado no accionado el pistón de mando es mantenido en su posición central.

#### 5.3.2.1.2 Válvulas Antiretorno

También llamadas de retención, se intercalan en los circuitos, se integran en el cuerpo o en otras válvulas para lograr que el caudal fluya en sentido único. Las más sencillas son las de bola retenida por un resorte, aunque su adecuación a circuitos hidráulicos es limitada por lo que es normal el empleo de modelos más complicados. Para alta presión es

necesario una buena estanqueidad, entonces deberá preverse una junta de alta resistencia en el asiento.

#### **5.3.2.1.3 Válvula Limitadora de Presión**

La misión que tiene es la de limitar la presión que el sistema puede alcanzar. Son en principio válvulas de dos vías, normalmente cerradas, pero que se abren a una presión predeterminada por simple ajuste. Pueden ser de accionamiento directo o pilotadas, según el nivel de potencia del circuito, se prefieren las válvulas de asiento.

#### **5.3.2.1.4 Válvula de Pre llenado**

Son válvulas antiretorno con apertura hidráulica. En un sentido cierran sin fugas y en el sentido opuesto el flujo es libre. Las válvulas de prellenado se componen básicamente de la carcasa, el émbolo de mando, como principal, cono de contrapresión válvula antiretorno, cilindro de mando. La apertura se realiza hidráulicamente con el émbolo de mando a través de la conexión.

#### **5.3.2.1.5 Válvula de Secuencia**

Son válvulas preaccionadas, sirven para conectar un segundo circuito, en función de la presión del primer circuito. Las válvulas de

secuencia están compuestas fundamentalmente por la válvula piloto con el elemento de taraje, válvula principal con el conjunto principal y una válvula antiretorno.

#### 5.3.2.1.6 Accesorios - Filtros

Se utilizarán filtros de presión que son los apropiados para su directa instalación en líneas de presión. Generalmente se les instala en los aparatos de mando o de regulación para su protección. En los filtros de circuito, la tapa y la carcasa están fabricados de aluminio. Las tapas de filtro de mediana y elevada presión están fabricados de fierro fundido. Las presiones que pueden soportar llegar hasta 420 Bar y los caudales hasta 600 Lts/min.

La filtración en general en todo sistema es esencial, especialmente cuando se desarrolla en circuito cerrado, para eliminar los contaminantes, que de lo contrario circularán con componentes con el fluido y podrían bloquear o levantar los componentes, dando lugar a erosión y desgaste rápidos, a través de los filtros se eliminan o retienen los contaminantes sólidos de todo tipo cuyas características superan un tamaño determinado, que depende de la graduación del filtro, o de su capacidad de separación. Un sistema nuevo debería estar limpio, al



principio, pero existen grandes posibilidades de que ya venga contaminado por:

Cascarilla.- De las tuberías que no se limpiaron bien antes del montaje.

Oxidos.- De los componentes de metales ferrosos almacenados en malas condiciones.

Hilo y fibras textiles.- De los trapos utilizados para taponear o limpiar los componentes.

Virutas.- Producidas por el uso de herramientas o técnicas inadecuadas para el montaje.

En el sistema ya en funcionamiento.-

Los contaminantes se producen inevitablemente. Los principales son:

Partículas metálicas.- Del desgaste interno

Escamas de pintura.- Del interior del depósito

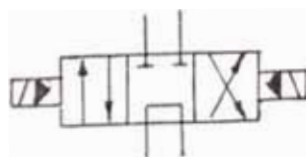
Sub productos de ácidos.- De la oxidación y degradación del aceite

Barros.- De la oxidación y descomposición del aceite

Partículas de elastómeros.- Del desgaste de las juntas.

Esquemas según DIN ISO 1219

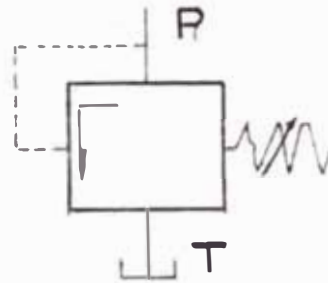
Válvula direccional (Distribuidora)



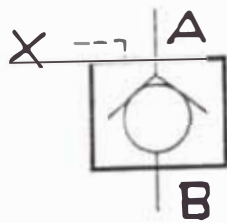
Válvula antirretorno



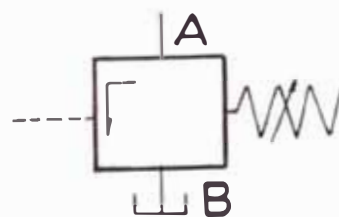
Válvula limitadora de presión



Válvula de prellenado



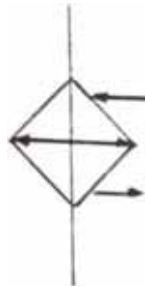
Válvula de secuencia



Filtro



### Intercambiador de Calor



#### 5.3.3 Depósitos

Los depósitos de aceite, comunmente llamados tanques, son dimensionados por las pérdidas de potencia esperados en la instalación. Estas pérdidas se transforman en calor, y las dimensiones del depósito, deben de ser tales que se mantenga una determinada temperatura del aceite, garantizando con sus medidas suficientes superficies de radiación. El calor necesita un tiempo para irradiarse y se puede tener en cuenta el tiempo de permanencia del aceite usado antes de volver a la instalación. Una regla práctica para dimensionar depósitos de aceite es la siguiente:

$$V = K Q$$

Donde:  $k$  : es el tiempo de espera del aceite

$Q$  : es el caudal medio de la instalación

Recomendación:  $K = 3 - 5$  min para instalaciones estacionarias

$K = 1 - 2$  min para hidráulica móvil

$K = 0.5 - 1$  min para hidráulica en aviones

Con un tiempo de espera de 3 a 5 minutos del aceite en el depósito está diseñado con todas las precauciones necesarias, se garantiza el desprendimiento de los sólidos, el aire y el agua que trae al retornar de la instalación. Si el tamaño del depósito no es suficiente para no sobrepasar la temperatura de trabajo, se tiene que prever adicionalmente un intercambiador de calor. Si gran parte del aceite se mantiene en la instalación, entonces el depósito debe ser dimensionado por la diferencia de volúmenes.

#### **5.3.3.1 Recomendaciones para la Configuración de los Depósitos de Aceite**

Los depósitos de aceite van muchas veces dentro de la misma máquina, pero otras veces por razones de espacio o molestias que pudiera causar, está separado de ella, y no sólo hace las veces de reservorio de aceite, sino que es toda una unidad completa productora de presión.

Al diseñar los depósitos de aceite se debe tener en cuenta además del volumen de aceite, debe estar provisto de un colchón de aire; para analizar el volumen del tanque se considera que el aceite sólo llega al 80% de su volumen, a fin de dejar espacio para las burbujas de aire. Las tuberías de retorno estarán sumergidas en el aceite. Las tuberías de succión estarán

30 cm por encima del fondo del depósito para que no succione impurezas o agua.

Se separará con una plancha el compartimiento de succión con el de retorno, de tal manera de evitar que el aceite que retorna sea inmediatamente succionado, posibilitando de esta manera el desprendimiento del aire, agua e impurezas que trae. El filtro de aire será colocado en la parte superior del depósito, para evitar la entrada de polvo y vapor de agua. La plancha separadora tendrá agujeros en las esquinas, para que se pueda comunicar.

El volumen del depósito será  $3.5 Q_{\text{máx}}$

$$Q_{\text{máx}} \cdot 499.20 \text{ Lts/min}$$

Vol. Aceite V: 1,747.2 Lts

$$V/0.8 : 2,184 \text{ Lts}$$

#### **5.3.4 Tuberías, Uniones y Acoplamientos**

##### **5.3.4.1 Tuberías**

Los tubos sirven para conectar los componentes de un circuito hidráulico, y al transportar así el fluido, conforman las líneas hidráulicas, que se podrían clasificar en:

- A. Conducciones Rígidas o Tubos
- B. Conducciones Flexibles Mangueras

Los principales parámetros a considerar en la elección de una línea son:

- a. La presión del fluido
- b. El caudal
- c. La velocidad de flujo
- d. La caída de presión admisible.

Del parámetro "a" depende mucho el espesor de la pared del tubo o que esté bien reforzado si se trata de una manguera, se puede decir que la presión de trabajo determina la relación entre el diámetro y el espesor (D/t). Los parámetros b, c, d, influyen en la elección del diámetro interior apropiado.

En caso de tubos metálicos homogéneos (p.e. estirados) se puede determinar la presión admisible en función de la relación (D/t) suponiendo una distribución uniforme de esfuerzos en toda la pared del tubo, es decir:

$$P = \frac{2 S t}{D}$$

P : presión máxima

S : esfuerzo máximo del material

t : espesor de la pared

Su: esfuerzo de rotura

$$S_g \leq \frac{1}{3} S_u \quad S_u = \text{Esfuerzo de rotura}$$

Válida si  $D/t > 16$  que significa que el esfuerzo ya no se distribuye uniformemente en el espesor de la pared, sino que va desde un máximo en la cara interna, hasta un mínimo en la cara externa.

Si  $D/t \leq 16$

$$t = \frac{D}{2} \left[ \sqrt{\frac{S + P}{S - P}} - 1 \right]$$

Existen tubos de tamaños normalizados, de acabado interior fino, para líneas de alimentación, hasta presiones máximas de 600 Bar. Todos los tubos de alta presión son de pequeño diámetro interior.

Los tamaños para tubos de presión, se catalogan por su diámetro exterior y su diámetro interior real. La clasificación por su diámetro exterior es la más extendida, porque normaliza las dimensiones críticas para los accesorios y conexiones de manera que cualquier accesorio de un tamaño dado, será acoplable a todos los tubos, de éste diámetro exterior.

#### Materiales para tubos.-

La mayor parte de los tubos hidráulicos actuales son aceros estirados en frío, de bajo contenido de carbono. La composición del acero varía según los fabricantes, el contenido de carbono va desde 0.08 a 0.15%. La resistencia mínima de los aceros estirados en frío es  $3,900 \text{ kg/cm}^2$ . Los tubos de aluminio se aplican en sistemas hidráulicos de aviación, y en otras aplicaciones en la que es más importante el peso. Por lo general, el aluminio no se considera adecuado para conducciones a presiones sujetas a vibración o a presiones pulsatorias, debido a la poca resistencia a la fatiga de este material.

Los tubos de cobre son apropiados para pequeños diámetros interiores, el cobre no sirve para conducciones de alta presión por su resistencia limitada y porque se endurece, falla prematuramente por fatiga si está sometido a vibración. La resistencia del cobre se reduce a la mitad a una temperatura de  $200^\circ\text{C}$ . Los tubos de acero inoxidable pueden tener una resistencia muy alta comparativamente a los tubos de acero de bajo contenido de carbono, lo que permite reducir el costo y el espesor para un diámetro interior y una presión dados



El dimensionado de las conducciones (di) se basa normalmente en las velocidades recomendadas, los diámetros interiores se calculan con la siguiente expresión:

$$di : 4.6 \sqrt{Q/V}$$

di : Diámetro interior (mm)

Q : Caudal (Lts/min)

V : Velocidad del fluido (m/s)

Velocidades recomendadas:

(Después de la bomba) : 5 m/s

(Antes de la bomba) : 0.5 1.5 m/s

Del retorno al tanque : 2 m/s

Se elaboró el cuadro de tuberías en la página 148 mostrando el diámetro de los tubos a usarse para el cilindro principal; el cilindro auxiliar; el cilindro secundario.

#### 5.3.4.2 Uniones y Acoplamientos

En los tubos de pequeño diámetro interior, para gran presión se emplean casi siempre accesorios de compresión que producen una fuerte unión mecánica con excelente estanqueidad hidráulica. Los accesorios de éste tipo se emplean para diámetros de tubo de conducción hasta de 50 mm, para presiones hasta 700

kg/cm<sup>2</sup>. Existen gran variedad de formas, como alternativa cómoda frente al curvado de tubos en el proyecto de la línea (aunque normalmente un accesorio provoca una caída de presión más importante que una curva en la tubería).

Los accesorios se fabrican de varios materiales, lo normal es que sean de acero para los tubos de este material, aunque también pueden ser de aluminio, de latón, de bronce industrial.

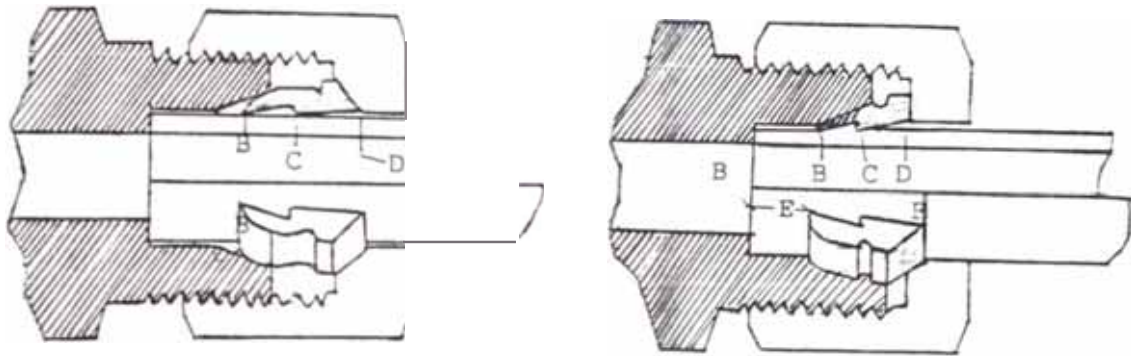
#### Uniones roscadas

Son una de las formas tradicionales de unión de tuberías, simples, compactas, fácilmente montables y desmontables.

Las uniones de hierro maleable se limitan a presiones de servicio de 35 Bar como máximo, para presiones más elevadas se emplean accesorios de acero hasta 140 kg/cm<sup>2</sup> o más, los de formas especiales, con juntas incluidas alcanzan hasta los 390 kg/cm<sup>2</sup>, las uniones roscadas también se emplean con material PTFE como empaquetadura para las roscas.

La estanqueidad de la unión de un tubo al cuerpo de una conexión, registro, válvula, acople rápido, terminal de manguera, etc., es asegurada por la penetración controlada de una virola de alta dureza sobre el diámetro externo del tubo, este efecto de engarce es

obtenido durante el montaje del propio circuito. Al realizarse el ajuste de la tuerca sobre el cuerpo de la conexión, la virola es forzada a deslizarse en la región cónica del cuerpo de la conexión, hasta que a través de las aristas B y C penetra en la superficie exterior del tubo, donde es engarzado y apretado, dando origen a los surcos E y F. en la frente de la arista B se ha formado un filete circunferencial visible que caracteriza a la operación de engarce como bien realizada. La parte lisa D de la virola tiene como finalidad limitar la profundidad de penetración de la misma sobre el tubo, así como, evitar que vibraciones o movimientos oscilatorios perjudiquen la condición de estanqueidad de la conexión montada. El funcionamiento de este sistema de conexión es seguro presentando estanqueidad en los más variados tipos de fluidos. Es posible su instalación en circuitos móviles o fijos. Este sistema permite rapidez y facilidad de instalación, dispensa el uso del roscado, soldadura o cualquier otra preparación en el extremo de los tubos, no debilitando la resistencia mecánica de los tubos, se utilizan para soportar presiones de hasta 600 kg/cm<sup>2</sup>.



