

T  
621.992  
L579



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**  
**Facultad de Ingeniería Mecánica**



“DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA PRENSA  
MECANICA DE SIMPLE EFECTO DE 5 TON.”

TESIS DE GRADO  
Previa a la obtención del Título de:  
INGENIERO MECANICO

Presentada por:  
**JULIO LEON BAZAN**

Guayaquil - Ecuador  
1.988



BIBLIOTECA

## A G R A D E C I I M I E N T O

A todos mis familiares, amigos y profesores que me apoyaron, sobre todo en tiempos de dificultades, en especial al Ing. MANUEL HELGUERO, por su colaboración en los últimos años.

Al pueblo pobre de mi país, el Ecuador y al DIOS de la vida, que me han interpelado y acompañado - permanentemente en este camino de estudiante politécnico.



BIBLIOTECA

## DEDICATORIA

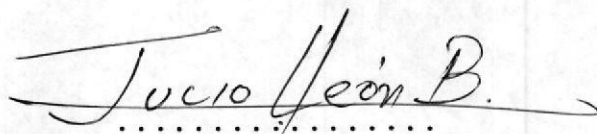
A mi Madre ELOISA, que con su cercanía y sabiduría, supo apoyarme en mantener el ritmo, la tenacidad y esperanza, en todas las decisiones que tomé hasta hoy.

A mis hermanos: Angel, Mercedes, Elmo, Melania y especialmente a Ricardo por su apoyo incondicional y permanente.

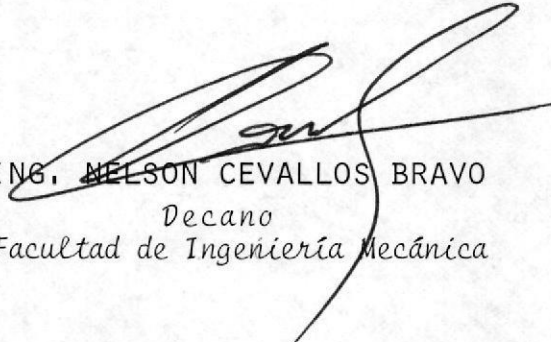
DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR - POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).

A handwritten signature in cursive script, reading "Julio Leon B.", with a long horizontal flourish extending to the right. Below the signature is a dotted line.

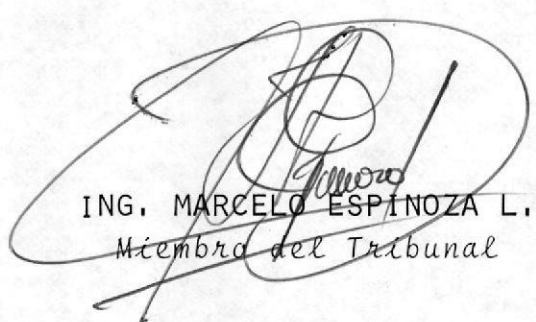
JULIO LEON BAZAN.



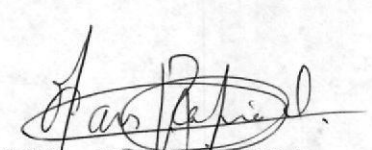
ING. NELSON CEVALLOS BRAVO  
Decano  
Facultad de Ingeniería Mecánica



ING. MANUEL HELGUERO G.  
Director de Tesis



ING. MARCELO ESPINOZA L.  
Miembro del Tribunal



ING. MARCO TAPIA  
Miembro del Tribunal

## R E S U M E N

Diseñar y construir una prensa mecánica, así como cualquier otro tipo de maquinaria industrial o agrícola, tiene una importancia capital. Por lo que significa para nuestro país, el mostrar una apropiación y utilización de tecnología y el aporte que la técnica y la ciencia pueden dar, adecuando esta tecnología y poniéndola al servicio de los más grandes intereses de nuestro país. Más específicamente, en nuestro caso, significa aportar para el mejoramiento de la producción en la pequeña o mediana industria, y búsqueda de adaptar una tecnología adecuada a la realidad ecuatoriana.

El presente diseño tiene como objetivos:

1. Dar un aporte a esos desafíos planteados anteriormente, buscando crear, desarrollar o adaptar una tecnología adecuada a nuestra realidad.

## VII

2. Tener una base teórica-científica que sustente - una práctica ya realizada, aunque pequeña, sobre todo en prensas de baja capacidad, utilizada sobre todo a nivel artesanal o pequeña industria.
3. Ofrecer un modelo práctico, para construir prensas a diferentes capacidades, con todos los dispositivos que pueda tener una prensa de este tipo y capacidad, es decir una prensa mecánica de 5ton de cuello de cisne.

Para lograr los objetivos que nos planteamos en este trabajo se ha seguido con los siguientes pasos metodológicos.

1. Factibilidad del proyecto      fundamentación
2. El estudio teórico del diseño y la elaboración de hojas de fabricación para una posible fabricación en serie.
3. Construcción del prototipo
4. Los estudios experimentales, evaluaciones y conclusiones.

## VIII

En la factibilidad del estudio podemos considerar tres aspectos fundamentales: La necesidad del Taller Mecánico de la ESPOL, las aplicaciones prácticas de una prensa de este tipo y las perspectivas del mercado nacional. Aquí ampliaremos la idea del tercer aspecto. De los datos recogidos del Banco Central, CENDES y la Cámara de Pequeños Industriales y diversos talleres de matricería, se deduce que:

Por un lado hay una necesidad de prensas de baja capacidad que ha sido cubierta por las importaciones pero que las cantidades importadas desde 1981 a 1986 no respondieron a todas las necesidades del mercado y que básicamente estas cantidades dependieron de las políticas de los gobiernos de turno. Además, hay que anotar, la dificultad de adquisición de prensas por parte de los pequeños industriales y artesanos por la gran cantidad de trámites y gastos que significa para ellos importar una maquinaria, es decir prefieren adquirir en el mercado nacional, sin dejar de asegurar la calidad y eficiencia de la misma.

El estudio teórico, es principalmente: El diseño de cada una de las piezas y la selección de diversos -

accesorios y componentes de la prensa. El diseño del cuerpo es la aplicación de teorías de diseño, vigas, una parte recta y la otra parte superior, diseño de una viga curva. La mesa es diseñada aplicando la teoría de placas planas sometidas a esfuerzos variables. Así mismo, el cálculo del volante es una aplicación de teorías de energía y momentos de inercia. El cálculo y diseño de los demás órganos son aplicación de las fórmulas generales del diseño y de las diversas teorías para falla estática o por esfuerzos fluctuantes. La aplicación de las diversas leyes del diseño tienen fundamentalmente en cuenta el hecho de que estamos ante el diseño de una máquina sometida a fuerzas fluctuantes que van entre los 5000 Kgf y -350 Kgf, que son las fuerzas máxima de corte y la fuerza de extracción, respectivamente.

Las pruebas y evaluaciones finales muestran:

1. De que existe la posibilidad de construir una máquina de este tipo con lo que ello significa para nosotros. Sobre el hecho que tenemos.
2. La capacidad y funcionamiento de la prensa muestran que existe aun algunos elementos a corregir:

- Una prensa de esta capacidad (5Ton) no necesita de todos los detalles en ella construidos, por ejemplo el regulador de carrera.
  - Si se requiere una fabricación de un número más grande de prensas, es necesario considerar otros ciclos de fabricación o alternativas de producción, para que el tiempo y costo de mecanización disminuya.
3. Las pérdidas en las pruebas de capacidad máxima fueron mínimas sobre todo por que el troquelado se dió en condiciones óptimas de la máquina y del troquel (matriz) utilizado (punzón de 25.4 mm). Y los valores de potencia teóricos difieren en porcentajes ínfimos de los experimentales.
  4. Se recomienda una lubricación cuidadosa y regular sobre todo en los lugares de contacto móvil: bocín del volante, cepos, bocín de la manivela y las guías del pisón.
  5. Si se piensa proyectar, a partir de este modelo, prensas de mayor capacidad es necesario adaptar otros sistemas de seguridad, por el riesgo que significa trabajar en las prensas a mayores potencias y velocidades.



## INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN .....	VI
INDICE GENERAL .....	XI
INDICE DE FIGURAS .....	XIV
INDICE DE ABREVIATURAS .....	XVI
INDICE DE TABLAS .....	XVII
SIMBOLOGIA .....	XVIII
INTRODUCCION .....	19
I. CAPITULO .....	22
GENERALIDADES .....	22
1.1 Factibilidad del estudio .....	22
1.1.1 Aplicaciones.....	25
1.1.2 Perspectivas del mercado ....	27
II. CAPITULO .....	36
DISEÑO DE LA PRENSA .....	36
2.1 Representación del prototipo de la - prensa. ....	36
2.1.1 Funcionamiento .....	38
2.1.2 Descripción y codificación de las partes. ....	41
2.2 Cálculo y diseño del bastidor .....	51
2.3 Cálculo y selección del volante y del motor. ....	82

	Pág.
2.4 Cálculo y diseño del cigueñal .....	91
2.5 Cálculo y diseño del pisón .....	119
2.6 Cálculo y diseño del embrague .....	126
2.7 Cálculo y diseño de la mesa .....	130
2.8 Cálculo y selección de los accesorios y sistemas de seguridad. ....	134
2.8.1 Freno .....	134
2.8.2 Chaveta principal del volante.	143
2.8.3 Cálculo y selección de la ban- da. ....	145
2.8.4 Sistema de palanca .....	147
2.8.5 Sistema eléctrico .....	148
2.9 Selección de los materiales .....	148
2.10 Sistema de lubricación .....	150
III. CAPITULO .....	152
CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO .....	152
3.1 Ingeniería de la producción .....	152
3.1.1 Ciclo de fabricación .....	154
3.1.2 Hoja analítica de operación .	154
3.1.3 Análisis de costos .....	155
3.2 Control de calidad .....	172
IV. CAPITULO .....	180
PRUEBAS EXPERIMENTALES .....	180
4.1 Evaluación de la capacidad de la pren- sa. ....	180

	Pág.
4.1.1 Pruebas experimentales de aceptación.....	180
4.1.2 Capacidad en función del material a conformar. ....	185
4.2 Control de otros parámetros .....	187
4.2.1 Velocidad del pisón .....	187
4.2.2 Carrera y número de golpes por minuto. ....	187
4.2.3 Regulabilidad .....	188
4.2.4 Potencia consumida .....	188
V. CAPITULO .....	190
EVALUACIONES FINALES .....	190
5.1 Análisis y discusión de los resultados .....	190
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	193
APENDICES .....	196
BIBLIOGRAFIA .....	204

## INDICE DE FIGURAS

Nº		Pág.
1.1	Cantidad en toneladas de prensas importadas por año. ....	30
1.2	Precio CIFT en miles de dólares invertidos en importaciones por año. ....	33
2.3	Esquema básico de una prensa excéntrica de simple efecto. ....	37
2.4	Bastidor cuello de cisne inclinable .....	43
2.5	Conjunto del pisón .....	44
2.6	Conjunto del cigueñal .....	46
2.7	Representación de la sección transversal - del cuerpo. Parte recta. ....	56
2.8	Sección transversal dimensionada. Parte - recta. ....	63
2.9	Diagrama $\sigma_a$ vs. $\sigma_m$ para la parte recta ..	68
2.10	Ilustración de los esfuerzos, parte recta .	69
2.11	Punto de aplicación y distribución de los esfuerzos radiales. ....	71
2.12	Tensiones circunferenciales y transversal .	72
2.13	Dimensiones de la parte curva .....	73
2.14	Desplazamientos en la sección una vez aplicados los esfuerzos a una viga curva. ....	75

Nº		Pág.
2.15	Designación de las áreas en la sección <u>cur</u> va de la viga. ....	76
2.16	Dimensiones del volante .....	83
2.17	Representación esquemática del cigueñal .	92
2.18	Principio del sistema biela-manivela ....	94
2.19	Análisis gráfico de F en función de $\alpha$ . ...	99
2.20	Ilustración de las distancias y ángulos pa ra Fmax y Fx. ....	101
2.21	Esquema de la transmisión de bandas .....	107
2.22	Diagrama de cuerpo libre para Fmax .....	110
2.23	Diagrama de fuerzas cortantes para Fmax .	111
2.24	Diagrama de momento flector para Fmax ...	112
2.25	Diagrama de cuerpo libre para Fmin. ....	113
2.26	Diagrama de fuerzas cortes para Fmin. ...	114
2.27	Diagrama de momento flector para Fmin. ..	114
2.28	Dimensiones del pistón .....	121
2.29	Anillo roscado .....	122
2.30	Cuña del embrague .....	127
2.31	Freno de aro con zapatas exteriores .....	
2.32	Chaveta principal .....	

## A B R E V I A T U R A S

H.P.	:	Caballo de fuerza
C.V.	:	Caballo vapor
C	:	Carrera del pistón
cm	:	Centímetros
c	:	Distancia entre PMI y el pistón donde se produce la máxima fuerza.
BHN	:	Dureza Brinell
Kgf	:	Kilogramos fuerza
Kgm	:	Kilogramos masa
Kg-m	:	Kilogramos-metro
Q	:	Máxima fuerza o fuerza nominal
mm	:	Milímetros
PMI	:	Punto muerto inferior
PMS	;	Punto muerto superior
rad	:	Radianes
rpm	:	Revoluciones por minuto
s	:	Segundos
n	:	Velocidad de rotación



BIBLIOTECA

## INDICE DE TABLAS

Nº		Pág.
I.	Datos suministrados por el Banco Central - del Ecuador: Cantidad en toneladas y precio CIFT de prensas importadas 1981 - 1986. ..	29
II.	Datos suministrados por CENDES y la Cámara de Pequeños Industriales. ....	34
III.	Valores $\bar{I}$ en función del espesor $t$ . ....	64
IV.	Valores de $c$ .....	85
V.	Costos por pieza producida .....	171
A-1	Dureza Brinell de las piezas fundidas de - hierro clasificadas por microestructuras de general. ....	197
A-2	Propiedades típicas, mecánicas de las barras de prueba standar de hierro gris en la condición de fundido. ....	199
A-3	Propiedades de perfiles Uamericanos .....	200
A-4	Coefficientes para calcular el ancho efectivo y la tensión normal transversal en las alas de vigas curvas T o doble T. ....	202
A-5	Masa y energía acumulada para diferentes - formas de volantes. ....	203

## S I M B O L O G I A

$\theta_L$	:	Angulo de contacto de la banda
$\theta_1$	:	Angulo de contacto en el freno
$\beta$	:	Desplazamiento angular de la biela respecto al eje.
$\alpha$	:	Desplazamiento angular de la excéntrica
$\rho_1$	:	Densidad
$\tau$	:	Esfuerzo de corte
$\sigma$	:	Esfuerzo de tensión o compresión
$\delta$	:	Grado de irregularidad del volante
$\eta$	:	Rendimiento
$\omega$	:	Velocidad angular



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA

## I N T R O D U C C I O N

El desarrollo del capitalismo en el Ecuador se afianza con fuerza a partir de la década de los 70, época del auge petrolero, donde también se empezaron a generar fuentes de desarrollo a la vez que se presentan importantes desafíos a nivel social y tecnológico.

A nivel social el problema fundamental es una mala repartición de esa riqueza, entre los ecuatorianos; y a nivel tecnológico se nos plantea fundamentalmente dos problemas, de manera especial a los profesionales técnicos:

1. Cómo explotar adecuadamente nuestros recursos naturales, buscando mantener una independencia económica, cultural, social, tecnológica, científica, etc.; y,
2. Cómo crear, desarrollar o adaptar una tecnología adecuada a la realidad ecuatoriana y a las grandes necesidades del país.

En este contexto y en la búsqueda de respuestas a estos desafíos, se van desarrollando proyectos científicos técnicos que van respondiendo, a veces sin saberlo, a los problemas planteados por nuestra realidad.

En este sentido esta tesis tiene como objetivos:

1. Dar un pequeño aporte a las respuestas a esos grandes desafíos.
2. Ser una base que sustente una práctica ya realizada, aunque mínima y puntual, es decir, que si bien es cierto, existe una experiencia en la construcción de prensas mecánicas, en el país no existe una elaboración teórica a nivel de ingeniería que respalde estos trabajos realizados; y,
3. Tener un modelo teórico-práctico, para diseñar y construir prensas de este tipo, a diferentes capacidades, teniendo en cuenta el desarrollo de la matricería, el mercado y los requerimientos de la pequeña y mediana industria fundamentalmente.

Es también necesario anotar, la posibilidad de realizar este trabajo, porque:

- La ESPOL dá las herramientas teóricas para realizarlo; y,
- El Taller Mecánico posee el equipo, maquinaria, herramientas y otras condiciones necesarias.

En el desarrollo de esta tesis se ha tenido en cuenta, los siguientes pasos o procedimientos metodológicos:

1. Estudio de la factibilidad de este trabajo, donde se fundamenta su importancia y necesidad.
2. Un estudio teórico: diseño, cálculos y elaboración de hojas analíticas y ciclos de fabricación.
3. La construcción del prototipo; y,
4. Estudios experimentales: pruebas, evaluaciones y conclusiones.



dustriales y diferentes industrias de ma-  
tricería y metal mecánica que hacen uso de  
prensa mecánicas ya sea en procesos de -  
producción o en mantenimiento de máquinas.

Los siguientes datos que presentamos en la  
Tabla N° I, son suministrados por el Banco  
Central del Ecuador.

Gráficamente podemos apreciar el comporta-  
miento de las importaciones. Ver Figura 1.1.

Los gráficos muestran claramente como se com-  
portaron las importaciones desde 1981 hasta  
1986.

Si bien es cierto podría decirse que las -  
importaciones bajaron desde 1981 hasta 1983  
es necesario aclarar que por entrevistas -  
realizadas a los personeros de la Cámara -  
de Pequeños Industriales, esta tendencia a  
la disminución de importaciones no obedeció  
a que el mercado nacional estaba saturado o  
que no se necesitaban prensas en el país,  
sino, más bien a la política del gobierno

TABLA N<sup>o</sup>. I

DATOS SUMINISTRADOS POR EL BANCO CENTRAL DEL ECUADOR

AÑO	CANTIDAD EN TONELADAS	PRECIO CIFT (MILES US\$)*
1981	272.34	2,498.8
1982	125.0	693.6
1983	98.6	214.5
1984	77.3	533.5
1985	231.3	667.4
1986	450.0	1,000.**

\* Precio CIFT, es el precio de la maquinaria importada hasta el momento de llegar al punto de desembarque.

\*\* Cífra estimada



BIBLIOTECA

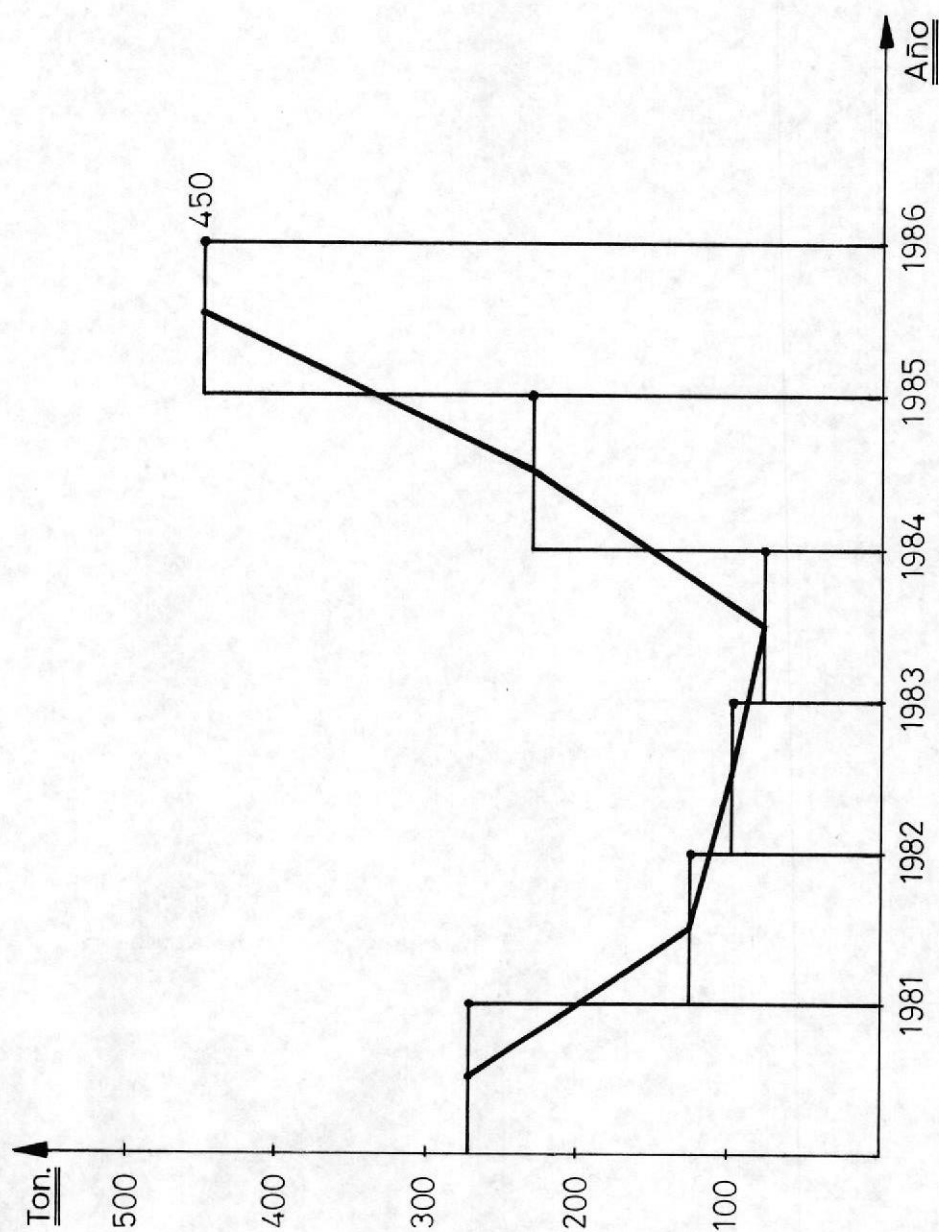


FIGURA 1.1.- CANTIDAD EN TONELADAS DE PRENSAS IMPORTADAS POR AÑO

en ese entonces, llamada sustitución de importaciones, con el propósito de incentivar al productor nacional a construir maquinarias o producir insumos, para el propio consumo dentro del país.

Esto se demuestra, por el cambio brusco de la curva (Ver Figura 1.1), donde se ve, que a partir de 1984, año donde se adoptan nuevas políticas económicas, las importaciones crecen, ya sea en maquinarias de otros productos que pueden ser elaboradas en el país. Con esto podemos afirmar que la política de importaciones no necesariamente obedece a las necesidades reales del país, sino, que también tiene mucha influencia la política socioeconómica de los gobiernos de turnos.

De hacerse notar, que las importaciones, necesariamente generan egresos de divisas para el país, observando la Figura N° 1.2 podemos obtener una cantidad aproximada de los dólares que egresaron, desde 1981, hasta 1986, que asciende aproximadamente a

US\$5558.2 miles de dólares USA, y que teniendo en cuenta desde 1981, hasta ahora la fluctuación del precio del dólar respecto al sucre, representa S/.522.5 millones de sucres, dinero con el cual podríamos financiar un taller de construcción de prensas mecánicas por lo menos de baja y mediana capacidad, con las ventajas que de ello se deriva, y que hemos hablado anteriormente.

El significado de construir "por lo menos - prensas de baja y mediana capacidad", se deriva de que, en el mercado nacional son las prensas más utilizadas, según datos suministrados por CENDES, y por la Cámara de Pequeños Industriales. Ver Tabla II.

Esto nos hace deducir, que en una posible fabricación en serie de prensas, ésta se torna más importante, para baja y mediana capacidad y de manera primordial para prensas entre 4 - 100 toneladas, que es donde se concentra las necesidades de la pequeña y mediana industria del país,

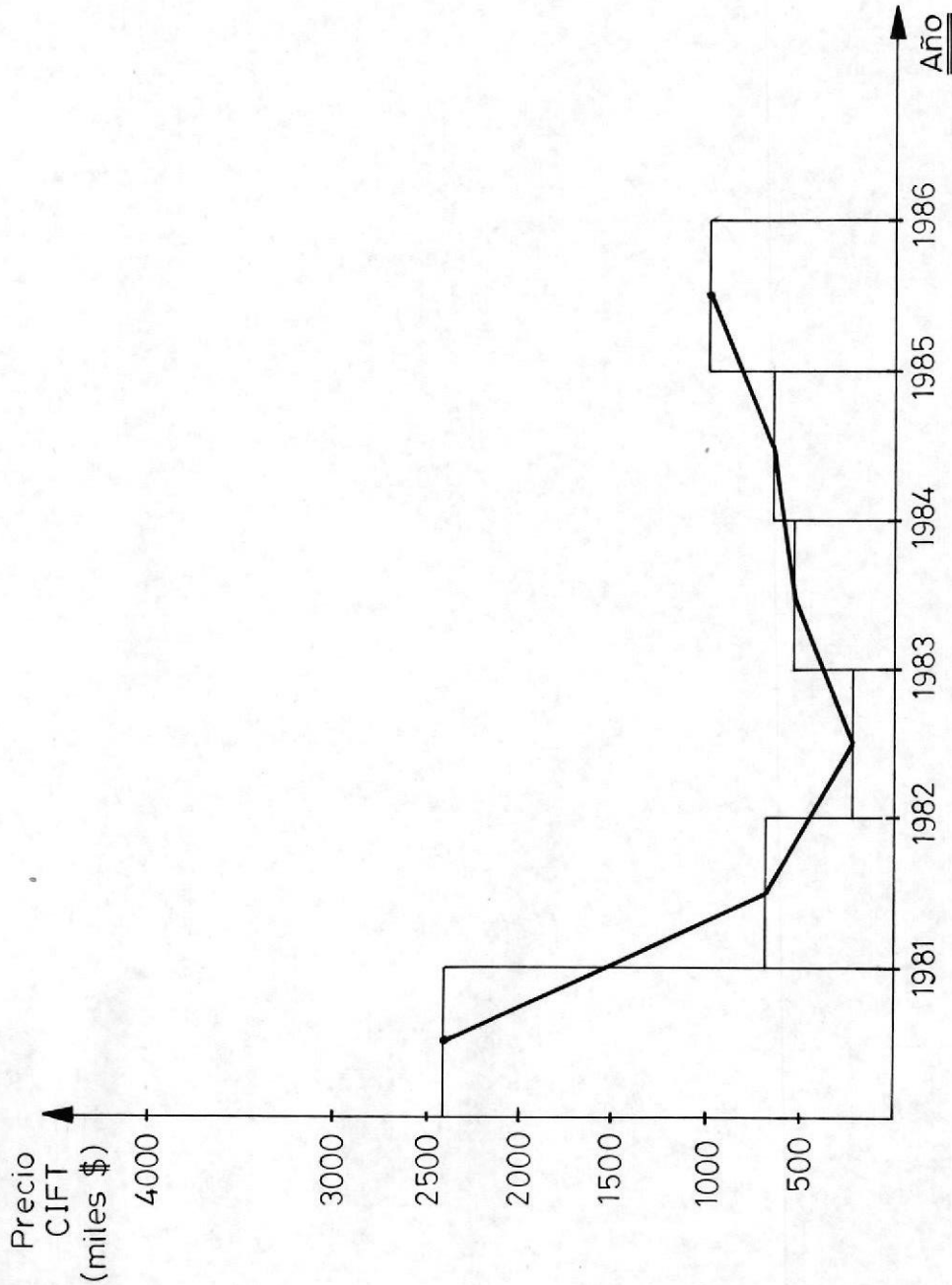


FIGURA 1.2.- PRECIO CIFT EN MILES DE DOLARES INVERTIDOS EN IMPORTACIONES POR AÑO

TABLA No. II  
 DATOS PROPORCIONADOS POR CENDES Y POR LA CÁMARA DE PEQUE-  
 ÑOS INDUSTRIALES

CAPACIDAD DE PRENSAS (TON)	DENOMINACION	PORCENTAJE DEL TOTAL (%)
Entre 4-100	baja capacidad	60
Entre 100-600	mediana capacidad	36
Más de 600	gran capacidad	4

lo que representa el 60% del total de prensas necesarias en el país.

Es también importante tener en cuenta lo que dicen las diferentes industrias de ma-  
 tricería y metal-mecánica sobre la necesi-  
 dad de construir en el país, prensas mecá-  
 nicas. Ellos aconsejan una mayor produc-  
 ción, ya sea por la dificultad en trámi-  
 tes donde se ahorra tiempo y dinero, cuan-  
 do se trata de importaciones, así como en  
 cuanto al ahorro de dinero por concepto -  
 del propio costo de la máquina. En cuanto  
 al aspecto tecnológico de la máquina cuan-

do han adquirido otras prensas de este tipo, se han convencido de que cumple con las exigencias por ellos impuestas más aún si se trata de construir con la asesoría técnica de la ESPOL.

Otras maneras de justificar este proyecto caería en el estudio detallado, y conciso del mercado nacional, y por lo menos en los polos de desarrollo nacional. Este trabajo es indispensable en el caso de una gran inversión, estatal o privada, en la que el compromiso con la industria ecuatoriana sea; el consiguiente ahorro de divisas, generación de trabajo y mejores condiciones de vida para los trabajadores, que como ya lo anotamos anteriormente, se justifica. Desde el aporte a esa "independencia tecnológica" de la que hemos hablado; teniendo en cuenta que contamos con los recursos naturales, tecnológicos y científicos necesarios; y que es posible hacer práctico nuestro papel de generadores de ciencia, tecnología, independencia y desarrollo para nuestro país.

