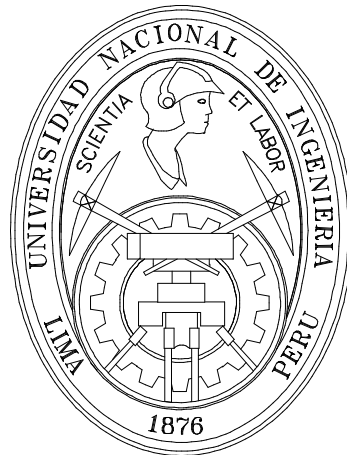


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA CIZALLA MECÁNICA COMPACTA CON
CAPACIDAD PARA CORTAR PLANCHAS DE ACERO HASTA 3 mm DE
ESPESOR X 1.25 m. DE LONGITUD”**

TESIS

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO

ENRIQUE SARMIENTO SARMIENTO

PROMOCIÓN 1973-II

**LIMA – PERÚ
1979**

TABLA DE CONTENIDOS

	PÁGINA
1.0 Introducción	01
2.0 El corte	05
2.1 Tipos	05
2.1 .1 El corte por cizallamiento	05
2.1.1.1 Principales tipos de cizallas	06
2.2 Principio del corte por cizallamiento	13
2.2.1 Cálculo de las fuerzas de corte para cizallas de cuchillas paralelas	13
2.2.2 Fuerzas de corte para metal con cuchillas inclinadas	17
2.2.3 Trabajo en el corte de metal con cuchillas paralelas	22
2.2.4 Trabajo de corte de metal con cuchillas inclinadas	26
2.3 Recomendaciones prácticas para el diseño de cizalladoras	27
2.3.1 Velocidad de corte	27
2.3.2 Angulo de la cuchilla superior	27
2.3.3 Juego relativo entre cuchillas	28
3.0 Diagrama y esquema de funcionamiento de la máquina	29
3.1 Partes	29
3.2 Cadena cinemática	29
3.2.1 Análisis cinemático	31
3.2.1.1 Primera alternativa	31
3.2.1.2 Segunda alternativa	32

3.3	Mecanismo biela manivela	33
3.3.1	El mecanismo biela manivela determinación de la carrera y ángulos	38
3.3.1.1	La fórmula de la carrera	38
3.3.1.2	Cálculo del ángulo de mayor velocidad	38
3.3.2	Determinación de la máxima velocidad de la cuchilla	40
3.3.3	Determinación de la carrera y el ángulo de giro efectivo de corte de la excéntrica	41
3.4	DETERMINACIÓN DE LA FUERZA DE CORTE	42
3.4.1	La fuerza según Nosal	42
3.4.2	Según el texto de Quercy	44
3.5	Determinación de las fuerzas que actúan sobre el eje de la excéntrica, bulón de unión excéntrica, biela y excéntrica	48
3.6	Cálculo del trabajo de corte	49
3.7	Cálculo de la potencia en el eje motriz	50
4.0	Diseño y dimensionamiento de los elementos de la cizalle	52
4.1	Diseño de la primera reducción	52
4.1.1	Dimensionamiento de las fajas y poleas	52
4.1.1.1	Dimensionamiento de las poleas	56
4.2	Diseño de la segunda reducción	59
4.2.1	Diseño y dimensionamiento de los engranajes según la AGMA	59
4.2.1.1	Dimensionamiento de los engranajes	66
4.3	Diseño y dimensionamiento de la excéntrica y vástago	71
4.3.1	Dimensionamiento de la excéntrica	72
4.3.2	Cálculo y dimensionamiento del vástago (biela)	75

4.4	Cálculo y dimensionamiento del pivote que une el soporte de cuchilla y ariete con el vástago o biela	77
4.5	Diseño y dimensionamiento del eje 1 según la ASME	80
4.5.1	Cálculo de las tensiones debido a las fajas	80
4.5.2	Cálculo de la fuerza debido al engranaje	81
4.5.3	Diagrame de fuerzas	81
4.5.4	Aplicando la ecuación de la ASME para el cálculo del diámetro del eje	84
4.5.5	Verificación por deformación torsional	85
4.5.6	Verificación por fatiga	86
4.5.7	Selección de rodamientos y soportes de bride del eje N° 1	86
4.6	Diseño y dimensionamiento del eje N° 2 según la ASME	88
4.6.1	Diagrame de fuerzas	89
4.6.2	Aplicando la ecuación de la ASME para encontrar el diámetro del eje N° 2	91
4.6.3	Verificación por deformación torsional	92
4.6.4	Verificación por fatiga	93
4.6.5	Selección de los rodamientos y soportes de brida del eje N° 2	94
4.7	Cálculo y diseño de la estructura	95
4.7.1	Las placas laterales	95
4.7.2	El soporte de la cuchilla inferior y viga que une las placas laterales	99
4.8	Dimensionamiento de la volante	102
4.8.1	Considerando como un disco sólido a la polea	