ANTES

DESPUES

### 5.3.5 Sistema de Enfriamiento del Aceite

Conviene controlar la temperatura del fluido, para evitar grandes fluctuaciones de la viscosidad del líquido de trabajo. Cuando mas alta sea la presión, mas se calentará el fluido al trabajar el sistema mayor será cambio de viscosidad, asimismo el cambio del volumen del fluido en el sistema puede ser un factor crítico, que cuanto menor sea el volumen, mas calor captará el fluido por unidad volumétrica, para una determinada cantidad de trabajo (una parte del cual inevitablemente se convierte en calor).

Las temperaturas máximas de servicio para fluido hidráulico van desde los 66°C para los fluidos a

base de agua, hasta 320 370°C para los fluidos a base de siliconas. En general, las temperaturas deben ser mucho más bajas, especialmente para el caso de los fluidos acuosos, para evitar la excesiva evaporación y en el caso de los aceites minerales van desde 60 hasta 90°C para que sean menos afectados por la oxidación y resulten más duraderos y usaremos en nuestro sistema hidráulico.

Los cambios de la viscosidad del aceite influyen grandemente en el rendimiento hidráulico. Las pérdidas de potencia ocurren en puntos bien determinados, por ejemplo, en las bombas, en las válvulas y en los accionadores. De manera normal, parte del calor generado se pierde automáticamente por disipación natural en el componente determinado, sólo una parte del calor (diferencia entre el disipado en el proceso emisor y el generado) es la que se transmite al fluido; pero, esta proporción es bastante elevada en algunos casos, el calor generado por el rozamiento en las tuberías suele ser menor que el que estas disiparían normalmente, por lo que en general, no influye demasiado en el calentamiento del fluido.

Siempre que sea posible se debe emplear un intercambiador de calor por agua a contracorriente, que es el dispositivo más sencillo para enfriar el aceite. Normalmente consta de un serpentín de tubos de cobre o de aleación de cobre y requiere poco mantenimiento.

El cálculo del intercambiador de calor se observa en el Anexo No.

## CAPITULO VI

### CALENTAMIENTO, ALIMENTACION Y BANCO DE SALIDA

#### 6.1 Disposición General

La prensa de extrusión, motivo presente diseño, para su funcionamiento productivo **necesita** de equipos complementarios, a fin de conseguir las condiciones óptimas del tocho a extruir, como la temperatura de recristalización que hemos mencionado anteriormente, y para evitar las pérdidas térmicas a través de los utilajes, además el transporte de los tochos hacia el lugar de trabajo u operación y la recepción de los productos extruidos, los equipos auxiliares necesarios serán:

Horno de calentamiento de tochos (400 °C-450 °C)

Horno de Calentamiento de utilajes (400 °C-450 °C)

Banco de alimentación.- Representa el enlace entre el horno de calentamiento de tochos y la prensa, tiene la misión de cargar la prensa con los tochos calientes.

Banco de salida.- Banco adecuado para recibir las barras extruidas a la misma velocidad de extrusión, a su vez sirve como mesa de enfriamiento para el posterior corte del producto extruido en la sierra de barras.

Bobinadoras.- Es el encargado de recibir los productos extruidos de baja dimensión en su diámetro y larga dimensión en su longitud, generalmente se usan para menores a 25 mm, por razones físicas del material extruido, ya que si se les recibe en el banco de salida, se necesitarían grandes dimensiones del banco de salida.

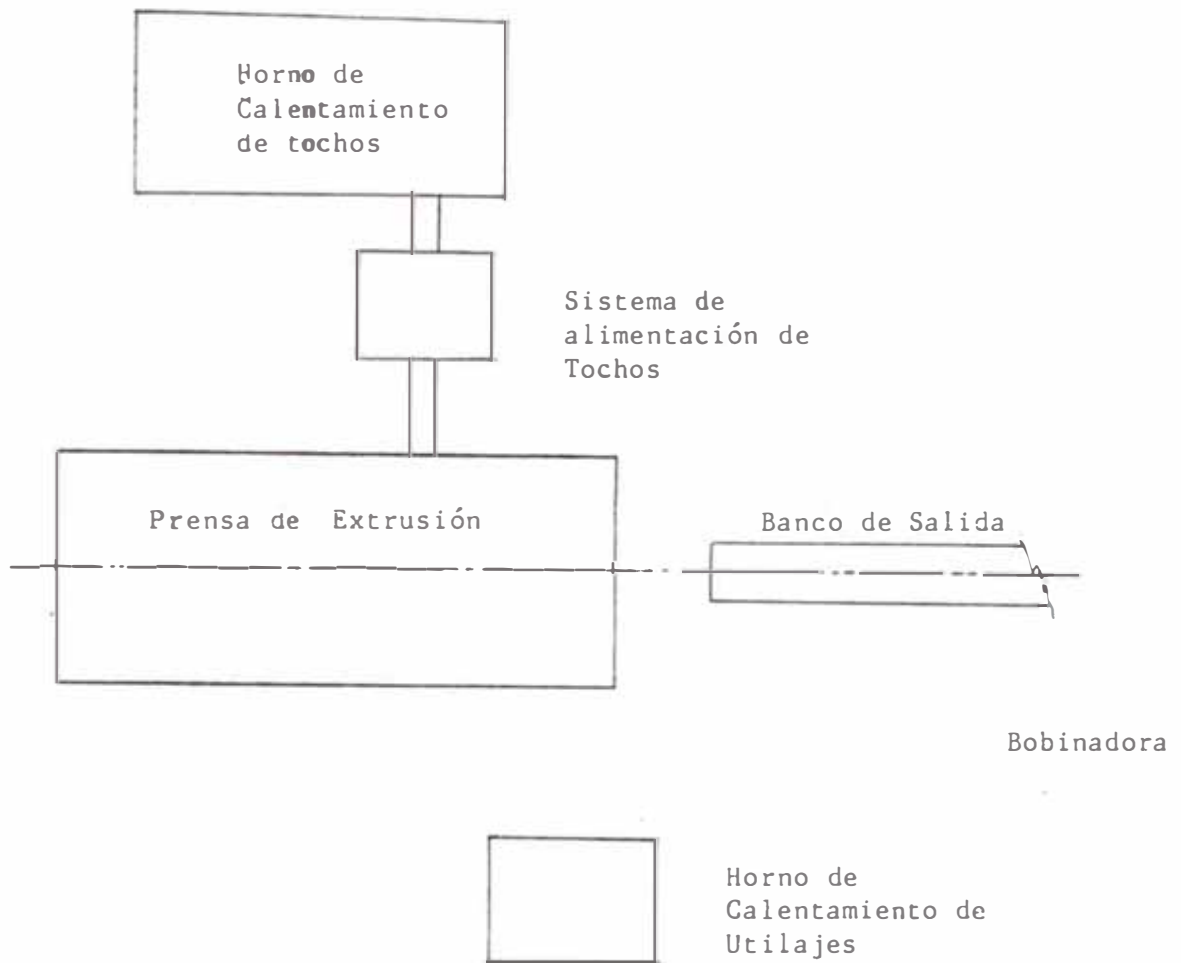


Fig. 6.1 Disposición general de la prensa de extrusión y sus accesorios

## 6.2 Hornos

El calentamiento de los metales cualesquiera que sea su objeto, se realiza en hornos, que se denominan hornos de calentamiento, de recalentamiento, de recocido, de tratamiento térmico.



Las operaciones industriales abarcan una amplia gama de temperaturas, las cuales dependen del material a calentar y también del objetivo del proceso de calentamiento, así como de las operaciones subsiguientes.

Comúnmente se emplea dos métodos para la generación de calor:

Combustión de combustible.

Conversión de energía eléctrica en calor.

El horno de combustión se emplea mucho más que el horno eléctrico, sin embargo, para muchas aplicaciones se prefiere el horno eléctrico, porque ofrece ventajas que no pueden ser medidas por el costo del combustible.

El horno eléctrico es más barato comparativamente en cuanto a su consumo de energía, pero el costo del equipo es alto.

El horno de combustión, cuyo costo del proceso resulta más costoso, presenta la salvedad que el calentamiento llega hasta la médula.

Analizados los tipos de horno existentes, consideramos la necesidad de un horno para el calentamiento de tochos y otro para el calentamiento de los accesorios.

### 6.2.1 Horno de Calentamiento de Tochos

Cada prensa de extrusión está asociada a un horno que tiene la potencia necesaria para alimentar a la prensa al ritmo deseado. Lo más comunes son los hornos del túnel de hornos de mufla, cuya solera está ligeramente inclinada para facilitar el tránsito de los tochos. El manantial térmico podría ser el gas (natural o no), petróleo y derivados. En el último caso es necesario proveer a los hornos de chimeneas individuales, a fin de evitar en el interior del taller la acción nociva de condensaciones, que tienen una cantidad notable de ácido sulfúrico.

Estos hornos ocupan mucho espacio, pero presentan la ventaja de adaptarse con facilidad al calentamiento de tochos de cualquier diámetro, sin otra modificación que la de regular la temperatura en función de la masa a calentar, un mínimo de congestión puede obtenerse dividiendo la cámara de combustión o de calefacción en varias zonas, siendo la de la salida la más larga, para efectuar una homogeneización de la temperatura. El equipo de estos hornos está generalmente poco mecanizado. La precisión de la temperatura de los hornos se le regula por pirotecnia sobre el recinto, puede ser bastante variable, cuando la producción se acelera o se retrasa por cualquier razón.

Un modelo americano reciente (GRANCO) de horno calefactor a gas permite una rapidez de calentamiento y una precisión de temperatura muy superiores a sus modelos precedentes, el cual puede ser, movidos sobre tornillos sin fin. Los tochos se calientan por la acción directa de la llama de los quemadores, dispuestos ambos lados de la bóveda sobre la longitud útil del tocho, que se divide en una zona de precalentamiento y una zona de homogeneización.

Los quemadores son numerosos, y de caudal individual pequeño. Su encendido es automático, por chispas de bujías, para evitar la fusión epidérmica de los tochos se prevé una aportación regulable e independiente de aire exterior.

Los dos reguladores de temperatura de la zonas de precalentamiento y homogeneización serán del tipo potenciómetro con termopar de contacto sobre los tochos.

Para nuestro caso el material a calentar será: latón especialmente.

Contamos con los siguientes datos:

Flujo de latón	817 kg/hora
- Temperatura	850 °C
Cantidad de piezas	30 tochos/hora
- Dimensiones del tocho	Ø 100 mm; L: 400 mm

Volumen del tocho: 3,141.60 cm<sup>3</sup>

Peso específico del latón: 8.64 gr/cm<sup>3</sup>

- Peso del tocho: 27.14 Kg

Calor Específico del latón: 0.0883 Kcal/kg-°C

Calor necesario para calentar 30 tochos sería

$$Q: m * Ce * T$$

Donde:

Q : Calor (Kcal/hora)

m : Masa a calentar: 817 Kg

T :  $T_1 - T_2$

T<sub>1</sub> : Temperatura caliente.

T<sub>2</sub> : Temperatura fría

Constará el horno de tres etapas, siendo la primera etapa de precalentamiento, hasta una temperatura de 250 °C, 2ª etapa, calentamiento hasta los 530 °C, 3ª etapa, calentamiento final, hasta los 850 °C.

Temperatura ambiente: 15 °C

Evaluación de los calores necesarios, para cada, una de las etapas:

Q de primera etapa: 16,953 Kcal

Q de segunda etapa: 20,199 Kcal

Q de tercera etapa: 23,085 Kcal

De manera que se deben instalar quemadores a lo largo del recorrido del tocho o de los tochos a través del horno que desarrollen el calor necesario para cada etapa.

Además, como característica importante del horno a seleccionar es que poseerá un sistema de transporte del tocho lo largo del horno del tipo tornillos sin fin.

La potencia térmica máxima instalada será de 60,237 Kcal/h.

#### **6.2.2 Horno de Calentamiento de Utilajes**

Será necesario para evitar fuga térmica a través de la matriz, portamatriz, insertos y otros, por ser el material a calentar diferente, se usará horno eléctrico, o por resistencias dividido en dos zonas, una de ellas para piezas grandes y la otra para piezas pequeñas. La temperatura de operación será de 400 a 450 °C, constando de resistencias distribuidas en las áreas de todas las caras internas del horno, adicionalmente deberá tener instalado un ventilador de homogeneización de la temperaturas dentro del horno, tiene que ser una caja aislada térmicamente, el tamaño del horno depende de la cantidad de matrices, portamatrices, discos raspadores, prensadores sean necesarios para la línea de producción, dependiendo

básicamente de las diferentes medidas y perfiles que puedan ser utilizados en un turno de trabajo, es importante considerar para las aleaciones difíciles juegos de matrices por consideraciones térmicas del material a calentar en éste horno eléctrico.

### 6.3 Banco de Alimentación de tochos a la prensa

Previo al ingreso del tocho a la prensa, como hemos visto anteriormente se necesitará del soporte que va a permitir la entrada del tocho a la cámara de extrusión el que conservará un alineamiento con el eje longitudinal de la cabeza de extrusión, la matriz con la que deseamos dar la forma final del producto extruido y frente al tocho se alineará el pistón prensador, el que actuará en la realización del proceso de trabajo.

El Tocho saldrá del horno a una temperatura de aproximadamente 850 °C, el cual se deslizará por una rampa de bajada con una ligera pendiente +/- 15°, una distancia tan corta que permita que el tocho no se enfríe rápidamente, y a la vez que no se produzca un gran golpe del tocho sobre el soporte de alineamiento al efectuar su bajada al soporte, dicho dispositivo tendrá la particularidad de "bajar" para permitir el paso del pistón prensador y se ejecute la extrusión con toda facilidad y así poder accionar el soporte de alineamiento, quien contará con un movimiento vertical,

éste será accionado por el cilindro neumático desde la parte inferior de la prensa, a su vez ésta estará gobernado desde el pupitre de mando.

#### 6.4 Banco de salida

Es un suplemento adicional necesario, para poder recibir el producto trabajado o extruido a la salida de la prensa. Se encontrará colocado a corta distancia detrás de la matriz, se prevé que esta distancia sea aproximadamente de 60 cm, al inicio del banco de salida al borde superior de él se instalarán rodillos para lograr el fácil deslizamiento del material extruido sobre la mesa de salida de la prensa, el cual será a manera de una plataforma horizontal, debemos destacar que los productos que se reciben aquí no son todos los que se extruyen ya que la longitud de ésta mesa de salida es limitada, y por motivos del trabajo específico del producto se necesitan conservar su linealidad, a su vez por sus dimensiones de áreas transversales medidas lineales cortas, etc.

El banco de salida es construido con ángulos de fierro, la altura de la mesa debe ser de manera que el producto extruido se encuentre sobre el camino del producto sobre el banco de salida.

Esta mesa o banco de salida también tiene la misión de enfriar el producto extruido además de ser una superficie de recepción.

Los productos delgados, que se generan en una longitud mayor que la máxima longitud del banco de salida, se reciben en la bobinadora.

### **6.5 Bobinadora**

Equipo encargado de recibir los elementos largos, cuya misión es la de arrollar alambres alrededor de una circunferencia promedio, el producto extruido se puede ordenar de esta manera consiguiendo poco espacio para su apilado, pero teniendo en consideración el uso que se le va a dar al extruido. La bobinadora consta de un motor colocado en la parte inferior del plato de bobinado, que permite el giro de éste para el cumplimiento de su objetivo, esto a través de engranajes **cónicos** que transmitirán el movimiento del motor en un ángulo de 90°.