## CAPITULO II

### DISEÑO DE LA PRENSA



BIBLIOTECA

#### 2.1 REPRESENTACION DEL PROTOTIPO DE LA PRENSA.-

El prototipo que aquí se representa (Ver Figura N° 2.3), es de una prensa mecánica de simple efecto con capacidad de hasta 5 toneladas. Con las siguientes características técnicas:

1. Carrera graduable en dos escalas máxima/mínima: 32/22 mm.

2. Paso entre montantes: 150 mm.

3. Altura máxima de la mesa al carro: 200 mm.

4. Sección máxima de corte:  $125 \text{ mm}^2$  de acero de  $40 \text{ Kg/mm}^2$ .

5. Número de golpes por minuto: 200

6. Dimensiones de la mesa: 170 x 260 mm.



BIBLIOTECA

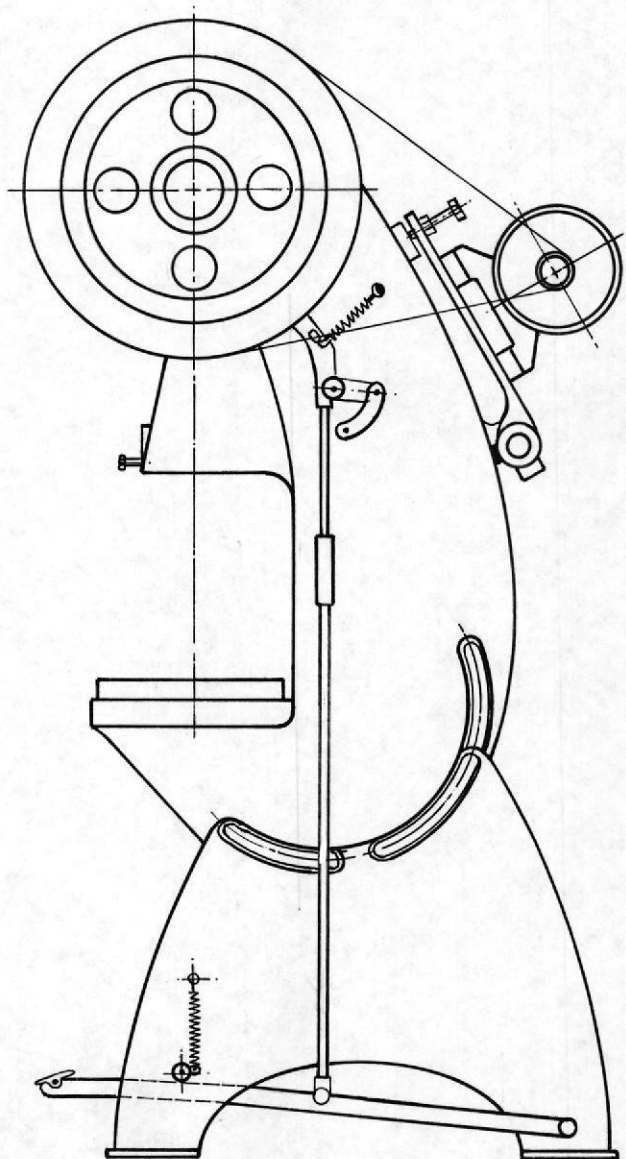


FIGURA 2.3.- ESQUEMA BASICO DE UNA PRENSA EXCENTRICA DE SIMPLE EFECTO.

### 2.1.1 Funcionamiento.-

El funcionamiento es una de las características fundamentales que permite clasificar estas máquinas, porque es el que determina en sí, el comportamiento y movimientos de los que está dotada, la prensa.

Por ejemplo, esta máquina que es de simple efecto estará dotada de un sólo movimiento en el pisón, a diferencia de una prensa de doble o triple efecto que estarán animadas por dos otros movimientos, respectivamente.

En sí excluyendo a algunos tipos especiales de prensas, la subdivisión más común - según los movimientos son:

- a) Prensas de simple efecto
- b) Prensas de doble efecto
- c) Prensa de triple efecto

A su vez, en relación al funcionamiento para las prensas anteriormente citadas, éstas - pueden considerarse como sigue:

1. Sin dispositivos especiales de alimentación automática.
2. Con alimentador automático, que puede ser: lineal de la tira de chapa, de revólver o de brazo mecánico oscilante y carro pasapiezas.

A continuación explicaremos el funcionamiento de nuestra prensa en mención. Como ya dijimos anteriormente se trata de una de 5 toneladas de simple efecto, sin dispositivos de alimentación automático, y de forma de cuello de cisne.

Este tipo de prensa funciona con un carro - pisón accionado por un eje excéntrico y se emplea para todas las operaciones de corte estampado, algunas de doblado y embutido sencillo, realizadas con una sola estampa especial.

El accionamiento del carro se da a través de un mecanismo de biela, a su vez el movimiento del eje excéntrico se hace a

través de un volante que es el que acumula la energía que le viene de un motor, - según un número constante de vueltas.

El carro está guiado a través de su recorrido por medio de guías (una de ellas es regulable). Para provocar la carrera se acopla o se desacopla, mediante maniobra de un pedal que acciona un embrague de cuña y que puede ser efectuado a voluntad del operador.

La máquina posee además un freno y un regulador de carrera, que nos permite seleccionar la carrera más adecuada.

La sobre-mesa está provista de ranuras para ajuste de los troqueles, y va fijada a la mesa que forma parte de la estructura o cuerpo de la prensa. El cuerpo es inclinable y va fijada a las patas, las que a su vez se fijan al suelo.

### 2.1.2 Descripción y codificación de las partes.-

#### CONJUNTO DEL BASTIDOR:

El bastidor es el componente que soporta - los demás órganos de la máquina y está com puesto del cuerpo, las patas, la mesa, y las tapas de las capas. La forma y material del bastidor dependerán del tipo de prensa del tamaño y necesidad del usuario.

El bastidor de las prensas de excéntrica - pueden presentarse bajo varias formas:

1. Bastidor en cuello de cisne inclinable, y que puede tener mesa fija o móvil.
2. Rígido simple o de un sólo montante.
3. Bastidor de puente con dos o cuatro mon tantes.

Según el material los bastidores pueden di vidirse en:

1. Bastidores de fundición gris
2. De acero moldeado
3. Planchas de acero soldado

Para nuestro caso como lo hemos anotado antes, la forma de la prensa es una de cuello de cisne. Este bastidor es, accesible por tres lados, y permite el paso lateral y frontal del material a trabajar (cintas, flejes, platinas, etc.). Este puede ser inclinado, de tal manera que permita la evacuación de las piezas o desperdicios hacia atrás. La inclinación se obtiene manualmente, girando el cuerpo sobre unas guías mecanizadas en las patas, (ver figura N° 2.4). El inconveniente de este tipo de cuerpo es que el esfuerzo debido al impacto del carro, provoca deflexiones considerables, pero esto puede ser contrarrestado con la elección de un buen factor de seguridad en el momento de calcular y diseñar el bastidor.

CONJUNTO DEL PISON:



BIBLIOTECA

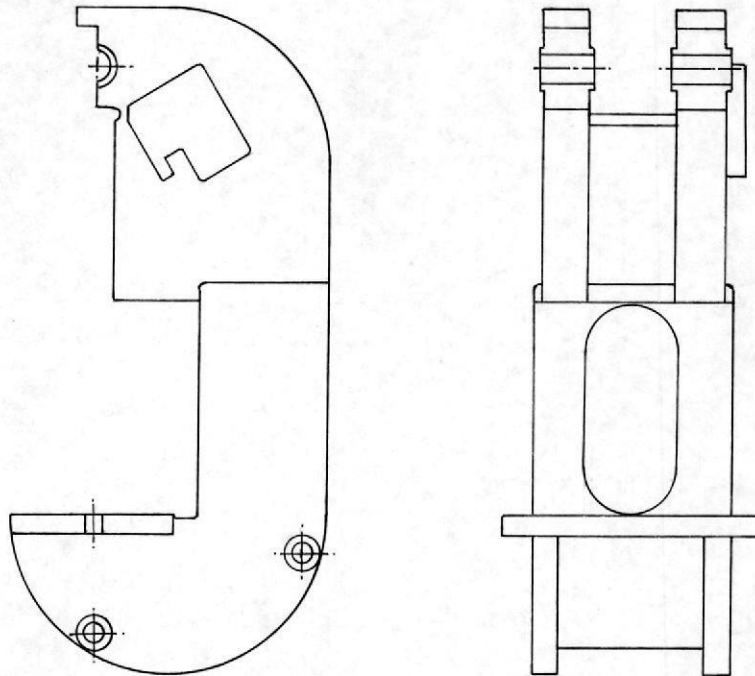


FIGURA 2.4.- BASTIDOR-CUELLO DE CISNE INCLINABLE

Llamado también carro o cabezal. Es el que transporta la energía necesaria para realizar las operaciones. Como se saben esta energía dependerá de la capacidad de la prensa. Este se desliza en las guías ajustables del bastidor y unido al tornillo que regula la posición de la carrera, que en su extremo lleva una esfera que acopla en un asiento semiesférico en la parte su-

perior del pisón. La función de esta esfera es la de permitir diferentes posiciones angulares del tornillo respecto del pisón.

En la parte inferior del pisón se practica un agujero o alojamiento para el centraje de las herramientas.

Según las prensas, el cabezal puede ser de fundición gris, acero fundido o plancha soldada. (Ver Figura N° 2.5).

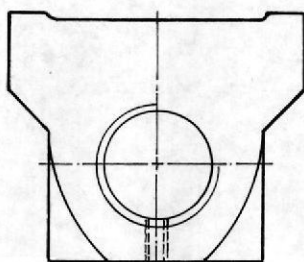
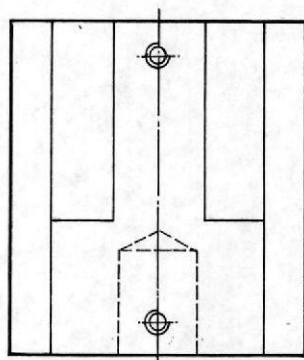


FIGURA 2.5.- CONJUNTO DEL PISON

### CONJUNTO DEL CIGUEÑAL:

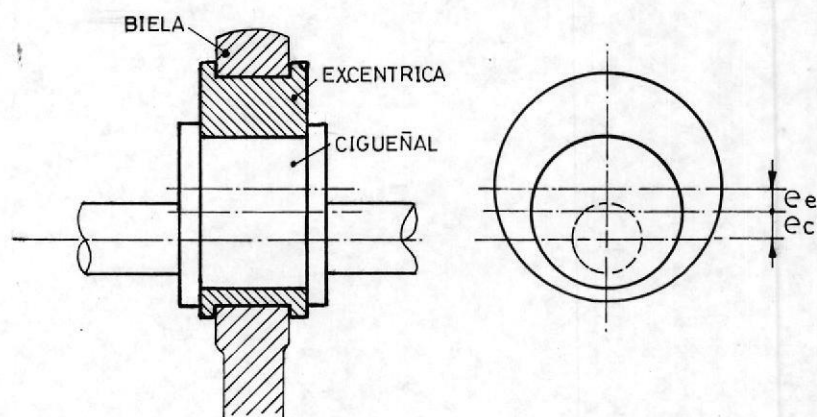
El conjunto del cigueñal incluye, tanto el eje cigueñal como la excéntrica de regulación de carrera y el freno. Estos componentes son los que determinan el carácter cíclico-excéntrico de la prensa.

El cigueñal, en la parte excéntrica, lleva unido solidariamente la manzana, también excéntrica y de regulación de la carrera. La suma de estas dos excentricidades da la longitud de media carrera. Y la combinación de estas son las que permiten obtener diversos valores de carrera. Esta es fijada por un mecanismo de cuña o de acoples dentados, rectos o inclinados. Ver Figura N° 2.6.

El freno tiene por objeto reducir la velocidad del árbol en el momento de desembrague, para evitar choques demasiados fuertes sobre la chaveta del embrague. Normalmente se suelen utilizar dos tipos de frenos:



1. Freno de zapata exterior, para la prensa con cuña giratoria.
2. Freno de discos, para embragues de discos.



$ee$  = excentricidad de la manzana  
 $cc$  = excentricidad del cigueñal  
 Longitud carrera a 2 ( $ee + ec$ )

FIGURA 2.6.- CONJUNTO DEL CIGUEÑAL

## CONJUNTO DEL EMBRAGUE:

El embrague es el mecanismo de unión y - transmisión del movimiento y la energía, - entre el volante y el cigueñal.

Los embragues para prensas pueden ser:

1. De discos
2. Embrague de cuña con leva rotativa

Los embragues de discos suelen utilizarse - principalmente en las prensas de gran potencia. Se compone de una serie de discos solidarios con el árbol que gira entre un número determinado de discos solidarios con el volante. Se efectúa el embragado apoyando los discos uno sobre otros. Es, por lo tanto, un embrague de fricción. La puesta en contacto de los discos puede ser a mano, neumática o hidráulicamente.

Los embragues de cuña con leva rotativa, - son los más comúnmente utilizados en pren-

sas excéntricas de baja o mediana capacidad aunque también se suele utilizar embragues de acoples dentados.

El embrague de cuña consiste en disponer una cuña semicircular de acero, en una ranura prevista en el árbol o un bocín. La forma (semicircular), es tal que en el momento que no se transmite movimiento no sobrepasa el diámetro del árbol o bocín y permite girar libremente el volante. Y cuando la chaveta es pivoteada solidariza el cigueñal con el volante, a través de unas ranuras practicadas en el conjunto del volante.

La acción de pivoteo en la chaveta se la produce con un mecanismo de palanca que se denomina conjunto de disparo o puesta en marcha. Este mecanismo consiste en un pedal que acciona todo el mecanismo de palanca y conecta el embrague en el momento que se lo pisa y que en el instante de ser soltado desconecta la cuña del conjunto del volante.

Cuando se realizan trabajos en serie se construye un pequeño mecanismo de tal manera que el pedal quede accionado permanentemente y por tanto la cuña esté siempre conectada.

#### VOLANTE:

El volante es el órgano que recibe el movimiento y la energía del motor, ya sea directamente o por la mediación de bandas. Para entender la importancia del volante es indispensable tener en cuenta que en las prensas excéntricas el trabajo absorbido varía desde cero, cuando el ciclo no ha empezado, a un máximo, cuando la excéntrica ha transmitido la fuerza de corte o embutido de la chapa.

Por otro lado el motor desarrolla un trabajo constante. Entonces resulta evidente tener entre el pisón y el motor un órgano que cumpla la condición de almacenar energía y suministrarla en el momento oportuno. El

órgano que cumple con esta condición es precisamente el volante. Este reduce notablemente la potencia necesaria del motor eléctrico.

La cantidad de energía que un volante acumula o debe acumular está basada en varios factores:

1. Capacidad máxima de la prensa
2. Longitud de la carrera, durante la que se gasta la energía cinética acumulada.
3. Velocidad máxima de giro del volante
4. Grado de irregularidad del volante
5. Peso del volante

Otro parámetro que a veces no se tiene en cuenta para considerar la energía acumulada por el volante es el valor del deslizamiento del motor utilizado. En general a mayor deslizamiento del motor aumenta el valor del retardo del volante.

Los volantes normalmente suelen ser de fundición, aunque pueden ser fabricados de acero, eso depende del criterio del fabricante y de las condiciones que él se imponga.

La codificación de las partes son presentadas en los planos finales del prototipo. Sin embargo cabe decir que es importante la codificación para tener una visión clara del diseño y una ruta definida hacia una posible fabricación en serie.

## 2.2 CALCULO Y DISEÑO DEL BASTIDOR.-

Como habíamos señalado en el apartado anterior, el cuerpo del bastidor puede ser de fundición de hierro o acero o de planchas soldadas. En este caso hemos escogido la fundición gris como el material para el cuerpo. Por las siguientes razones:

1. Económicamente fue más factible. Su costo es muy bajo.

2. Hay las condiciones de realizar una fundición de este tipo en nuestro medio, teniendo en cuenta la visión de desarrollar una tecnología que esté a nuestro alcance.
  
3. La fundición gris que se produce es aceptable y supera las condiciones mínimas impuesta para este tipo de maquinaria. Es decir cumple satisfactoriamente las características mecánicas y metalúrgicas que se requieren para el diseño.

El tipo de fundición a la que nos referimos tiene las siguientes características:

Es una fundición de HIERRO GRIS suave, cuya dureza está alrededor de 140 a 180 Hg. Que no exhibe un punto de cedencia bien definido, como en los aceros. Y como en todas las fundiciones de hierro gris el porcentaje de elongación es pequeño, llegando a un 3 0 4 % como máximo, generalmente.

En geneal el hierro gris suave tiene mayor resis

tencia al corte torsional que algunos grados de acero, junto a la baja sensibilidad de muesca, o sea concentración de esfuerzos en un punto. Hace de este un material adecuado para el cuerpo de la prensa; además de que es menos costoso. Según AVNER en su libro Introducción a la Metalurgia Física: "otro metal debe escogerse sólo cuando las propiedades mecánicas y físicas del hierro gris sean inadecuadas".

Para determinar las propiedades mecánicas, los resultados más exactos nos lo darían los ensayos de tracción, torsión, etc. Es decir, ensayos destructivos a los que se debe someter una probeta de la forma del cuerpo a utilizar. Pero no podemos realizar estos tipos de ensayos, que normalmente se los ejecuta cuando se trata de grandes producciones, lo que no es nuestro caso.

Sin embargo, a partir de las propiedades metalúrgicas podemos determinar con buen grado de confiabilidad las propiedades mecánicas de esta fundición gris.

Según el Metals Handbook (8a. ed.), las propiedades mecánicas del hierro fundido gris suave con una dureza de 140-180 BHN, corresponde a una clase de fundición gris ASTM 30, cuyas propiedades mecánicas son las siguientes: Ver Apéndice.

siendo los valores presentados al mínimo de las propiedades.

Resistencia

$$\text{Tensil - } S_{ut} = S_y = 2100 \text{ Kg/cm}^2$$

Resistencia a

$$\text{la compresión - } S_{uc} = 7680 \text{ Kg/cm}^2$$

Resistencia torsional

$$\text{de corte - } S_{sy} = 2818,2 \text{ Kg/cm}^2$$

Módulo de

$$\text{Elasticidad en tensión - } E_t = (9.2 - 11.6) \times 10^5 \text{ Kg/cm}^2$$

Módulo de

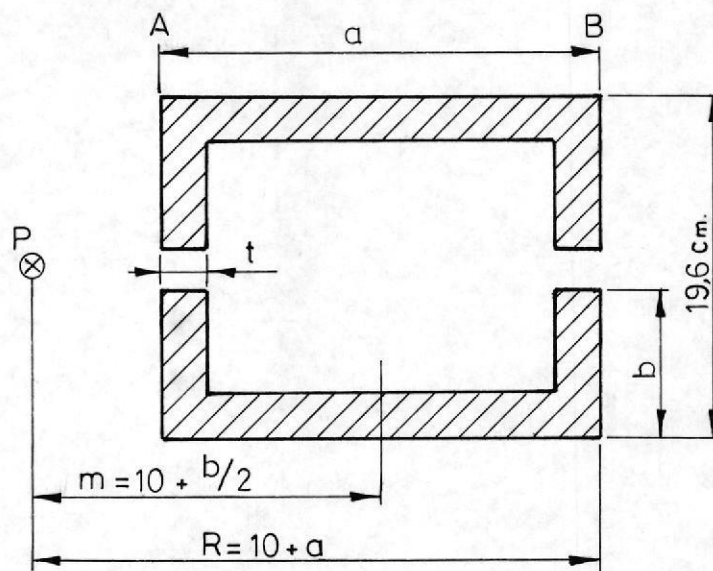
$$\text{Elasticidad en torsión - } E_T = (3.7 - 4.7) \times 10^5 \text{ Kg/cm}^2$$

Límite a la fatiga

invertida por flexión -  $Se = 986.4 \text{ Kg/cm}^2$

Para iniciar el cálculo y el dimensionamiento del cuerpo, se considerará lo siguiente:

1. El cuerpo tiene una parte recta y una parte curva, las que se calculan como una viga recta y una curva, respectivamente.
2. La sección transversal será de dos canales en C (Ver Figura N° 2.7), con las dimensiones indicadas de ancho y longitud y punto de aplicación de la fuerza de troquelado. La forma de (2 canales) en C fue escogida por la facilidad de trabajo en el momento de fundirlo y porque nos dá una rigidez mayor para cualquier otra sección, sea esta en T o doble T. A pesar de que algunas partes del cuerpo tendrán otras formas, ya sea por estética o seguridad; el cálculo se hará en las secciones de menor área o por que representan puntos críticos.



$P = 5000 \text{ Kg.}$

2.1  
 FIGURA 2.7.- REPRESENTACION DE LA SECCION TRANSVER-  
 SAL DEL CUERPO, PARTE RECTA.

3. Que la carga que gobierna el diseño es de fatiga.

De un análisis visual vemos que el momento máximo se produce en la sección de la parte recta y en el inicio de la parte curva. Por lo tanto, haremos el análisis de la sección en la parte recta y también para la parte curva.

Por facilidad de cálculo diseñaremos primero la parte recta y luego en base a esos resultados investigaremos el comportamiento de la parte curva.

#### CALCULO DE LA PARTE RECTA:

Como el diseño lo gobierna el esfuerzo de fatiga. Calculamos los esfuerzos producidos alternamente, medio y máximo, durante el trabajo de troquelado.

$$P_{\max} = 5000 \text{ Kg /fuerza de troquelado - tensión}$$

$$P_{\min} = 7\% P_{\max} \times (\text{según Koninck - Gutter})$$

Que es la Fuerza de extracción

$$P_{\min} = -350 \text{ Kg (fuerza de comp.)}$$

Si asumimos en la Figura N<sup>o</sup> 2.7

$$a = 13 \text{ cm.}$$

entonces:

$$R = 23.0 \text{ cm}$$

$$m = 16.5 \text{ cm}$$

Y además para buscar una sección tentativa asumo que la flexión gobierna el diseño, entonces:  
El esfuerzo medio será:

$$\sigma_m = \frac{M}{Z} = \frac{P \times a'}{Z} = \frac{5000 \text{ Kg} \times 16.5 \text{ cm}}{Z} = \frac{82500 \text{ Kg} \cdot \text{cm}}{Z} \quad (2.1)$$

Donde:

$$a' = m$$

M : Es el momento flector que soporta la sección

Z : Es su módulo de rigidez

El esfuerzo alternamente resulta:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_m - \sigma_{\min}}{Z} \quad (2.2)$$

Donde:

$$\sigma_{\min} = \frac{P_{\min} \times a'}{Z} = \frac{-350 \text{ Kg} \times 16.5}{Z} = - \frac{5775 \text{ K}}{Z} \quad (2.3)$$

Donde:

$\sigma_a$  resulta:

$$\sigma_a = \frac{44137.5}{Z}$$

y  $\sigma_{\max}$  será:

$$\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_m = \frac{44137.5}{Z} + \frac{82500}{Z} = \frac{126637.5}{Z} \quad (2.4)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{126637.5}{Z}$$

Esta será la ecuación que nos permite calcular el módulo de rigidez en base a la resistencia máxima. Pero existe el inconveniente que nuestra sección es de hierro fundido gris, que no está normalizada ni tabuladas, como los perfiles de acero estructural.

Por lo tanto, llevaremos nuestros cálculos a secciones de acero y luego regresaremos a nuestro material original.

Para el acero estructural:

$$\begin{aligned} S_y &= 34.3 \text{ Kpsi} \\ &= 2415 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

y para un factor de seguridad de  $n = 3.75$ , que asumimos para nuestro diseño del cuerpo.

$\sigma_{\max}$  será:

$$\sigma_{\max} = \frac{S_y}{3.75} = \frac{2415.0}{3.75} = 644.16 \text{ Kg/cm}^2$$



BIBLIOTECA

y Z resulta:

$$Z = \frac{126637.5}{\sigma_{\max}} = 196.6 \text{ cm}^3 \text{ (en acero estructural)}$$

Según la tabla de perfiles en C tenemos (Ver - Apéndice N° A).

Traduciendo nuestro  $Z = 196.6 \text{ cm}^3 = 12 \text{ pulgs}^3$  - para dos canales en C buscamos en la tabla un -  $Z_{11} = Z/4 = \frac{12 \text{ pulg}^3}{4} = 3 \text{ pulgadas}^3$ .

$Z_{11}$  es el módulo de rigidez de un canal de acero y que nos dá las siguientes propiedades.

$$Z_{11} = 3 \text{ pulgadas}^3 = 49.16 \text{ cm}^3$$



BIBLIOTECA

$$I_{11} = 7.49 \text{ pulgadas}^4 = 311.75 \text{ cm}^4$$

$$A_{11} = 1.97 \text{ pulgadas}^2 = 12.71 \text{ cm}^2$$

$$a = 5 \text{ pulgadas} = 12.7 \text{ cm}$$

$$b = 1.75 \text{ pulgadas} = 4.45 \text{ cm.}$$

Estas referencias para acero las utilizamos para nuestros cálculos en fundición. De aquí acogemos las medidas de a y b.

Como la medida de a asumida por nosotros inicialmente (13 cm) es muy aproximada, entonces:

$$a = 13 \text{ cm.}$$

Por conveniencia y estética b que es 4.45 cm., le asignamos el valor de:

$$b = 6 \text{ cm.}$$

Por otro lado, recalculamos Z, luego I y finalmente el espesor t para fundición.

Así tenemos:

Utilizando la ecuación:

$$\sigma_{\max} = \frac{126637.5}{Z}$$

Donde:

$$\sigma_{\max} = \text{será: } S_y/n$$

$$\sigma_{\max} = \frac{2100 \text{ Kg/cm}^2}{n}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{2100}{3.75} = 560.74 \text{ Kg/cm}^2$$

Entonces:

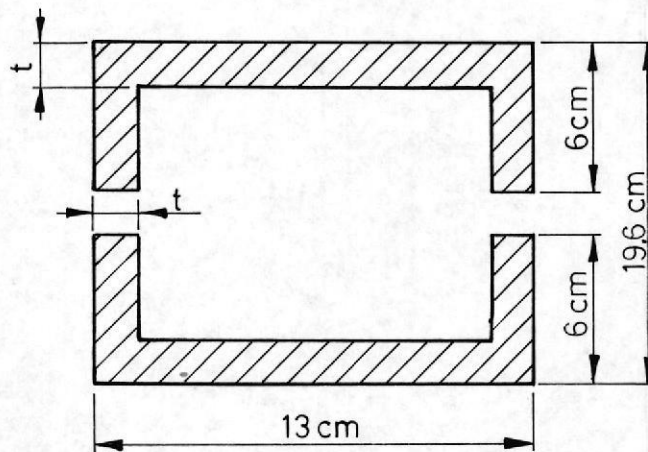
$$Z = \frac{126637.5}{\sigma_{\max}}$$

$$Z = \frac{126637.5}{560.74} = 225.84 \text{ cm}^3$$

$$I = Z \cdot C = (225.84) (13/2) \quad C = a/2$$

$$I = 1467.96 \text{ cm}^4$$

Para la Figura N<sup>o</sup> 2.7 tenemos:



2-2

FIGURA 2.8.- SECCION TRANSVERSAL DIMENSIONADA PARTE RECTA ,

$$I = \sum \frac{bh^3}{12} + \sum Ad^2$$

$$I = 2\left(\frac{t \times 13^3}{12}\right) + 4\left(\frac{(6-t)t^3}{12}\right) + 4(6-t)\left(6.5 - \frac{t}{2}\right)^2$$

finalmente:

$$I = 1380.17 t - 325 t^2 + 40 t^3 - 2.33 t^4 \quad (2.5)$$

Calculamos para varios valores de  $t$ : hasta obtener un valor aproximado a  $I = 1467.96 \text{ cm}^4$ .

### TABLA III

VALORES  $I$  EN FUNCION DEL ESPESOR  $t$  DE LA VIGA

$t$ (cm)	$I$ ( $\text{cm}^4$ )
1	1092.83
2	1702.00
1.6	1524.84
1.5	1462.20

Escogemos el espesor de 1.6 cm., que resulta un  $I$  aproximadamente mayor.

Con este resultado calculamos  $A$ ,  $Z$ , y los esfuerzos  $a$ ,  $m$  y  $\max$ . Para comprobar si con estas dimensiones el cuerpo soporta las solicitaciones a las que está sometido.

$$A = 4t \times b + 2 \times (a - 2t)t \quad (2.6)$$

$$A = (1.6) (6) (4) + 2 (13 - 3.2) (1.6)$$

$$A = 69.8 \text{ cm}^2$$

$$Z = I/C = 1524.84/6.5 = 234.83$$

$$Z = 234.83 \text{ cm}^3$$

Calculamos los esfuerzos para el punto A (Ver Figura N° 2.7).

Calculo del esfuerzo alternante. (Fórmula N° 2)

$$\sigma_a = \frac{44137.5}{234.83} = 187.96 \text{ Kg/cm}^2$$

Cálculo del esfuerzo medio

$$\sigma_m = \frac{P}{A} + \frac{M}{Z} = \frac{5000}{69.8} + \frac{5000 (16.5)}{234.83} = 423$$

$$\sigma_m = 423 \text{ Kg/cm}^2$$



$$\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_m = 187.96 + 423 = 610.96$$

$$\sigma_{\max} = 611 \text{ Kg/cm}^2$$

Si comparamos este esfuerzo con el máx para la fundición que es  $560.74 \text{ Kg/cm}^2$ , entonces el cuerpo falla.

Significa que debemos aumentar el valor de  $t$  en la ecuación N<sup>o</sup> 2.5. Siguiendo con el cálculo - llegamos hasta un  $t = 2 \text{ cm.}$  para:

$$t = 2 \text{ cm.}$$

$$I = 1702 \text{ cm}^4$$

Ahora repetimos el mismo procedimiento anterior y comprobamos si el cuerpo resiste a los diferentes esfuerzos:

$$t = 2 \text{ cm.} \quad I = 1702 \text{ cm}^4 \quad A = 84 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_m = 374.55 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_a = 168.6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$Z = 261.85 \text{ cm}^3 \quad \sigma_{\max} = 543.15 \text{ Kg/cm}^2$$

Recalculamos el factor de seguridad  $n$ , finalmente este será:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{2100}{543.15} = 3.85 \quad (2.7)$$

Que resulta mayor que el inicialmente escogido. Este será el factor de seguridad al esfuerzo estático en tensión.

$$n_A = n = 3.85$$

El factor de seguridad a la fatiga será:

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (2.8)$$

Donde:

$S_a$  es calculado del gráfico  $\sigma_a$  Vs.  $\sigma_m$

$$S_a = 802$$

$$n_f = \frac{802}{168.6} = 4.76$$

$$n_f = 4.76$$

Si calculamos el factor de seguridad en el punto B considerando que aquí el esfuerzo es de compresión. Resulta un  $n_B = 11$ .