conducida	104
4.8.2 Necesario para el corte	106
4.9 Diseño del embrague	108
4.9.1 Considerando la máxima potencia que el motor da	109
4.9.1.1 Considerando que los tres dientes trabajan a corte	110
4.9.2 Selección del resorte de empuje del embrague	111
4.9.2.1 Carrera del resorte	112
4.9.2.2 Suponemos un alambre de 7/16" (0.437)	114
4.10 Diseño de la palanca del embrague	117
4.10.1 Diseño de la palanca considerando platinas de 3/16"x 9/16" ó 5mm x 40mm acero A36	119
4.10.2 Diseño del pin de embrague y desembrague	120
4.11 Diseño del resorte de extensión de retorno de la palanca de desembrague	122
5.1 OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES	125
5.2 PLANOS	

PROLOGO

Para el presente trabajo, doy mi agradecimiento eterno al Ingeniero y Profesor Marcos Alegre Valderrama, que con su formación, enseñanzas y asesoramiento en la disciplina del diseño de máquinas permitió la realización de la presente tesis.

La presente tesis ha sido estructurada en 5 partes tratando de cubrir todos los campos necesarios para el diseño de una máquina y el manejo de la información, teórica, de los parámetros necesarios para el análisis, el diseño de los componentes y de la presentación de los detalles en planos para la fabricación de la máquina.

En el capítulo I se da Introducción, que explica el motivo, objetivos y alcances de la tesis.

En el capítulo II se da la presentación de los tipos más usuales de formas de corte por cizallamiento de planchas de metales. La teoría de corte y los casos teóricos y experimentales para obtener los datos de corte para diferentes planchas de aceros comerciales y de otras aleaciones, así como también las recomendaciones prácticas a tomarse en cuenta en el diseño.

En el capítulo III se da la presentación de los componentes de la máquina de corte por cizallamiento de cuchillas paralelas con ángulo de inclinación de planchas metálicas, su adecuada cadena cinemática, el análisis de los mecanismos

importantes. El análisis de los parámetros de corte, como la velocidad de la cuchilla, la energía y la potencia para el corte.

En el capítulo **IV** se dan todos los análisis y diseños de todos los elementos estructurales y elementos de máquina, estos se inician con los elementos de la transmisión de movimiento y potencia que se inicia en el motor eléctrico, reducción de fajas, reducción de engranajes, mecanismos de excéntrica, cuchilla de corte, ejes de primera y segunda reducción, estructura de la máquina, embrague, mecanismos y resortes de accionamiento de embrague, excéntricas, tirantes, volante etc.

En la parte **V** se da las conclusiones, y todos los planos de ensamble y despiece de todos los componentes con sus detalles para fabricación.

CAPITULO 1

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto tiene por objetó, lograr el diseño y construcción de una máquina herramienta, usada en el procesamiento de corte de planchas de acero; hasta tres milímetros de espesor (1/8") y para el ancho comercial que se tiene en el mercado (1.2m).

Esta máquina muy usada en la industria metal mecánica, espacialmente por los fabricantes de muebles metálicos, fabricantes de duetos y elementos de ventiladores, y en el procesamiento de calderería para productos de consumo doméstico y máquinas.

Esta máquina no se fabrica en el país, normalmente las que se usan son importadas de diferentes orígenes, como checoslovacos, brasileños, japoneses, norteamericanos y algunos europeos.

La concepción de esta cizalla mecánica de cuchillas inclinadas, ha sido concebido para el corte de fierros de bajo carbono, los aceros inclusive los estructurales y toda la gama de aceros inoxidable.

Puede servir también para otros metales, como aleaciones de cobre hasta espesores de 5 mm., aleaciones de aluminio hasta espesores de 6 milímetros.