## CAPITULO VII

### CONSIDERACIONES ESTRUCTURALES-DIMENSIONAMIENTOS

Se analizará en el presente capítulo la selección correcta de los materiales y el dimensionamiento adecuado de los elementos que van a realizar la misión de soportar y garantizar el funcionamiento del equipo motivo del presente diseño:

Dentro de la estructura vemos a conjuntos de elementos solidarios entre sí o cuyas partes son funciones unas de otras, por ejemplo el soporte el contenedor con el bastidor.

Los elementos o partes bases considerados son los siguientes; que se observa en la figura N° 7.1.

- 1.- El bastidor principal.
- 2.- La traviesa móvil que transporta la fuerza combinada de los dos cilindros hidráulicos auxiliares "jalando" el émbolo del cilindro principal.

3.- El Portacontenedor.

4.- El carril o la vía de transporte del soporte del cilindro de extrusión.

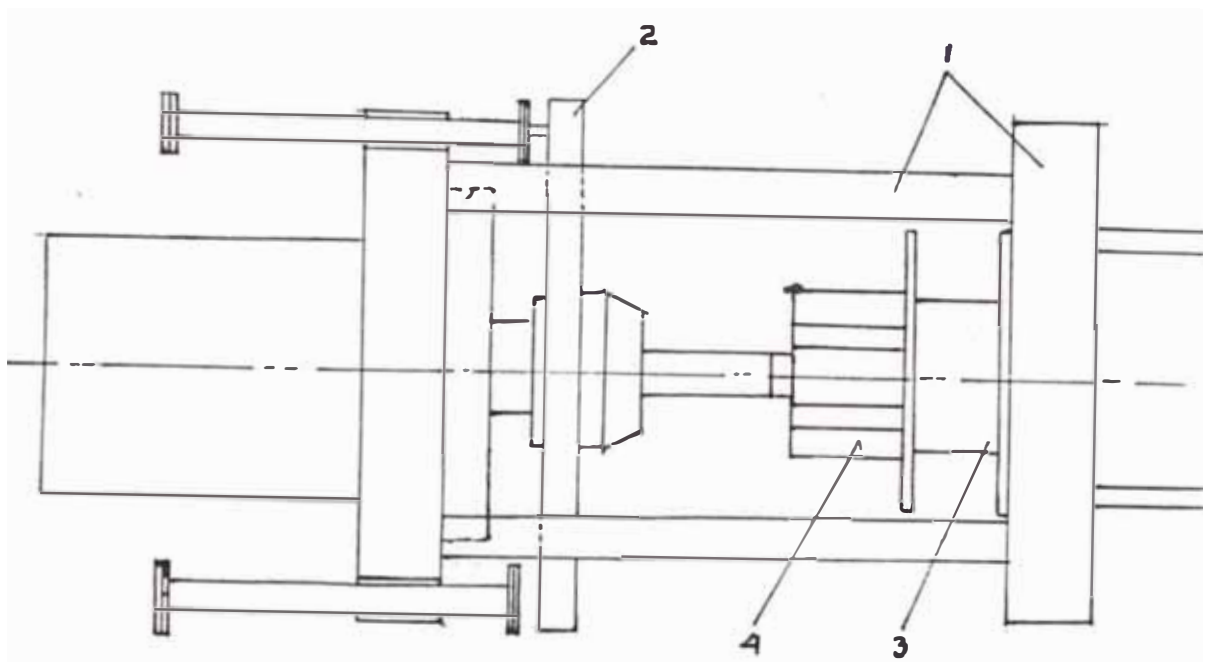


Fig. 7.1 Esquema de la estructura de la prensa y sus sistemas básicos de accionamiento.

1. El Bastidor principal, compuesto por dos placas planas paralelas y espaciadas por cuatro barras tensoras.

La traviesa móvil, que transporta la fuerza combinada de los cilindros auxiliares.

3. El portacontenedor, cumple la misión de soportar al contenedor y mantenerlo alineado con el eje de extrusión.

4. El Carril o vía de transporte del portacontenedor.

Estos conjuntos serán diseñados tanto por el material empleado como por sus dimensiones y características.

Los materiales a usar serán prioritariamente los aceros estructurales de fabricación nacional, éstos son los aceros SIDERPERU.

### 7.1 El Portacontenedor

El contenedor poseerá un elemento cilíndrico externo que será el soporte circunferencial, de un espesor aproximado de 5 cm con el fin de evitar pérdidas térmicas a través de la superficie exterior y además a través de él alineará el contenedor con el eje de la matriz de extrusión. Para el dimensionamiento del portacontenedor

se requiere evaluar las cargas actuantes sobre este elemento.

Las fuerzas a evaluar son las siguientes:

El peso del mismo contenedor.

El soporte circunferencial del contenedor.

El peso del tocho de extrusión.

Otra carga es la producida por el movimiento del portac contenedor.

Haciendo las evaluaciones obtenemos:

Peso del contenedor  $335\text{kg} \times 1.25 = 420$ ; 25% otras cargas

Peso del soporte circunf. 202 kg

Peso del tocho 26.4 kg

Fuerza de desplazamiento:  $P \times A$

P: Presión del cilindro Secundario.

A: Sección transversal de los Vástagos de cilindros Secundarios.

$P : 70 \text{ Bar} : 71.4 \text{ kg/cm}^2$

$A : \pi \times 3.8^2/4 : 11.34 \text{ cm}^2$

$F_{des} : 1619 \text{ kg}$

a) Analizamos el portac contenedor como viga:

En la base existirá un momento de flexión a una altura aproximada de 45 cm. Luego  $M: 72,855 \text{ kg-cm}$

$$S_e = \frac{F}{A} + \frac{M_c}{I}$$

c: Espesor de la plancha/2

b: Ancho de la plancha soporte.

$$S = \frac{F}{b e} + \frac{6M}{b e^2}$$

El acero estructural Siderperú posee las siguientes características:  $S_y$ : 36000 psi: 2533.4 kg/cm<sup>2</sup>.

$$S_d: S_y/2$$

$$S_d: 1267 \text{ kg/cm}^2$$

La carga vertical actuante sobre el soporte del contenedor será igual a la suma de los pesos parciales evaluados anteriormente, esto es 648.4: F

Evaluando el espesor de la plancha vertical que será el soporte del cilindro de extrusión, en la ecuación (1) resulta espesor: 3.97 cm.

Luego serán dos soportes verticales de espesor igual a 2.54 cm cada una.

Será necesario colocar una placa o dos placas para garantizar que el soporte del contenedor se mantenga sin flexionarse y no exista inconvenientes durante su funcionamiento.

Usaremos un acero estructural que nos permita resistir el esfuerzo para lograr que se mantenga la misma separación entre ambas planchas soporte.

La posible fuerza actuante y de diseño será de traslación del portacontenedor, el cual es 1619 kg, el área es transversal de la placa de rigidez en la base será igual a  $2 e \times b$ .

El esfuerzo de diseño de la placa es de 6487 kg/cm<sup>2</sup>.

Evaluando la sección nos resulta  $e \times b = 1.25 \text{ cm}^2$ , por lo que se escogerá unas placas de espesor igual a 1.27 cm.

- b) Comprobación de las dimensiones seleccionadas para el portacontenedor, por el método de las fuerzas, donde es necesario aplicar una carga unitaria para lograr dar con la fuerza actuante en un determinado punto del sistema, método de las fuerzas difundidos en la construcción de máquinas, se aplica a sistemas hiperestáticos, el método consiste en que el sistema hiperestático dado se libra de las ligaduras adicionales exteriores y mutuas y se constituyen por las correspondientes fuerzas y momentos. La magnitud de las fuerzas y momentos se escogen de tal manera que los desplazamientos corresponden a las limitaciones de las ligaduras retiradas imponen al sistema dado.

La base de todo este razonamiento se evalúa en el "desplazamiento" de las barras originados por cargas arbitrarias, esto es la energía potencial de la barra en caso general de sollicitación.

Empleamos a su vez las ecuaciones Canónicas, para la determinación de los factores de fuerzas desconocidos, cada desplazamiento es proporcional a la fuerza que lo origina, esto quiere decir que el desplazamiento unitario multiplicado por la fuerza o momento que origina dicho desplazamiento.

$$d_{1 \times k} : d_{1 \times k} X_k$$

$d_{1 \times k}$ : Es el desplazamiento absoluto

$d_{1 \times k}$  : Es el desplazamiento unitario

$X_k$  : Es la fuerza o el momento que origina el desplazamiento.

Además, es necesario que en una determinada estructura de máquina los desplazamientos generados por las diferentes clases de fuerza actuantes en él sean iguales a cero.

$1$ : Representa la dirección del desplazamiento.

$k$ : Representa la fuerza que origina el desplazamiento.

Se aplica también el método de Vereschaguin, que facilita el cálculo de los desplazamientos, ya que por la fórmula de Mohr es mucha más compleja, ya que consiste en la necesidad de plantear expresiones analíticas integrando, ésta incomodidad se agrava cuando se determinan desplazamientos en barras de muchos tramos, el método de Vereschaguin consiste en que la integración se sustituye por el producto del primer diagrama por la ordenada del segundo, bajo el centro de gravedad del primer diagrama.

Refiriendo el análisis anteriormente mencionado al diseño del portacontenedor, obtenemos las siguientes fuerzas actuando sobre él.

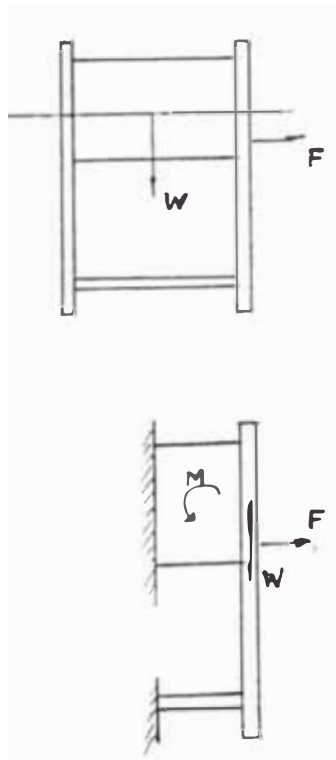
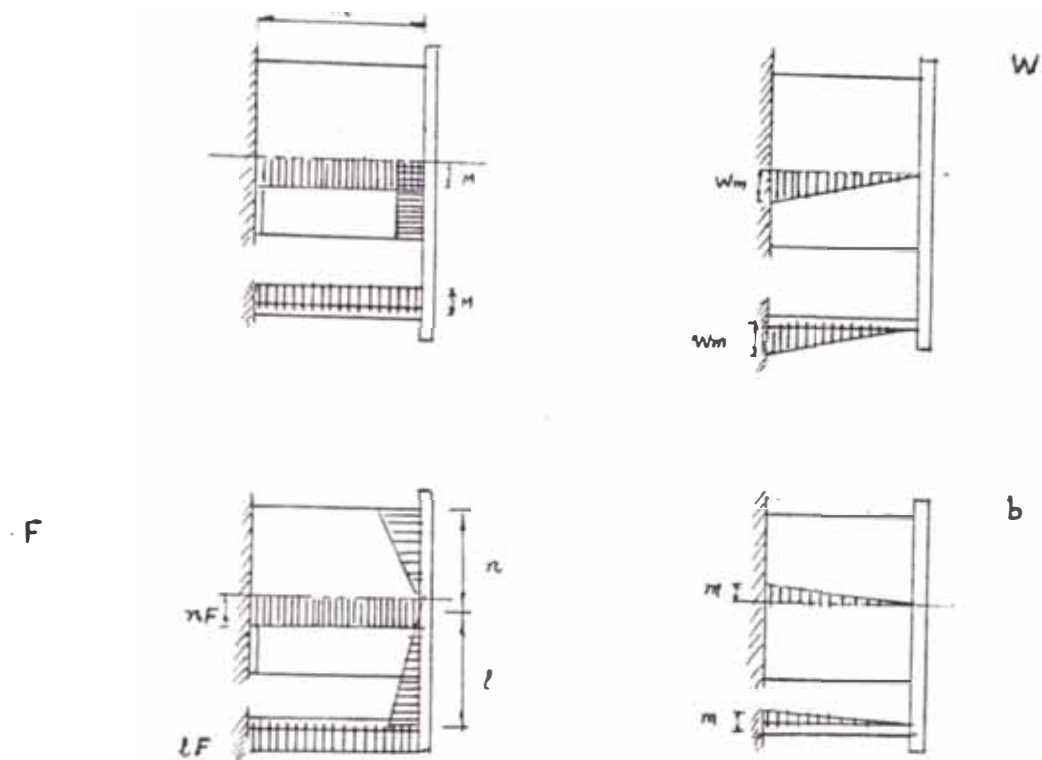




Diagrama de momentos flectores del portacontenedor



W: Peso del portacontenedor con el contenedor incluido, considerada carga concentrada.

F: Carga centrada de traslación del portacontenedor.

M: Momento generado a causa del traslado del peso de la parte central a la plancha soporte del portacontenedor.

Valores de las variables mostradas en los diagramas de momentos flectores:

W: 324.2 kg

M: 7272 kg-cm

F: 1619 Kg

m: 22.5 cm

n: 12.0 cm

l: 48.0 cm

b: Fuerza Unitaria

Cálculos de las deflecciones.

Las obtenemos multiplicando las áreas de los momentos flectores por el centro de gravedad del área que representa la dirección de la fuerza

$$d_{bm} = \frac{2Mm^2}{3E} \left( \frac{32}{\pi d^4} + \frac{32}{\pi d^4} \right)$$

$$d_{bw} = - \frac{Wm^2}{2} \times \frac{2m}{3} \left( \frac{32}{\pi d^4} + \frac{32}{\pi d_1^4} \right)$$

$$d_{bb} = \frac{m^3}{3E} \left( \frac{32}{\pi d^4} + \frac{32}{\pi d_1^4} \right)$$

$$d_{bf} = \frac{1}{E} nFm^2 \frac{2}{3} \left( \frac{32}{\pi d^4} \right) - \frac{1}{E} lFm^2 \frac{2}{3} \left( \frac{32}{\pi d_1^4} \right)$$

La sumatoria de desplazamientos a causa de las fuerzas y momentos actuantes en la estructura del soporte del portacontenedor es igual a cero, debido a que se garantizará la rigidez del portacontenedor.

$$M d_{bm} + W d_{bw} + b d_{bb} + F d_{bf} = 0$$

En esta última expresión "b" es la fuerza desconocida y  $d_{bb}$  representa la deformación unitaria.

Desarrollando la expresión resulta

$$b: 6584.5 \text{ kg}$$

Habiendo usado valores de las placas de refuerzo

$$t: 1.27 \text{ cm.}$$

$$d : 47 \text{ cm.}$$

Siendo d el diámetro exterior del portacontenedor.