Por lo tanto, el factor de seguridad que gobierna el diseño en la parte recta será para el esfuerzo máximo  $n_A = 3.85$ .

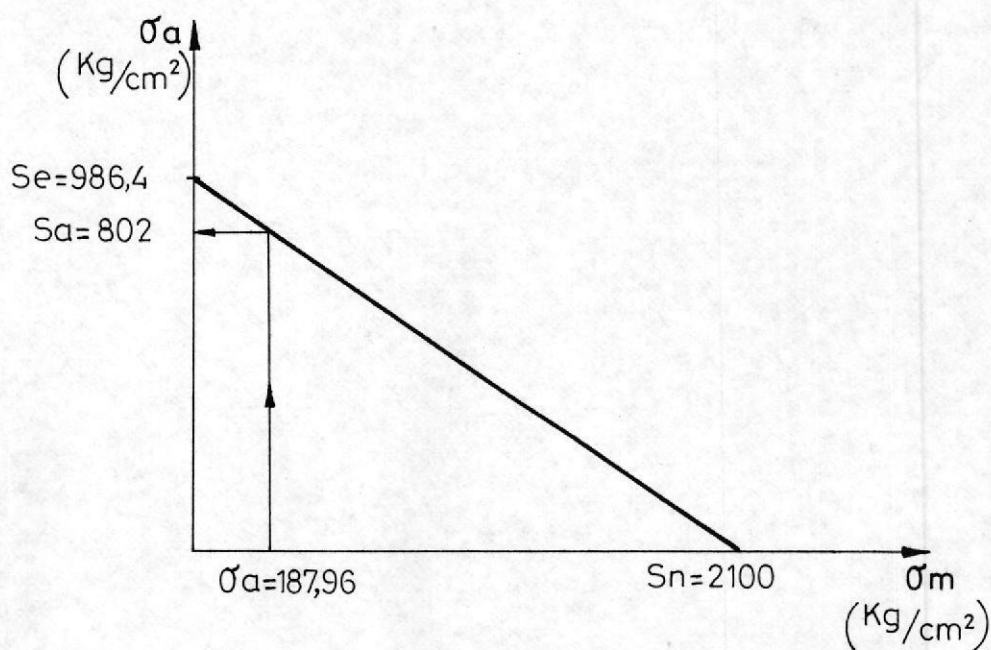


FIGURA 2.9.- DIAGRAMA  $\sigma_a$  VS.  $\sigma_m$  PARA LA PARTE RECTA

DIAGRAMA DE ESFUERZOS EN LA PARTE RECTA:

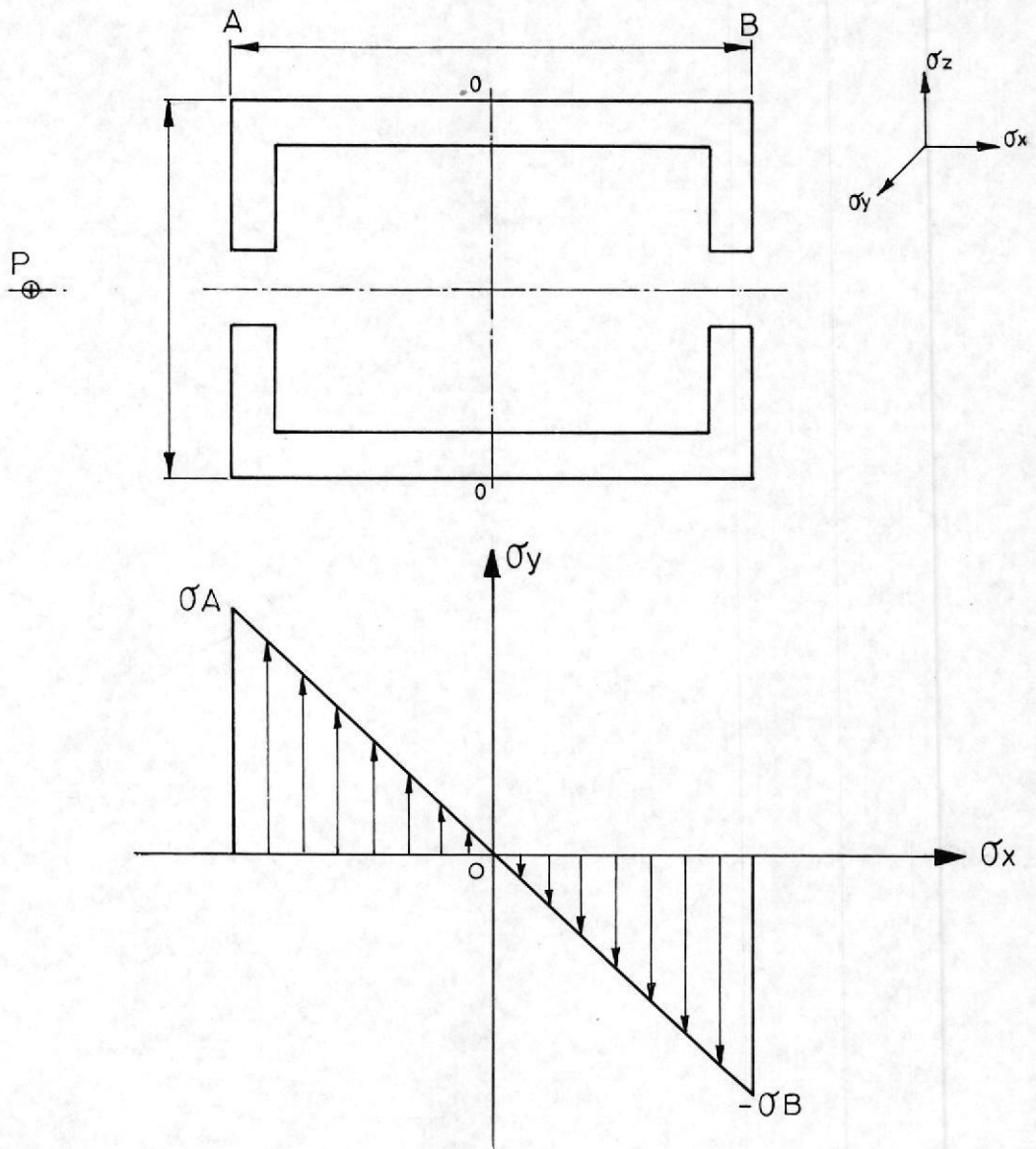


FIGURA 2.10.- ILUSTRACION DE LOS ESFUERZOS, PARTE RECTA.



## CALCULO PARA LA PARTE CURVA:

Para la parte curva adoptaremos dimensiones en base a la parte recta. En este caso sólo se comprueba si estas dimensiones adoptadas resisten a los esfuerzos de tensión circunferencial y transversal, así como el esfuerzo radial. Es sobre todo importante, en vigas curvas, el cálculo del esfuerzo radial ( $\sigma_r$ ), que en algunas ocasiones supera el esfuerzo de tensión circunferencial, produciendo fracturas en el punto de unión, entre el ala y el alma de la viga, sobre todo en el caso de materiales frágiles.

Este punto de unión, al que nos referimos, es en el caso de vigas, el punto donde se produce el esfuerzo máximo.

Además de ser el punto de unión, debe ser el punto donde el radio de curvatura es menor. Ver la Figura N° 2.11, en la siguiente página.

En lo que se refiere a los esfuerzos circunferenenciales ( $\sigma_c$ ), es decir, de tensión o compresión en

la dirección tangencial de la curva, estos ya no tienen la misma distribución que en el caso de la viga recta.

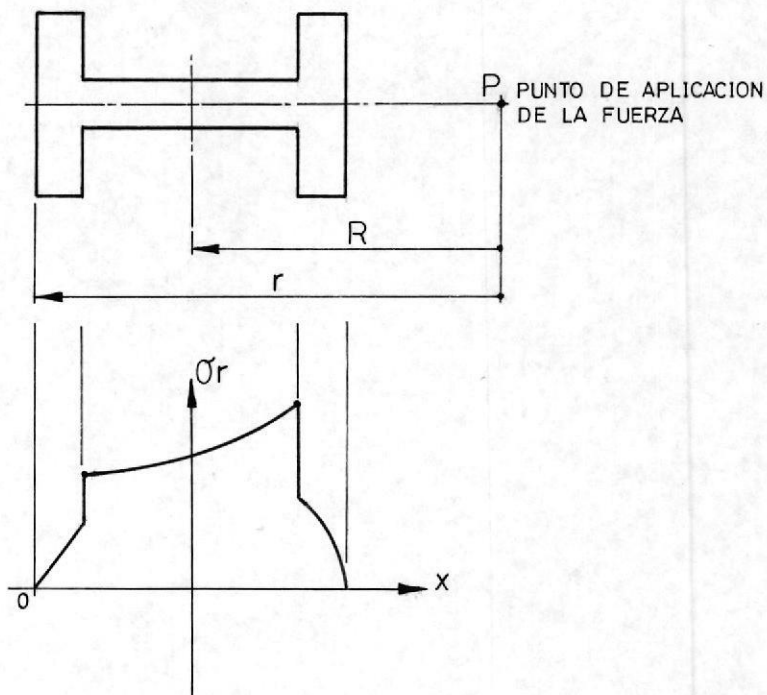


FIGURA 2.11.- PUNTO DE APLICACION Y DISTRIBUCION DE LOS ESFUERZOS RADIALES.

La distribución no es lineal, y el punto donde el esfuerzo circunferencial  $\sigma_c$ , ya no coincide con el eje neutro de la viga, Ver Figura N°2.12 Además en este caso debemos considerar la presencia del esfuerzo transversal ( $t$ ) presente en las alas de la viga. Cuya dirección es en di-

rección perpendicular, tanto para  $r$ , como para  $c$ , y que tiende a tensionar las alas. Ver Figura N° 2.12.

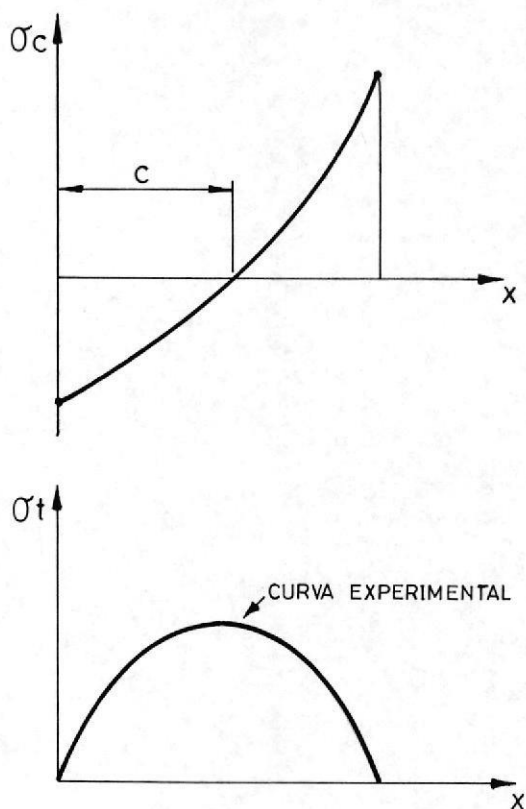
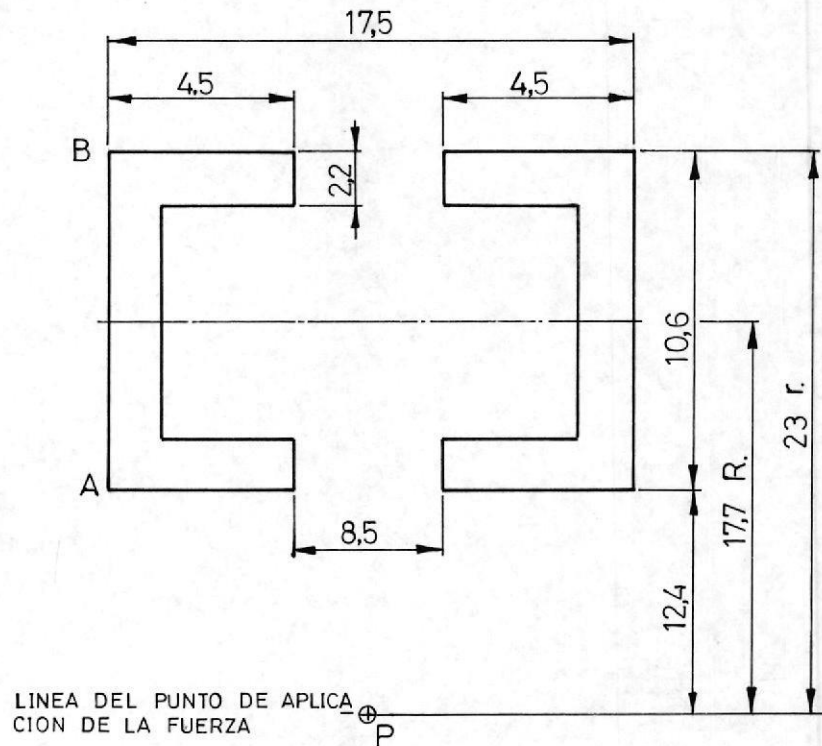


FIGURA 2.12.- TENSIONES CIRCUNSFERENCIALES Y TRANSVERSAL

DIMENSIONES CONSIDERADAS PARA LA VIGA CURVA:

A partir de la parte recta, y por consideraciones básicas de la estética y diseño, escogemos la misma sección, 2 canales, a los que

les hacemos el nuevo dimensionamiento y la comprobación respectiva de resistencia los diferentes esfuerzos presentes en esta parte del cuerpo.



$r$ .-radio máximo

$R$ .-radio al eje neutro de la viga.

FIGURA 2.13.- DIMENSIONES DE LA PARTE CURVA

Medidas en cm.

$r$  = Radio máximo

$R$  = Radio al eje neutro de la viga



#### CALCULO DE LA TENSION CIRCUNSFERENCIAL:

Calcularemos el esfuerzo circunferencial tanto en la fibra interior y exterior de la sección A. B.

Usaremos la fórmula de Winkler - Bach, que a pesar de tener limitaciones, l go, sin embargo nos dá resultados muy aproximados a la realidad.

$$\sigma_c = \sigma_1 + \sigma_2 = \pm P/A \pm M/AR \left(1 + 1/Z \frac{Y}{R+Y}\right) \quad (2.9)$$

Donde:

$\sigma_1 = \pm P/A$ , es el esfuerzo producido por la carga axial y  $\sigma_2$  es el producido por el momento flector,  $M$ ;  $A$  es el área de la sección;  $Z$ , es una característica geométrica de la sección que guarda cierta similitud con el momento de inercia en -

La fórmula de las vigas rectas y que debe ser calculada por la siguiente ecuación:

$$Z = -1/A \int \frac{Y}{R+Y} dA \quad (2.10)$$

Por otro lado,  $R$ , significa el radio de curvatura de la viga y  $Y$  es la ordenada, desde el eje baricéntrico (no del eje neutro) hasta un  $dA$  - cualquiera. Ver Figura 2.14.

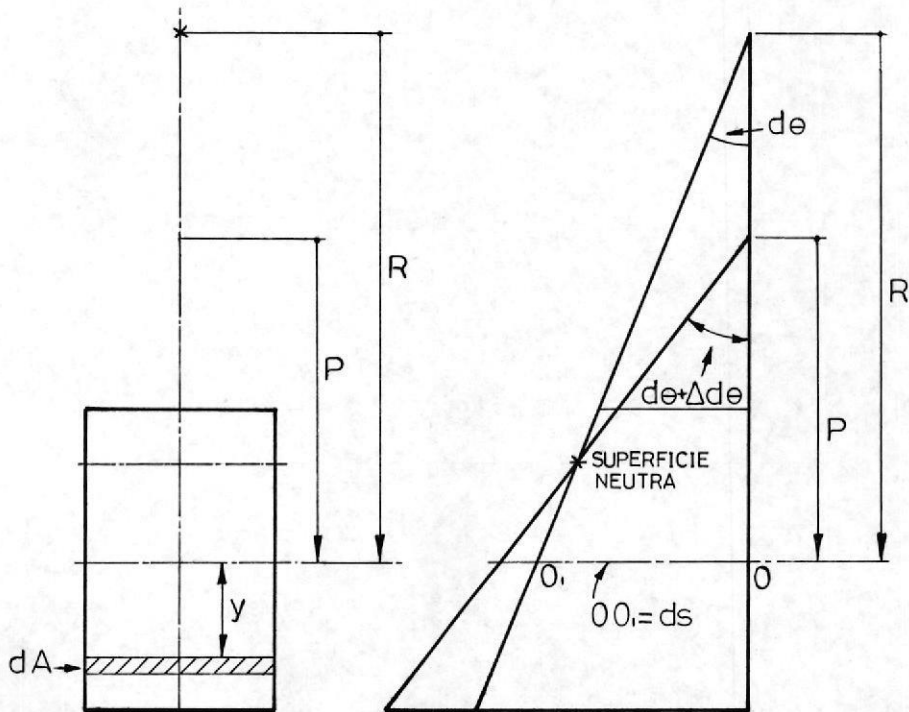


FIGURA 2.14.- DESPLAZAMIENTO EN LA SECCION UNA VEZ APLICADOS LOS ESFUERZOS A UNA VIGA - CURVA.

Calculamos en primer lugar  $Z$ , designamos las áreas para nuestra viga de la siguiente forma:

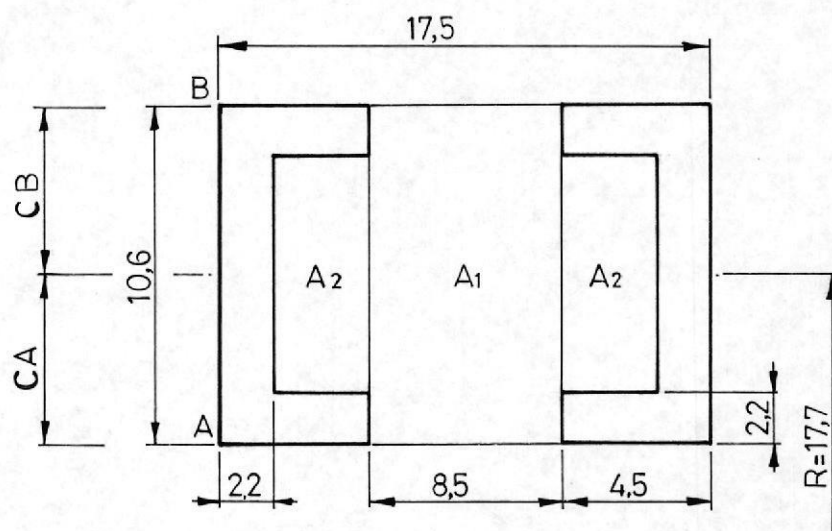


FIGURA 2.15.- DESIGNACION DE LAS AREAS EN SECCION DE LAS VIGAS CURVA.

$A_T$  = Area total

$A_1$  = Area intermedia

$A_2$  = Area entre las alas de la sección

$Z_1$  = Será entonces:



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA

$$Z = -1/A_T \int \frac{Y}{R+Y} dA_T + 1/A_1 \int \frac{Y}{R+Y} dA_1 + 2 \cdot 1/A_2 \int \frac{Y}{R+Y} dA_2 \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned} A_T &= 185.5 \text{ cm}^2 & dA_T &= 17.5 \text{ dy} \\ A_1 &= 90.1 \text{ cm}^2 & dA_1 &= 8.5 \text{ dy} \\ A_2 &= 14.3 \text{ cm}^2 & dA_2 &= 2.3 \text{ dt} \end{aligned}$$

$$Z = -\frac{17.5}{185.5} \int_{-5.3}^{5.3} \frac{Ydy}{17.7+Y} + \frac{8.5}{90.1} \int_{-5.3}^{5.3} \frac{Ydy}{17.7+Y} +$$

$$\frac{2(2.3)}{14.26} \int_{-3.1}^{3.1} \frac{Ydy}{17.7+y}$$

$$Z = -\frac{17.5}{185.5} Y - 17.7 \ln(17.7+Y) \int_{-5.3}^{5.3} + \frac{8.5}{90.1}$$

$$\{Y - 17.7/n(17.7 + Y)\} \int_{-5.3}^{5.3} + \frac{4.6}{14.26} \{Y - 17.7\} \int_{-3.1}^{+3.1}$$

$$Z = 0.040 \text{ cm}^3$$

Como la viga está sometida a esfuerzos fluctuan-

tes debo hacer los cálculos de los esfuerzos respectivos.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (\text{Esfuerzo alternante}) \quad (2.12)$$

$$\sigma_m = \pm M/AR \left( 1 + 1/Z \cdot \frac{Y}{R + Y} \right) \pm P/A \quad (\text{esfuerzo medio}) \quad (2.13)$$

El punto crítico determinado de un examen visual es el punto A. Ver la Figura 2.13 y 2.15.

CALCULO DE LOS DIFERENTES ESFUERZOS:  $\sigma_{\max}$  es:

$$\sigma_{A \max} = \frac{M_{\max}}{AR} \left( 1 + \frac{1}{Z} \cdot \frac{C_A}{R + C_A} \right) + \frac{P_{\max}}{A} \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{A \max} &= \frac{(5000)(17.7)}{(185.5)(17.7)} \left( 1 + \frac{1}{0.040} \cdot \frac{5.3}{17.7 + 5.3} \right) \\ &+ \frac{5000}{185.5} \end{aligned}$$

$$\sigma_{A \max} = 209.20 \text{ Kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo mínimo en A.

$$\sigma_{\min} = - \frac{M_{\min}}{AR} \left( 1 + \frac{1}{Z} \frac{C_A}{R + C_A} \right) - \frac{P_{\min}}{A} \quad (2.15)$$

$$\sigma_{\min} = - \frac{(350)(17.7)}{(185.5)(17.7)} \left( 1 + \frac{1}{0.040} \cdot \frac{5.3}{17.7 + 5.3} \right) - \frac{350}{185.5}$$

$$\sigma_{A \min} = - 14.64 \text{ Kg/cm}^2$$

Donde el esfuerzo alternante,  $\sigma_a$ , es:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{209.20 + 14.64}{2}$$

$$\sigma_{Aa} = 111.92 \text{ Kg/cm}^2$$

Y por último el esfuerzo medio en A, será:

$$\sigma_m = \sigma_{\max} - \sigma_a$$

$$\sigma_m = 209.20 - 111.92 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_m = 97.28 \text{ Kg/cm}^2$$

Calculo el factor de seguridad a la fluencia en A

$$n_A = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{2100 \text{ Kg/cm}^2}{209.20 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$n_A = 10$$

El factor de seguridad para falla por fatiga,  $n_f$ , es:

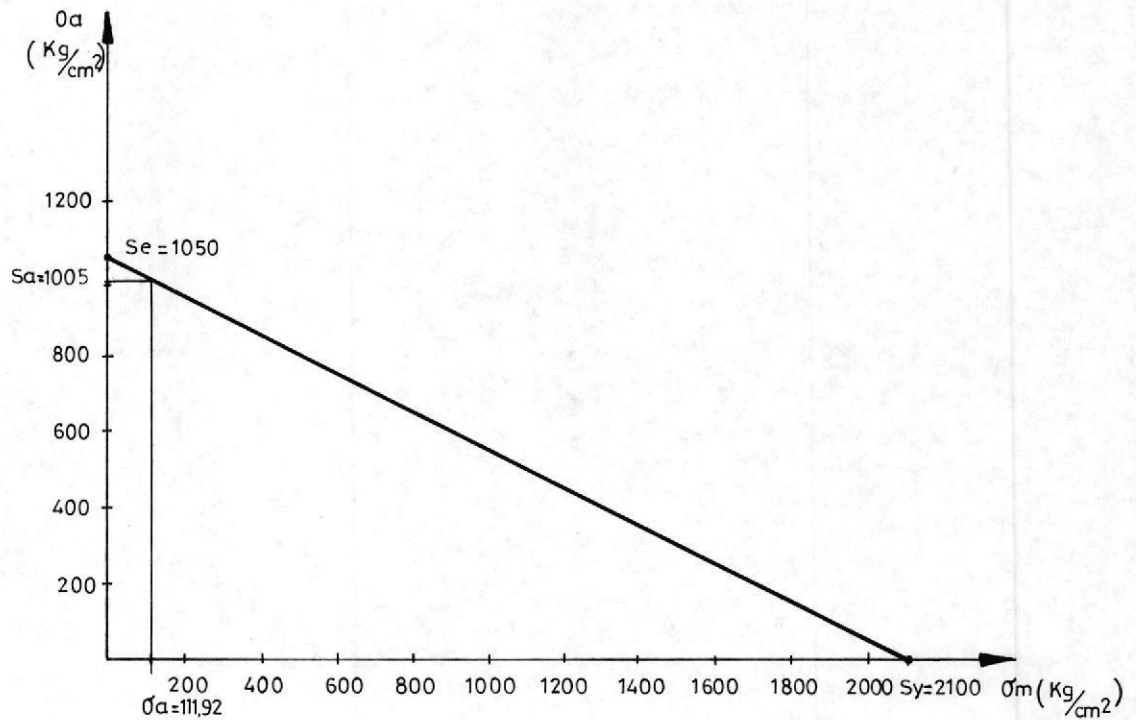
$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a}$$

$S_a$  es deducido del gráfico  $S_e$  - vs  $S_y$ , donde,  
 $S_e = K S_e' = 0.5 K S_{ut}$ . y  $S_{ut} \approx S_y$ .

$K$  en este caso no lo consideramos teniendo en cuenta que los factores que afectan a la resistencia en este caso serán absorbido por el factor de seguridad. Es decir  $K = 1$ .

$$S_e = 0.5 (2100 \text{ Kg/cm}^2) = 1050 \text{ Kg/cm}^2$$

Graficamos  $S_e$  vs  $S_y$ .



De donde:

$$nf = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{1050}{111.92}$$

$$nf = 8.97$$

Que es el valor del factor de seguridad que gobierna el diseño en la parte curva. Y factor de seguridad que gobierna el cuerpo es  $n = 3.85$ , que corresponde al factor por falta estática en la parte recta.

### 2.3 CALCULO Y SELECCION DEL VOLANTE Y DEL MOTOR.-

Los datos que tendremos en cuenta en nuestro di  
seño.

1. Presión máxima de estampado:  $P = 5000 \text{ Kg.}$
2. Longitud máxima de carrera:  $c = 2 e_{\max} = 32 \text{ mm.}$
3. Velocidad nominal del volante  $n = 200 \text{ rpm.}$
4. Grado de irregularidad del volante. que se define:

$$\delta = \frac{n_2 - n_1}{n} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega} \quad (2.16)$$

cuyo valor en el caso de prensas mecánicas sus valores oscilan entre:  $\delta = 0.05 \div 0.2.$

5. El material seleccionado para el volante es de fundición gris, con las mismas caracterís  
ticas ya enunciadas en el diseño del cuerpo.

Su densidad,  $\rho = 69.50 = 7350 \text{ Kg/m}^3$ .

6. Las características geométricas del volante, serán según la Figura 2.16.

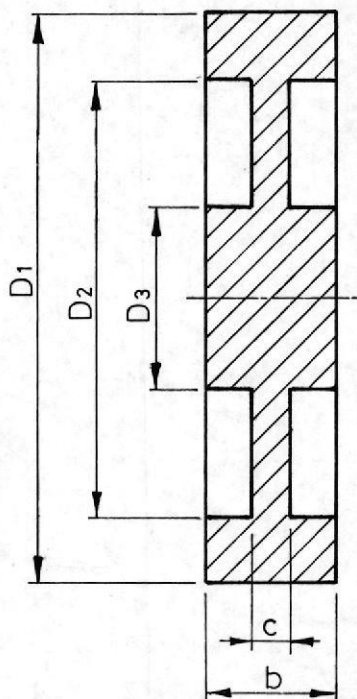


FIGURA 2.16.- DIMENSIONES DEL VOLANTE

Donde asumimos:

$$D_2 = 295 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} D_3 &= 120 \text{ mm} \\ b &= 60 \text{ mm} \\ c &= 20 \text{ mm} \end{aligned}$$

Cálculo del diámetro exterior del volante,  $D$ , la masa del volante,  $M$ , y el momento de inercia,  $I$ . Primero calcularemos el momento de inercia,  $I$  del volante.

De Ross: La energía cinética necesaria para el troquelado en una vuelta del volante.

$$\Delta E_c = \frac{I}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (2.17)$$

donde:  $\omega_2$  es la velocidad angular máxima alcanzada por el volante y  $\omega_1$  es la velocidad angular mínima del volante en el momento de troquelado.

Y se relacionan de la siguiente manera:

$$\delta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega}$$

y  $\omega$  es la velocidad media o nominal.

Por otro lado según Rossi:

$$\Delta E_c = Q \cdot c. \quad (2.18)$$

donde  $Q$  es la fuerza máxima de corte y  $c$  es la distancia entre el pisón y el punto muerto inferior. Este viene dado por la siguiente tabla. Más adelante explicaremos la forma de calcularlo.

TABLA IV  
VALORES DE  $c$  PARA DISTINTOS TIPOS DE PRENSA

TIPO DE PRENSA	VALOR DE $c$ (mm)
De corte con comando directo.	1.58 a 6.35
De embutición con reductor.	12.7 a 25.4

El valor de  $c$  asciende de acuerdo a la capacidad de la prensa. (A mayor capacidad, mayor valor de  $c$ ).

En nuestro caso a sumo  $c = 1.58$  mm, que corresponde a prensas de poca capacidad.