El diseño se ha concebido, tratando de lograr una cizalla compacta de baja altura, pero con elementos mecánicos robustos, todos estos elementos están dentro de la caja de la cizalla.

Teniéndose por consiguiente una cizalla de dos metros de longitud por un metro veinte de altura y un ancho de nueve decímetros.

El presente trabajo se ha dividido en las siguientes partes:

- Parte 1: Teoría de corte y casos teórico-experimentales.
- Parte 2: Determinación de los parámetros de diseño.
- Parte 3: Diseño de los principales elementos de la cizalla.
- Parte 4: Verificación de los elementos estructurales de la cizalla (Placas de soporte).
- Parte 5: Planos de ensamble y despiece.

CAPITULO 2

2.0 EL CORTE

El corte es un proceso de separación de una pieza, en dos partes, venciendo las fuerzas de unión molecular y atómicas del elemento.

2.1 TIPOS

De acuerdo a la forma de corte:

- A) El corte por cizallamiento.
- B) El corte por serrado.

El corte por soplete.

2.1.1 EL CORTE POR CIZALLAMIENTO

Este tipo de corte se produce por efecto del apisonado de la plancha entre dos hojas afiladas, que generan un estirado inicial debido al esfuerzo y luego la plancha falla o rompe por cizallamiento

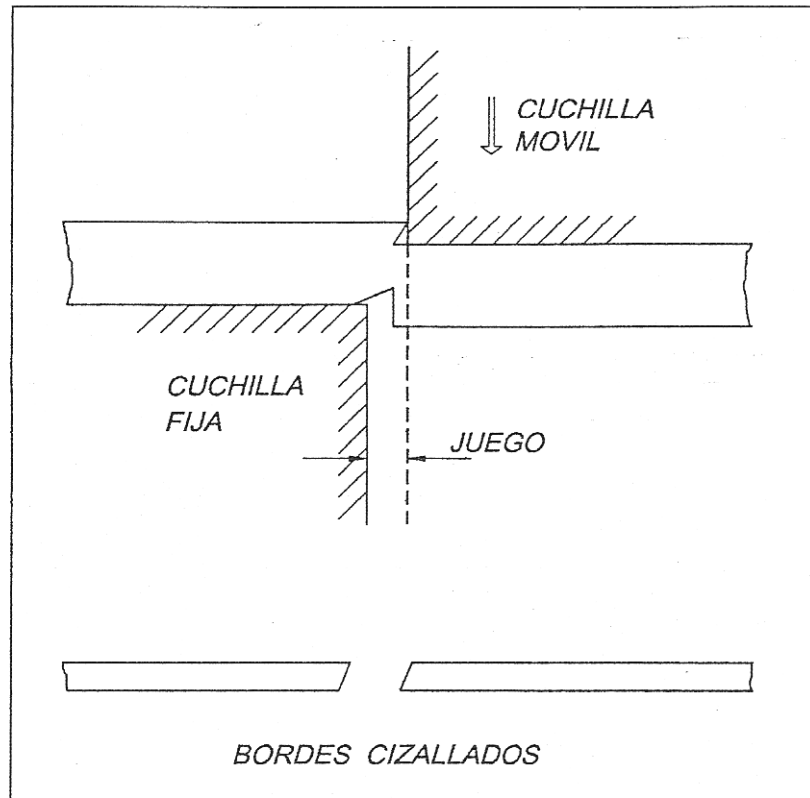


FIGURA N° 1

2.1.1.1 PRINCIPALES TIPOS DE CIZALLAS

Para el corte de metal laminado tipo plancha, se emplean los siguientes tipos:

A) Cizallas con cuchillas paralelas

En estas cizallas las aristas de corte de las cuchillas son paralelas entre sí, se emplean para el corte transversal de metal en caliente, como lingotes, planchones, etc.