Como se ha seleccionado para la plancha vertical soporte del portacontenedor acero estructural, éste tendrá un esfuerzo de fluencia de  $2500 \text{ kg/cm}^2$ , y con un factor de seguridad de 4, obtenemos un esfuerzo de diseño de  $620 \text{ kg/cm}^2 = S$

Luego:

$$\text{Area transversal de compresión: } A: \frac{b}{S}$$

$$A : 10.62 \text{ cm}^2$$

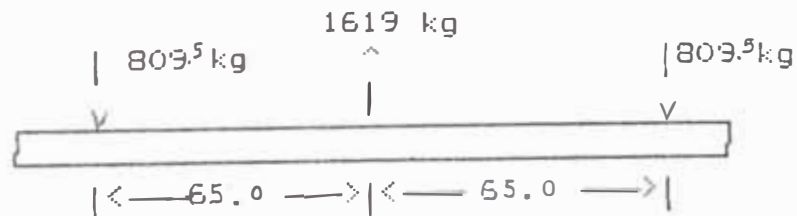
Area mínima necesaria para mantener la rigidez de la estructura, ésta área está referida al área transversal de la placa vertical de soporte portacontenedor.

Quando chequeamos la dimensión calculada con la seleccionada, notamos que la fracción de seguridad referida a estas áreas es de 2.5 con lo que concluimos que la selección es la correcta.

## 7.2 La Traviesa Móvil

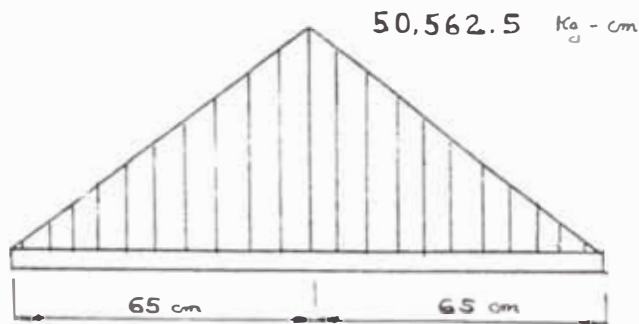
Está definido de esta manera al elemento portante de la fuerza de avance del cilindro principal, originados desde los cilindros auxiliares, es constituido por una placa que es ubicada transversalmente al eje de accionamiento de la prensa de extrusión o del punzón de extrusión.

Primeramente se hará un análisis como viga, y de acuerdo a lo mencionado anteriormente está determinado que actuarán sobre la traviesa móvil tres (03) fuerzas, que para fines de cálculo se consideran equilibradas.



La fuerza de 1619 kg es el resultado de la fuerza ejercida por los cilindros auxiliares, realmente sería una reacción ejercida sobre el vástago del Cilindro Principal, para fines de cálculo considerados el más

crítico, el diagrama de las fuerzas actuantes sobre la traviesa móvil, de acuerdo al esquema de fuerzas anteriormente mostrado es el siguiente:



El esfuerzo actuante está generado por la acción del momento flector  $M: 50,562.5 \text{ kg-cm}$

El máximo esfuerzo está dado por el permisible por el material:

$$S_y: 2500 \text{ kg/cm}^2 \quad : \quad S_y/4: 620 \text{ kg/cm}^2$$

$$S : \frac{Mc}{I}$$

$$c: h/2$$

$h$ : Espesor de la traviesa móvil

$$S : \frac{6 M}{(b-d)h^2}$$

$$d: 36 \text{ cm}$$

El cálculo se realiza sobre la corona que soportará la máxima flexión, se realiza con la fuerza de 1619 kg porque la misión de la traviesa móvil es la de avanzar el émbolo del cilindro principal tratando de emplear la menor cantidad de energía posible.

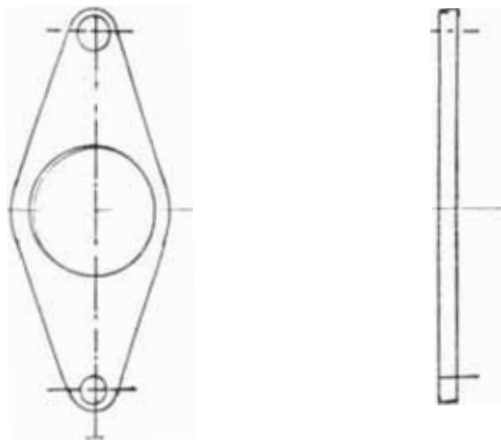


Fig. 7.2 La Traviesa Móvil, con sus dimensiones básicas.

Se elaboró una tabla que nos ilustra la serie de cálculos que se efectuaron, a fin de hallar la dimensión óptima de la traviesa móvil, donde muestra los resultados en base al ancho de la placa y al espesor de la misma, expresado en centímetros, también se efectuó el cálculo del peso que representa cada espesor de placa.

b	h	w
38	15.65	439
40	11.06	321
42	9.03	271
44	7.82	242
46	6.99	223
48	6.39	210
50	5.91	200
52	5.53	193

b: Altura de la placa, (cm).

h: Espesor de la placa (cm).

w: Peso de la placa (kg).

Se selecciona el espesor de 2 1/2" (6.35 cm). La altura seleccionada "b" es de 47 cm.

El cálculo del **peso** se realizó de la manera siguiente, se evalúa el área de la placa y luego multiplicado **por** su espesor, cuyo resultado al ser multiplicado por su peso específico nos reporta el peso del elemento.

Finalmente, el peso se evaluó con la siguiente fórmula:

$$w: (0.4906 b + 9.428) h Pe$$

Pe: peso específico del acero ( $7.85 \times 10^{-3}$  kg/cm<sup>3</sup>)

Posteriormente chequeamos los valores resultantes por el **método de** la placa plana, asumimos el caso de placa plana rectangular, con **todos** los bordes apoyados y

con un círculo concéntrico es el caso que más se adecúa para fines de cálculo:

$$h^2 = \frac{3 Q}{2 S_{max}} (1 + \mu) \ln \frac{b}{2r} + (1 + K)$$

$$K: 0.914 / (1 + 1.6\alpha^2) + 0.6$$

a: Lado mayor: 125 cm

b: Lado menor: 47 cm : b/a: 0.376

k: 1.503

Realizando el chequeo con éstos datos resulta:

$$h: 1.884 \text{ cm.}$$

Valor que es menor al calculado como viga, por lo se comprobó la selección hecha, finalmente, las dimensiones seleccionadas son las siguientes:

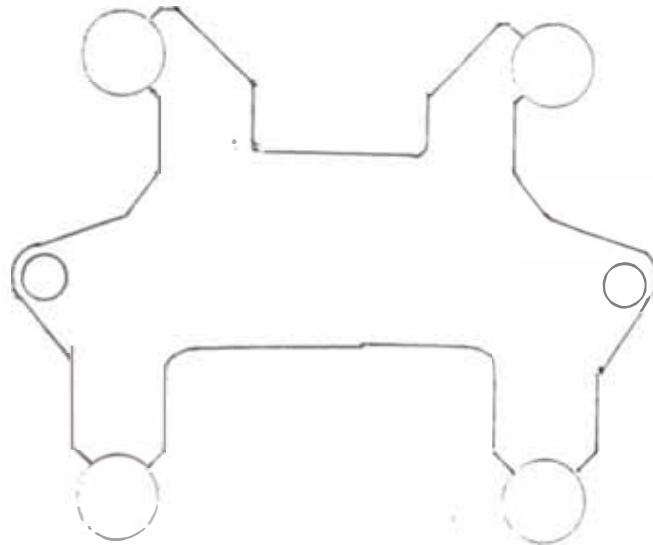
Ancho : 47 cm

Espesor: 6.35 cm

La traviesa móvil posee un peso por la acción de la gravedad, el cual genera un momento flexionante sobre el vástago del cilindro principal, a su vez en el momento que se encuentra dicho vástago completamente extendido generará una flexión de él, originando que el punzón de extrusión se desalineie del eje de extrusión.



Debido a la exposición anterior se necesitará soportar la traviesa móvil desde las barras tensoras, para lo cual cambiá el recorrido de sujeción alineamiento sobre las vigas tensoras superiores, motivo por el cual en él se modifica la forma de la traviesa móvil.



Presión sobre los soportes (apoyos) de la traviesa móvil

$$F = 750 \text{ kg}$$

$$A = 115 \text{ cm} \times 6.95 \text{ cm} \times 2 = 190 \text{ cm}^2$$

$$P \approx 4 \text{ kg/cm}^2$$

### 7.3 El Dastidor Principal

Es la parte primordial de la prensa, que tiene la misión de absorber el esfuerzo tracción y compresión y flexión de las placas paralelas; Placa de matriz placa de cilindro principal, a su vez en su conformación general estará conteniendo los pesos de las corredoras y del cilindro contenedor con su soporte respectivo.

El material a emplearse será siempre el acero estructural de fabricación nacional SIDERPERU, el cual posee un esfuerzo de fluencia de  $2480 \text{ kg/cm}^2$ .

La descripción básica de la prensa la hemos observado en la primera parte del presente capítulo, pero el esquema bastidor principal es el siguiente:

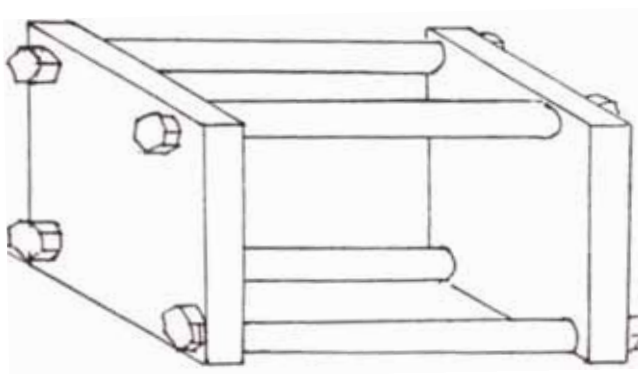


Fig. 7.3 Esquema del bastidor principal en perspectiva.

El bastidor consta esencialmente de dos placas paralelas espaciadas por cuatro barras tensoras, que tienen la finalidad de mantener la distancia entre las placas en forma constante y que no exista variación de la longitud de las barras tensoras, lo que se puede producir por el propio trabajo de la prensa.

Con éste breve análisis, se concluye que las barras tensoras deben soportar la fuerza total de extrusión, y las placas planas las que soportarán la flexión de sus

Áreas y la contención de la fuerza de extrusión sin que varíen sus formas originales.

A las placas las calcularemos primeramente como vigas y luego la chequearemos como placas planas, realizando de ésta manera sus dimensionamientos.

$$F_{ext}: 522,404 \text{ kg}$$

$$S_y : 2480 \text{ kg/cm}^2$$

$$n : 4 \text{ (Factor de seguridad)}$$

$$S_d : 620 \text{ kg/cm}^2$$

Con los datos anteriormente expuestos, procedemos a calcular el área total de las barras tensoras en sus secciones transversales:

$$A: 842 \text{ cm}^2$$

El área de sección transversal de cada barra tensora será igual a:

$$A': 210.65 \text{ cm}^2$$

Luego, el diámetro de las barras tensoras serán:

$$D: 16.38 \text{ cm}$$

Remitiéndonos a valores comerciales de barras escogemos el diámetro de:

$D'$ : 15.24 cm.

Representa un área total de:

$A_t$ : 729.64 cm<sup>2</sup>

Por lo tanto el esfuerzo actuante sobre esta área transversal será de:

$S$ : 716 kg/cm<sup>2</sup>

Lo que representa que el factor de seguridad ha sido reajustado al de  $n$ : 3.46.

Siendo éste valor de factor de seguridad aceptable escogeremos la barra de acero estructural redonda de diámetro de" (15.24 cm) de longitud de 190 cm en cantidad de cuatro unidades.

Para el cálculo de placas, efectuarán primero como vigas y luego las comprobaremos como placa plana.

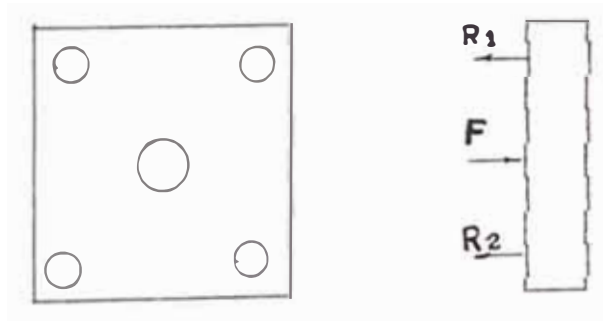


Fig. 7.4 Esquema de la placa, analizada como placa plana.

$F$  : 522,404 kg

$$R_2: P_1: 261,202 \text{ kg}$$

$$M_{\max} : R_1 r$$

$R_1, R_2$  Reacciones en los "apoyos" de las placas

$M_{\max}$  Momento máximo en la placa.

$r$ , es la distancia entre  $F$  y  $R_1$  ó  $R_2$ : 45 cm

$$M_{\max}: 11'754,090 \text{ kg-cm}$$

$$\sigma_{\max}: \frac{M c}{I}$$

$$I : \frac{b}{12} (h^3 - d^3)$$

$$\sigma_{\max} : 620 \text{ kg/cm}^2$$

$$c : h/2$$

Efectuando la ecuación de  $\sigma_{\max}$ , y además los valores de "d" son los siguientes, para cada una de las planchas, siendo uno de ellos para que encaje el cilindro hidráulico principal y el otro para que encaje la matriz de extrusión.

d: 72 cm (encaje del cilindro principal)

d: 10 cm (encaje de la matriz de extrusión)

Los espesores resultantes de las placas son respectivamente para la del cilindro principal:  $b: 11.4$  cm

Para la de la Matriz  $b: 8.60$  cm

Efectuaremos el cálculo de la placa bajo el análisis de placa plana.

Habiendo revisado las fórmulas correspondientes que se podrían aplicar a nuestro caso, se selecciona la fórmula N° 28 que se encuentra en el manual de "Esfuerzos y Deformaciones" del Ing. Hori, para placas cuadradas.

$$t^2 = \frac{3 W}{2\pi S_{max}} (1+\mu) \ln \frac{a}{2r}$$

Donde:  $W$ : representa la carga aplicada sobre la placa y está aplicada sobre un círculo central,  $522,404$

$a$ : representa la dimensión del lado del cuadrado, que es igual a  $90$  cm.

$\mu$  :  $3$

$S_{max}$ : Es el máximo esfuerzo a aplicarse sobre la placa, éste valor es igual a  $620$  kg/cm<sup>2</sup>

$r$ : representa el radio donde está actuando la fuerza sobre la placa.

$t$ : es el espesor de la placa que garantiza que no va a flexar ante la acción de la carga actuante.

Evaluando para valores de " $2r$ " de  $72$  cm para la placa del lado de la matriz de extrusión nos resulta respectivamente:

t: 10.30 cm Seleccionamos t:15 cm

t: 32.50 cm Seleccionamos t:30 cm

Con respecto a la selección de 30 cm, lo justificamos porque el factor de seguridad se disminuye hasta el valor de 3.42, que puede ser aceptado poniendo refuerzos exteriores, en el caso más extremo.

#### 7.4 Carril o Vía de Transporte del Soporte del Cilindro de Extrusión

Esta vía de transporte tiene razón de ser porque es necesario movilizar el cilindro de extrusión con la finalidad de conseguir limpiar la parte interna del cilindro y dejarlo libre de posibles rastros o camisas internas del extruido, ya que estos residuos rayarían o dañarían el interior del cilindro de extrusión a solidificarse.

El carril estará constituido por bases de fierro fundido sobre el que se movilizará el soporte del contenedor, la vía estará colocada paralela al eje de trabajo de la prensa, en la parte inferior interna de ella, de manera que entre las caras de apoyo y la vertical formen un ángulo de  $55^\circ$ , valor que es óptimo para lograr un balanceo perfecto en cada mitad longitudinal del soporte del contenedor a su vez el soporte del contenedor, a su vez el soporte del

contenedor poseerá una lengüeta en la parte inferior para originar un agarre vertical.