Entonces: según fórmula (2.18)

$$\Delta Ec = (5000 \text{ Kg}) (1.58 \text{ mm})$$

$$\Delta Ec = 7.9 \text{ Kg f} - \text{m}$$

que es la energía absorbida en el troquelado

De fórmula (2.17), tenemos que:

$$I = \frac{2\Delta Ec}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \quad (2.19)$$

CALCULO  $\omega_2$  y  $\omega_1$ :

DE (2.16) donde asumimos  $\delta = 0.1$  y  $\omega = 20.94 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

$$\delta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega}$$

por otro lado

$$\underline{\omega} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2} \quad (2.20)$$

Despejando de las 2 ecuaciones  $\omega_1$  y  $\omega_2$ , nos da que:

$$\omega_2 = 21.98 \text{ rad/s}$$

$$\omega_1 = 19.89 \text{ rad/s}$$

I será entonces:

$$I = \frac{2 (7.9 \text{ Kg} \cdot \text{m})}{21.98^2 - 19.89^2} = 0.18$$

$$I = 0.18 \text{ Kg}_m \cdot \text{m}^2$$

Para calcular  $D_1$  utilizamos la expresión general del momento de inercia del volante. Ver Figura - 2.16.

$$I = \frac{\pi}{32} b \cdot \delta \cdot D_1^4 - \frac{\pi}{32} (b-c) \delta D_2^4 + \frac{\pi}{32} (b-c) \delta D_3^4$$

donde  $\delta$  es, la densidad de la fundición gris;



$$\delta = 6950 \text{ Kgm/m}^3$$

Tenemos que  $D_1$ , es:

$$D_1 = \frac{1}{b} \left( \frac{32I}{\pi \delta} + (b - c) D_2^4 - (b - c) D_3^4 \right)^{1/4}$$

Todas las dimensiones en metros, m.

Reemplazando valores tenemos que:

$$D_1 = 350 \text{ mm}$$

La Masa del Volante es; de la tabla de masa y energía para diferentes configuraciones de volante, ver apéndice, tenemos las masas en función de las dimensiones del volante.

$$m_1 = 6126 b (D_1^2 - D_2^2) \quad (2.21)$$

$$m_2 = 6126 c (D_2^2 - D_3^2) \quad (2.22)$$

$$m_3 = 6126 b D_3^2 \quad (2.23)$$

Y la masa total  $M$ , será:

$$M = m_1 + m_2 + m_3 \quad (2.24)$$

Las dimensiones en metros y masas en Kgm.

Calculamos  $m_1$ , de (2.21)

$$m_1 = 6126 \left( \frac{60}{1000} \right) \left[ \left( \frac{350}{10.00} \right)^2 - \left( \frac{295}{10.00} \right)^2 \right]$$

$$m_1 = 13.0 \text{ Kgm}$$

Y  $m_2$ , será, según (2.22)

$$m_2 = 6126 \left( \frac{20}{1000} \right) \left[ \left( \frac{295}{1000} \right)^2 - \left( \frac{120}{1000} \right)^2 \right]$$

$$m_2 = 8.9 \text{ Kgm}$$

Por otro lado  $m_3$ , según (2.23) es:

$$m_3 = 6126 \left( \frac{60}{1000} \right) \left( \frac{120}{1000} \right)^2$$

$$m_3 = 6126 \left(\frac{60}{1000}\right) \left(\frac{120}{1000}\right)^2$$

$$m_3 = 5.3 \text{ Kgm}$$

Finalmente M, será según fórmula (2.24)

$$M = 13.0 + 8.9 + 5.3.$$

$$M = 27.24 \text{ Kgm}$$

CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.-

La potencia del motor la calculamos con la siguiente expresión, recomendada por Rossi:

$$H = \frac{Q \cdot c \cdot n}{4500 \eta} \quad (2.25)$$

donde:

H, está en c.v.

Q·c en Kgf-m

n, en rpm (velocidad media del volante)

$\eta$ , rendimiento, asumo 0.85

tenemos que:

$$H = \frac{(7.9 \text{ Kg-m}) (200 \text{ rpm})}{4500 (0.85)} = 0.413 \text{ c.v}$$

$$H = 0.4 \text{ HP}$$

Teniendo en cuenta las pérdidas por fricción, elijo un motor de  $H = 0.5 \text{ HP}$

#### 2.4 CALCULO Y DISEÑO DEL CIGUEÑAL.-

Muchos fabricantes consideran el conjunto del cigueñal de una serie de elementos, como puede ser el embrague-freno. Si embargo aquí sólo consideraremos en este apartado al eje-cigueñal.

Para su diseño seguiremos los siguientes pasos:

1. Definir gráficamene el tipo de eje-cigueñal y sus dimensiones.
2. Calcular las distintas fuerzas y tonques - ejercidas sobre el eje.

3. Hacer el diagrama de cuerpo libre y proceder al cálculo y diseño del cigueñal.

1. Gráficamente el cigueñal lo podemos representar de la siguiente forma:

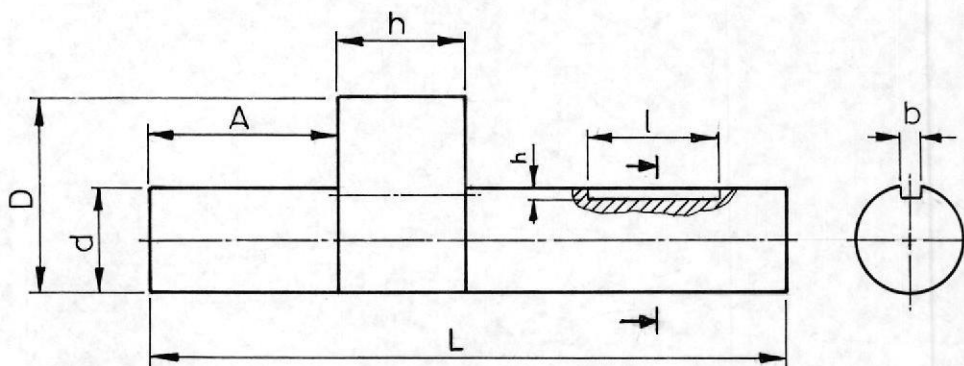


FIGURA 2.17.- REPRESENTACION ESQUEMATICA DEL CIGUEÑAL

Donde:

$$h = 52 \text{ mm}$$

$$L = 372 \text{ mm}$$

$$A = 117.5 \text{ mm}$$

Todas estas dimensiones vienen dadas por la geometría del cuerpo. Las demás vienen definidas por el diámetro  $d$  que resulte del cálculo y en el caso del diámetro  $D$  también es definido por la longitud de carrera.

## 2. Cálculo de las fuerzas y momentos ejercidos sobre el eje cigueñal.

- Fuerza vertical ejercida sobre la excéntrica, y que varía según la posición del pistón  $F_{\max}$  ( $F_v$ ).
- Las reacciones respectivas en el bastidor  $R_1$  y  $R_2$ .
- Torque  $T_E$  producido sobre el eje por la fuerza en la dirección de la biela,  $F$ .
- Torque producido por el freno y los puntos de fricción entre el cuerpo y el eje.

- Desde el punto de vista práctico hay que tener en cuenta la fuerza negativa producida al extraer el punzón de la tira de la chapa,  $F_{min}$ .

#### CALCULO DE LAS FUERZAS $F$ Y $F_v$ :

Estas fuerzas son las correspondientes a cualquier punto del recorrido. Para explicar el cálculo nos servimos de la Figura 2.17.

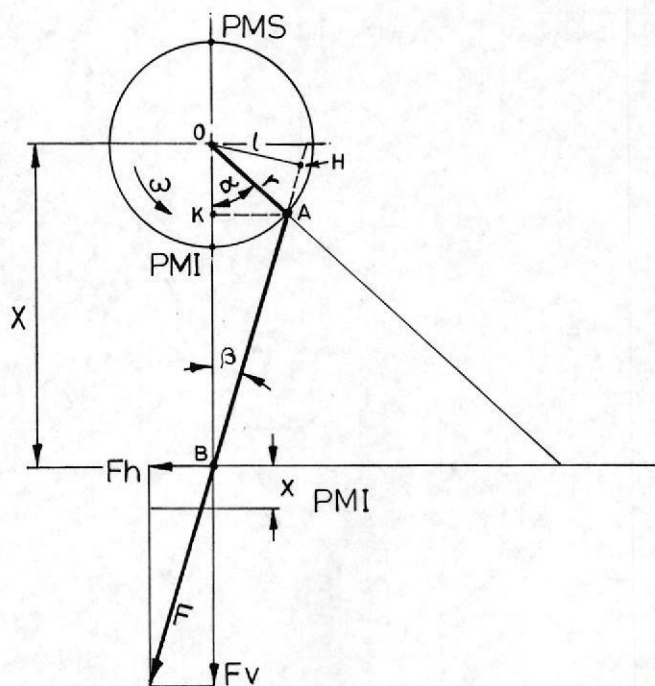


FIGURA 2.13.- PRINCIPIO DEL SISTEMA BIELA-MANIVELA



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA

De esta figura podemos analizar el comportamiento tanto de  $x$ , como de la velocidad del pistón y la fuerza  $F$ , disponible.

Para el desplazamiento  $x_1$  tenemos que:

$$x = r(1 - \cos \omega t) + \frac{r^2}{2L} \text{Sen}^2 \omega t \quad (2.26)$$

Aproximando: dado que  $2L$  es grande en relación al numerador.

$$x = r(1 - \cos \omega t) \quad (2.27)$$

La velocidad del pistón viene dada por las expresiones:

$$v = \omega r \text{sen } \omega t \left(1 + \frac{r}{L} \text{Cos } \omega t\right) \quad (2.28)$$

Aproximando

$$v = \omega r \text{Sen } \omega t \quad (2.29)$$

Graficamente tenemos:

En la Figura 2.18, el desplazamiento  $x$  es presentado en función del ángulo de rotación  $\alpha$  de la manivela.

En la Figura 2.10 el cociente entre el desplazamiento y la longitud de carrera  $x/c$ , es graficado en función del ángulo  $\alpha$ .

Aquí se observa el comportamiento matemático tanto del desplazamiento como de la velocidad, que serán muy importantes para entender como se comporta la fuerza durante el recorrido del pistón. Como se ve la fuerza de impacto del pistón en cada punto del recorrido es variable ya que la energía cinética acumulada, es función de la velocidad.

La fuerza ejercida por el pistón, sobre el punto excéntrico producirá un momento:

$$M = F \cdot \rho \quad (2.30)$$

donde:



F : Es la fuerza ejercida sobre la excéntrica -  
en la dirección de la biela.

$\ell$  : distancia perpendicular desde el centro o  
del eje a la línea  $\overline{BH}$  de la biela. Ver -  
Figura 2.17.

Esta distancia  $\ell$ , también es variable y es -  
función de la posición del punto excéntrico, es  
decir de  $\alpha$ . De la Figura 2.17, tenemos que:

$$\ell = r \text{ Sen } (\alpha + \beta) \quad (2.31)$$

donde:  $B = \text{arc Sen } \left( \frac{r}{L} \text{ Sen } \alpha \right)$

Para calcular la fuerza F tenemos:

$$F = \frac{M}{\ell} = \frac{M}{r \text{ Sen } (\alpha + \beta)} \quad (2.32)$$

Para nuestros cálculos nos interesa saber la -  
fuerza máxima y mínima disponible en el pisón,  
en función de su posición respecto al punto muerto  
inferior.

Analizando la ecuación anterior (2.32). Ver gráfico, Figura 2.19, tenemos que:

- La fuerza mínima vendrá dada cuando  $\alpha + \beta = 90^\circ$  y  $r = \ell$ , que correspondería al valor mínimo para iniciar la embutición, en el caso de que sea prensa de ese tipo. Y que corresponde al valor de  $x = C/2$ , donde  $C$  es la longitud de carrera.
  
- La fuerza máxima viene dada cuando:  $\alpha + \beta = 0$  y  $\ell = 0$  es decir cuando  $F = F_v$ ,  $F_v$  es la fuerza vertical, y es el momento que la prensa desarrolla su máxima fuerza, o sea  $F = Q$  donde  $Q$  es la capacidad máxima, en nuestro caso  $Q = 5000$  Kgf. Pero teóricamente el valor de  $F$ , según (2.32), se convierte en infinito, y no existe material que tenga resistencia infinita. En realidad aquí, el valor de  $F$  es indeterminado, en el PMI. Por tanto, es necesario definir el valor de  $F$  lo más cercano posible al P.M.I.

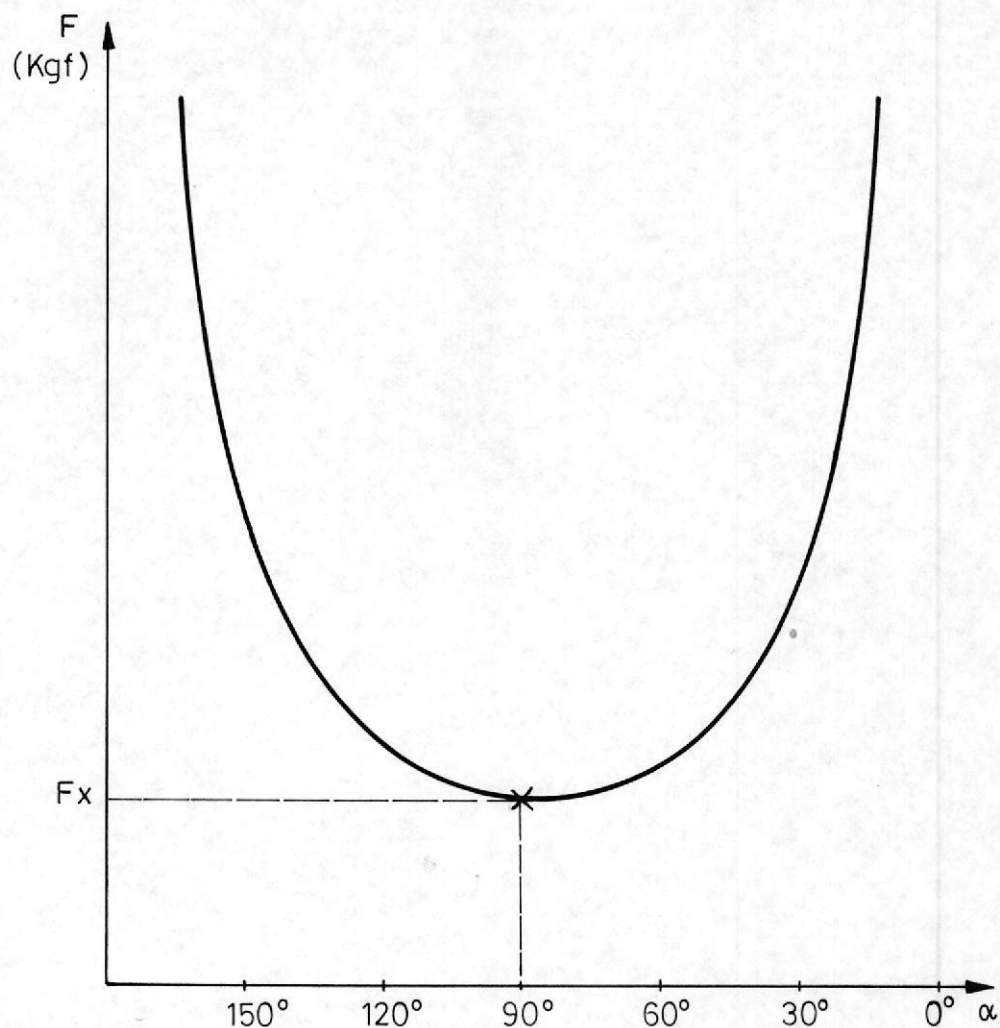


FIGURA 2.19.- ANALISIS GRAFICO DE F EN FUNCION DE  $\alpha$

En Francia, Estados Unidos y Gran Bretaña, la fuerza nominal es definida a una distancia del - PMI de: 1", 1/2", 1/4", 1/16", dependiendo del - tipo y capacidad de la prensa. Esta distancia - es la que definimos anteriormente como  $c$  (minús- cula). En Alemania Federal los constructores in- dican la fuerza nominal ( o máxima) en posiciones

angulares del punto excéntrico , entre  $20^\circ$  o  $-30^\circ$  sobre el P.M.I.

En nuestro caso la distancia del pisón al P.M.I donde se alcanza la máxima fuerza,  $c = 1.58$  mm, que ya lo hemos utilizado anteriormente, en el cálculo del volante. Es recomendable entonces de finir la prensa como de  $Q = 5000$  Kg a  $c = 1.58$  mm, para  $F_{max}$ .

Conocida la distancia a la que se da la fuerza máxima  $F_{max}$ , podemos calcular la fuerza ejercida por el pisón en cualquier punto del recorrido. Con la siguiente relación. De la Figura 2.19.

$$M = F_{max} \ell_c = F_x \ell_x \quad (2.33)$$

$$F_x = F_{max} \frac{\ell_c}{\ell_x} = F_{max} \frac{\text{Sen}(\alpha_c + \beta_c)}{\text{Sen}(\alpha_x + \beta_x)} \quad (2.34)$$

donde:

$\ell_d$  : Brazo correspondiente a la distancia  $c$ .

$\ell_x$  : Brazo correspondiente a  $x$ ,

$F_x$  : Fuerza disponible a la distancia  $x$  del PMI.

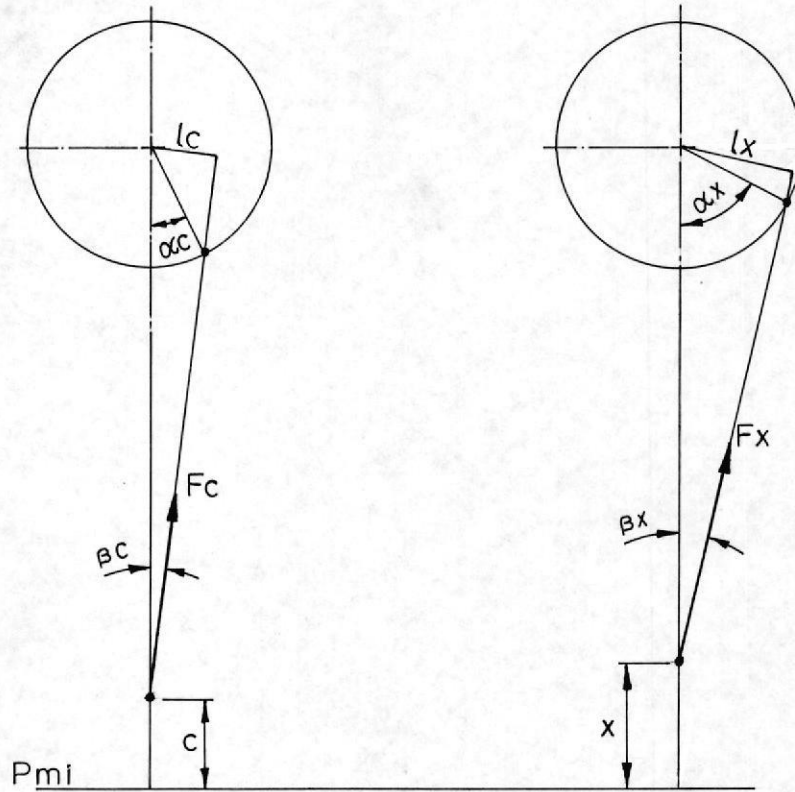


FIGURA 2.20.- ILUSTRACION DE LAS DISTANCIAS Y ANGULOS PARA  $F_{max}$  Y  $F_x$ .

Calculamos la fuerza mínima  $F_x$  para  $\alpha = 90^\circ$ . Para eso necesitamos saber  $l_c$  y  $l_x$ . Ya que  $F_{max}$ , la conocemos que es 5000 Kg f.

Del gráfico Figura 2.18, tenemos que:

$$l = X \operatorname{Sen} \beta = X \frac{e}{L} \operatorname{Sen} \alpha \quad (2.35)$$

Para  $l_c$  tenemos:

$$l_c = x_c \cdot \frac{e}{L} \cdot \operatorname{Sen} \alpha_c \quad (2.36)$$

Donde:

$$x_c = L + r - c = 160 + 16 - 1.58$$

$$x_c = 174.4 \text{ mm}$$

Y si  $\alpha$  es:

$$\alpha = \operatorname{arc} \cos \frac{x^2 + r^2 - L^2}{2r x} \quad (2.37)$$

$$\alpha_c = \operatorname{ar} \cos \frac{174.4^2 + 16^2 - 160^2}{2(16)(174.4)}$$

$$\alpha_c = 24.5^\circ$$

Reemplazando valores en (2.36), tenemos:

$$l_c = (174.4) \cdot \frac{16}{160} \text{ Sen } 24.50$$

$$l_c = 7.23 \text{ mm}$$

Siguiendo el mismo procedimiento cálculo  $l_x$ , para  $\alpha_x = 90^\circ$  y  $X_x = 159.2 \text{ mm}$ .

$$l_x = 15.92 \text{ mm}$$

La fuerza mínima ejercida en la dirección de la biela  $F_x$ , para  $\alpha = 90^\circ$ , será de (2.34)

$$F_x = F_{\max} \frac{l_c}{l_x} = (5000) \frac{7.23}{15.92}$$

$$F_x = 2270 \text{ Kgf}$$

Y la fuerza mínima en la dirección vertical será:

$$F_v = F_x \text{ Cos } \beta \quad (2.38)$$

$$\text{Si } \alpha = 90^\circ$$

$$\beta = \text{Sen}^{-1} \left( \frac{r}{L} \right) = \text{Sen}^{-1} \left( \frac{16}{160} \right)$$

$$\beta = 5.750$$

$$F_v = 2270 \cdot \text{Cos } 5.750$$

$$F_v = 2258.65 \text{ Kgf}$$

Que es la fuerza mínima que soporta el eje, o que es lo mismo, la fuerza mínima vertical almacenada por el pisón. En el caso de embutido es te dato es importante.

CALCULO DE LA FUERZA  $F_{\min}$  o FUERZA DE EXTRACCION,  $F_{\text{ex}}$ .

Esta fuerza es la fuerza de extracción del punzón, que corresponde a un porcentaje de la fuerza máxima, y depende de la dimensión del material sobrante.

Muchas escuelas de ingeniería de Inglaterra, recomiendan las siguientes relaciones empíricas.

- Recortado en plena chapa :  $F_{ex} = 7\% F_{max}$

- Material sobrante superior a tres veces el espesor. :  $F_{ex} = 2 \text{ a } 7\% F_{max}$

- Material sobrante normal :  $F_{ex} = 2\% F_{max}$

En nuestro caso donde no sabemos las condiciones futuras de trabajo de la prensa, asumo:

$$F_{ex} = 7\% F_{max} \quad (2.39)$$

Por lo tanto, de (2.39), nos dá:

$$F_{ex} = 350 \text{ Kgf}$$

que es una fuerza negativa en el caso del diagrama de cuerpo libre.



CALCULO DEL TORQUE EJERCIDO POR EL MOTOR, T:

De Shigley:

$$T = \frac{63000 H}{n} \quad (2.40)$$

Donde:

T : En lb-pulg.

H : En HP

n : En rpm.

$$T = \frac{63000 (0.5 \text{ HP})}{200 \text{ rpm}} = 157.5 \text{ lb-pul.}$$

$$T = 1.82 \text{ Kg-m}$$

que será el torque que vencerá todas las pérdidas por fricción, más el torque necesario en el momento del troquelado.

CALCULO DEL PESO DEL VOLANTE,  $W_v$ :

El peso viene dado por:

$$W_v = M \cdot g =$$

$$W_v = 32 \text{ Kg f}$$

este dato es tomado de pesar directamente el volante, este valor teóricamente sale menor.

CALCULO DE LA FUERZA EJERCIDA POR LA BANDA, A:

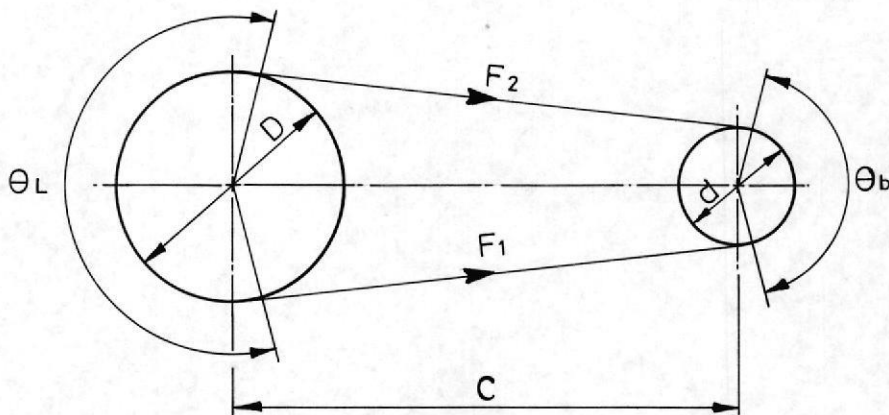


FIGURA 2.21.- ESQUEMA DE LA TRANSMISION DE BANDAS



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA

La relación entre  $F_1$  y  $F_2$ , vienda dada por:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} \quad (2.41)$$

Considerando que la fuerza centrífuga es despreciable en la banda. Donde  $f$ , es el coeficiente de fricción y  $\theta$ , es el ángulo de contacto.

Según Shigley, para bandas de caucho o hule  $f = 0.35$ .

Calculamos  $\theta_L$

$$\theta_L = \pi + 2 \operatorname{Se}^{-1} \frac{D-d}{2C}$$

donde:

$$D = 350 \text{ mm}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$C = 450 \text{ mm}$$

$$\theta_L = 225^\circ \text{ ó } 3.92 \text{ rad.}$$

Según (2. 41) , tenemos;

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{0.35 \times 3.92} = 3.94$$

$$F_1 = 3.94 F_2 \quad (2.42)$$

$$F_1 - F_2 = \frac{2T}{D} \quad (2.43)$$

De la fórmula del torque:  $F = \frac{T}{r}$

$$F_1 - F_2 = 10.2 \text{ Kgt.}$$

De (2. 42), y (2. 43) ; resulta:

$$F_2 = 3.47 \text{ Kgt.}$$

$$F_1 = 13.67 \text{ Kgt.}$$

y A, nos dá un valor de:

$$A = F_1 + F_2 \quad (2.44)$$

$$A = 17.14 \text{ Kgt}$$

3. Diagrama de cuerpo libre del eje, para el punto donde se produce la fuerza máxima.

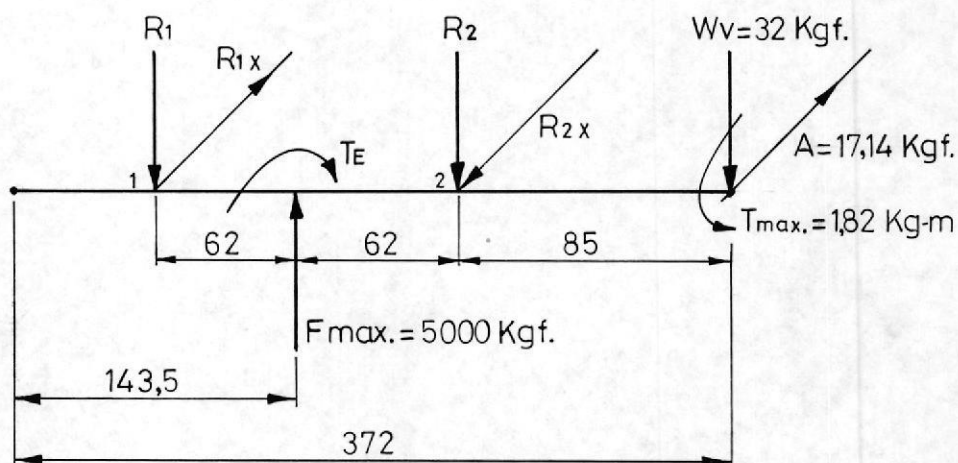


FIGURA 2.22.- DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE PARA  $F_{max}$ ,  
DIMENSIONES EN mm Y KGF.

Para  $F_{max}$ :

$$+ \uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$- W_v - R_1 - R_2 + 5000 = 0$$

$$R_1 + R_2 = 4968 \quad (2.45)$$

$$+ \curvearrowright \Sigma M_1 = 0$$

$$R_2 (124) + (32) (209) - 5000 (62) = 0 \quad (2.46)$$

$$R_2 = 2446 \text{ Kg} \quad (+)$$

$$R_1 = 2522 \text{ Kg} \quad (+)$$

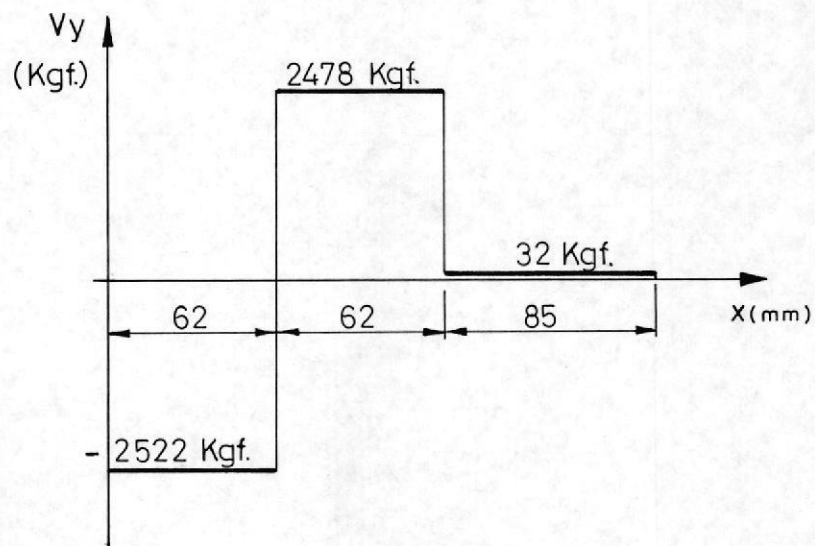


FIGURA 2.23.- DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES EN Y, PARA  $P_{max}$ ,  $V = V_S - X$ ,

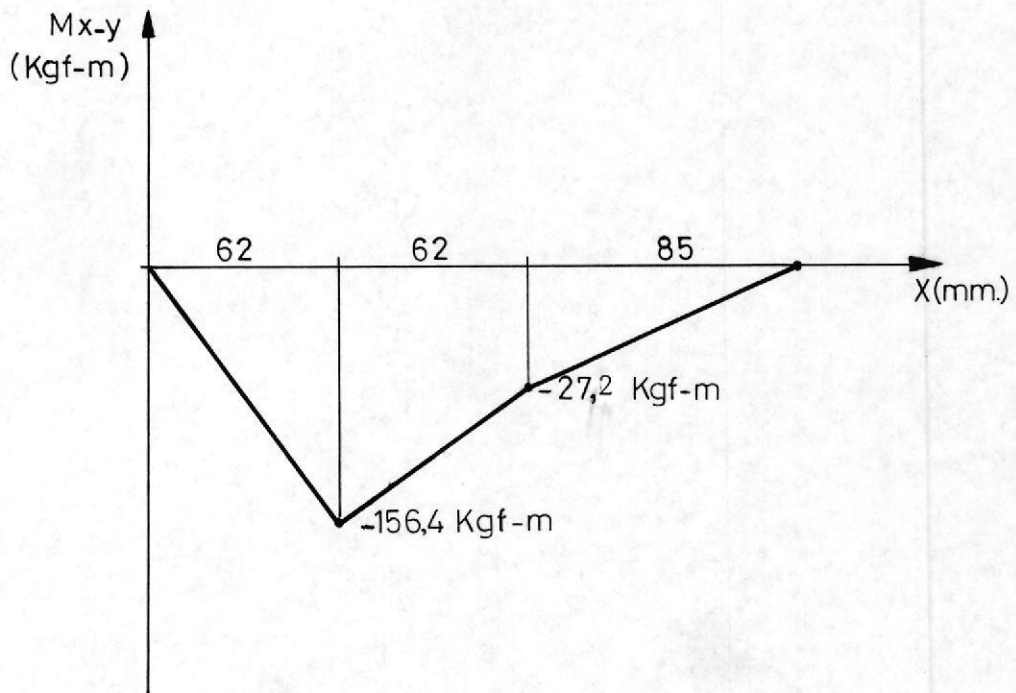


FIGURA 2.24.- DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR EN x-y  
PARA  $P_{max}$ ,  $M - VS - X$ .