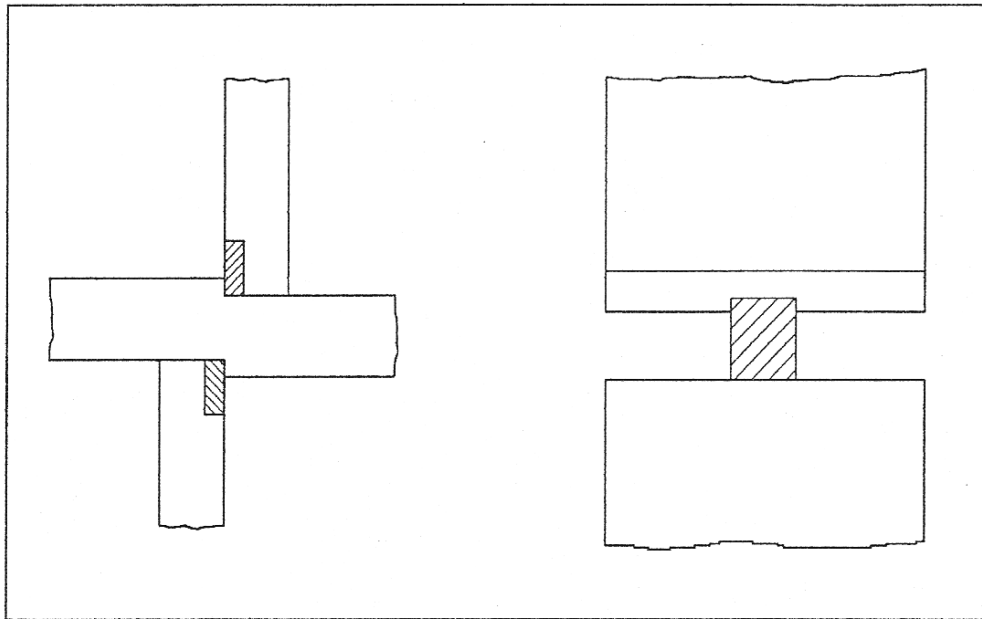


FIGURA N° 2

El corte de cizallamiento con cuchillas paralelas, el ángulo de la hendidura de las cuchillas es generalmente noventa grados o ángulos cercanos a noventa grados.

El proceso de corte se efectúa en dos fases:

- a) Al comienzo las cuchillas penetran deformando plásticamente al metal, debido a la presión de ambas hojas.

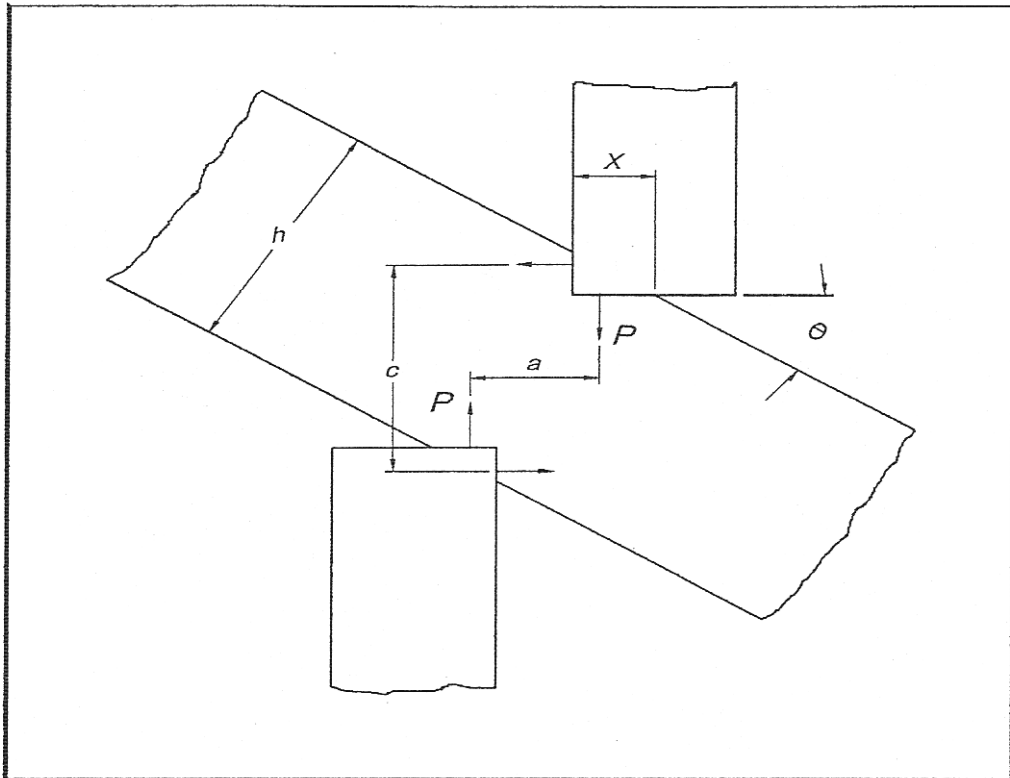


FIGURA N° 3

Originándose un par que tratará de hacer girar la hoja o plancha en sentido horario igual a:

$$P \times a$$

Donde: P : es la fuerza originada por las cuchillas

a : es el brazo

y la plancha se resistirá originando un par:

$$T \times C$$

Donde:

T : Son las fuerzas horizontales debido a las superficies horizontales de las cuchillas

Luego el ángulo de giro de la plancha, hasta que se produzcan el corte, estará definido por la ecuación.

$$P \times a = T \times C$$

Luego si se consideran las presiones específicas en las áreas X y 0.5 Z como iguales:

$$\frac{P}{X} = \frac{T}{0.5 Z}$$

La relación de fuerzas será:

$$T = P \frac{0.5 Z}{X} = P \operatorname{tg} \theta$$

Donde θ será ángulo de giro de la pieza hasta el cizallamiento.

Si:

$$a = x = 0.5 \frac{Z}{\operatorname{tg} \theta}$$

$$C = \frac{h}{\cos \theta - 0.5 Z}$$

Tendremos: $Z = 2 \operatorname{tg} \theta \operatorname{seno} \theta \approx 2 \operatorname{tg}^2 \theta$

Durante la penetración la fuerza P es igual a:

$$P = p \times b \times x = p b \frac{0.5 Z}{\operatorname{tg} \theta}$$

Donde:

P : es presión específica

b : ancho de la pieza o plancha

sustituyendo el valor de $\text{tg } \theta = \frac{Z}{H}$

$$p b \sqrt{0.5 Z h}$$

Si se considera que durante la penetración, la presión específica es constante de acuerdo a la última ecuación, P aumentará parabólicamente hasta alcanzar el comienzo del cizallamiento.

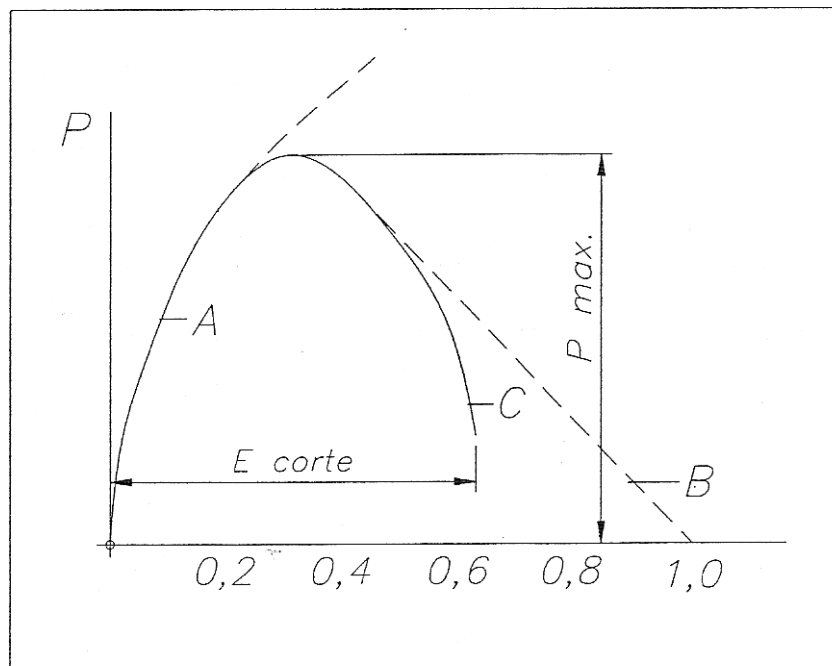


FIGURA N° 4

Estas curvas se obtienen experimentalmente.

B) Cizallas con cuchillas inclinadas.

En estas cizallas, las aristas de corte se inclinan formando un cierto ángulo entre sí, con la inclinación de la cuchilla se logra disminuir apreciablemente la fuerza de cizalladura. Se emplean para el corte en frío y en caliente de chapa fina, bandas, flejes, etc.