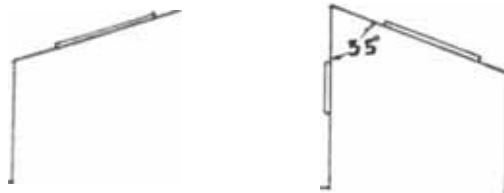


Fig. 7.5 Esquema del corte del carril o vía de transporte del cilindro de Extrusión.

Efectuaremos la evaluación del apoyo y la corredora del soporte del cilindro de extrusión.

El peso del cilindro de extrusión así como sus coberturas y accesorios es de aproximadamente 650 kg, a lo que le afectamos de un 50% como emergencia u otra causa posible que no se encuentra contemplado dentro de los cálculos efectuados, este efecto del diseño, o sea que el peso de diseño será:

$W_d: 975 \text{ kg}$

El Peso estará repartido sobre cada apoyo del soporte, estos serán dos, significa este que cada apoyo "cargara" 487.5 kg.



La longitud o el largo del apoyo del contenedor será 40 cm. El esfuerzo de diseño de planchas verticales del apoyo del portacontenedor será igual a  $620 \text{ kg/cm}^2$ .

Luego, el área transversal necesaria de las secciones de las vías será igual a  $487.5 \text{ kg}/620 \text{ kg/cm}^2$ :  $0.79 \text{ cm}^2$ .

Se escogió todas estas dimensiones para garantizar la invariabilidad de las dimensiones del apoyo. La vía de rodadura consiste en platina de bronce de un espesor de \*\*\* cm, de ancho: \* cm y \*\* cm para su posición inclinada respecto a la vertical a  $55^\circ$ .

## 7.5 Materiales y Proceso de Manufactura de Partes

### 7.5.1 Materiales

Las ecuaciones matemáticas empleadas en el proyecto se han obtenido para materiales ideales, que se supone que reúnen ciertas propiedades como elasticidad perfecta, homogeneidad, isotropía (iguales propiedades elásticas en toda su extensión). Nos hemos remitido a datos de fabricantes de materiales similares y otros extraídos de tablas, manuales y otras informaciones técnicas, se han escogido los materiales por sus propiedades mecánicas imprescindibles como el esfuerzo de fluencia, en la mayoría de los casos la resistencia a la

acción térmica sobre el material, ya que esto último tiende a alterar sus propiedades.

El tipo de fabricación y el proceso de Manufactura de partes depende grandemente de la forma final de la pieza, sus dimensiones, así como de las tensiones a la que estará expuesta la pieza, a su vez dependiendo si es posible ubicarlo como productos férreos, piezas eléctricas, accesorios hidráulicos y resistenciales las que hayan proporción muy reducida.

Haremos un análisis de cada parte de la estructura y funcionales, concluimos en el cuadro Nº 7.

### **7.5.2 Procesos de Manufacturas de Partes**

Procederemos a analizar las partes con la ayuda del Cuadro Nº 7.

#### **7.5.2.1 El Bastidor.**

Consta de las placas verticales paralelas y de cuatro barras tensoras y espaciadoras, el espesor que resulta para las placas paralelas no constituyen una medida standard, como producto siderúrgico, por lo tanto, se hace necesario preparar estas placas con sus respectivos agujeros por el proceso de fundición y con la calidad de material apropiada para su resistencia en la función a desempeñar. Las barras

tensoras son escogidas de un acero ST 37 de 6" (15.32) de diámetro.

#### 7.5.2.2 El Portacontenedor

Está construido con un cilindro y por dos placas verticales paralelas que serán el soporte del cilindro del contenedor o cabeza de extrusión, en la parte inferior del portacontenedor serán soldados refuerzos constituidos por placas de acero, y a su vez el portacontenedor se apoyará sobre estas últimas placas que son paralelas al recorrido de la vía de deslizamientos, motivo por el cual es imprescindible que este "pie" inclinado se encuentre rectificando y con la angulación de apoyo exactamente calibrada ( $35^\circ$  con la horizontal). Se ejecutará un "pie" postizo en la parte inferior del soporte del contenedor, a fin de poder regular su altura.

El proceso de construcción es el siguiente:

Fundir y maquinar el cilindro portante del contenedor.

Sobre la plancha de acero de calidad comercial se efectúan los cortes tanto de las placas exteriores como de las placas interiores, esto es soportes verticales como horizontales.

Colocar el cilindro portante en los agujeros de las planchas, proceder a la fijación por soldadura, siempre

teniendo presente que el ángulo entre el cilindro y las placas será de 30° exactamente.

Fijar por soldadura los **refuerzos** verticales, horizontales e inclinados, cuidando de la adecuada angulación del "pie" y de la planitud para su deslizamiento.

Colocar adecuadamente las placas de desgaste verticales e inclinadas, fijarlas con sus tornillos.

#### 7.5.2.3 La Traviesa Móvil

Realizado por el proceso de corte de plancha de acero estructural de espesor 2 1/2".

Se rebajan los agujeros de ajuste de los cilindros principal, taladrar los agujeros de los pernos de fijación, los agujeros luego son rectificadas.

#### 7.5.2.4 El portapunzón

El material a usarse es **acero** estructural calidad St. 37.2, es maquinada a partir de una barra redonda, refrentada por un de las caras, torneadas y fresadas en la cara opuesta, para formar la cavidad de soporte del punzón y el encaje del punzón dentro de  $\phi 1$ ; para lograr la hermeticidad **el punzón con** el portapunzón y darle la rigidez necesaria, se instalarán entre ellos láminas de apriete, asegurándonos

de esta manera la alineación con el eje de extrusión, ajustándolos luego con una placa roscada.

#### 7.5.2.5 Punzón

Material a usar será un acero aleado resistente a altas temperaturas, se torneará y fresará el punzón dejándole un espesor de 5 mm, se le realizará el agujero roscado para el montaje con el disco prensador, se le rectificará después de su tratamiento térmico.

#### 8.6 Montaje

Es la etapa del ensamble de todas las partes y pieza ya seleccionadas y diseñadas, tiene gran importancia la correcta y exacta ejecución del montaje, ya que es muy necesaria la alineación del eje de extrusión con el del cilindro principal, el pistón prensador y la matriz.

La secuencia de trabajos es la siguiente:

01. Preparar la base para el apoyo de las placas principales paralelas, cuidando de su planitud e igualdad de nivel.
02. Proceder a montar el cuerpo del cilindro principal en su posición y la matriz en la placa respectiva.
03. Colocar el soporte del cilindro principal, asegurándolo con la placa vertical.

- 04 Colocar las placas verticales en la posición paralela y alas distancias proyectadas.
- 05 Coloque las barras tensoras, proceder a su ajuste con las tuercas.
- 06 Montar en el émbolo sus empaquetaduras, unirlo con los pernos al vástago, proceder a colocar dentro del cuerpo del cilindro principal, manteniendo la horizontalidad.
- 07 Colocar los sellos y el rascador en la tapa guía, para la ubicación de la tapa en su posición de trabajo, asegurando con sus pernos a la placa vertical.
- 08 Ubicar la placa de montaje a la salida del vástago, asegurarlo con pernos.
- 09 Montar y fijar la traviesa móvil
- 10 Colocar el portapunzón
- 11 Nivelar y asegurar la vía de rodamiento del portacontenedor.
12. Ubique el portacontenedor en su posición de trabajo.
13. Instale los cilindros secundarios, coloque sus soportes.

14. Instale los cilindros auxiliares, coloque sus soportes y apoyos.
15. Instale el tanque de fluido hidráulico con sus respectivos accesorios.
16. Instalar el tanque de fluido hidráulico con su respectivos accesorios.
17. Instale las tuberías y accesorios hacia los cilindros principal y auxiliares, y secundarios según el plano de montaje hidráulico.
20. Colocar las tapas de fondo de los cilindros
21. Ubicar las resistencias del contenedor
22. Ubicar los fines de curso
23. Instalar el sistema de apoyo del tocho sobre el eje de extrusión con sus mangueras de alimentación neumática
24. Realizar el cableado del sistema eléctrico
25. Colocación del tablero eléctrico, así como de los accesorios de dicho sistema.

CUADRO Nº 7

PARTE/ESPECIFICACION	MATERIAL	PROCESO
- Bastidor:		
Tuercas partidas	Acero Fundido GS 52.2	Fundición
Placas verticales	Acero Fundido GS 52.2	Fundición
Barras tensoras	Acero Estructural Calidad St 37	Comercial Maquinado
- Cilindro Hidráulicos:		
Cuerpos	Acero centrifugado GS 52.2	Fundición
Embolos	Planchas de Acero St 37	Corte y mecanizado
Vástagos	Acero Fundido GS 52.2	Fundido mecanizado
- Contenedor:		
Cilindro Interior	Acero DIN X38CrMoV51	Torno Retif.T.T.
Cilindro Exterior	Acero DIN X32CrMoV33	Torno Retif.T.T.
- Portacontenedor:		
Placas verticales Horizontales e Inclinadas	Acero estructural St 37	Corte Soldadura
- Traviesa Móvil:		
Placas Verticales	Acero estructural St 37	Corte Maquinado
- Portapunzón:		
Cuerpo, tapas, laines	Acero estructural St 37	Corte Maquinado
- Punzón:	Acero DIN X38CrMoV51	Torno T.T. rectificado
- Disco prensador:	Acero DIN X32CrMoV33	
- Matriz:		
Portainserto	Acero DIN X38CrMoV51	
Portamatriz	Acero DIN X40CrMoV51	
Inserto	Acero DIN X40CrMoV51	



## CAPITULO VIII

### SISTEMA ELECTRICO

#### 8.1 Selección de Motores

Los motores seleccionados para el accionamiento de las bombas serán completamente cerrados, para sus uso general y por medida de seguridad, serán **asíncronos**, trifásicos, las características eléctricas de funcionamiento cumplirán las normas europeas IEC, la temperatura máxima admisible será de 75°C, para aumentar la seguridad con sobrecarga estarán provistos **con alambre** de clase F de **doble capa** de esmalte y **aislamiento** con película de **poliester**, que poseen rigidez dieléctrica y una buena **resistencia a las sollicitaciones** térmicas muy superiores a las de clase E.

Las potencias nominales se entienden **con servicios** continuos con voltajes hasta de 660 V, factor de seguridad igual a uno y variación combinada de la frecuencia y voltaje de +/- 10 %.

De acuerdo a seleccionado en el capítulo V, exactamente en el punto 5.3.1, escogemos los siguientes motores:

Para la bomba de caudal variable.

Eficiencia de transmisión: 0.96 (Acoplamiento directo)

Motor asíncrono trifásico de jaula de ardilla.

Construcción cerrada con ventilación exterior.

Tensión de Operación : 220

Clase de aislamiento : F

Potencia : 310 HP

Número de polos : 4

RPM : 1800

Tipo seleccionado : 315 L4

Serie : NV (Normas CEI)

Tipo de Arranque : Estrella-Triángulo

Tipo de acoplamiento : Directo

Tipo de trabajo : Continuo

Para la bomba de caudal Fijo

Eficiencia de transmisión : 0.96

Motor Asíncrono trifásico de jaula de ardilla.

construcción cerrada con ventilación exterior.

Tensión de Operación : 220 V

Clase de aislamiento : F

Potencia : 3.6 HP

Frecuencia : 60 HZ

Número de polos : 4

RPM : 1800

Tipo Seleccionado	: 100 L4
Serie	. NV (Normas CEI)
Tipo de arranque	: Directo
Tipo de acoplamiento	: Directo
Tipo de trabajo	: Continuo

## 8.2 Diagrama Eléctrico del Tablero de la Prensa

El Diagrama Eléctrico será mejor entendido si previamente describimos la operación del sistema.

Operación del sistema efectuado en vacío.

- 1° Arranque de los motores, funcionamiento continuo.
- 2° La bomba de caudal fijo envía flujo de aceite hidráulico pasando por la válvula antirretorno (de protección) y regulada a 70 bar (presión nominal de los cilindros auxiliares y secundarios). A continuación se ha proyectado una válvula antirretorno a fin de evitar contrapresiones por efecto de la presión de la bomba de caudal variable que es de mayor potencia que la de caudal fijo, además sirve para garantizar líquido hidráulico en la línea de derivación de las tuberías.

La bomba caudal variable envía flujo de aceite pasando por una válvula antirretorno de protección y su respectiva válvula regulada a 280 Bar (Presión de trabajo), prevé una válvula de secuencia que permite

el accionamiento del sistema para la necesaria operación de extrusión, dicha válvula está piloteada respecto a la línea de 70 Bar de la bomba de caudal fijo, la válvula de secuencia está regulada para que cierre a presiones mayores de 70 Bar.

Operación del sistema con carga.

- 1° Accionada la bomba de caudal fijo, se conecta mediante el pulsador el movimiento de salida del cilindro auxiliar, la que está conectada directamente al cilindro principal mediante la traviesa móvil, el cilindro auxiliar está enclavado en un contactor auxiliar "R<sub>1</sub>" que actúa directamente sobre la válvula "EV<sub>1</sub>" para el movimiento de los cilindros, prácticamente éste movimiento se realiza a una presión de 10 a 15 Bar y sirve para el acercamiento del pistón principal hacia el contenedor.
- 2° Fase de Extrusión.- Una vez que se inicia el proceso de extrusión, ésta se realiza prácticamente a partir de los 100 Bar, para lo cual la válvula de secuencia es piloteada con anterioridad por la presión de la línea (70 Bar) al encontrar resistencia al normal avance del cilindro principal, se logra de esta manera la presión del trabajo y la confianza de tener la presión de extrusión, esta fase termina cuando se

activa un final de carrera "m<sub>a</sub>" que está regulado de acuerdo a las dimensiones del tocho.

- 3° Retroceso del cilindro Principal.- Se acciona el pulsador del retroceso, que activa el contactor auxiliar "R<sub>b</sub>", el que conecta directamente la electroválvula "EV<sub>b</sub>" y tiene por finalidad principal, el movimiento de retroceso del cilindro auxiliar quien mecánicamente arrastra el vástago del cilindro principal, ésta fase termina cuando se activa el final de carrera "m<sub>b</sub>".

NOTA.- Al momento de retroceso, previamente se descomprime el cilindro principal mediante la electroválvula en la posición de retorno al tanque.

Avance de los cilindros secundarios.

- 1° Se efectúa el movimiento accionado el pulsador de avance del cilindro secundario, el cual está enclavado directamente con un contactor auxiliar "R<sub>c</sub>", que actúa directamente sobre la electroválvula "EV<sub>c</sub>" cumpliendo su recorrido hasta accionar el final de carrera "m<sub>c</sub>".

NOTA.- En la posición inicial del contenedor, ésta debe encontrar junto a la placa de la matriz (posición de trabajo).

Para la limpieza del contenedor, esta se ejecuta en la etapa de retroceso del contenedor, es la fase más conveniente de operación.

### 8.2.1 Control de Arranque y Otros

Dentro del mando y la alimentación eléctrica de los motores ubicamos la concepción del tablero de control de los servicios de la prensa, para el accionamiento de ello necesitaremos de interruptores termomagnéticos, los cuales serán automáticos, serán hechos para trabajar en duras condiciones climáticas y de servicio.