Diagrama de cuerpo libre del eje, para el punto -  
donde se produce  $F_{min}$ .

$$+ \uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = 350 - 32 = 0 \quad (2.47)$$

$$R_1 + R_2 = 382 \text{ Kgt}$$

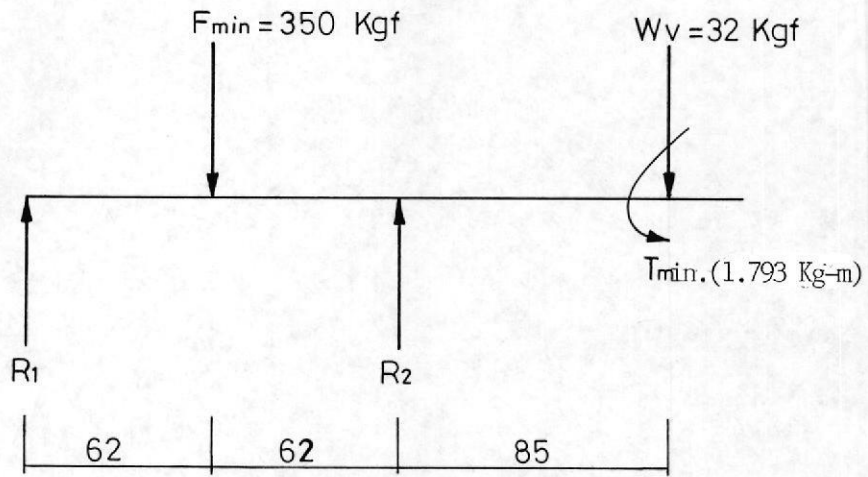


FIGURA 2.25.- DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE PARA  $F_{min}$ .

$$\overset{+}{\curvearrowright} \sum M_1 = 0 \quad (2.48)$$

$$350 (62) - R_2 (124) + 32 (209) = 0$$

$$R_2 = 228.9 \text{ Kgt } ( + )$$

Entonces:

$$R_1 = 153.1 \text{ Kgt } ( + )$$

Diagrama  $V_y - x$ , para  $F_{min}$  en el eje.

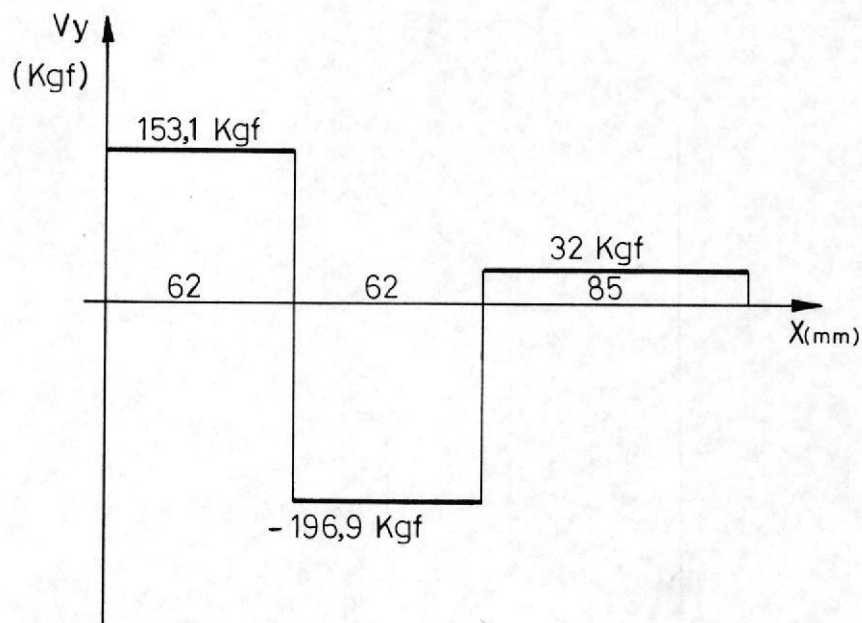


FIGURA 2.26.- DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE, EN FUNCION DE  $x$ , PARA  $F_{min}$ .

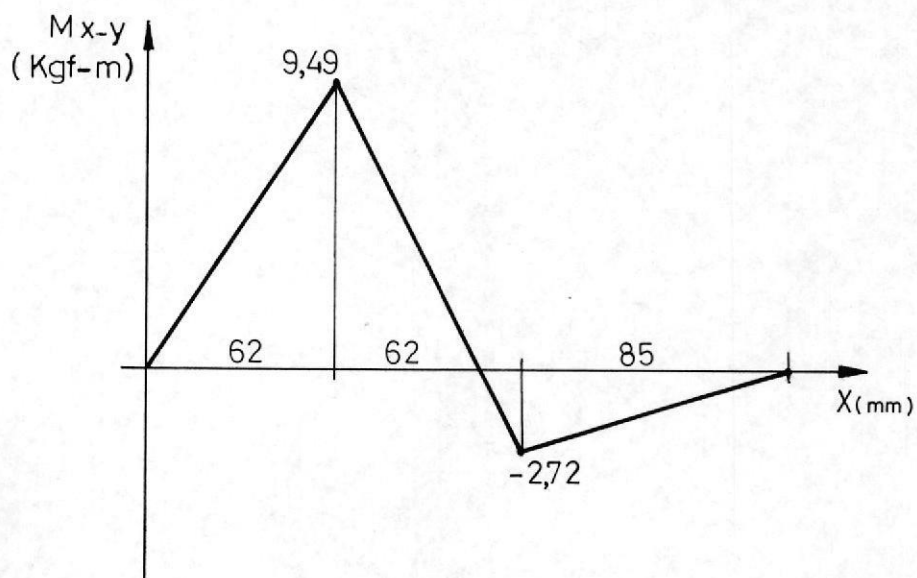


FIGURA 2.27.- DIAGRAMA DE MOMENTOS PARA  $F_{min}$ .

De una observación de ambos diagramas de momentos flectores, tanto para  $F_{max}$ , como  $F_{min}$ , se deduce que en el punto 1 donde se da el momento máximo y mínimo.

$$M_{max} = 9.49 \text{ Kg-m}$$

$$M_{min} = -156.4 \text{ Kg-m}$$

El torque viene dado por:

$T_{max} = 1.82 \text{ Kg-m}$ , y el torque mínimo será, entonces:

$$T_{min} = T_{max} - 7\% T_{max} \text{ (en extracción)} \quad (2.49)$$

$$T_{min} = 1.82 - 0.127 = 1.793 \text{ Kg-m}$$

El torque medio,  $T_m$  y alternante,  $T_a$  será:

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} = \frac{1.82 + 1.793}{2} = 1.80 \text{ Kg-m} \quad (2.50)$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} = \frac{1.82 - 1.793}{2} = 0.014 \text{ Kg-m} \quad (2.51)$$

Para los momentos sus valores medio,  $M_m$  y alterna-  
nante,  $M_a$ , son:

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = \frac{9.49 - 156.4}{2} = - 73.46 \text{ Kg-m} \quad (2.52)$$

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} = \frac{9.49 + 156.4}{2} = 82.95 \text{ Kg-m} \quad (2.53)$$

Entro a calcular el diámetro del eje,  $d$ .

Utilizo la fórmula, para el diámetro, de la teoría del esfuerzo máximo por torsión y flexión o la fórmula de Westinghouse.

Para un acero AISI/SAE 4337 (ASSAB 705)

$$S_y = 70 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_{ut} = (90 - 100) \text{ Kg/mm}^2 \text{ asumo } 100 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e'$$

De Shigley

$$K_a = 1, \text{ factor de acabado superficial}$$

$K_b = 0.83$ , factor de tamaño, asumiendo  $d \approx 1.5$  pulg. y utilizando la relación siguiente:

$$K_b = 0.869 d^{-0.097}, \text{ para, } 0.3 \text{ pul} \approx d \approx 10 \text{ pul.}$$

$K_c = 0.814$ , factor de confiabilidad, para un grado de confianza,  $R = 0.99$ .

$K_d = 1$  factor de temperatura, para  $T \approx 450^\circ\text{C}$ .

$K_e = 0.76$ , factor de modificación por concentración del esfuerzo.

$$K_e = \frac{1}{K_f}, \text{ para } q = 0.83 \text{ (D/d} \approx 1.2\text{)}$$

$$k_t = 1.4$$

$K_f = 1$ , factor de efectos diversos

$$S_e' = 0.5 S_{ut} = 0.5(100) = 50 \text{ Kg/mm}^2 \quad (2.54)$$

$$S_e = (1) (0.83) (0.814) (1) (50) = 25.6 \text{ Kg/mm}^2$$

$n = 1.5$  (valor asumido)

La relación es la siguiente:

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[ \left( \frac{T_a}{S_e} + \frac{T_m}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M_a}{S_e} + \frac{M_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (2.55)$$

reemplazando valores:

$$d = \left\{ \frac{32(1.5)}{\pi} \left[ \left( \frac{0.014 \times 1000}{25.67} + \frac{1.80 \times 1000}{70} \right)^2 + \left( \frac{82.95 \times 1000}{25.67} - \frac{73.46 \times 1000}{70} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 32.185 \text{ mm}$$

determinamos:  $d = 32 \text{ mm}$ .

Con  $d = 32 \text{ mm}$ ;

recalculó el factor de seguridad para carga estática según Soderberg.

$$n = \frac{\pi d^3}{16 \sqrt{(T/S_s y)^2 + (M/S_s e)^2}} \quad (2.56)$$



$$n = 1.13$$

que da un valor bastante bajo de factor de seguridad, pero considerando que los momentos máximos se dan donde el eje será de un diámetro mayor, es decir  $D = 48 \text{ mm}$ , ver plano del cigueñal.

El factor de seguridad para el cambio de sección es:

$$n_c = \frac{S_e}{\sigma_c} = 0.90$$

Donde:

$$S_e = K_a K_b K_c S'_e$$

$$K_a = 0.80$$

$$K_b = 0.83$$

$$K_c = 0.76$$

$$S_e = 25.23 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_c = \frac{M}{I/c}$$

$$M_c = 90.81 \text{ Kgf-m}$$

$$I/c = \frac{\pi d^3}{32} =$$

$$\sigma_c = 28.23 \text{ Kg/mm}^2$$

## 2.5 CALCULO Y DISEÑO DEL PISON.-

El pisón como se explica en el apartado 2.1.2 es el que en último término transporta y cede la energía de punzonado o embutición. Por otro lado hemos dicho que el material utilizado para la

construcciones de pisones puede ser: fundición - gris, acero fundido y plancha soldada, dependiendo esto de las necesidades mecánicas y el costo. En este caso utilizaremos fundición gris, ASTM 30, dado que: cumple con las necesidades tecnológicas - al que estará solicitado y además es un material que tenemos a la mano, ya que el cuerpo es de este material.

Para el diseño consideraremos lo siguiente:

- Las necesidades geométricas que vienen definidas por las dimensiones del cuerpo entre las guías del pisón y la longitud máxima que se requiere entre el eje del cigueñal y el punto más bajo de las guías. (Ver plano del cuerpo o bastidor).
- La resistencia al aplastamiento, al que va a estar sometido el pisón y el cálculo del fileteado más adecuado para la tuerca que unirá a éste con la biela.

El primer requisito considerado de un examen de

las medidas requeridas nos resulta un pisón con las siguientes dimensiones principales:

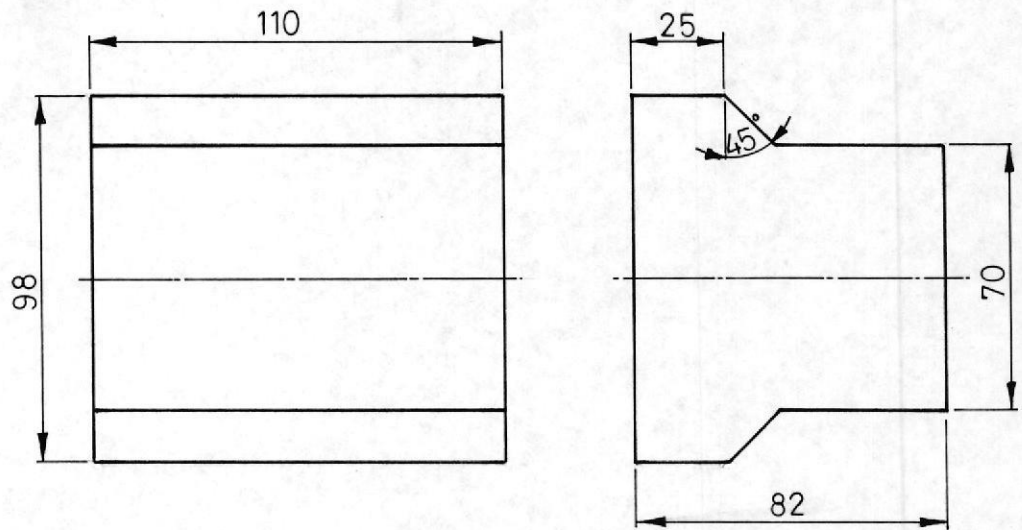


FIGURA 2.28.- PISON DIMENSIONES EN MM

En uno de sus extremos se practicará un agujero para portar el punzón, éste normalmente se fabrica de 25 mm (1 pulg). En el otro extremo se hará el respectivo vaciado con base semiesférica de radio de 10 mm, que sirve de viento a la cabeza esférica de la biela, que, como se explicó an-

tes, sirve para facilitar el movimiento a diferentes ángulos del conjunto excéntrica-manivela-pisón. Es para este último que haremos el respectivo cálculo del filete donde se aloja un aro roscado para el acoplamiento pisón-biela.

Haremos un cálculo aproximado dado que las ecuaciones utilizadas sólo proporcionan conjeturas - bien fundamentadas acerca del valor de los esfuerzos.

Además, hay que considerar que es una rosca sometida a esfuerzos fluctuantes. De Shigley,

Primero asumo un diámetro de 1" para luego verificar su resistencia a la fatiga y la precarga apropiada.

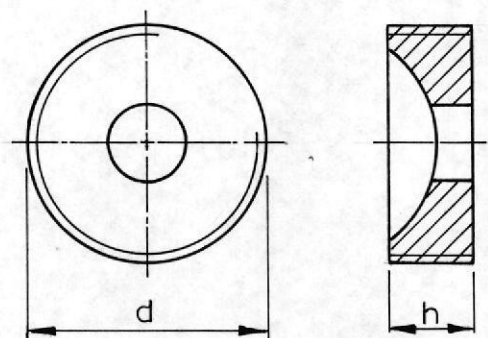


FIGURA 2.29.- ANILLO ROSCADO

$$\begin{aligned}
 L &= h = 1.25 \text{ pul.} \\
 d &= 1 \text{ pul} \\
 N &= 8 \text{ hilos/pulg} \\
 A_t &= 0.606 \text{ plg}^2, \text{ \u00e1rea del esfuerzo de tensi\u00f3n} \\
 E &= 13 \times 10^6 \text{ lg/pul}^2 \\
 A_r &= 0.551 \text{ plg}^2, \text{ \u00e1rea del di\u00e1metro menor}
 \end{aligned}$$

la constante de rigidez del agujero roscado es:

$$K_b = \frac{AE}{L} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{E}{L} = \frac{\pi(1.0)^2 \times 13 \times 10^6 \text{ lb/plg}^2}{4 (1.25)} = 8.17 \times 10^6 \text{ lb/pulg}$$

(2.57)

La rigidez de los elementos a ser ajustados ser\u00e1:

$$E_{ac} = 30 \times 10^6 \text{ lb/plg}^2 \quad d = 1.0 \text{ pulg.}$$

$$K_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \frac{5(L + 0.5d)}{L + 2.5d}} = \frac{\pi(1.0) (30 \times 10^6)}{2 \ln \left\{ \frac{5(1.25 + (0.5) 1.000)}{1.25 + 2.5 (1.0)} \right\}}$$

(258)

$$K_m = \frac{94.25 \times 10^6}{2 \ln 2.66} = 48.05 \times 10^6 \text{ lb/plg.}$$

$$F_b = F_{\max} = 350 \text{ Kgf} = 770 \text{ lb.}$$

$$F_i = F_{\min} = 0$$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} = \frac{8.17}{8.17 + 48.05} = 0.145 \quad (2.59)$$

para  $n = 3.0$

Fi, precarga en el anillo roscado

$$F_i = A_t S_{ut} - \frac{CnP}{2} \left( \frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right) \quad (2.60)$$

$$S_{ut} = 31000 \text{ lb/pulg}^2$$

$$S_e = K_e S_e' = K_e (19.2 + 0.314 S_{uc})$$

$$\text{Suponemos } S_u = S_{uc} = 31000 \text{ lb/pulg}^2$$

$$K_f = 2.1 \text{ Fileteado, grado 0 a 2.}$$

$$K_c = 1/k_f = 1/2.1 = 0.476$$

$$S_e = 0.476 (19.2 + 0.314 \times 31000)$$

$$S_e = 4.6 \times 10^3 \text{ lb/pulg}^2$$

$$F_i = (0.606) (31000) - \frac{0.145 \times 3 \times (350 \times 2.2)}{2} \left( \frac{3.1}{4.6} + 1 \right)$$

$$F_i = 17916 \text{ lbs} = 8143 \text{ Kgf} \text{ precarga en la tuerca}$$

Para comprobar la posibilidad de falla estática

$$n = \frac{A_t S_y - F_i}{C_P} \quad (2.61)$$

$$S_y \approx S_{ut} = 31000 \text{ lb/plg}^2 \text{ (fundición gris)}$$

$$A_t = 0.606 \text{ plg}^2$$

$$n = \frac{(0.606) (31000) 17916}{(0.145) (770)} = 7.8$$

en consecuencia con esa precarga se asegura una solución satisfactoria.

Verificación de la resistencia al aplastamiento.

Para falla estática.

$$F_a = F_{\max} = 5000 \text{ Kgf} = 11000 \text{ lb,}$$

fuerza de aplastamiento a la que está sometida

da el pisón en el momento del punzonado.

$A_a = \frac{\pi d_a^2}{4}$ ,  $d_a$  es el diámetro que soporta el aplastamiento.  $d_a = 20 \text{ mm} = 0.787 \text{ plg}$ .

$$A_a = \frac{\pi (0.787)^2}{4} = 0.486 \text{ plg}^2.$$

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_a} = \frac{11000}{0.486} = 22.63 \times 10^3 \text{ lb/plg}^2 \quad (2.62)$$

La resistencia compresiva para hierro gris ASTM 30.

$$S_c = 109 \times 10^3 \text{ lb/plg}^2$$

$$n = S_c / \sigma_a \quad (2.63)$$

$n = \frac{S_c}{\sigma_a} = \frac{109}{22.63} = 4.8$ , que es un factor - aceptable dado que el pisón estará sometido a sollicitaciones variables además que debemos tener en cuenta posibles fallas en la fundición.

## 2.6 CALCULO Y DISEÑO DEL EMBRAGUE:

Diseño de la cuña:

Material utilizado ASSAB 7210 (AISI/SAE 3125), según catálogo SKF.

$$S_t = 75 - 110 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_y = 50 \text{ Jg/mm}^2$$

$$S_{\text{impacto}} = 6 \text{ Kg/cm}^2$$

La cuña tendrá la siguiente forma

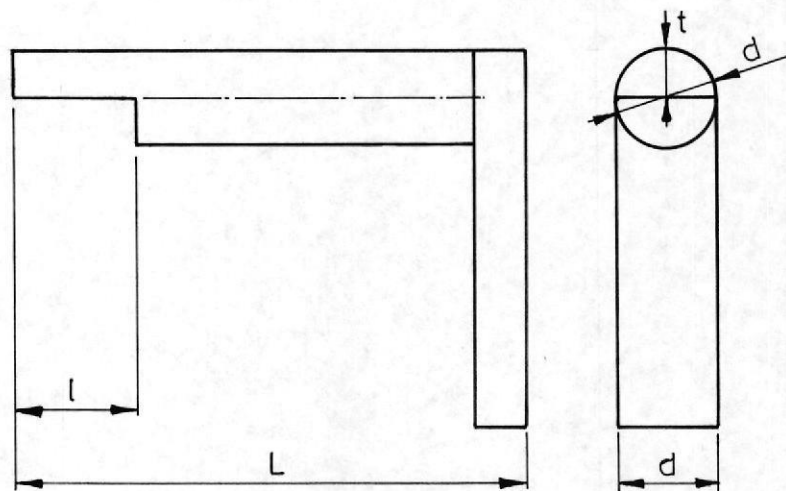


FIGURA 2.30 - CUÑA DEL EMBRAGUE

debo calcular:  $t$ , la que definirá el diámetro de la parte cilíndrica y el ancho de la parte plana.

$$l = 19.5 \text{ mm}$$

$$L = 51 \text{ mm}$$

El diseño se basará en un  $n = 3$ , dado que la cuña sufrirá cargas variadas.  $N = 200 \text{ rpm}$ .

$$F = \frac{T}{r} = \frac{63000 H}{N \cdot r} \quad (2.64)$$

$$F = \frac{63000 (0.5 \text{ HP})}{200 \cdot 54/2} \times \left( \frac{25.4}{2.2} \right)$$

de = 54 mm (diámetro del casquillo donde se alojará la cuña de embrague.

$$\left( \frac{25.4}{2.2} \right) \text{ factor de conversión de lb-pl a Kg-mm}$$

Por la teoría de energía de distorsión,  $S_{sy}$ , resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0.577S_y = (0.577) (50) = 28.85 \text{ Kg/mm}^2$$

La falla por corte en la cuña origina un esfuerzo

$$\tau = F/t \cdot l.$$

$$\bar{\tau}_{\max} = \frac{Ssy}{n} = \frac{F}{t.} \quad (2.65)$$

$$t = \frac{nf}{ssy.} = \frac{(3.0) (67.35)}{(28.85) (19.5)} = 0.36 \text{ mm}$$

La resistencia al aplastamiento se determina aproximadamente con un área igual a la mitad de la cara de la cuña, en nuestro caso.

$$\frac{Sy}{n} = \frac{F}{t. L/2} \quad (2.66)$$

$$t = \frac{2Fn}{L.sy} = \frac{2(67.35) (3.0)}{(19.5) (50)} = 0.41 \text{ mm}$$

t, sería el espesor mínimo a utilizar.

En la práctica puede suceder que el impacto, en el momento de embragarse, no de en el centro de la cuña sino en cualquier punto a lo largo de su superficie. Por lo que el espesor en las aristas debe ser mínimo  $t = 0.41 \text{ mm}$ .

Por la experiencia práctica se deduce que el diámetro donde se practica el chavetero, es aproxi-

madamente 3 - 4 veces el espesor total de la chaveta. El diámetro en el que se hará el chavetero es de = 54 mm. Asumo entonces:

$$d = 16 \text{ mm}$$

$$t = 8 \text{ mm}$$

Las demás dimensiones vienen definidas por estos valores.

## 2.7 CALCULO Y DISEÑO DE LA MESA.-

La mesa es una de las partes de la prensa que por su estado estético a veces no merece mucha atención. Sin embargo, es esta la que soporta toda la carga en el momento del impacto.

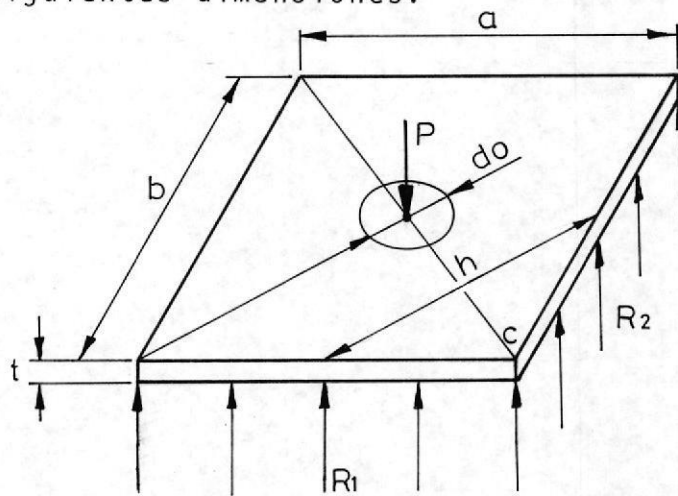
Consideramos que; material 1045:

$$S_y = 45 \times 10^3 \text{ lb/plg}^2$$

$$S_{ut} = 82 \times 10^3 \text{ lb/plg}^2$$

es una carga estática concentrada en el centro.

- Placa simplemente apoyada en los 4 bordes
- Las dimensiones  $a$  y  $b$  vienen dada por la geometría del bastidor; nuestra incógnita es  $h$ , espesor de la placa. El que tiene un agujero de las siguientes dimensiones:



$$a = 120 \text{ mm.}$$

$$b = 120 \text{ mm.}$$

$$P = 5000 \text{ Kgt.}$$

Dado que  $a = b$  considero una placa plana cuadrada con:

$$a = b = 120 \text{ mm}$$

Se supone que la carga  $P$  está distribuida sobre la superficie de un pequeño círculo cuyo diámetro es  $do$ .

Por simetría y equilibrio:

$$R_1 = R_2 = 1/4 P \quad (2.67)$$

El momento flector respecto a la diagonal Ac es entonces:

$$M = (R_1 + R_2) \frac{h}{2} - \frac{P}{2} \frac{4do}{6} = \frac{P}{2} \left( \frac{h}{2} - \frac{2do}{3} \right) \quad (2.68)$$

y el momento promedio por unidad de longitud en la diagonal es:

$$M_1 = \frac{M}{2h} \quad (2.69)$$

Si  $do = 0$ , si la carga está exactamente en el centro, entonces:

$$M_1 = \frac{P}{2} \cdot \frac{h}{2} / 2h = P/8 \quad (2.70)$$

A partir de la teoría de flexión de placas de No-dai y Westergaard, la tensión por flexión por unidad de longitud de la diagonal aumenta rápidamente cerca de la carga P, hasta un valor máximo de

$$\sigma_{\max} = \frac{2.64}{t^2} P. \quad (2.71)$$

que corresponde al momento máximo por unidad de longitud:

$$M_{\max} = 0.44 P. \quad (2.72)$$

Para el caso de placas de material frágil o si P es una carga repetida sobre un material dúctil, como es nuestro caso, estas dos últimas expresiones corresponden ser utilizadas.

Si conocemos el esfuerzo máximo al que está sometido la placa, tenemos:

Para  $n = 3$ , en un punto inferior cuyo esfuerzo es de tracción.

$$\sigma_{\max} = \frac{S_{ut}}{3} = \frac{82 \times 10^3}{3} = 27.3 \times 10^3 \text{ lb/plg}^2.$$

$$S_{ut} = 82 \times 10^3 \text{ lb/plg}^2 \text{ (para acero 1045)}. \quad (2.73)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{2.64 (5000 \times 2.2)}{t^2}$$

$$t = \sqrt{\frac{29040}{27.3 \times 10^3}} \text{ plg} = 1.06 \text{ plg.}$$

escogo una plancha de  $t = 1''$  (25 mm) la que resistirá los esfuerzos solicitados, considerando que la dimensión del agujero en el bastidor es una área relativamente menor que la utilizada para el cálculo.

## 2.8 CALCULO Y SELECCION DE LOS ACCESORIOS Y SISTEMAS DE SEGURIDAD.-

### 2.8.1 Freno.-

Las funciones del freno en la prensa son:

- Mantener los límites de velocidad de estampación o corte, dentro de lo que exige la calidad y las características mecánicas del material a cortar y/o estampar.
- Parar rápidamente al eje cuando éste es desacoplado del volante, o, evitar un movimiento posterior que puede producir accidentes.

Datos:

- Freno de aro con zapatas exteriores (Ver Figura 2.29).
- Material: Asbesto tramado.

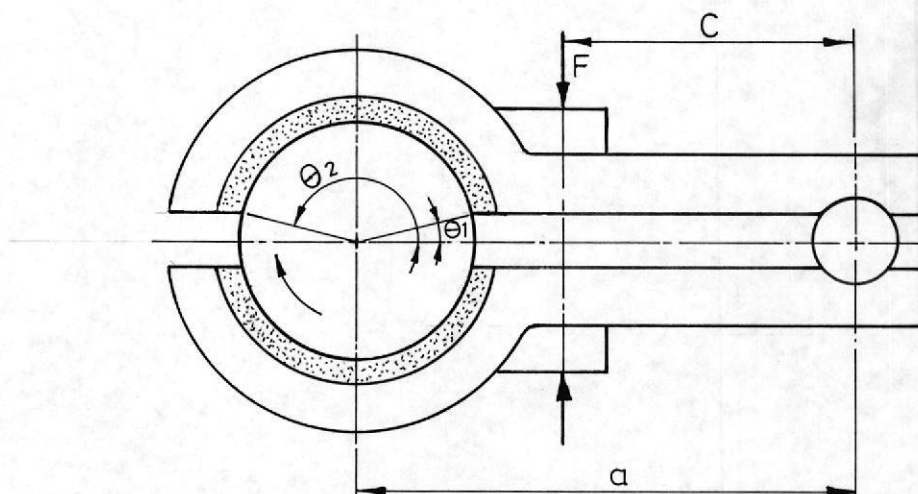


FIGURA 2.33.- FRENO DE ARO CON ZAPATAS EXTERIORES ACCIONADO POR RESORTE.

donde:

$$\theta_1 = 5^\circ$$

$$\begin{aligned} \theta_2 &= 175^\circ \\ d &= 32 \text{ mm (4 - 16 mm), diámetro del eje} \\ \theta_a &= 90^\circ \text{ por equilibrio} \\ a &= 83 \text{ mm} \\ b &= 3.2.5 \text{ mm (ancho del asbesto)} \\ c &= 53 \text{ mm} \end{aligned}$$

Para asbesto tramado sobre acero (según Tabla 16.2 Shigley, 3era. edición en español).

$$\begin{aligned} f &= 0.3 - 0.6 \text{ (en seco), asumo } 0.4 \\ T_{\max} &= 175 = 260^\circ\text{C} \\ P_{\max} &= P_a = 400 \text{ KPa} \end{aligned}$$

Cálculó la fuerza de trabajo, para equilibrar los momentos producidos en el freno y en base a ésta, calculó posteriormente el -resorte necesario para producir dicha fuerza, F.

$$F = \frac{M_n + M_f}{c} \quad (2.74)$$

donde:

$M_n$  : Es el momento producido por las fuer-  
zas normales ejercidas sobre el freno.

$M_f$  : Es el momento producido por las fuer-  
zas de fricción a las que está some-  
tido el freno.

$c$  : Es el brazo medido desde el punto -  
donde el freno tiene su pivote, has-  
ta donde se aplica la fuerza del re-  
sorte,  $F$ .

El signo entre los dos momentos es -  
positivo por que el sentido de rota-  
ción del eje es en la dirección de -  
las manecillas del reloj.

Cálculo de  $M_n$ ;

$$M_n = \frac{P a b r a}{\text{Sen } \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{Sen}^2 \theta d\theta \quad (2.75)$$

$$M_n = \frac{(400 \times 10^3 \text{ Pa}) (32.4 \times 10^{-3} \text{ m}) (16 \times 10^{-3} \text{ m}) (83 \times 10^{-3} \text{ m})}{\text{Sen } 90^\circ}$$

$$\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \text{Sen} 2\theta \Big|_{\theta_1 = 5^\circ}^{\theta_2 = 175^\circ}$$

$$M_n = 27.19 \text{ N} \cdot \text{m} = 2.76 \text{ Kgt} \cdot \text{m}$$

Asi mismo calculamos  $M_f$ ;

$$M_f = \frac{f \cdot Pa \cdot b \cdot r}{\text{Sen } \theta a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{Sen } \theta (r - a \text{Cos } \theta) d\theta \quad (2.76)$$

$$M_f = \frac{(0.4) (400 \times 10^3 \text{ Pa}) (32.5 \times 10^{-3} \text{ m}) (16 \times 10^{-3} \text{ m})}{\text{Sen } 90^\circ}$$

$$- r \text{Cos } \theta - a \frac{\text{Sen}^2 \theta}{2} \quad \begin{array}{l} \theta_2 = 175^\circ \\ \theta_1 = 5^\circ \end{array}$$

$$M_f = 2.65 \text{ N} \cdot \text{m} = 0.27 \text{ Kgf} \cdot \text{m}$$

La fuerza de trabajo entonces da; según (2.

$$F = \frac{2.76 + 0.27}{53 \times 10^{-3}} = 57.17 \text{ Kg}$$

$$F = 57.17 \text{ Kgf} = 561.3 \text{ N}$$

Calculamos el resorte, en base a esta fuerza. El resorte debe ser capaz de producir una fuerza igual a la fuerza de trabajo del freno.

Por medio de la ecuación (2.77) y la tabla 10.2 de Shigley, tenemos que:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (2.77)$$

donde:

$$A = 2170 \text{ MPa}$$

$$m = 0.146,$$

Para un alambre de  $d = 3 \text{ mm}$ , para cuerda musical, con un  $d_i = 8 \text{ mm}$ . (AISI 1085).

Entonces:

$$S_{ut} = \frac{2170 \times 10^6 \text{ Pa}}{(3\text{mm})^{0.146}} = 1848.42 \text{ MPa.}$$

De las siguientes ecuaciones calculamos las resistencias de fluencia.

$$S_y = 0.75 S_{ut} = 0.75 (1848.42 \text{ MPa}) = 1386.3 \text{ MPa} \quad (2.78)$$

$$S_{sy} = 0.577 S_y = 0.577 (1386.3 \text{ MPa}) = 800.0 \text{ MPa} \quad (2.79)$$

El diámetro medio del resorte es:

$$D = (d_i + \frac{d}{0}) = 8 + 3 = 11 \text{ mm} \quad (2.80)$$

Así el índice del resorte será:

$$C = \frac{D}{d} = \frac{11}{3} = 3.67 \quad (2.81)$$

El factor de multiplicación del esfuerzo - cortante,  $K_s$ , resulta:

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{c} = 1 + \frac{0.5}{3.67} = 1.14 \quad (2.82)$$

Ahora calculamos la fuerza máxima  $F_{max}$ , que es capaz de soportar este resorte, utilizando la resistencia de frecuencia,  $S_{sy}$ .

$$F_{max} = \frac{S_{sy} \pi d^3}{8 K_s D} \quad (2.83)$$



$$F_{\max} = \frac{(800 \text{ MPa}) (3)^3}{8 (1.14) (11)} = 676.4 \text{ N.}$$

Si comparamos con la fuerza de trabajo necesaria en el freno  $F = 57.17 \text{ Kgf}$ , entonces el resorte resistirá a las distintas sollicitaciones a las que estará sometido. Cálculó el número de espiras activas, para extremos planos,

$$N = N_T - N_D = 13 - 2 = 11 \quad (2.84)$$

La constante del resorte  $K$ , para  $G = 7.94 \times 10^{10} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ .

$$K = \frac{d^4 G}{8 D^3 N} = \frac{(3)^4 \times 7.94 \times 10^{10} \text{ N/M}^2}{8(11)^3 (11) (1000)} =$$

$$54909.16 \text{ N/m.}$$

donde  $y$  es:

$$y = \frac{f}{K} = \frac{561.3 \text{ N}}{54902.16} = 0.0102 \text{ m} = 10.2 \text{ mm} \quad (2.85)$$

La longitud curva  $h$ , es:

$$h = N_T d = 13 \times 3 = 39 \text{ mm} \quad (2.86)$$

La longitud del resorte será:

$$l_F = y + h = 10.2 + 39 = 49.2 \text{ mm} \quad (2.87)$$

Calculamos entonces los respectivos cuocientes para luego ir a la figura 10-4 de Shigley y ver si hay o no pandeo en el resorte.

$$\frac{y}{l_F} = \frac{10.2}{49.2} = 0.21$$

$$\frac{l_F}{D} = \frac{49.2}{11} = 4.47$$

El punto cae en la zona donde no hay pandeo. Entonces utilizaremos un resorte cuyo material es alambre de cuerda musical y:

$$d = 3 \text{ mm}$$

$$D = 11 \text{ mm}$$

$$l_F = 49.2 \text{ mm}$$



$$N_T = 13 \text{ espiras}$$

### 2.8.2 Chaveta principal del volante.-

Para este elemento escogemos un acero UNSG 10180 estirado en frío. Utilizaremos los siguientes datos:

$$S_y = 54 \text{ Kpsi} = 372.8 \text{ MPa}$$

$$n = 2.5 \text{ (factor de seguridad)}$$

$$t = 5 \text{ mm (chaveta cuadrada)}$$

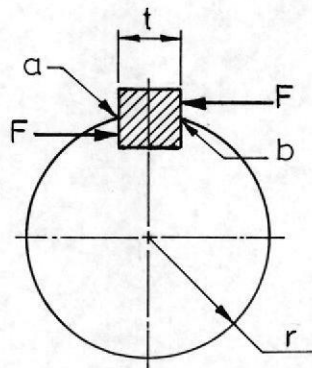


FIGURA 2.33.- CHAVETA PRINCIPAL

El par de torsión  $T$ , lo obtenemos de la fórmula de la potencia:

$$T = \frac{63000 H}{n} = \frac{63000 (0.5)}{200} = 157.416\text{-pul.}$$

$$T = 17.82 \text{ N-m}$$

$$\text{Pero, } F = \frac{T}{r} = \frac{17.82 \text{ N-m}}{16/1000^m} = 1113.75 \text{ N.}$$

Por la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0.577 S_y = (0.577) (372.8 \times 10^6 \text{ N/m}^2) = 215.13 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

La falla por corte a través del área transversal de la chaveta origina un esfuerzo  $\tau = F/tl$ . Sustituyendo la resistencia dividida para el factor de seguridad, en vez de  $\tau$  da.

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl} \text{ o bien } \frac{215.13 \times 10^6}{2.5} = \frac{1113.75 \text{ N}}{(5/1000)^2} \quad (2.87)$$

o sea:

$$\lambda = 2.58 \times 10^{-3} \text{ m} \quad \text{ó} \quad 2.58 \text{ mm}$$

La falla por aplastamiento se determina con un área igual a la mitad de la cara de la cuña.

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{t\lambda/2} \quad \text{o sea} \quad \frac{372.8 \times 10^6 \text{ Pa}}{2.5} = \frac{1113.75 \text{ N}}{5 \lambda/2 \times 1000} \quad (2.88)$$

entonces:

$$\lambda = 2.98 \times 10^{-3} \text{ m} = 2.98 \text{ mm.}$$

Es decir podemos utilizar una chaveta con  $t = 5 \text{ mm}$  cuya longitud sea la del ancho del cubo del volante, es decir  $\lambda = 60 \text{ mm}$ .

### 2.8.3 Cálculo y selección de la banda.-

La longitud de la banda trapezoidal o en V se puede calcular de la misma forma que en el caso de bandas planas. La siguiente -

ecuación según Shigley también es aplicable.

De la Figura 2.20.

$$D = 350 \text{ mm}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$c = 450 \text{ mm}$$

$$L_p = 2c + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4c} \quad (2.89)$$

Donde:

C : Distancia entre ejes

D : Diámetro de paso de la polea mayor

d : Diámetro de paso de polea menor

L<sub>p</sub> : Longitud de paso o efectiva de la banda.

Entonces:

$$L_p = 2(450) + 1.57(350 + 50) + \frac{(350 - 50)^2}{4(450)}$$

$$L_p = 1578 \text{ mm}$$

Según la Tabla 17-3 de Shiglye, tenemos que para nuestro caso: Escogemos una banda.

Tipo A  $\bar{o}$  13 c (de 0.2 - 5 HP)

Ancho a = 13 mm y Lp = 1580 mm.

Será entonces A62  $\bar{o}$  13c1580.

#### 2.8.4 Sistema de palanca.-

El sistema utilizado aquí es un dispositivo sencillo, que accionado con el pié transmite directamente, el movimiento hacia el embrague, el cual es conectado o desconectado según la posición del pedal. Cuando éste, está abajo accionado, el embrague conecta el eje con el volante. Si el pedal se deja de accionar el volante girará libremente. Ver plano de la máquina completa. Este sistema de palanca, que algunos fabricantes le llaman "golpe a golpe", o de trabajo normal, se puede convertir en un sistema para "ciclo continuo", si es que a este pedal se le monta algún dispositivo que lo accione permanentemente y haga las

funciones del pié, a su vez éste puede hacer de seguro mecánico para el operador. En caso de emergencia de lo que se trata es que el sistema de palanca pierda toda acción, así como el resto de órganos en movimiento.

#### 2.8.5 Sistema eléctrico.-

El sistema eléctrico en nuestro caso es sencillo. Consta de una botonera, interruptor y el motor eléctrico que acciona el volante. Esta es una conexión trifásica. Es dable pensar, si se construye nuevas prensas, en un sistema de seguridad eléctrico que normalmente constan de la caja con componentes eléctricos, un pedal, electroimán, y la botonera. Con lo que se consigue: mayor seguridad, y menor fatiga del operario, no repetición del golpe, y protección de los distintos componentes eléctricos.

#### 2.9 SELECCION DE LOS MATERIALES.-

En este apartado, más que indicar todos los materiales seleccionados a lo largo de todo el diseño de la prensa, se trata de emitir criterios sobre la selección de los materiales en general y otros - que son más particulares y que tienen que ver sólo con esta prensa.

En ingeniería de producción, es muy importante un aspecto que a veces no se tiene en cuenta y que - es una elección del tipo de método de fabricación no siempre se elige lo más rápido, conveniente y eficiente. Sin embargo, esta decisión está ligada o condicionada, por el tipo de material que se - utilice.

Para seleccionar el material más adecuado se ha - tenido en cuenta dos elementos fundamentalmente:

- Selección según características (técnicas y requerimientos).
  
- Costo

Sin embargo otro aspecto muy importante a tener en

cuenta es la existencia del material en el mercado, o como en nuestro caso, de no existir poder fabricarlo en el país por ejemplo: la fundición del cuerpo que fue realizada en una fundidora de la localidad.

## 2.10 SISTEMA DE LUBRICACION.-

En todo sistema mecánico es fundamental cuidar de la lubricación de las partes móviles en contacto. El lubricante es como el líquido vital de la máquina. Es una de las cosas que se deben cuidar con mayor cuidado en la prensa.

El sistema más recomendable es el de lubricación forzada, pero en nuestro caso utilizaremos sencillamente el de lubricación manual. En este caso es mucho más necesario que el operario controle periódicamente si la máquina está lubricada, poniendo especial atención a aquellas partes que están al contacto y deslizamiento permanente, en este caso son:

a) Los bocines del volante

- b) El bocín de la biela-manivela
- c) El bocín principal del eje, o sea el que hace contacto con los del cuerpo.
- d) Guías porta pisón.

## CAPITULO III

### CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO

#### 3.1 INGENIERIA DE LA PRODUCCION.-

En sí la ingeniería de la producción, es una especialidad que comprende el estudio de todos los procedimientos de mecanización y producción de maquinarias. Es decir, desde la elección y aceptación de una máquina hasta los métodos y procedimientos de mecanización y producción en serie.

En nuestro caso, nos interesa desarrollar aquí - lo que respecta a desarrollo de las hojas analíticas de operación y ciclos de fabricación. Estas son herramientas que para una fabricación en serie nos da datos sobre tiempos y costos para confrontar y decidir sobre la conveniencia de alternativas de mecanización.

Los puntos de este análisis, que trae la determinación del modo más conveniente (tiempo, costos) para realizar un trabajo, sean detallados a continuación:

1. Disponer un ciclo de mecanización, estudiando cada operación que requiera la participación de un operario (físico o intelectual).
2. Racionalización del taller mecánico para reducir el esfuerzo humano y tener condiciones de trabajo óptimas.
3. Estudiar las condiciones para economizar energía y materiales, y utilizar más eficientemente el lugar de producción.
4. Realizar procedimientos que nos den mejores condiciones de seguridad.
5. Estudio de métodos y selección del procedimiento y máquina herramientas.



### 3.1.1 Ciclo de fabricación.-

En una hoja que comprende todos los datos tecnológicos relativos a la fabricación de la pieza deseada. Pero solo da una visión general del mecanizado de una pieza, y de los pasos más importantes con sus respectivos croquis, donde se señala la superficie a mecanizar. También tipo de máquina usada, los datos técnicos, del corte y el tiempo aproximado de maquinado.

### 3.1.2 Hoja analítica de operación.-

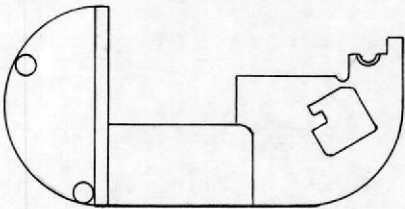
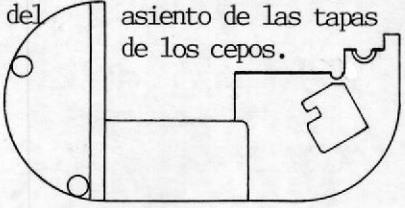
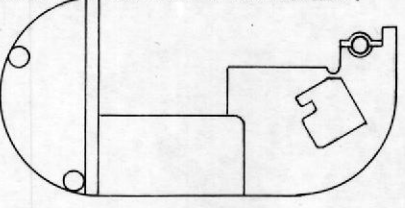
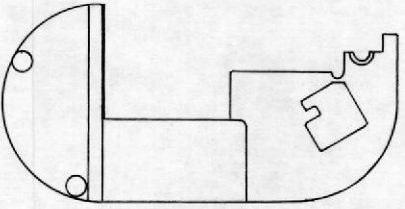
Es una hoja tecnológica donde se recoge cada uno de los pasos dados en todo el proceso de mecanizado. Es decir, desde que se empieza a colocar la pieza en bruto sobre la máquina-herramienta hasta tener la pieza acabada. La diferencia de estar con el ciclo de fabricación, radica en que nos proporciona datos más precisos de tiempos activos y pasivos en la mecanización y producción.

A continuación mostramos los ciclos de fabricación y hojas analíticas de operación de tres principales componentes: El bastidor, el eje-cigüeñal y el volante. Después están mostrados en fotografías estos tres componentes.

### 3.1.3 Análisis de costos.-

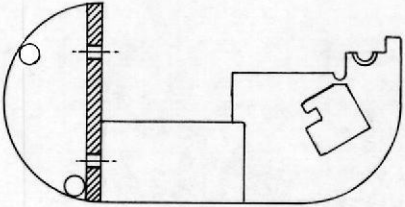
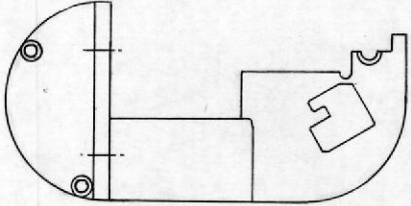
Los costos de producción, así como el volumen de producción por unidad de tiempo son de interés fundamental para la ingeniería de producción. Además de los costos de material energía absorbida, de la herramienta de corte, lubricantes y fluido de corte.

Para la discusión siguiente, definiremos - TIEMPO DE PRODUCCION como el tiempo promedio gastado en producir una pieza, y el COSTO DE PRODUCCION como el costo promedio de realizar una operación de mecanizado en una pieza, hasta obtener una pieza acabada.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		HOJA: 1			
PRODUCTO	CICLO DE FABRICACION		GRUPO	CANTIDAD	
PRENSA EXCENTRICA			BASTIDOR	1	
DENOMINACION DE LA PIEZA: CUERPO DEL BASTIDOR			MATERIAL: FUNDICION GRIS ASTM 30.		
Nº OP.	MAQUINAS TALLER	DESCRIPCION DE LA OPERACION Y EVENTUAL CROQUIS	Utillajes Calibres	Datos Técnicos	tiempo M.O.
10	Fresadora	Maquinado de la superficie referencial. 	-Fresa $\emptyset$ 120. mm plaquita widia -Calibrador normal.	n = 450 rpm  a = 2.4 mm/rev.	
20	Fresadora	Desbatado y acabado de las guías y del asiento de las tapas de los cepos. 	-Fresa: carburo de W <sub>6</sub> $\emptyset$ 32 mm. -Altimetro y calibrador.	n = 500 rpm.  a = 2.0 mm/s.  t = 5hr.	7 hr
30	Fresadora	Montaje de los cepos y acabado del diámetro interior a embocinar. 	-Fresa de acero rápido (s.s.) $\emptyset$ 12-32mm -Micrómetro para interiores (0-50mm).	n = 200 rpm.  a = 0.5 mm/s.  t = 5hr	9hr
40	Fresadora	Acabado de la superficie de la mesa 	-Fresa de widia $\emptyset$ 25 mm. -Escuadra y calibrador	n = 400 rpm  a = 1 mm/s  t = 4hr.	6hr

REDACTOR: JULIO LEON B.      MODIFICACIONES:      FECHA: ABRIL 88

SIMBOLOS: n (RPM o Carr/min.)    a (Avance/Vuelta)    t (Tiempo de preparación)

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		HOJA: 2			
PRODUCTO Prensa Excéntrica		CICLO DE FABRICACION		GRUPO BASTIDOR	CANTIDAD 1
DENOMINACION DE LA PIEZA: CUERPO DEL BASTIDOR				MATERIAL: FUNDICION GRIS GRIS ASTM 30.	
Nº OP.	MAQUINAS TALLER	DESCRIPCION DE LA OPERACION Y EVENTUAL CROQUIS	Utillajes Calibres	Datos Técnicos	tiempo M.O.
50	Taladradora	Mecanización de los cuatro agujeros para fijación de sobremesa.  	-Calibrador	n = 300 rpm a = 0.30 t = 6hr	8 hr
60	Taladrado y avellanada.	Mecanización de los 4 agujeros para ejes-guías de las patas.  	-Calibrador	n = 300 rpm a = 0.30 mm. t = 6 hr.	8 hr.
		Tiempo total			42 hr

MODIFICACIONES:

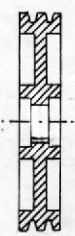
FECHA: ABRIL 88

REDACTOR: JULIO LEON B.

SIMBOLOS: n (RPM o Carr/min.) a (Avance/Vuelta) t (Tiempo de preparación)

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		HOJA: 1			
PRODUCTO Prensa Excéntrica		CICLO DE FABRICACION			
GRUPO VOLANTE		CANTIDAD 1			
DENOMINACION DE LA PIEZA: VOLANTE		MATERIAL: Fundición gris ASTM 30			
Nº OP.	MAQUINAS TALLER	DESCRIPCION DE LA OPERACION Y EVENTUAL CROQUIS	Utillajes Calibres	Datos Técnicos	tiempo M.O.
MODIFICACIONES:  FECHA: ABRIL/88  REDACTOR: JULIO LEON B.	10	Torno paralelo Refrendado de la primera cara. Superficie de referencia.	-Calibrador -Regla -Cuchilla para exteriores, de widia. -flexómetro	No.100 rpm  t=1.5hr	2hr
	20	Torno paralelo. Refrendado en la segunda cara, perforado y torneado en el centro.	-Micrómetro -Calibrador -Regla -Cuchilla Widia, para interior. -Broca s.s.	n=100 rpm/ a=0.5 - 1.0 mm rev. t=4 hr	6hr
	30	Torno paralelo. Mecanización del vaciado, para un alma de 20 mm	-Cuchilla para interior. -Cuchilla widia. - Calibrador.	n = 120 rpm a = 0.8 mm/rev. t - 3hr	4hr
	40	Torno paralelo Cilindrado y acumulado exterior	-Flexómetro -Calibrador -Regla -Cuchilla widia.	n = 180 rpm a = 0.5- 1.5 mm. rev. t = 2.5hr	3hr

SIMBOLOS: n (RPM o Carr/min.) a (Avance/Vuelta) t (Tiempo de preparación)

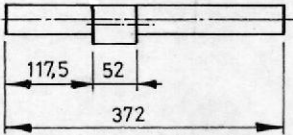
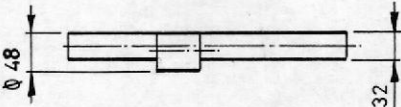
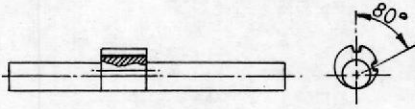
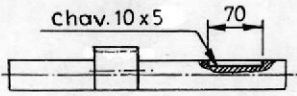
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		HOJA: 2			
PRODUCTO PRENSA EXCENTRICA		CICLO DE FABRICACION			
GRUPO VOLANTE		CANTIDAD 1			
DENOMINACION DE LA PIEZA: volante		MATERIAL: Fundición gris ASIMBO			
Nº OP.	MAQUINAS TALLER	DESCRIPCION DE LA OPERACION Y EVENTUAL CROQUIS	Utillajes Calibres	Datos Técnicos	tiempo M.O.
50	Fresadora	Montajado del chavetero  	-Montajador -Calibrador -Cuchilla acero rá- pido.	n = 0.5 m/s a = 0.1 mm t = 4hr.	5 hr.
		Tiempo total			20hr

MODIFICACIONES:

FECHA: Abril/88

REDACTOR: JULIO LEON B.

SIMBOLOS: n (RPM o Carr/min.) a (Avance/Vuelta) t (Tiempo de preparación)

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		HOJA: 1			
PRODUCTO PRENSA EXCENTRICA		CICLO DE FABRICACION		GRUPO CIGUEJAL	CANTIDAD 1
DENOMINACION DE LA PIEZA: CIGUEJAL			MATERIAL: ACERO ASSAB 705		
Nº OP.	MAQUINAS TALLER	DESCRIPCION DE LA OPERACION Y EVENTUAL CROQUIS	Utillajes Calibres	Datos Técnicos	tiempo M.O.
10	Torno	Refrentado 	-Calibrador -Cuchilla de refren- tar.	n = 100 rpm a = 0.2 mm t=2.45 hr	3 hr.
20	Torno	Cilindrado eje y excéntrica 	-Cuchilla de cilin- drar de a- cero rápi- do.	n = 1299 rpm a = 0.5 l mm t= 2hr.	4 hr.
30	Fresadora	Acanalado de la parte excéntrica canales de regulación de carrera. 	-Fresa circular Ø = 25mm -Micrometro -Calibrador -Transporta	n = 350 rpm a = 0.5 mm/s t = 4.5 hr.	5 hr.
40		Recanización del chavetero 	-Fresa vertical 5 mm. -Calibrador	n = 500 rpm. a = 0.3mm t=2.5hr	3 hr.
Tiempo total					15 hr.

MODIFICACIONES:

FECHA: ABRIL 88

REDACTOR: JULIO LEON B.

SIMBOLOS: n (RPM o Carr/min.) a (Avance/Vuelta) t (Tiempo de preparación)

PROYECTO: PRENSA MECANICA 5 TON.	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL				HOJA: 1					
	PRODUCTO: PRENSA EXCENTRICA		HOJA ANALITICA DE OPERACION		GRUPO BASTIDOR	CANTIDAD 1				
	DENOMINACION DE LA PIEZA: CUERPO				MATERIAL: FUNDICION GRIS ASTM 30					
Prep. Maq.  Operario										
REDACTOR: JULIO LEON B.  FECHA: ABRIL '11  MODIFICACIONES:	Nº OP.	MAQUINA	OPERACION	Datos Técnicos		Tiempo Preven.	Utiles Calibres Herram.			
			DENOMINACION	N	P					
			DESCRIPCION DE FASES	rpm	mm.	a mm vuel	V m min	Act. Pas. Total		
	10	Fresadora	Maquinado de la superficie de referencia: -Preparación de la pieza y máquina. -Ajustes -Fresado -Aflojamos -Cambiado de posición de la pieza.	450		2.4		2hr 2hr 4hr	-Fresa Ø -Calibrador normal.	
	20	Fresadora	Desbastado y acabado de las guías y asientos de las tapas de los cepos: -Preparación de la pieza. -Ajustes-centrado -Desbastado -Acabado -Cambio de posición de la pieza.	500		2.0		5hr 2hr 7hr	-Fresa Ø 32 -Altimetro -Calibrador	
	30	Fresadora	Montaje de las tapas y acabado de superficie interna. -Ajuste de las tapas -Centrado -Perforado -Mandinado	200		0.5		5hr 4hr 9hr	-Fresa Ø 12-32 mm. -Micrometro	
TIEMPO AÑADIDO POR PERDIDAS				PORCENTAJE						
TIEMPO TOTAL DE FABRICACION										

PROYECTO: Prensa mecánica 5 ton.		ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL				HOJA: 2				
PRODUCTO: PRENSA EXCENTRICA		HOJA ANALITICA DE OPERACION			GRUPO BASTIDOR	CANTIDAD 1				
DENOMINACION DE LA PIEZA: CUERPO				MATERIAL: FUNDICION GRIS ASTM 30						
Prep. Maq.										
Operario										
Nº OP.	MAQUINA	OPERACION	Datos Técnicos				Tiempo Preven.		Utiles Calibres Herram.	
		DENOMINACION	N rpm	P mm.	a mm/vuel	V m/min	Act.	Pas.		Total
DESCRIPCION DE FASES										
40	Fresadora	-Retiramos mandriladora -Cambio de posición de la pieza.  Acabado de la superficie de la mesa. -Acercamos la fresa -Desbastado -Acabado -Cambio de máquina de la pieza.	400			0.06	4hr	2hr	6hr	-Fresa Ø 25mm -Escuadra -Calibrador
50	Taladradora	Mecanización agujeros de fijación de sobremesa. -Preparación de la pieza y taladradora. -Efectuar centro -Perforación -Viramos la pieza -Perforación -Cambio de posición de la pieza. (pieza)	300	0.3			6hr	2hr	8hr	-Broca Ø 18 -Calibrador
60	Taladradora.	Mecanización agujeros guías de las patas. -Efectuar centro -Perforación -Desmontaje del cuerpo	300	0.3			6hr	2hr	8hr	-Broca Ø 25 -Calibrador
TIEMPO AÑADIDO POR PERDIDAS : 3hrs.						PORCENTAJE: 6.6%				42hr
TIEMPO TOTAL DE FABRICACION									45 hrs.	

PROYECTO: Prensa mecánica 5 ton.

MODIFICACIONES:

FECHA: ABRIL 88

REDACTOR: JULIO LEON B.