Los interruptores serán de operación manual, en condiciones normales de trabajo, pero cuando existe una sobrecarga o cortocircuito realizarán una desconexión del circuito automáticamente. La manija de operación llevará marcada claramente su intensidad de corriente nominal, las letras OFF (fuera desconectado), ON (sobreconectado) que indica la posición del circuito eléctrico. Al existir alguna condición anormal de alguna de las fases, tendrán una barra de disparo común que permite la desconexión de todas las fases de corriente del circuito, procurando de este modo una óptima confiabilidad y protección.

Para la selección del interruptor termomagnético necesario aplicamos la intensidad de corriente, que

deberá interrumpir aplicándole un factor del 25% como seguridad, lo que podremos calcular de ésta manera:

$I_s$  : Intensidad de corriente de cada motor.

$$I_{s1} = 1.25 \times \frac{P \times 1000}{3 \times V \times \text{Cos}\theta}$$

Donde:

P, es la potencia que trasmite el interruptor (Kw)

V, es el voltaje aplicado.

cos $\theta$ , es el factor de potencia.

Para la bomba el caudal variable,  $P_1$ : 315 HP: 235.15 Kw

Para la bomba de caudal fijo,  $P_2$ : 3.6 HP: 2.69 Kw

Para ambas bombas, V: 220 voltios

Aplicando éstos valores, nos resulta:

$$I_{s1} = 964 \text{ Amperios}$$

$$I_{s2} = 11 \text{ Amperios}$$

De acuerdo a los valores calculados, seleccionaremos los interruptores de la marca TERASAKI:

Para caudal variable, ABS 1003 Goldstar (Korea), para una interrupción de corriente de 85 kA.

Para cada caudal fijo, ABE33, para una interrupción de corriente de 2.5 kA.

## 8.2.2 Sistema de Arranque y Parada

### 8.2.2.1 Contactores de Fuerza

Serán del tipo magnético, con categoría de utilización AC3. Cada contactor tendrá tres contactores principales y fijaciones para contactos auxiliares, serán adecuados para el arranque a plena tensión, se adaptarán contactos NA y NC, de acuerdo con la bobina de operación para 220 Vac, 60 Hz.

Para la bomba de caudal variable es necesario el empleo de un arranque estrella-triángulo debido a la potencia de arranque que desarrollará el motor de accionamiento de la bomba. Los contactores escogidos son:

Contactor  $P_1$ , para  $I_n$ , marca TELEMECANIQUE, modelo LCI-FX43, para 780 A.

Contactor  $1$ , para  $I_n/3$ , marca TELEMECANIQUE, modelo LCI-FK43, para 500 A.

Contactor  $1$ , para  $I_n$ , marca TELEMECANIQUE, modelo LCI-FX43, para 780 A.

Para la bomba caudal fijo, solamente es necesario el empleo de un arranque directo, para lo cual seleccionamos el contactor TELEMECANIQUE, modelo LCI



- D123.A65, escogido con el valor actuante de  $I_n$ , será para 12 A.

### 8.2.2.2 Contactores Auxiliares

Estos serán adaptados en las fijaciones de los contactores de fuerza, y su uso será de acuerdo al plano eléctrico de operación, se han seleccionado los siguientes contactores auxiliares:

ITEM	DESCRIPCION/UBICACION	SELECCION
1	$R_x$ (4NC)/3	LA1-D04A65
2	1 (INC)/9	LA1-F311
3	1 (1NA-1NC)/10	LA1-F221
4	$P_1$ (1NA-2NC)/11	LA1-F221
5	$R_a$ (2NA)/16	LA1-D20A65
6	$R_b$ (2NA)/28	LA1-D20A65
7	$C_2$ (1NA-2NC)/38	LA1-D20A65
8	$R_c$ (2NA)/42	LA1-D20A65
9	$R_d$ (2NA)/54	<sup>1</sup> LA1-D20A65

P: Potencia

: Estrella

: Triángulo

### 8.2.3 Relés Térmicos

Estarán conformados por tres relés bimetálicos de sobrecarga, compensados y diferenciales, ésto para evitar pérdida por campo magnético, estarán contenidas en resina sintética para un restablecimiento manual externo.

Será diseñado además para una tensión de aislamiento de 1.0 KV con respecto a la tierra.

Para la bomba caudal variable seleccionamos relés de protección térmica de la marca TELEMECANIQUE, con número de referencia LR1-F800, cuya zona de regulación del relé es de 500 a 800 A, siendo la potencia máxima normalizada para 220 V de 295 Kw.

Para la bomba caudal fijo, seleccionamos a su vez relés de protección térmica de la marca TELEMECANIQUE, con número de referencia LR1-D12316A65, cuya zona de regulación del relé es de 10 a 13 A, siendo su potencia máxima normalizada para los motores trifásicos de 3 Kw.

### 8.2.4 Relés Temporizados - Finales de Curso

Los relés temporizados serán aplicados para un rango de 0.1 a 30 segundos, con un requerimiento de precisión repetitiva no crítica, será del tipo mecánico con los rangos de ajuste que se indican en los planos de diseño. Serán para 220 V y 60 Hz. Los interruptores de

posición son de cuerpo metálico con cabezas de movimiento rectilíneo, con palanca y rondana termoplástica de un sólo sentido de acción lateral, para ataque conlleva a 30°C.

El relé temporizado elegido es el de la marca TELEMECANIQUE del tipo LA2-D22A65.

El interruptor de posición seleccionado es de la marca TELEMECANIQUE, con referencia XCK-M121, para condiciones similares a los temporizados.

#### **8.2.5 Pulsador y Equipo de Medición**

Son los elementos necesarios para el funcionamiento de la prensa de extrusión con la debida seguridad, lo que conlleva a una secuencia confiable de operación ante las diversas circunstancias de trabajo de la máquina, y ante cualquier probable problema.

Los elementos necesarios son los de medición de control y el interruptor de emergencia.

##### **8.2.5.1 Amperímetro**

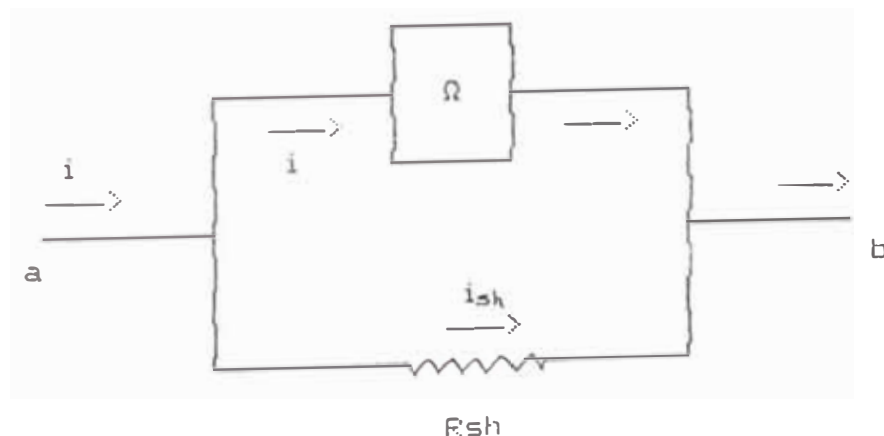
Es el instrumento que será instalado para la medición de las intensidades de corriente de los motores de las bombas, de caudal fijo y del caudal variable. El tipo más corriente de amperímetro se basa en la acción mutua entre un conductor por donde circula una

corriente y un campo magnético, para la medición se abre el circuito eléctrico y se intercala el amperímetro en la ubicación deseada, de modo que la corriente que se ha de medir pase a través del aparato. El amperímetro trabaja con pequeñas resistencias, del orden de centésimas o milésimas de ohmio.

El cuadro es el de un amperímetro "pivotado", cuya aguja se desvía a causa de la acción mutua entre el campo del imán permanente y la corriente del cuadro, la desviación es proporcional a la corriente.

Se seleccionarán dos amperímetros, uno para el motor de la bomba de caudal fijo que será de un rango de 0 a 50 A, y el otro para el motor de la bomba de caudal variable que poseerá un rango de funcionamiento desde 0 a 800 A.

Mostramos un bosquejo de los sistemas de los amperímetros.



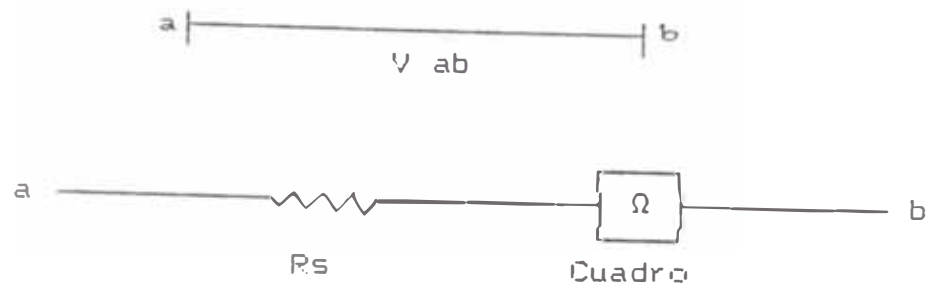
### 8.2.5.2 Voltímetro

Es usado para medir la diferencia de potencial entre dos extremos de un circuito, el cual podría ser medido por un estroboscopio, sin embargo, es mucho más cómodo usar el voltímetro conectando los bornes del voltímetro entre los cuales ha de medirse la diferencia de potencial de sus dos extremos. Las resistencias para un voltímetro de 100 V son del orden de 10,000 a 100,000 Ohm.

Las limitaciones físicas impuestas al tamaño del cuadro pivotado impiden el uso de un alambre muy grueso para obtener una baja resistencia, o el uso de alambre delgado con un gran número de vueltas para obtener una resistencia elevada, sin embargo introduciendo una resistencia pequeña dispuesta en paralelo con el cuadro pivotado (shunt) o una gran resistencia en serie con él, y se concibe de ésta manera el voltímetro.

En el tablero de control usaremos dos voltímetros en un rango de 0 a 260 V, adaptados para cada una de las bombas hidráulicas de uso en la prensa de extrusión.

Mostramos un bosquejo del sistema interno de **los voltímetros**, del principio de **funcionamiento**



Esta instrumentación es necesaria en el panel para tener referencia del correcto funcionamiento del sistema de presión del circuito hidráulico, de manera que de estos datos: Voltaje e intensidad obtendremos la potencia que se desarrolla en estos motores, esto a base de la ecuación:

$$P : \sqrt{3} V I \cos \theta$$

Cos  $\theta$  : 0.73 a 0.77

V : Voltaje en el sistema eléctrico

I : Intensidad absorbida por el motor

### 8.2.5.3 Termómetro Industrial

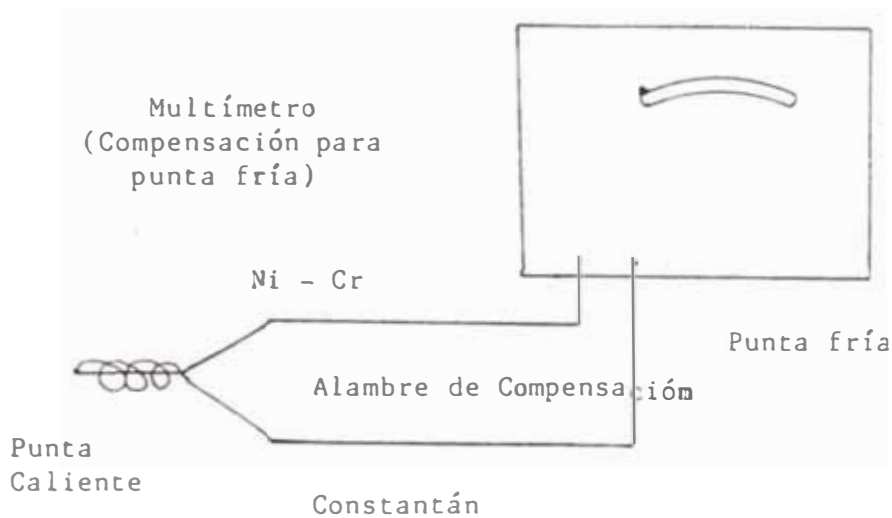
Este instrumento será usado para medir la temperatura dentro de la cámara de extrusión, para impedir que la temperatura en el material de la cámara cause deterioros en la estructura interna del material.

La temperatura se mide de varias maneras, el sistema a usarse en la cámara de extrusión

será de tipo eléctrico, basados en el termopar o el termómetro de resistencias, los cuales se usan cuando las distancias a transmitir son largas y cuando se requieren de respuestas sensibles y rápidas. El termopar se usará porque es empleado para altas temperaturas y el termómetro de resistencia para bajas temperaturas.

La selección del termopar depende de la gama de temperaturas, de la exactitud deseada y de la naturaleza de la atmósfera en la cual va a estar expuesto. El voltaje del termopar se mide con un voltímetro (del tipo de deflexión) con un potenciómetro (del tipo balanceado) en cero. Es práctica común conectar el termopar (punto caliente) al instrumento con un alambre especial (que puede ser del mismo material del termopar). Esto asegura que la punta fría esté dentro de la caja del instrumento, donde puede aplicarse efectivamente la compensación.

Una tira bimetálica proporciona una corriente nula al resorte capilar del galvanómetro para compensar los cambios de temperatura en la punta fría. En consecuencia, la escala del instrumento se calibra directamente a la temperatura del termopar.



El polo positivo es le Ni-Cr

El polo negativo es el Constante.

#### 8.2.5.4 Pulsador de Emergencia

Es una unidad de mando manual, que estará colocado en el tablero, tiene por finalidad la desconexión eléctrica del sistema cuando existe la posibilidad de un daño inminente, producto de alguna posibilidad de accidente con posibles daños humanos.

Se elegirá pulsadores son enganche, en este caso sólo será necesario un pulsador de cabeza circular de accionamiento giratorio, será de color rojo para su resalte óptico, la "cabeza" tiene un diámetro de 40 mm, el cual se gira para desenclavar el sistema, la referencia del aparato completo seleccionado es XB2-BSS42



de la marca TELEMEDANIQUE, el peso del pulsador es 0.095 kg.

### 8.2.6 Cables Eléctricos

Son los encargados del transporte de la energía eléctrica de alimentación a los motores, se selecciona el tipo de cable NYY, que es el apropiado para conducción de energía, estos cables poseen además resistencia a los ácidos, grasas y aceites, no propagan llamas, los empalmes y terminales pueden ser hechos fácilmente por el método convencional **de moldes con resinas** o simplemente encintados. Debido a su construcción especial el cable tiene menor peso que los cables convencionales y menor disipación de calor, los que permiten obtener mayor intensidad admisible de corriente con respecto **a otros** cable de calibre similar.

Efectuaremos la selección del cable para cada uno de los motores de accionamiento de la bomba de caudal fijo y de la bomba de caudal variable.

**Seleccionamos los cables primeramente por capacidad de carga, mediante la fórmula siguiente:**

$$I_n = \frac{746 P}{\sqrt{3} V \cos \theta}$$

$I_n$  : Intensidad nominal de corriente

P : Potencia en HP

V : Tensión en voltios

$\text{Cos } \emptyset$ : Factor de potencia

$I_d$  : Intensidad de corriente de diseño

Luego que hemos escogido el cable, los chequearemos por caída de tensión, con la siguiente expresión:

$$V : 1.73 I L (R \text{ cos } \emptyset - X \text{ Cos } \emptyset)$$

I : Corriente nominal en amperios

L : Longitud del cable en metros

R : Resistencia en línea,  $\Omega/m$

X : Reactancia inductiva,  $\Omega/m$

V : Caída de tensión en Voltios.