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		HOJA: 1					
PRODUCTO: PRENSA EXCENTRICA	HOJA ANALITICA DE OPERACION	GRUPO VOLANTE	CANTIDAD 1				
DENOMINACION DE LA PIEZA: VOLANTE		MATERIAL: FUNDICION GRIS ASTM 30					
PROYECTO:			Prep. Maq.				
			Operario				
			873				
MODIFICACIONES:	Nº OP.	MAQUINA	OPERACION DENOMINACION DESCRIPCION DE FASES	Datos Técnicos N P a V rpm mm. mm. m vuel. min	Tiempo Preven. Act. Pas. Total	Utiles Calibres Herram.	
	10	Torno pa- ralelo.	Refrentado; lera. casa -Preparación pieza y máquina. -Refrentamos un lado -Retirar cuchilla -Centrar -Aflojar pieza y virar la.	100	1	1.5 0.5 2.0 hr hr hr	-Calibrador -Regla -Cuchilla -Flexómetro
	20	Torno paralelo	Refrentado, 2da.cara y perforado. -Acercar cuchilla -Refrentar -Centrar -Perforar -Torneado interior -Retirar cuchilla	100	0.5 1.0	4hr 2hr 6hr	-Micrómetro -Calibrador -Broca
	30	Torno paralelo	Mecanización del vacia do: -Montar cuchilla -Mecanizar -Desbastar y acabado -Virar la pieza -Desbastar -Acabado	120	0.8	3hr 1hr 4hr	-Cuchilla para in- terior. -Calibrado
	40	Torno paralelo	Cilindrado y acanala- do: -Montar cuchilla de	180	0.5 1.5	2.5 0.5 3hr	-Flexómetro -Calibrador -Regla
TIEMPO AÑADIDO POR PERDIDAS				PORCENTAJE			
TIEMPO TOTAL DE FABRICACION							

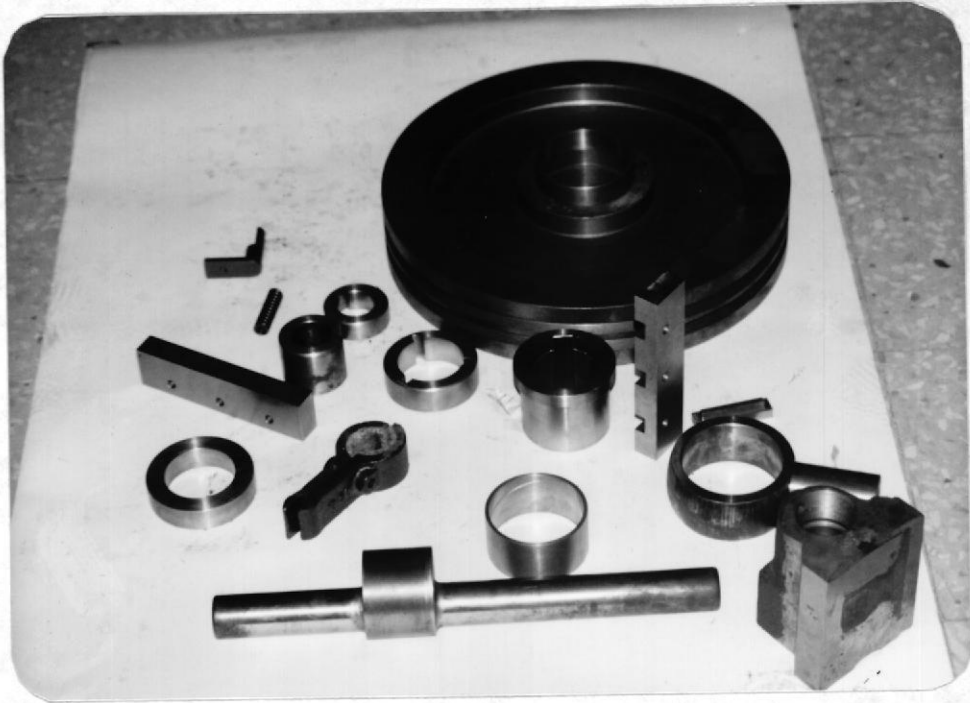
FECHA: ABRIL 88

REDACTOR: JULIO LEON B.

PROYECTO:	ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL				HOJA: 2							
	PRODUCTO: PRENSA EXCENTRICA		HOJA ANALITICA DE OPERACION			GRUPO VOLANTE		CANTIDAD 1				
	DENOMINACION DE LA PIEZA: VOLANTE				MATERIAL: FUNDICION GRIS ASIM 30							
MODIFICACIONES:	Prep. Maq.											
	Operario											
FECHA:	Nº OP.	MAQUINA	OPERACION		Datos Técnicos			Tiempo Preven.		Utiles Calibres Herram.		
			DENOMINACION		N	P	a	V	Act.		Pas.	Total
			DESCRIPCION DE FASES		rpm	mm.	$\frac{a}{\text{mm}} \cdot \text{vuel}$	$\frac{V}{\text{m}} \cdot \text{min}$				
REDACTOR:	50	Fresadora	cilindrar -Desbastado -Acabado -Desbastado del canal -Acabado del canal -Retirar cuchilla -Desmontar el volante								-Cuchilla	
			Mecanizado del chavetero: -Preparación de la máquina-montajador. -Desbastar -Acabado -Desmontamos el volante.		0.5	0.1		4hr	1hr	5hr		
							mm/s.					
TIEMPO AÑADIDO POR PERDIDAS : 3 hrs.					PORCENTAJE : 13%			20hrs.				
TIEMPO TOTAL DE FABRICACION										23 hrs.		

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		HOJA: 1										
PRODUCTO: Prensa Excéntrica	HOJA ANALITICA DE OPERACION	GRUPO CIGUEÑAL	CANTIDAD 1									
DENOMINACION DE LA PIEZA: CIGUEÑAL		MATERIAL: ACERO ASSAB 705										
PROYECTO:			Prep. Maq.									
			Operario									
MODIFICACIONES:	Nº OP.	MAQUINA	OPERACION	Datos Técnicos	Tiempo Preven.	Utiles Calibres Herram.						
			DENOMINACION	N	P	a	V	Act.	Pas.	Total		
			DESCRIPCION DE FASES	rpm	mm.	mm. vuel.	m min					
	10	Torno	Refrentado -Montaje de la pieza -Refrentado -Centrado -Viramos la pieza -Refrentado -Retiramos cuchilla -Cambiamos de posición de la pieza.	1000		0.2		2.45 hr.	0.25 hr.	3hr		-Calibrador. -Cuchilla de refrentado.
20	Torno	Cilindrado -Montado entre centros del eje. -Cilindramos ejes -Cambiamos de centro al de la excéntrica. -Cilindrado excéntrica -Retiramos cuchilla y desmontamos.	1200	0.5 1			3hr	1hr	4hr		-Cuchilla de cilindrar. -Calibrados.	
30	Fresadora	Acanalado de excéntrica: -Preparamos pieza y máquina. -Acanalado -Giramos la pieza -Segundo acanalado -Cambio de fresa	350		0.5		4hr	1hr	5hr		-Fresa circular Ø 25 mm. -Micrómetro. -Transportador.	
REDACTOR:	TIEMPO AÑADIDO POR PERDIDAS				PORCENTAJE							
	TIEMPO TOTAL DE FABRICACION											

		ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL				HOJA: 2					
PRODUCTO: PRENSA EXCENTRICA		HOJA ANALITICA DE OPERACION			GRUPO CIGUEÑAL	CANTIDAD 1					
DENOMINACION DE LA PIEZA: CIGUEÑAL		MATERIAL: ACERO ASSAB 705									
PROYECTO:								Prep. Maq.			
								Operario			
MODIFICACIONES:	Nº OP.	MAQUINA	OPERACION	Datos Técnicos				Tiempo Preven.			Utiles
			DENOMINACION	N	P	a	V	Act.	Pas.	Total	Calibres
			DESCRIPCION DE FASES	rpm	mm.	$\frac{mm}{vuel}$	$\frac{m}{min}$				Herram.
	40	Fresadora	Mecanización del chavetero: -Colocmos fresa vertical -Desbastado -Acabado -Aflojamos y desmontamos	500		0.3		2.5 hr	0.5 hr	3.0 hr	-Fresa vertical $\emptyset$ 5 mm. -Calibrador
REDACTOR:	TIEMPO AÑADIDO POR PERDIDAS : 1hr.				PORCENTAJE: 6.7%			15hr			
	TIEMPO TOTAL DE FABRICACION										16 hr.
FECHA:											



FOTOGRAFIA NO. 3.1.- Eje-cigüeñal, volante y demás componentes.



FOTOGRAFIA NO. 3.2.-  
Bastidor



El tiempo de producción  $t$  es:

$$t_n = t_t + t_p + t_i \quad (3.90)$$

Donde:

- $t_t$  : Tiempo activo de la máquina, (min)  
 $t_p$  : Tiempo de preparación de la máquina (min)  
 $t_i$  : Tiempo improductivo, (min)

El costo total de fabricación de un elemento viene dado por la suma del costo de producción, más el costo de la pieza en bruto. Y se puede representar de la siguiente forma:

$$C_1 = C_m + (C_e + C_u + C_f + C_{am} + C_{mo}) t_t + (C_{am} + C_{mo}) t_u + (C_{am} + C_{mo}) \frac{t_p}{N} + F, \quad (3.91)$$

Donde:

- $C_m$  : Costo de la pieza en bruto (S/.)  
 $C_e$  : Costo de energía absorbida (S/.min.)  
 $C_u$  : Costo de la herramienta de corte por tiempo de duración (S/. min).

- Cf : Costo de fluido de corte y lubricantes (S/.min) por tiempo de trabajo de la máq.
- Cam : Costo de amortización de máquina e instrumentos (S/.min).
- Cmo : Costo de mano de obra directa normal (S/.min).
- Cmoc: Costo de mano de obra directa especializada (S/.min).
- N : Número de piezas producidas
- F : Gastos generales (S/.)

Para ilustrar el uso de la fórmula del costo utilizaremos el caso del costo del bastidor. En los otros casos presentaremos directamente los costos totales, en la Tabla . Del ciclo de fabricación y la hoja analítica del bastidor . Se observa las diferentes operaciones y tiempos, desde,

$$t_t = 31h = 1860.0 \text{ min}$$

$$t_i = 3h = 180.0 \text{ min}$$

$$t_p = 8h = 480.0 \text{ min}$$

Luego:  $cm = S/. 15.000,00$ , que es el

costo total de la pieza ya fundida, es decir incluido el costo de material y de producción en la fundición.

Los costos que se dan a continuación son los dados para el tiempo de trabajo  $t_t$ , del bastidor.

Ce	=	S/.3.000,00
Cu	=	S/. 600,00
Cf	=	S/. 200,00
Cam	=	S/. 540,00
Cmo	=	S/.7.750,00
Cmoe	=	S/.2.400,00
N	=	1
F	=	S/.4.000,00

Por lo tanto, el costo total en este caso, puede ser calculado sumando todos los costos, más el costo del material.

$$C_i = C_m + C_p = 15.000 + 34.490 = S/.49.490,00$$

A continuación presentamos los costos de la

mayoría de los componentes y un estimado del costo de producción de la prensa.

TABLA V  
COSTOS POR PIEZA PRODUCIDA

PIEZA	Cm(S/.)	Cp (S/.)*	C <sub>1</sub> (S/.)
Bastidor	15.000,00	34.490,00	49.490,00
Volante	10.000,00	16.000,00	26.000,00
Cigüeñal	3.000,00	6.000,00	9.000,00
Regulador de carrera	4.000,00	5.000,00	9.000,00
Tornillo posicionador de carrera-biela.	4.500,00	3.000,00	7.500,00
Pisón	500,00	700,00	1.200,00
Freno	-	-	2.000,00
Mesa	4.500,00	1.200,00	5.700,00
Patas	3.500,00	1.300,00	4.800,00
Motor y sistema eléctrico	-	-	50.000,00
Polea	1.520,00	-	4.000,00
Bandas	-	-	2.000,00
Cuña de embrague	400,00	2.100,00	2.500,00
Bocines de embrague	3.000,00	6.000,00	9.000,00
Otros elementos, accesorios e imprevistos (pernos, anillos.)	-	-	60.000,00

\* Costos de producción, Cp.

Donde el costo de producción de la prensa da -  
un estimado de:  $C_T = 242.190$  sucres.

En el caso de producción en serie este cos  
to sin duda disminuirá y para este caso  
se utilizará los métodos de comparación en  
base a los factores tiempo y factor costo,  
así como procesos de mecanización alterna-  
tivas para cada tipo de pieza a producir.

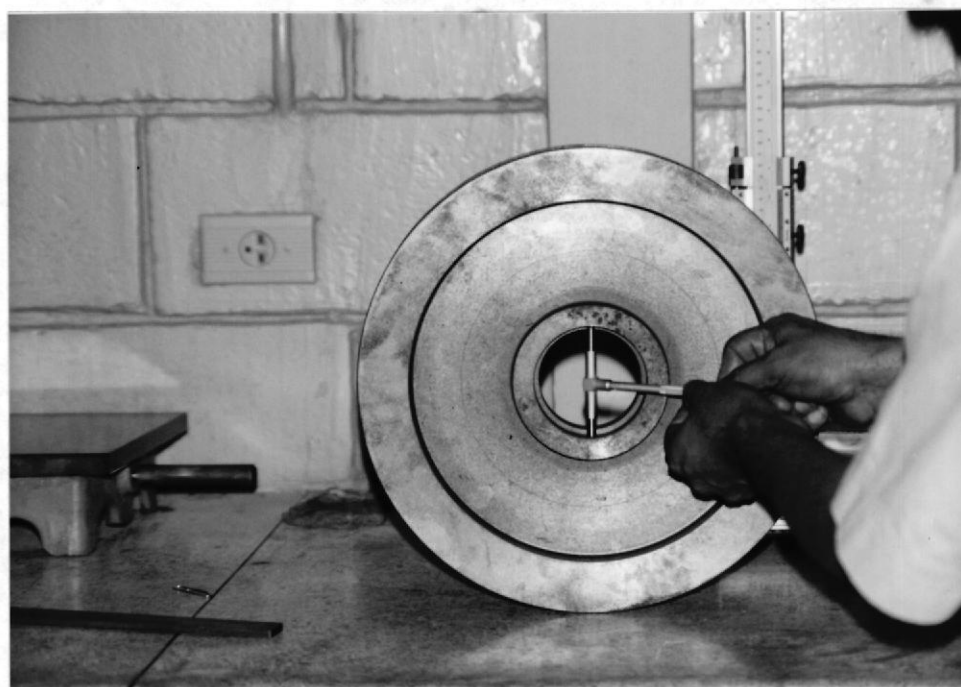
### 3.2 CONTROL DE CALIDAD.-

Se trata aquí por un lado de la verificación --  
de las dimensiones de todas las piezas según las -  
exigencias del plano, por otro de realizar el mon  
taje y la respectiva inspección de un procedimien-  
to de ajuste adecuado. Las siguientes fotografías  
muestran la verificación de las medidas según -  
planos y la máquina montada , hasta que finalmente  
es armada completamente y puesta a funcionar .

## FOTOGRAFÍAS DE VERIFICACIÓN



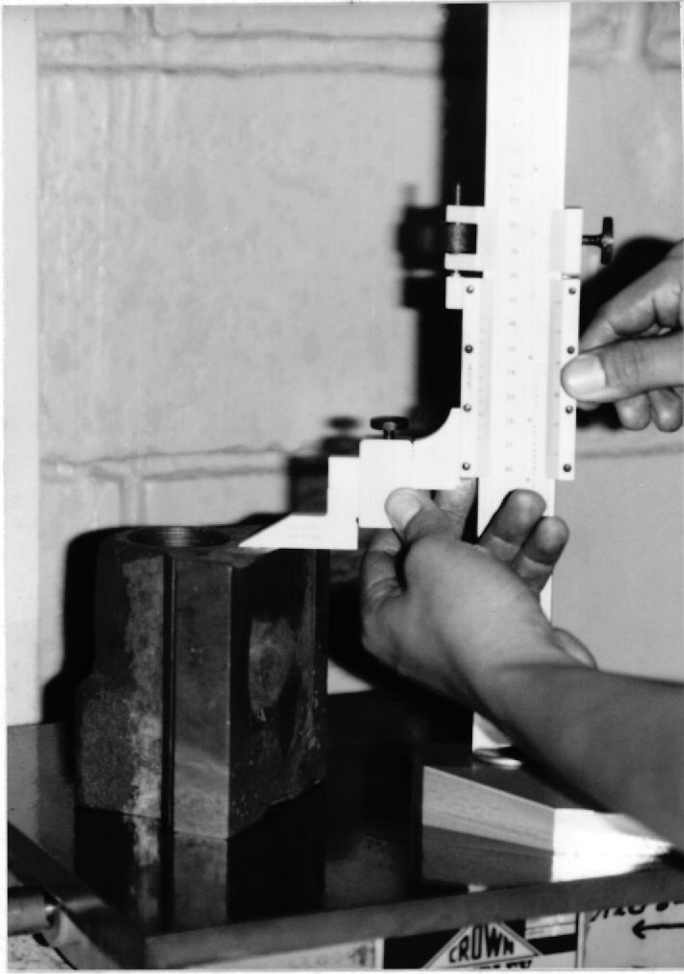
FOTOGRAFIA NO. 3.3.-  
Verificación del volante, canales.



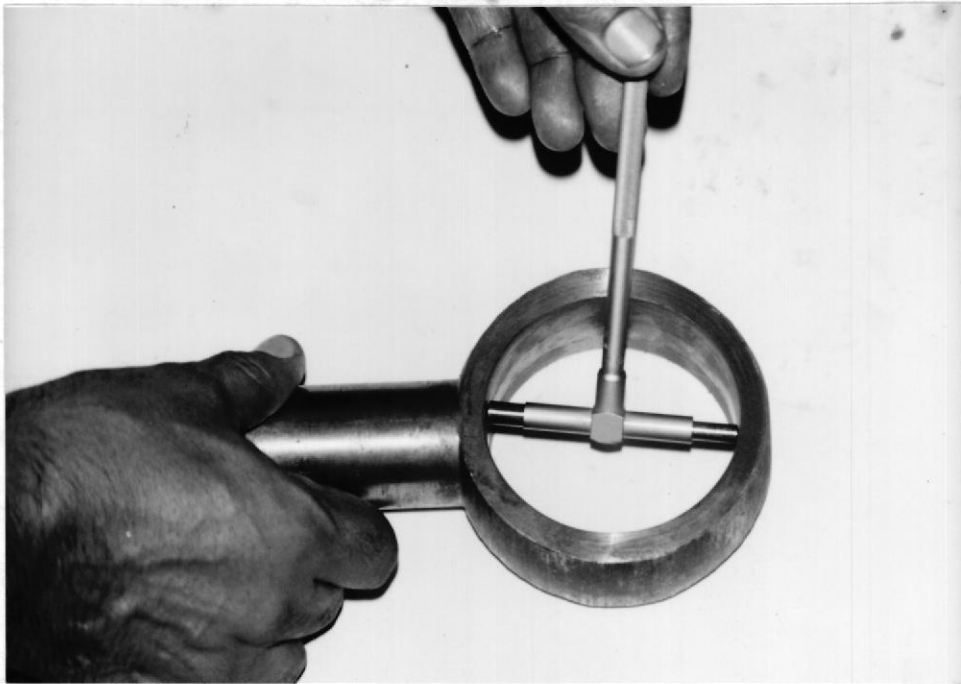
FOTOGRAFIA NO. 3.4.- Verificación del agujero  
parte bocín.



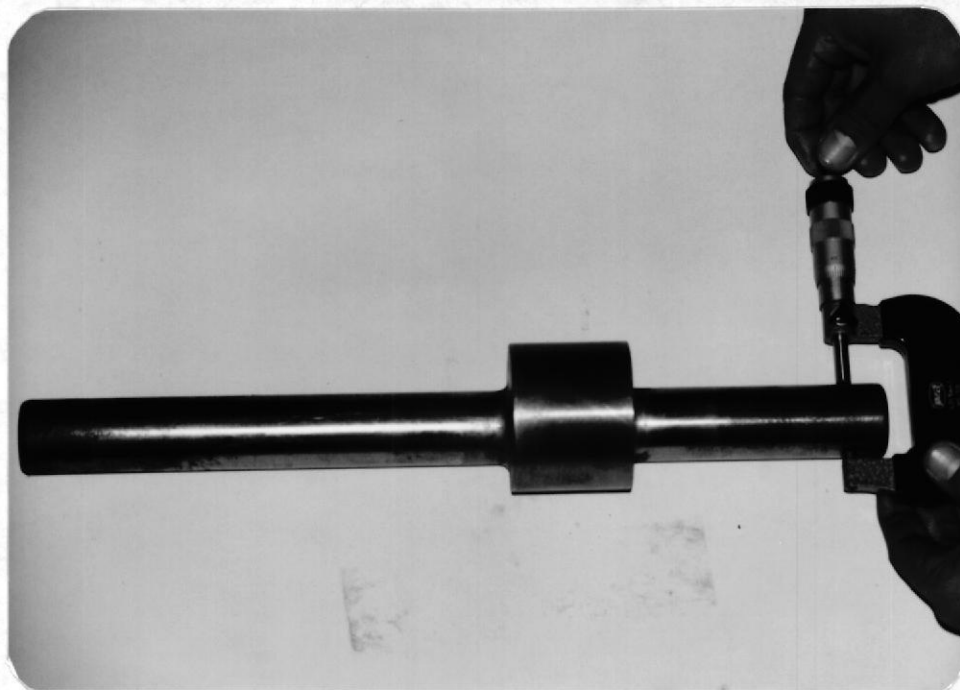
BIBLIOTECA



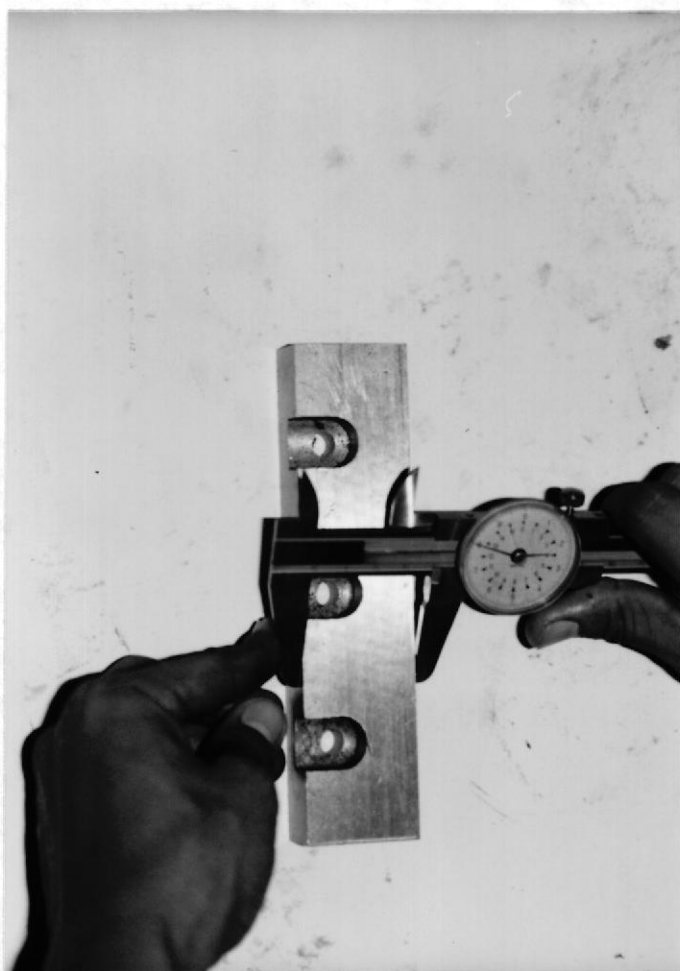
FOTOGRAFIA NO. 3,5.-  
Verificación de las  
dimensiones del pistón.



FOTOGRAFIA NO. 3,6.- Verificación de la b iela



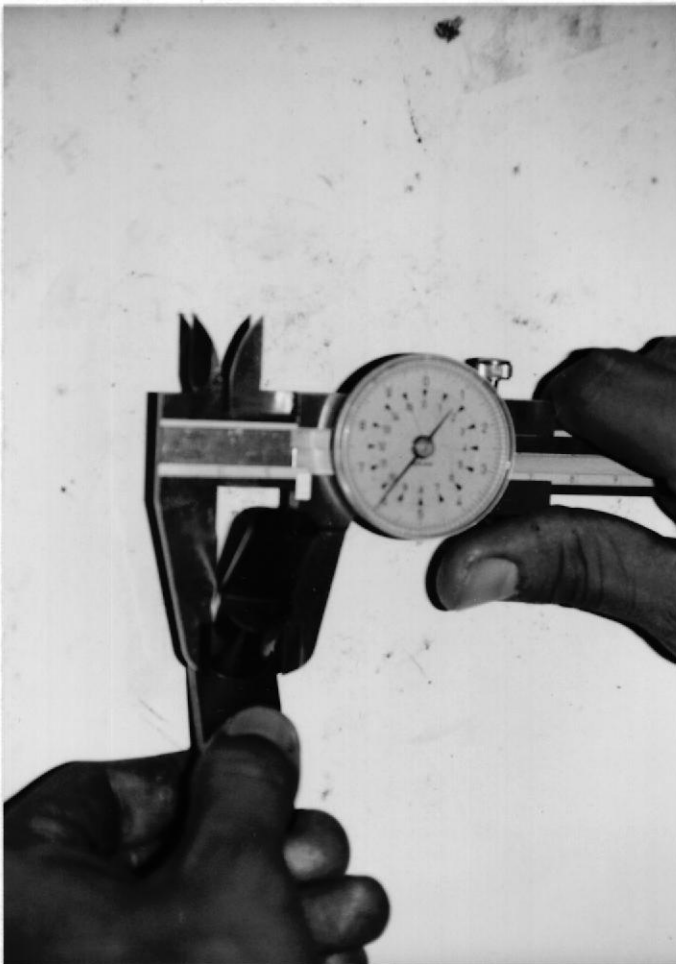
FOTOGRAFIA NO. 3,7.- Verificación del eje



FOTOGRAFIA NO. 3,8.-  
Verificación de las  
guías.



FOTOGRAFIA NO. 3,9.- Calibración del regulador de carrera.



FOTOGRAFIA NO. 3,10.- Calibración de la cuña del embrague.

FOTOGRAFIAS DE MONTAJE

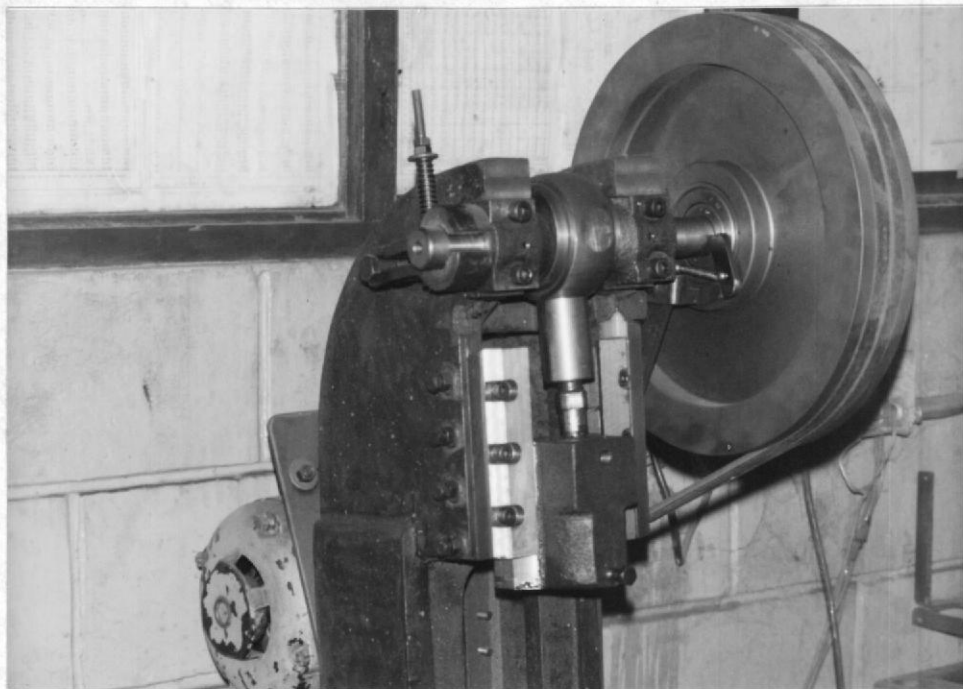
FOTOGRAFIA NO. 3.11.- Monta  
je del sistema de regulación  
de carrera.



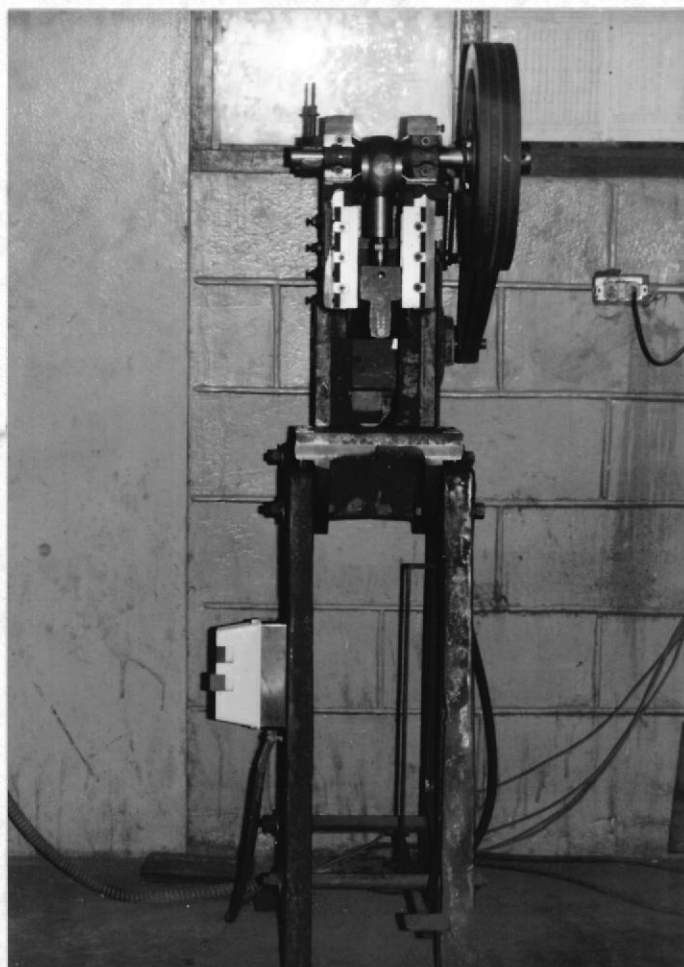
FOTOGRAFIA NO. 3.12.- Monta  
je del embrague.



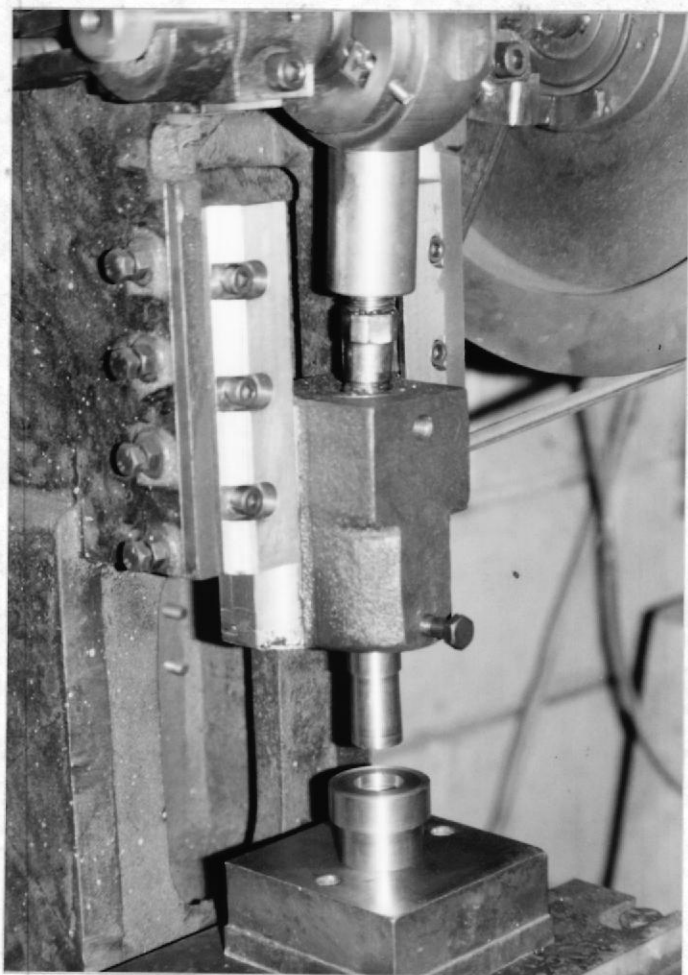
BIBLIOTECA



FOTOGRAFIA NO. 3,13.- Montaje del sistema de accionamiento y troquelado.



FOTOGRAFIA NO. 3,14.- Montaje de toda la prensa.



INICIO DE LAS PRUEBAS

FOTOGRAFIA NO. 3.15.- Montaje del punzón de prueba.



FOTOGRAFIA NO. 3.16.- Prueba del punzón con accionamiento manual



BIBLIOTECA

## CAPITULO IV

### PRUEBAS EXPERIMENTALES

#### 4.1 EVALUACION DE LA CAPACIDAD DE LA PRENSA.-

##### 4.1.1 Pruebas experimentales de aceptación.-

Después de una verificación y montaje de la máquina, la aprobación de una máquina - herramienta debe pasar por varias pruebas de funcionamiento, respuestas de los materiales utilizados, órganos montados, desplazamientos, accionamientos y comandos. Estas pruebas son:

1. Prueba de funcionamiento en vacío
2. Prueba de funcionamiento de los órganos
3. Aprobación de la geometría de la máquina

4. Prueba a la máxima potencia
5. Prueba práctica y aprobación de la geometría de una pieza producida.
6. Aprobación estadística de la calidad y tolerancias del producto.

Todas estas pruebas deben ser realizadas rigurosamente en modo de proveer un análisis inequívoco de valorización de la máquina.

#### 1. PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO EN VACIO:

Esta prueba duró aproximadamente 5 horas. El objetivo fundamental fue observar el comportamiento de todos los elementos móviles y rotativos, a velocidad nominal - del volante. Especial interés se le debe a los cepos donde friccionar el eje. La temperatura alcanzada era de máximo 35°C, aproximadamente, que esté debajo de la temperatura límite, 40°C.

En esta prueba se detectó una falla, - que consistía en una oscilación en el re corrido del pisón y que se debía a - un mal ajuste de la guía móvil donde se desliza el pisón.

## 2. PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DE LOS ORGANOS:

En este caso concierne investigar sobre el comportamiento de: comportamiento del conjunto motor - volante, volante-cigüeñal, cigüeñal-regulador de carrera y freno - - comprobar la velocidad - del volante - lubricación.

La inspección de los órganos acoplados - dió buenos resultados. Tanto el acoplamiento, como la transmisión de movimientos está en excelentes condiciones. En lo que respecta al freno será necesario mantener su resorte más ajustado que lo calculado, posiblemente a fallas en el asbesto tramado, que no sea lo suficientemente friccionante de lo que la tabla - indica como valor para este material.

La velocidad del volante que se asumió de 200 rpm, en la verificación resultó 200 rpm.

En lo que respecta a lubricación no hay inconvenientes, ya que en nuestro caso es una lubricación sencilla, a mano - que depende únicamente de la atención - del operario en mantenerla regularmente.

### 3. APROBACION DE LA GEOMETRIA DE LA MAQUINA:

Aquí hemos comprobado:

- Rectilinidad del cuerpo y volante
- Rectilinidad de los movimientos de la biela, pisón y volante.
- Planidad y perpendicularidad de la mesa respecto a las superficies de las guías.
- Paralelismos: mesa-eje cigueñal y cara del volante - guías.
- Horizontalidad de la mesa

Todas las pruebas en esta parte fueron positivas, la razón fundamental es que ha existido un buen cuidado en el momento de maquinar y que cada superficie a mecanizar haya tenido como referencia otra superficie mecanizada.

#### 4. PRUEBA A LA MAXIMA POTENCIA:

La prueba a la máxima potencia la realizamos con plancha de 1.5 mm con un  $S_t = 40 \text{ Kg/mm}^2$ , para un diámetro de punzón de 25.4 mm. Que nos da una fuerza máxima de 4800 Kgf, a la que la prensa respondió satisfactoriamente. Vale decir, que a pesar de que se alcance una fuerza de 5000 Kgf o cercana a ésta, se realiza un sólo punzonado o prueba experimental como en nuestro caso, el volante puede recuperar la energía absorbida muy rápidamente con la siguiente vuelta.

#### 5. PRUEBA PRACTICA Y APROBACION DE LA GEOMETRIA DE UNA PIEZA PRODUCIDA:

Esta prueba se la realizó para 3 materia-

les; cobre, aluminio y acero. La geometría acabado y tolerancias de las piezas producidas fueron muy buenas, y que están dentro de los rangos aceptables para ser presentadas en el mercado.

#### 6. APROBACION ESTADISTICA DE LA CALIDAD Y TOLERANCIAS DEL PRODUCTO:

Esta prueba no fue posible realizarla, ya que para ello necesitamos producir en serie un número elevado de piezas, cosa que no se puede realizar por carecer de un alimentador automática tema que no está incluido en nuestro proyecto en discusión.

#### 4.1.2 Capacidad en función del material a conformar.-

La capacidad de la prensa, a máxima potencia fue probada como anteriormente lo hemos explicado a 4800 Kgf, con acero 1010.

Se ha realizado también las pruebas para:

Aluminio laminado duro:

$$S_{tAl} = 18-28 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\underline{t} = 0.90 \text{ mm (espesor de la plancha)}$$

$$\underline{D} = 25.4 \text{ mm (diámetro del punzón)}$$

entonces:

$$F = \pi D S_{tAl} \underline{t} \quad (4.92)$$

$$F = \pi (25.4 \text{ mm}) (28 \text{ Kg/mm}^2) (0.9 \text{ mm})$$

$$F = 2010.9 \text{ Kg}$$

Cobre laminado en caliente:

$$S_{tCu} = 35 - 50 \text{ Kg/mm}^2$$

$$t = 0.50 \text{ mm}$$

$$D = 25.4 \text{ mm}$$

resulta:

$$F = \pi (25.4 \text{ mm}) (50 \text{ Kg/mm}^2) (0.5 \text{ mm})$$

$$F = 1995.0 \text{ Kg}$$

Es decir, la prensa está en disponibilidad



BIBLIOTECA

de troquelar cualquier tipo de material, - siempre y cuando no se supere la referencia de  $125 \text{ mm}^2$  en acero de  $40 \text{ Kg/mm}^2$  o su equivalente.

#### 4.2 CONTROL DE OTROS PARAMETROS.-

##### 4.2.1 Velocidad del pistón.-

El pistón ha funcionado normalmente a 200 golpes por minuto como velocidad media. Si embargo es de anotar que se observa una velocidad muy alta para realizar un troquelado experimental o por unidad.

##### 4.2.2 Carrera y número de golpes por minuto.-

La carrera la comprobamos para sus dos valores: 32 y 22 mm, resultando en los dos casos el número de golpes por minuto como se había previsto. De aquí vale decir que una variación de carrera en el caso del punzonado, en esta prensa, no es necesaria. Esto se justifica sólo por el hecho de que la prensa es un prototipo

para fabricar otras prensas que requieran este tipo de mecanismo.

#### 4.2.3 Regulabilidad.-

La regulabilidad del pisón es ajustable - según la necesidad del operador, ésta funciona perfectamente, es de anotar que es necesario un seguro para el tornillo regulador, para evitar que la carrera se desplace en el momento del troquelado.

#### 4.2.4 Potencia consumida.-

La potencia consumida viene dada por la selección recomendada por Rossi:

$$H = \frac{F \cdot c \cdot n}{4500 \eta} \quad (\text{en c.v.})$$

Para el caso:

$$H = \frac{(4800 \text{Kgf}) (1.5 \times 10^{-3}) (200 \text{ rpm})}{4500 (0.85)} = 0.39 \text{ c.v.}$$

Para el aluminio:

$$H = \frac{(2010.9 \text{Kgf}) (1.58 \times 10^{-3}) (200 \text{ rpm})}{4500 (0.85)} = 0.17 \text{ c.v.}$$

$$H = 0.17 \text{ HP.}$$

Para el cobre:

$$H = \frac{(1995.0 \text{ Kgf}) (1.58 \times 10^{-3}) (200 \text{ rpm})}{4500 (0.85)} = 0.16 \text{ c.v.}$$

$$H = 0.15 \text{ HP}$$

Es decir, ninguno de los casos la potencia real consumida para troquelar materiales y espesores comunes en el punzonado, llegó a ser por lo menos cercana a la potencia teórica que puede suministrar el motor, que es de 0,5 H.P.

## CAPITULO V

### EVALUACIONES FINALES

#### 5.1 ANALISIS Y DISCUSION DE LOS RESULTADOS.-

- Respecto al funcionamiento en vacío, la prensa arrojó resultados óptimos. Sin embargo, cabe analizar el hecho de que hay la necesidad de una lubricación más continua sobre todo en los bocines y principalmente en el de los cepos de la prensa. Esta necesidad se observó de un crecimiento en la temperatura del bocín, cosa que se puede evitar con una lubricación a presión.
- En lo que se refiere al freno, se observó que no agarraba suficientemente al eje, de tal manera de hacerlo parar en el momento adecuado. La falla puede ser por dos razones:

a) Que el asbesto utilizado no tenga las propiedades físicas y mecánicas requeridas y presentadas por los fabricantes, cosa muy probable; y,

b) Que el tipo de freno no sea el adecuado, este argumento es menor convincente, ya que lo importante en el freno es que el resorte sea capaz de dar la fuerza necesaria de trabajo del freno y tener un buen material friccionante.

- Respecto a la prueba de la geometría de la prensa. Se comprobó la rectilinidad y planidad de los distintos órganos, donde todos cumplieron a cabalidad, excepto el eje-cigüeñal, cosa que ya analizamos anteriormente.

X - La prueba a la máxima potencia indica que la estructura, tanto como los demás órganos están en condiciones óptimas de diseño, para soportar la carga máxima para la que se construyó el prototipo. Sin embargo, no hay que olvidar la posibilidad de falla, sobre todo en los órganos de fundición, que son los más propensos a tener fallas internas de porosidades.

- X - Los resultados obtenidos como producto son satisfactorios, pero para que el análisis sea completo es necesario comprobarlo en una producción en serie o en serie, en la que sin duda se podrá reafirmar la calidad de las piezas producidas o las fallas que éstas tengan.
  
- Un dato a discutir es el recogido por la experiencia y análisis visual en este caso. La velocidad del pistón para pruebas experimentales o producciones unitarias es demasiado elevada. Sin embargo, es la velocidad óptima para trabajar con alimentador automático, en el punzonado de cintas o flejes de metal. Esto mismo permitiría un aprovechamiento al máximo de la potencia suministrada por el motor. Cosa que no es posible con un sólo corte del punzón, ya que el volante, al no haber corte continuado, recuperará rápidamente su energía original.
  
- X - La potencia consumida depende del material y espesor a troquelar. En las pruebas realizadas, que han sido hechas con material comúnmente usado en el trabajo de punzonado, en ningún caso hubo un acercamiento al valor máximo disponible en la prensa. En todo caso esta potencia no debe exceder los 0.5 HP del motor.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### CONCLUSIONES:

1. La prensa excéntrica respondió a las pruebas de funcionamiento y el control de todos los parámetros, es decir tiene una disponibilidad de 5000 Kgf y 200 golpes por minuto, siempre que se la utilice a carga máxima, de otro modo la máquina estará subutilizada en su potencia máxima.
2. La capacidad de la máquina puede ser utilizada para el troquelado de una plancha de hasta 125 mm<sup>2</sup> de sección y 40 Kg/mm<sup>2</sup> de resistencia a la fluencia.
3. Las piezas producidas en acero, cobre y aluminio, están dentro del rango aceptable de tolerancias y acabados para ser presentadas en el mercado.
4. Cada uno de los componentes de la máquina resultó ser eficiente y responden a las diversas solicitudes.

nes del troquelado. Teniendo en cuenta que el freno podría ser sustituido por uno más eficiente.

5. La energía del volante y el número de golpes por minuto del pistón resultan ser subutilizadas en una producción unitaria y experimental.
- 2 6. La lubricación manual a pesar de no ser inadecuada, puede ser más eficaz con el método de lubricación a presión.

#### RECOMENDACIONES:

1. Si se proyecta producir prensas de este tipo, se recomienda rediseñar y sobre todo efectuar pruebas del material del freno o utilizar un freno de tipo de excéntrica, ya que si bien es cierto que el actual freno de la máquina es el adecuado, no produce el efecto y la eficiencia esperado para una velocidad de 200 r. p.m. del eje.
2. Se recomienda para una producción continua, acoplar un sistema de lubricación forzada (para que el opera-

dor no deba tener exceso de atención en la lubricación). En todo caso se debe poner especial atención a la lubricación.

- X 3. Se recomienda para futuras construcciones de prensas hacer un análisis detenido de conveniencia entre alternativas sobre todo del costo y tiempo de producción del cuerpo, que puede ser de plancha soldada.
- X 4. La regulación de carrera en esta prensa es sólo por presentar un modelo, sin embargo, no es conveniente invertir en un regulador de carrera para una prensa de 5 ton. que vaya a trabajar en la industria, porque las regulaciones de carreras son normalmente útiles en prensas de mediana o altas capacidad y gran carrera.
5. Se recomienda menores velocidades del eje y pisón para prensas de este tipo que vayan a ser utilizadas en producción unitaria o experiencias de laboratorio.
- X 6. Mantenimiento regular, sobre todo de los bocines.

A P E N D I C E

## APENDICE "A"

Propiedades físicas, mecánicas y geométricas de materiales y órganos mecánicos.

TIPO	BHN
Hierro gris ferrítico (recocido)	110-140
Hierros austeníticos	140-160
Hierro gris suave	140-180
Hierros perlíticos	160-220
Hierro perlítico aleado con bajo contenido aleado	200-250
Hierros revenidos martensíticos	260-350
Hierros martensíticos	350-450
Hierro blanco, sin alear (de acuerdo con el contenido de carbono)	280-500
Hierro aleado blanco	450-550
Hierro martensítico blanco	550-700
Hierro nitrurado (sólo superficie)	900-1 000

TABLA 1

Dureza Brinell de las piezas fundidas de hierro clasificada por microestructura - general.

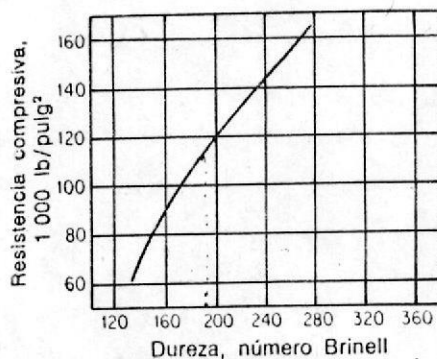


FIGURA 1

Correlación general entre dureza Brinell y resistencia compresiva.

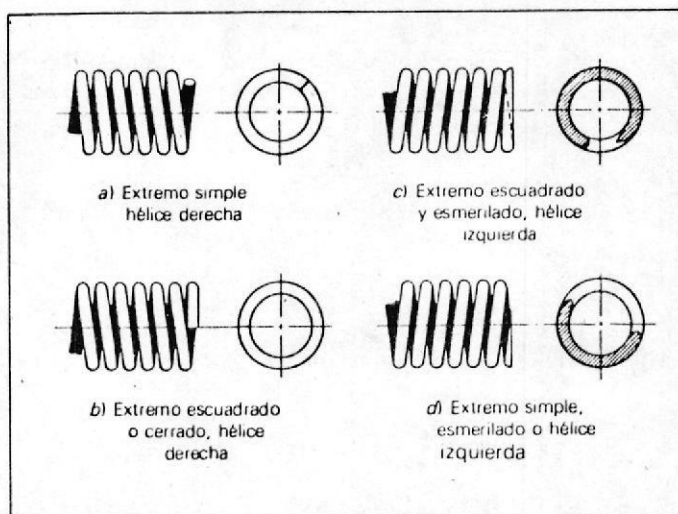


FIGURA 2.- Tipos de extremos de resortes de compresión:

- a) Ambos extremos simples,  $N_D = \frac{1}{2}$
- b) Ambos extremos cerrados,  $N_D = 1$ ;
- c) Ambos extremos cerrados y aplanados,  $N_D = 2$ ;
- d) Ambos extremos simples y aplanados.

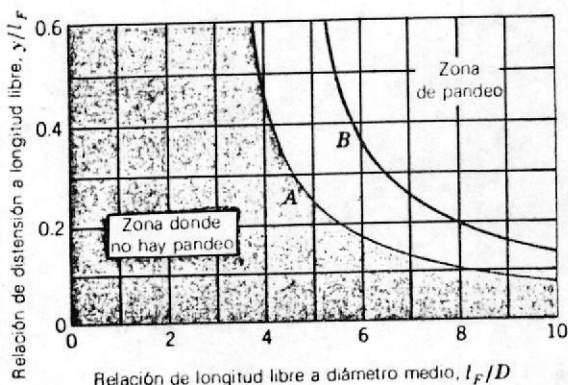


FIGURA 3.- Curvas que indican cuando puede producirse pandeo en resortes helicoidales de compresión. Ambas curvas son para resortes con extremos cerrados y aplanados. Para curva A, un extremo del resorte se comprime contra una superficie plana y el otro contra una redondeada. Para B ambos extremos del resorte se comprimen contra superficies planas y paralelas.



BIBLIOTECA

T A B L A 2

Propiedades típicas mecánicas de las barras de prueba standar de hierro gris en la condición de fundido.

CLASE ASTM	RESISTENCIA TENSIL, LB/PULG <sup>2</sup>	RESISTENCIA COMPRESIVA, LB/PULG <sup>2</sup>	RESISTENCIA TORSIONAL DE CORTE, LB/PULG <sup>2</sup>	MÓDULO DE ELASTICIDAD, MILLONES DE LB/PULG <sup>2</sup>		LÍMITE A LA FATIGA INVERTIDA POR FLEXIÓN LB/PULG <sup>2</sup>	RESISTENCIA TRANSVERSA DE UNA BARRA DE 1.2 PULG DE DIAMETRO Y 18 PULG DE LONGITUD, LB	BHN
				TENSIÓN	TORSIÓN			
20	22 000	83 000	26 000	9.6-14.0	3.9-5.6	10 000	1 850	156
25	26 000	97 000	32 000	11.5-14.8	4.6-6.0	11 500	2 175	174
30	31 000	109 000	40 000	13.0-16.4	5.2-6.6	14 000	2 525	201
35	36 500	124 000	48 500	14.5-17.2	5.8-6.9	16 000	2 950	212
40	42 500	140 000	57 000	16.0-20.0	6.4-7.8	18 500	3 175	235
50	52 500	164 000	73 000	18.8-22.8	7.2-8.0	21 500	3 600	262
60	62 500	187 500	88 500	20.4-23.5	7.8-8.5	24 500	3 700	302

\* Con autorización del *Metals Handbook*, 8a. ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1961.

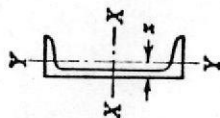


TABLA 3  
Propiedades de perfiles Uamericanos

Referencia del perfil	Peso lb/ft	Sección in <sup>2</sup>	Altura in	Alas		Espesor del alma in	EJE X-X			EJE Y-Y			
				Anchura in	Espesor in		I in <sup>4</sup>	Z = $\frac{I}{c}$ in <sup>3</sup>	k in	I in <sup>4</sup>	Z = $\frac{I}{c}$ in <sup>3</sup>	k in	x in
18 U 58	58,0	16,98	18,00	4,200	0,625	0,700	670,7	74,5	6,29	18,5	5,6	1,04	0,88
18 U 51,9	51,9	15,18	18,00	4,100	0,625	0,600	622,1	69,1	6,40	17,1	5,3	1,06	0,87
18 U 45,8	45,8	13,38	18,00	4,000	0,625	0,500	573,5	63,7	6,55	15,8	5,1	1,09	0,89
18 U 42,7	42,7	12,48	18,00	3,950	0,625	0,450	549,2	61,0	6,64	15,0	4,9	1,10	0,90
15 U 50	50,0	14,64	15,00	3,716	0,650	0,716	401,4	53,6	5,24	11,2	3,8	0,87	0,80
15 U 40	40,0	11,70	15,00	3,520	0,650	0,520	346,3	46,2	5,44	9,3	3,4	0,89	0,78
15 U 33,9	33,9	9,90	15,00	3,400	0,650	0,400	312,6	41,7	5,62	8,2	3,2	0,91	0,79
12 U 30	30,0	8,79	12,00	3,170	0,501	0,510	161,2	26,9	4,28	5,2	2,1	0,77	0,68
12 U 25	25,0	7,32	12,00	3,047	0,501	0,387	143,5	23,9	4,43	4,5	1,9	0,79	0,68
12 U 20,7	20,7	6,03	12,00	2,940	0,501	0,280	128,1	21,4	4,61	3,9	1,7	0,81	0,70

CONTINUACION TABLA 3.

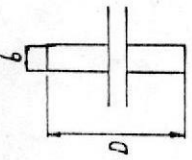
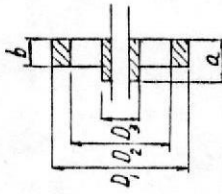
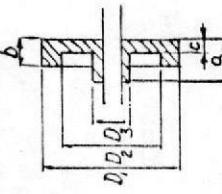
10 U 30	30,0	8,80	10,00	3,033	0,436	0,673	103,0	20,6	3,42	4,0	1,7	0,67	0,65
10 U 25	25,0	7,33	10,00	2,886	0,436	0,526	90,7	18,1	3,52	3,4	1,5	0,68	0,62
10 U 20	20,0	5,86	10,00	2,739	0,436	0,379	78,5	15,7	3,66	2,8	1,3	0,70	0,61
10 U 15,3	15,3	4,47	10,00	2,600	0,436	0,240	66,9	13,4	3,87	2,3	1,2	0,72	0,64
9 U 20	20,0	5,86	9,00	2,648	0,413	0,448	60,6	13,5	3,22	2,4	1,2	0,65	0,59
9 U 15	15,0	4,39	9,00	2,485	0,413	0,285	50,7	11,3	3,40	1,9	1,0	0,67	0,59
9 U 13,4	13,4	3,89	9,00	2,430	0,413	0,230	47,3	10,5	3,49	1,8	0,97	0,67	0,61
8 U 18,75	18,75	5,49	8,00	2,527	0,390	0,487	43,7	10,9	2,82	2,0	1,0	0,60	0,57
8 U 13,75	13,75	4,02	8,00	2,343	0,390	0,303	35,8	9,0	2,99	1,5	0,86	0,62	0,56
8 U 11,5	11,5	3,36	8,00	2,260	0,390	0,220	32,3	8,1	3,10	1,3	0,79	0,63	0,58
7 U 14,75	14,75	4,32	7,00	2,299	0,366	0,419	27,1	7,7	2,51	1,4	0,79	0,57	0,53
7 U 12,1	12,25	3,58	7,00	2,194	0,366	0,314	24,1	6,9	2,59	1,2	0,71	0,58	0,53
7 U 9,8	9,8	2,85	7,00	2,090	0,366	0,210	21,1	6,0	2,72	0,98	0,63	0,59	0,55
6 U 13,0	13,0	3,81	6,00	2,157	0,343	0,437	17,3	5,8	2,13	1,1	0,65	0,53	0,52
6 U 10,5	10,5	3,07	6,00	2,034	0,343	0,314	15,1	5,0	2,22	0,87	0,57	0,53	0,50
6 U 8,2	8,2	2,39	6,00	1,920	0,343	0,200	13,0	4,3	2,34	0,70	0,50	0,54	0,52
5 U 9,0	9,0	2,63	5,00	1,885	0,320	0,325	8,8	3,5	1,83	0,64	0,45	0,49	0,48
5 U 6,7	6,7	1,95	5,00	1,750	0,320	0,190	7,4	3,0	1,95	0,48	0,38	0,50	0,49
4 U 7,1	7,25	2,12	4,00	1,720	0,296	0,320	4,5	2,3	1,47	0,44	0,35	0,46	0,46
4 U 5,4	5,4	1,56	4,00	1,580	0,296	0,180	3,8	1,9	1,56	0,32	0,29	0,45	0,46
3 U 6,0	6,0	1,75	3,00	1,596	0,273	0,356	2,1	1,4	1,08	0,31	0,27	0,42	0,46
3 U 5,0	5,0	1,46	3,00	1,498	0,273	0,258	1,8	1,2	1,12	0,25	0,24	0,41	0,44
3 U 4,1	4,1	1,19	3,00	1,410	0,273	0,170	1,6	1,1	1,17	0,20	0,21	0,41	0,44

TABLA 4

Coefficientes para calcular el ancho efectivo y la tensión normal transversal en las alas de vigas curvas  $T_0$  doble T.

$b^2/rt$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$\alpha$	0.977	0.950	0.917	0.878	0.838	0.800	0.762	0.725	0.693
$\beta$	0.580	0.836	1.056	1.238	1.382	1.495	1.577	1.636	1.677
$b^2/rt$	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
$\alpha$	0.663	0.636	0.611	0.589	0.569	0.495	0.414	0.367	0.334
$\beta$	1.703	1.721	1.728	1.732	1.732	1.707	1.671	1.680	1.700

T A B L A 5  
 Masa y energía acumulada para diferentes formas de volante

Forme	Masse $m$ (k.g)	Énergie $E_c$ J
	$m = 6\,126\,bD^2$	$E_c = \frac{7}{10\,000} m D^2$
	$m_1 = 6\,126\,b(D_1^2 - D_3^2)$ $m_2 = 6\,126\,aD_3^2$	$E_c = \frac{7}{10\,000} n^2 [m_1(D_1^2 + D_2^2) + m_2 D_3^2]$ On néglige l'apport d'énergie due aux bras.
	$m_1 = 6\,126\,b(D_1^2 - D_3^2)$ $m_2 = 6\,126\,c(D_2^2 - D_3^2)$ $m_3 = 6\,126\,aD_3^2$	$E_c = \frac{7}{10\,000} n^2 [m_1(D_1^2 + D_2^2) + m_2(D_2^2 + D_3^2) + m_3 D_3^2]$

## B I B L I O G R A F I A

1. AVNER S., Introducción a la Metalurgia Física, McGraw-Hill, México, 1979, 420-457pp.
2. BOOTHROYD G., Fundamentos del Corte de Metales y - de las Máquinas-Herramientas, McGraw-Hill, México, 1978, 1-50 pp.
3. BEER, JOHNSON, Mecánica Vectorial para Ingenieros Dinámica, McGraw-Hill, México, 1979.
4. FAIRES M., Diseño de Elementos Mecánicos, Montaner y Simon, España, 1970, 670-676 p.p.
5. HELGUERO M., Apuntes de Clases de Ingeniería de Producción con Máquinas Herramientas, ESPOL, 1984.
6. KONINCK, GUTTER, Manual del Técnico Matricero, - Montesó, Barcelona, 1977, 7-101 p.p.

7. MARTIN, R., Techniques de L'ingenieur Metalurgia, Presser, París, 1987, 70612 - 706/24 p.p.
8. ROSSI, M., Embutido y Corte de la Chapa Metálica, Ulrico Huelpi, Milano, 1979, 186-266 p.p.
9. SEELY, SMITH., Curso Superior de Resistencia de Materiales, Nigar, S.R.L., Buenos Aires, 1967, 111 255 p.p.
- 10 SHIGLEY, MITCHELL, Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw-Hill, México, 1985.
11. SHIGLEY, VICKER Jr., Teoría de Máquinas y Mecanismos, McGraw-Hill, México, 1986, 409-590 p.p.
12. SINGER F., Resistencia de Materiales, Del Castillo S.A., Madrid, 1971, 334-383 p.p.
13. SKF, Catálogo General de Aceros Sandvik.