Aplicando los voltajes e intensidades correspondientes en las fórmulas anteriores obtenemos:

Parámetro	USO	
	Caudal Fijo	Caudal Variable
P (HP)	3.60	310.00
V(V)	220	220
Cos Ø	0.83	0.78
I <sub>n</sub> (A)	8.82	771.40
I <sub>d</sub> (A)	11.02	963.58
Alim.Elec.	NYY 3 x 2.5 mm <sup>2</sup>	NYY 3 x 50 mm <sup>2</sup>
R(Ω/m)	2.979 x 10 <sup>-3</sup>	0.255 x 10 <sup>-3</sup>
X(Ω/m)	0.120 x 10 <sup>-3</sup>	0.103 x 10 <sup>-3</sup>
L(m)	30	30
V(V)	0.998 11	1.35 11
Cable tierra	3 x 2.5 mm <sup>2</sup>	3 x 35 mm <sup>2</sup>

Los cables de control serán también del tipo NYY, características similares a los cables de fuerza.

Las capacidades de carga de los sistemas de control son pequeños, mucho menor que 10 watts, los cables a usarse serán de calibre 1.5 mm<sup>2</sup> y el número de ellos será el necesario de acuerdo al cuadro de borneras. Los conductores internos serán flexibles y de cableado en haz.

## CAPITULO IX

### EVALUACION ECONOMICA

La evaluación económica determinará lo siguiente:

- a. El monto de los recursos económicos necesarios para la realización del proyecto
- b. El costo de operación.
- c. Evaluación de la rentabilidad.

En la culminación del proyecto es de gran importancia para la decisión final, conocer la inversión necesaria que conlleva a la evaluación de los costos parciales de los procesos de Manufactura y los materiales empleados.

Se analizará el costo de los materiales en Intis/millón, luego se efectuará la fórmula de reajuste, el cual hará variar el precio del equipo con respecto a

la variación de precios de los constituyentes de la prensa de extrusión, en el momento de la compra de sus partes y constituyentes.

### 9.1 Metrado de los Materiales

Los materiales empleados para la ejecución del proyecto están diseñados y dimensionados en los capítulos anteriores, de acuerdo a las características de los materiales y la función que desempeña dentro del equipo, se ha optado por el ordenamiento de los materiales empleados en base al sistema que forma parte de la prensa de extrusión. Los sistemas utilizados para la clasificación son los siguientes:

#### A. Sistema hidráulico. Conformado principalmente por:

- |     |  |  |
|-----|--|--|
| 1.  | Bomba de caudal fijo (20 Lt/min, 70 Bar)       | 01                                       |
| 2.  | Bomba de caudal variable (500 Lt/min, 280 Bar) | 01                                       |
| 3.  | Válvula de pre llenado                         | 01                                       |
| 4.  | Filtros de Succión                             | 02                                       |
| 5.  | Válvulas de distribución                       |  |
| 6.  | Válvulas limitadoras de presión                |  |
| 7.  | Válvulas de secuencia                          | 02                                       |
| 8.  | Cuerpo del Cilindro principal                  | 1,500 kg                                 |
| 9.  | Cuerpos de Cilindros Aux. y<br>Secundarios     | 1.0m x 5cm x 6.5cm<br>0.5m x 3.8cm x 5cm |
| 10. | Válvulas antirretorno                          | 03                                       |

- 11. Sellos y empaquetaduras (Ver tablas)
- 12. Rascadores (Ver tablas)
- 13. Tapas de fondo  
t : 5", 51cm Ø  
t : 3/4", 14cm Ø  
t : 1/2", 12cm Ø
- 14. Tapas guía (Ver planos)
- 15. Intercambiador de calor Potencia de entramiento  
54 Kw
- 16. Tanque de aceite hidráulico 1,829 lts.
- 17. Tuberías de ingreso a las bombas 3/4" Ø  
3 1/2" Ø
- 18. Tuberías de presión a los cilindros 5cm Ø 6.0m  
0.5cm Ø 17.0m
- 19. Tubería de retorno 8cm Ø 7.0m

B. Sistema estructural. Conformado principalmente por:

- 1. Placas verticales del cilindro principal 1,288 kg
- 2. Placa vertical de la matriz 3,114 kg
- 3. Barras tensoras VCN 150 2.2 m x 4
- 4. Tuercas partidas VCN 140 18.75x8.3cmx4
- 5. Pernos de Anclaje 36 u 3/4" x 45cm
- 6. Soporte del cilindro principal P1.1/2"x7.5mx1.2m
- 7. Soporte de los cilindros  
auxiliares P1.1/4"x0.8mx1.2m
- 8. Soporte de los cilindros  
secundarios P1.1/4"x0.2mx1.2m

9.	Placas para el carril de porta contenedor	P1.3/4"x0.41m x 40m
10.	Placa de deslizamiento	P1.1/4"x0.32m x 0.8m
11.	Contenedor Liner	1000x1900x400
12.	Contenedor: Cilindro de resistencias	1900x3500x400
13.	Cilindro portante	3600x4700x400
14.	Traviesa móvil	t:63.5, 0.85 m <sup>2</sup>
15.	Portapunzón	P1 7 1/2" 440mm Ø
16.	Punzón	100 Ø
17.	Placa de ensamble de la traviesa móvil	t:1", 460 mm Ø

C. Sistema Neumático

1.	Cilindro Neumático: Soporte del tocho Ø40, L:400, 0.4Bar	
2.	Mangueras	1/4"Ø, 900mm
3.	Válvulas	5/2 - 1/4"Ø
4.	Filtros	FIR
5.	Conectores orientables	6 1/4 - 8 unidades

D. Sistema Eléctrico

1.	Motor 310 HP, 1800 RPM	
2.	Motor 3.6 HP, 1800 RPM	
3.	Interruptor Termomagnético	ABS-1003-Golstar
4.	Interruptor Termomagnético	ABE-33-Golstar
5.	Contactores	Ver 8.2.2.1 y 8.2.2.2.
6.	Relés	Ver 8.2.3 y 8.2.4

- 7. Cables eléctricos Ver 8.2.6
- 8. Fines de carrera
- 9. Resistencia tipo bayoneta 400 W, 10 mm Ø x 400 mm
- 10. Tablero de mando Pl.1.3mm. x 1.5 x 1.5 m
- 11. Pernos de anclaje 30cm x 1/2"x6

E. Instrumental

- 1. Amperímetros (02 µ) 0-50 A
- 2. Voltímetros (02 µ) 0-1000 A
- 3. Termómetro bimetálico digital 0-1000 °C

9.2 Presupuesto de los Materiales y de los Procesos Parciales

Habiendo ya realizado el metrado de los materiales y teniendo fijado el proceso parcial de manufactura de cada una de las partes constituyentes de la prensa de extrusión, podremos tener conocimientos de la inversión inicial necesaria, la que comprende la adquisición de todas las partes constituyentes así como de su respectivo mecanizado.

9.2.1 Costo de los Materiales

Se efectuará el costeo del metrado de acuerdo al ordenamiento propuesto en 9.1

A. Sistema Hidráulico

- 1. Bomba de caudal fijo I/m. 1,430.00



2.	Bomba de caudal variable	49,500.00
	Válvula de pre llenado	1,355.75
4.	Filtros de Succión	247.50
		230.00
	Filtro de descarga	660.00
6.	Válvulas de distribución (02)	1,100.00
7.	Válvulas de secuencia (02)	396.00
		-----
	I/m.	55,019.25

8. Sellos y Empaquetaduras

1.	Collarines Serie 300 Tipo NI (320-360-28)	
		I/m. 68.20
2.	Collarines Serie 300 Tipo NA (510-460-32)	
		36.25
3.	Collarines Serie 200 Tipo NI (38-50-9-6)	16.78
4.	Collarines Serie 200 Tipo NA (50-314-28)	25.49
5.	Collarines Serie 100 Tipo NI (25-38-10)	13.09
6.	Collarines Serie 100 Tipo NA (38-25-10)	13.09
7.	Juntas tóricas OR 18-2	3.69
8.	Juntas tóricas 50-5	1.16
9.	Rascador tóricas 320-360-16	66.00
10.	Junta tórica 20-2	1.57

11. Junta tórica 10-1.0	0.19
12. Rascador 38-48-7	14.69
13. Junta tórica OR 14-1.6	0.36
14. Junta tórica 10-1.3	0.19
15. Rascador 25-35-7	12.05
	<u>1/m.332.80</u>
9. Cuerpo del Cilindro Principal	2,475.00
10. Cuerpos de Cilindros Auxiliares	285.12
11. Cuerpos de Cilindros Secundarios	78.21
12. Válvulas Antiretorno	506.00
13. Rascadores	92.95
14. Tapas de fondo	208.45
15. Tapas guía	565.40
16. Inter cambiador de calor	522.50
17. Tanque de aceite hidráulico	243.10
18. Tuberías de ingreso a las bombas	379.50
19. Tuberías de presión a los cilindros	526.35
20. Tuberías de retorno	924.00
	<u>6,806.58</u>

**B. Sistema estructural**

1. Placa vertical del cilindro principal	2,125.20
2. Placa vertical de la matriz	5,138.10
Barras tensoras	1,870.00
4. Tuercas paridas	73.98

5. Pernos de anclaje	23.65
6. Soporte del cilindro principal	200.75
7. Soportes de los cilindros auxiliares	30.80
8. Soportes de los cilindros secundarios	7.70
9. Placas para el carril del portacontenedor	37.40
10. Metal Muntz (placa de deslizamiento)	275.00
11. Liner del contenedor (64 kg)	433.13
12. Cilindro de resistencias (213 kg)	1,437.70
13. Cilindro portante (287 kg)	236.50
14. Traviesa móvil	154.00
15. Portapunzón	114.40
16. Punzón	778.25
17. Placa de ensamble de la traviesa móvil	16.50
18. Matriz	357.50
	-----
	I/m. 13,310.56

C. Sistema Neumático

1. Cilindro neumático (Herion: 444.7306)	314.19
2. Mangueras	2.02
Válvulas	190.03 y 48.40
4. Filtros	206.03
5. Conectores orientales	40.17
	I/m. 800.84

D. Sistema Eléctrico

1. Motor Delcrosa 315 L4 310 HP 4 polos 1,800 RPM Serie NV	8,215.58
---	----------

2.	Motor Delcrosa 100 L4, 3.6 HP, 4 polos, 1,800 RPM, serie NV	169.92
3.	Interruptor Termomagnético ABS-1003 "Goldstar", Interrupción de corriente 2.5 KA	1,540.00
4.	Interruptor de corriente termomagnético ABE-33 "Goldstar", Interrupción de corriente 2.5 KA	52.25
	Contadores de fuerza:	
	LCI FX43 (780 A) (02 Unidades)	6,320.00
	LCI FK43 (500 A)	1,321.27
	LCI D123A65 (12 A)	1.65
6.	Contadores Auxiliares	
	LA1 D04A65	16.83
	LA1 F311	27.72
	LA1 F221	37.35
	LA1 D20A65	66.72
7.	Relés	
	Térmicos	
	LR1 F800 (1000 A) (295 kw)	374.00
	LR1 D12316A65	116.05
	Temporizados	
	LA2 - D22A65	36.72
		-----
		1/m.18,814.19

E. Equipos de medición

1.	Amperímetro 0 - 40 A	30.55
----	----------------------	-------

2. Amperímetro 0 - 1,000 A	30.55
3. Voltímetro 0 - 300 V	58.30
4. Termómetro Digital, bimetálico	199.38
	-----
	I/m. 318.78

Lo que nos resulta un costo I/m. 35,403.00

### 9.2.2 Costo de los Procesos Parciales

Se incluyen en el presente rubro a las partes de la prensa, que para que formen parte de ella deben ser mecanizados y conformados previamente para adoptar la forma final de constitución de la prensa, con la finalidad de cumplir la misión para la que han sido diseñadas.

Los elementos que tienen necesidad de este mecanizado forman parte del ordenamiento estructural, son los elementos a los que se les deberá maquinar para que el material sea usado adecuadamente dentro de la forma final de la prensa. Las operaciones a las que les someterá serán las siguientes, según sea necesario, no a todas las piezas del sistema estructural se les aplicará el mecanizado, ya que algunas de las partes serán suministradas con sus dimensiones finales.

Las operaciones serán las siguientes:

1. Corte
2. Cepillado

3. Torneado
4. Taladro
5. Rectificado
6. Esmerilado
7. Soldadura
8. Tratamiento térmico

Estas serán las operaciones que se les aplicará si fuera necesario, después de obtenida la pieza metálica en bruto.

El objetivo de conocer las operaciones a efectuar en la pieza en bruto es la de evaluar el costo total de la pieza tanto el material como en operaciones que son necesarias aplicar para que aporte la forma final de conformación de Mecanizado o tratamiento; piezas a evaluar:

Las vigas tensoras

Las placas planas verticales

La placa de ensamble

- La traviesa móvil

El portapunzón

Los cilindros hidráulicos

Aplicación de las operaciones por cada parte, para su evaluación respectiva de costo parcial:

OPERACION PARTE	1	2	3	4	5	6	7	8
Vigas Tensoras			1		2	3		4
Placas Vert.		2	3					1
Placa de ensam.	1	2		3				
Traviesa móvil	1	2		3		4		
Porta punzón	1		2		5	4	3	
Cilindros Hidr.	1					3	2	

El número que aparece representa el ordenamiento dentro de todas las operaciones que se deberán efectuar a cada parte de la prensa.

Los costos cotizados de las operaciones en Intis/millón son:

OPERACION PARTE	1	2	3	4	5	6	7	TOTAL
Vigas Tensoras			11		26	9		46
Placas Verth.		36	15					51
Placa de ensam.	6	8		10				24
Traviesa móvil	17	19		11		6		53
Porta punzón	11	19	19		19	10	11	89
Cilindros Hidr.	8					6	10	24
Que hacen un total de							I/m.	287

### 9.2.3 Costo de la Mano de Obra

La realización del proyecto significa el empleo de mano de obra técnica especializada, la cual también deberá de ser valorizado debido a que es un gasto necesario por hacerse en la realización del proyecto.

Para la ejecución realizaremos con la asistencia de un ingeniero debidamente experimentado en las labores hidráulicas y de montaje, un amplio conocimiento de los materiales empleados en ingeniería, además de conocimiento afines como el de electricidad y otros, se necesitará contar con la colaboración de por lo menos dos técnicos especializados en montaje e hidráulica, así como la asistencia de un ayudante o peón, que se dedicará a las labores de ejecución y colaboración con los técnicos en referencia.

Dadas las características del personal necesario para la ejecución del proyecto y dada también la seguridad que se debe requerir para su ejecución, la seguridad del correcto funcionamiento de la prensa, señalamos como detalle importante la precisión con que se debe trabajar para lograr el alineamiento de todos los elementos constituyentes de la prensa de extrusión, se asignará un 10% del costo total de las materiales directos empleados para su costeo. Este monto nos garantizará contar con personal altamente calificado y



confiable para la correcta ejecución del proyecto. El costo de la mano de obra será de 9,900 Intis/millón.

#### 9.2.4 El Costo Total de la Prensa

El costo total de la prensa de extrusión resultará de la suma de los costos siguientes:

- a) Costo de los materiales + varios
- b) Costo de los procesos parciales
- c) Costo de la mano de obra

De los puntos anteriores obtenemos los resultados parciales:

- a) I/m.95,403.00 + varios (I/m.3,312.50)
- b) I/m.287.00
- c) I/m.9,900.00

Los que nos resulta un costo total de I/m.108,902.50

. . . El costo total de la prensa es de orden de los I/m.110,000.00

### 9.3 Fórmula Polinómica

Para conseguir actualizar los precios de fabricación de la prensa de extrusión y de acuerdo al DL. 21825 con

sus disposiciones complementarias, los montos de las valoraciones serán afectadas por coeficientes de reajuste "K", determinado por la siguiente fórmula:

$$K : 0.516 \frac{H_r}{H_o} + 0.185 \times \frac{S_r}{S_o} + 0.173 \times \frac{E_r}{E_o} + \\ 0.003 \times \frac{Q_r}{Q_o} + 0.093 \times \frac{M_r}{M_o} + 0.030 \frac{U_r}{U_o}$$

El sufijo "o" en el índice de precios se refiere a éstos con la fecha del presupuesto base, el sufijo "r" en la fecha de cada valorización.

#### NOTAS

(\*)

- Sistema hidráulico y neumático	H(30) (49)
- Sistema estructural	S(56)
- Sistema eléctrico	E(07) (49)
- Equipos de medición	Q(30)
- Mano de Obra	M(47)
- Utilidades más gastos generales	U(39)

### 9.4 Determinación de los Costos de Operación

#### 9.4.1 Costo de Energía Eléctrica

Para el uso de los motores indicadores calculadores será necesario el empleo de la energía eléctrica.

---

\* Indices CREPCO

Motor de BCF	236.0 kW
Motor de BCV	4.8 kW
Resistencias	3.2 kW
Instrumentario	0.5 kW
Fines de carrera	0.2 kW
	244.7 kW

El costo de la Energía eléctrica es I/m.0.020 kW. hora.

El costo total será de: I/m. 4.89 por hora

El costo por kg de extrusión será dado por los kg de extrusión en un hora, esto es:

$$25 \text{ kg/hora} \times 30 \text{ tochos/hora} = 750 \text{ kg/hora}$$

Lo que nos resulta

$$\text{I/m.0.00652 por kg de extruido}$$

#### 9.4.2 Costo del Líquido Hidráulico

El líquido hidráulico que se empleará será CASTROL TD, DEXRON II cuyo costo es de I/.4.80 por galón.

La prensa usa 1860 Lts. - 491 galones

Por lo que para llenar el depósito se necesita invertir:

$$\text{I/m.2,356.8}$$

Este aceite tiene una duración de 30 días, lo que representa que se extruyen 108,000 kgs.

Por lo que el costo del líquido por kg. de extruido es de:

$$\frac{2,356.8}{108,000} \times \text{I/m.0.0218/kg}$$

#### 9.4.3 Costo de Mano de Obra por kg Extruido

Para la operación se emplearán 2 personas, básicamente cada uno de los cuales tendrá un ingreso mensual de I/m.110 lo que resulta I/m.0.60 por hora.

Se extruye 30 tochos por hora y de cada tocho extruye 25 kg, por lo tanto se extruye 750 kg por hora.

Luego el costo de la mano de obra por kg. de extruido será de:

$$\frac{0.60}{750} \times (2 \text{ personas})$$

$$\dots \text{I/m.0.0008/kg}$$

#### 9.4.4 Costo de Máquina

Se considera que la máquina a los cinco años ya pagó su depreciación a un nivel de 20% anual, lo que nos lleva al siguiente razonamiento.

Inversión inicial I/m.110,000.00

Tiempo en que se debe pagar: 5 años

: 11,040 horas de trabajo

La producción debe pagar: I/m.9,964/hora

Como se extruye 750/kg. hora

$$\frac{9,964}{750} = \text{I/m.0.0133/kg}$$

#### 9.4.5 Análisis de los Costos Unitarios

Habiendo ya evaluado:

- a) El costo de energía eléctrica
- b) El costo del líquido hidráulico
- c) El costo de la mano de obra empleada

$$\text{I/m. } 0.085/\text{kg} \times 1'000,000 \text{ kg/año} = \text{I/m.85,000/año}$$

$$\text{Se gastará } 0.04242 = 1'000,000 = \text{I/m.42,420/año}$$

- d) El costo de máquina

Para determinar el costo de operación por kilogramo de producto extruido resultará de la suma de estos factores el costo por kg. de extruido, a lo que se suman las utilidades que se obtendrán por el servicio.

Haciendo la sumatoria de ..  
resulta:

I/m. 0.04242

Luego la utilidad será de 80%

I/m. 0.03394/kg

Por lo que I/m. 0.7636 es el costo mínimo del servicio por kilo de extruido.

Se puede vender el servicio a I/m. 0.085/kg.

### 9.5 Tasa Interna de Retorno

Está definido de esta manera a la tasa o porcentaje de recuperación de capital inicialmente invertido. Es la tasa de interés pagada sobre saldo in soluto de dinero en préstamo ó la tasa de interés ganada sobre el saldo no recuperado de una inversión (préstamo), de tal manera que el pago o el ingreso final va el saldo a cero, considerando el interés (ganado o adeudado).

Resulta importante esta tasa interna de retorno, ya que el capital inicial se considera que será obtenido mediante un préstamo o sistema similar, a lo que es necesario la devolución de dicho préstamo, será un parámetro inicial para medir la producción.

El pago amortización resulta una cantidad fija dentro de un lapso de tiempo, esto es cantidades iguales al final de cada uno de los periodos de tiempo considerados para realizar la amortización.

Luego, la amortización la calcularemos con los parámetros básicos siguientes:

- P: Cantidad prestada: I/m.110,000.00
- I: Interés cargado al préstamo, tasa interna de retorno: 15%
- n: Número de periodos años necesarios para cubrir el préstamo: 5 años
- A: Anualidad.

$$A : P \frac{i (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1}$$

$$A: I/m.32,815.00$$

Efectuaremos la distribución de los pagos del préstamo y de los intereses que se van pagando conforme va transcurriendo el tiempo de cada período.

Año	Intereses	Pagos fin de año	Pago a Principal	Deuda Después del Pago
0	--	---		110,000
1	16,500	32,815	16,315	93,685
2	14,053	32,815	18,762	74,923
3	11,238	32,815	21,577	53,346
4	8,002	32,815	24,813	28,533
5	4,282	32,815	<u>28,533</u>	0
			110,000	

Lo que nos lleva a la necesidad de producir o extruir por un importe de I/m. 2,735.00 mensuales, cantidad que sí cubre con la producción planteada para el funcionamiento de la prensa de extrusión.



## CONCLUSIONES

El diseño de la prensa de extrusión de 500 tn, materia del presente tema se aplica sobre materiales no ferrosos, como latones, cobres, aluminios, bronces etc, se puede utilizar para el diseño de una máquina similar, para, la fabricación de tubos, barras de acero, etc., siempre teniendo en cuenta las propiedades del material a extruir.

La capacidad de producción nos ha servido para poder dimensionar la cabeza de extrusión, en éste caso hemos considerado un turno de trabajo de 8 horas, obviamente considerando dos o tres turnos, la capacidad de producción será mayor, aumentado la cantidad del producto extruido.

Bajo la misma forma de análisis de los puntos anteriores podremos diseñar una prensa de extrusión de mayor capacidad, para diferentes tipos de materiales, en consecuencia esta determinación estará definida por la necesidad de consumo de los materiales.

La relación de extrusión juega un papel importante debido a que la fuerza de extrusión, a desarrollar será mayor cuanto mayor sea la relación de extrusión, esto es la relación entre el área transversal de la cabeza de

extrusión es el de la sección del producto extruido; a su vez esta fuerza de extrusión define tamaño del equipo.

temperatura de extrusión es parametro significativo que incide en calidad de los materiales del equipo, de los elementos principales y secundarios de la prensa de extrusión (Cámara de Extrusión, horno de tochos, etc)

La velocidad de extrusión incide en la calidad del producto extruido, depende de cada material y están definidos por valores prácticos que se han de utilizar.

El modelo la máquina extrusora diseñada nos refiere el equipamiento complementario y necesario para el funcionamiento normal del equipo, el rendimientos de los equipos complementarios están diseñados seleccionados para la capacidad de producción.

La cabeza de extrusión por razones de mantenibilidad y para soportar los altos esfuerzos de trabajo se ha considerado en dos cilindros zunchados, que están de acuerdo a las recomendaciones THYSSEN EDELHARTWERKE A. G.; además por los esfuerzos que generan, durante el trabajo de la prensa se advierte que debe existir un juego con el diámetro del punzón y el cilindro interno de la cabeza de extrusión, ya que se pueda generar un descentrado del conjunto pistón cabeza de extrusión

asimismo el centrado debe de efectuarse en caliente, a la temperatura de trabajo del utilaje.

La lubricación de la cámara se realiza para lograr la disminución de la fuerza de extrusión, tomando en consideración que el factor de fricción se tratará de llevar el valor "cero" al mínimo posible, los lubricantes que se utilizan normalmente son a base de grafito en barra con partículas de níquel para evitar contacto metal-metal y que trabajan a una temperatura de 800 a 900 °C a una temperatura máxima del 1, 200 °C.

El sistema de calentamiento del contenedor se realiza con el objeto de evitar pérdidas térmicas desde el tocho hacia el contenedor, ya que esta pérdida térmica originaría un incremento de la resistencia a la deformación, por lo cual incrementaría a su vez la fuerza de extrusión, el sistema de calentamiento está ubicado en el cilindro exterior de la cámara de extrusión y es de resistencia eléctrica, tipo bayoneta, comunmente usado para lograr un calentamiento uniforme.

Los materiales utilizados en las matrices conjuntamente con la camisa de extrusión son aceros aleados denominados aceros para trabajos en caliente. Los diseños de las matrices han sido realizados considerando los criterios de placas planas, cuyos resultados han sido comparados con diseños de LMI-SPA (Grupo italiano

especialista en equipamiento de plantas para aleaciones no ferrosas).

Para el diseño del pistón prensador nos hemos basado primeramente en la selección adecuada de los materiales considerando las condiciones de trabajo, de la fuerza de extrusión a la temperatura de extrusión y chequeado por el esfuerzo transversal a desarrollar y a su vez por el posible pandeo a realizarse.

Para los materiales de la camisa de extrusión y el pistón prensador nos hemos remitido a los materiales que recomiendan la firma THYSSEN EDELHARTWERKE A.G.

El sistema hidráulico posee un principio de funcionamiento que cumple con los principios básicos "tipos" para prensas hidráulicas y/o prensa de extrusión, bajo la tecnología REXROTH MANNESMAN que se ha utilizado como referencia para la selección de equipos y accesorios; adicionalmente se ha considerado la tecnología ERMETO para lo concerniente a tuberías, uniones y acoplamientos.

Los cilindros hidráulicos están diseñados bajo criterios hidráulicos generales y dimensionamientos estandarizados de las normas CETOP, haciendo hincapié en los elementos de estanqueidad, los que deben resistir altas presiones, bajo las determinadas condiciones de trabajo, estos materiales son de VITON.

Los hornos de calentamiento de tochos son parte del equipamiento complementario, cuya misión es la de conseguir en el tocho la temperatura adecuada de trabajo ésto es, cercano a la de fluencia a fin de disminuir las fuerzas de extrusión. Se ha concebido un sistema de calentamiento a GAS licuado de petróleo (GLP) porque con esto se consigue una uniformidad de calentamiento radial del tocho y llega hasta la médula de la misma.

El horno de calentamiento de matrices tiene el objeto de mantener constante la temperatura aproximadamente 400°C, este es un equipo que se encuentra cerca a la prensa de extrusión para evitar caída de temperatura en las matrices. Estas matrices estarían en contacto con los tochos de extrusión, y serán calentadas a fin de evitar el gradiente térmico desde el tocho a los accesorios cercanos a él.

El banco de salida es usado para barras rectas de una determinada longitud respetando las dimensiones del banco y las formas finales requeridas en el producto extruido.

La bobinadora es usada para productos extruidos de gran longitud y de secciones transversales pequeñas, de manera que permita lograr el radio de doblez y además el uso del producto final del extruido no se vea comprometido con el doblez que se le está efectuando.

Normalmente se recomienda utilizar bobinadores para pequeñas secciones transversales (aprox.. 3/4" nominal) disminuyendo estas medidas según sean redondas hexagonales o cuadradas y en forma complementaria se utilizará el banco de salida.

Sistema eléctrico: por tratarse de un equipo de fabricación nacional se han considerado la selección de motores de la firma DELCROSA, los cuales son ampliamente utilizados y brinda las garantías del caso, uno de los motores (de la bomba de caudal variable) es de fabricación especial.

En el diagrama eléctrico del tablero de la prensa se ha realizado bajo las normas ISO, por razones de instalación hemos considerado una tensión de alimentación de 220 vatios y una frecuencia de red de 60 Hz.

Por prácticas realizados en oportunidades anteriores los sistemas de protección de control e instrumentación pueden ser ensamblados localmente e incluyen la fabricación del tablero de la prensa. La selección de estos componentes fueron realizados de la firma TELEMECANIQUE (MANELSA).

Las partes principales de la prensa de extrusión tales como el portacontenedor, la traviesa móvil, el bastidor principal, la vía de deslizamiento del portacontenedor y otros se han realizado con aceros

fundidos y bronce para las placas de deslizamiento del portacontenedor, los cuales pueden ser fabricados en nuestro medio, obteniendo las propiedades técnicas internacionales con sus respectivos tratamientos térmicos.

El montaje de todas y cada uno de las partes constituyentes de la prensa se realiza con sumo cuidado y conservando el centrado, perpendicularidad, paralelismo y linealidad del eje de extrusión y partes periféricas.

El metrado de los materiales se realizó formado como referencia la conformación de los elementos dentro de cada sistema:

Sistema hidráulico

Sistema Eléctrico

Sistema Neumático

Sistema Estructural

Sistema Instrumental

El costeo total se realizó bajo la referencia de los sistemas ordenados previamente para las partes importadas se está considerando luego de la investigación de precios aproximadamente un 30% del valor total.

La evaluación económica del proyecto de la prensa nos indica el costo total, su interna de retorno, su costo de operación y por último la rentabilidad de la máquina, se observó que con un 35% de la producción de

diseño se puede pagar el préstamo realizado para la compra de sus constituyentes, equipos y mano de obra, lo cual se prevé será en un lapso de 5 años; la tasa de interés con la que se evaluó los costos es la que fija la banca comercial.



## BIBLIOGRAFIA

1. Beadle, Jhon, Metal Forging
2. Degarmo, Paul, Materiales y Procesos de Fabricación
3. Datos de Simposium de Ingeniería Metalúrgica, 1986
4. Feodosiev, Resistencia de Materiales
5. Herengel, Metalúrgia Especial
6. Horí Asano, Juan, Esfuerzos y Deformaciones
7. Houghton, Materiales para Producción
8. Jhonson Ribowerby, Haddow, Plane Strain Slip Line Field
9. Jiménez, Luis María, Manual de Oleodinámica
10. Kreith, Frank, Transferencia de Calor
11. Lasheras, Material de Fabricación
12. Manual de la ASME
13. Manhinney, Trinks, Hornos Industriales
14. Marks, Leonel, Manual del Ingeniero Mecánico
15. Normas DIN
16. Rabinowicz, Ernest, Friction and Wear of Metals