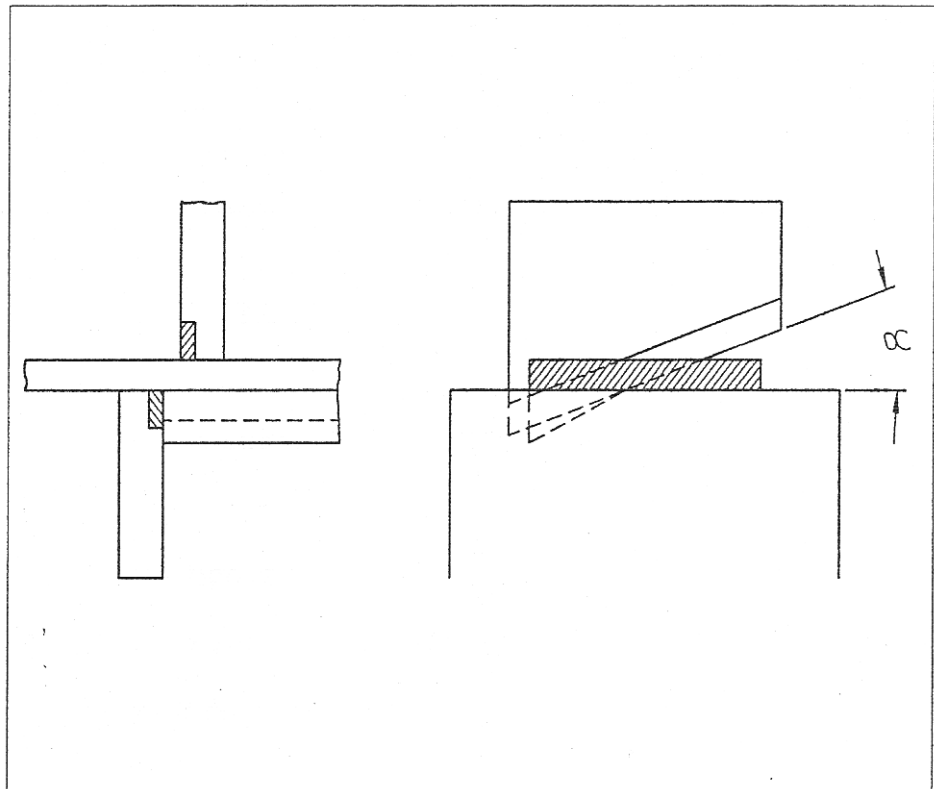


FIGURA N° 5

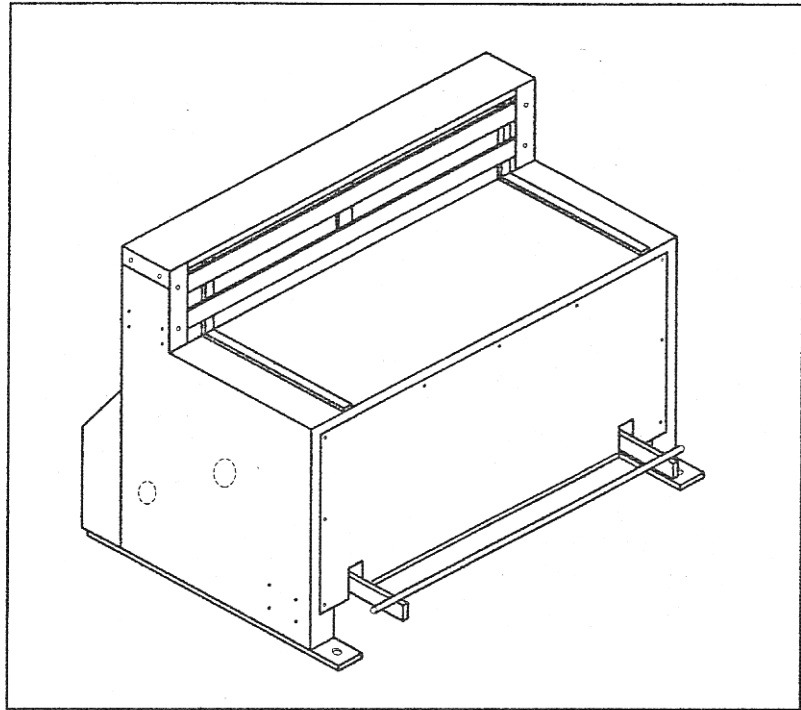


FIGURA N° 6

C) Cizallas con cuchillas rotativas

En este tipo de cizallas ambas cuchillas tienen la forma de un disco redondo y giran en sentido contrario, produciendo el corte.

Se emplean para recortar bordes de planchas, bandas y cizallar longitudinalmente bandas estrechas y anchas.

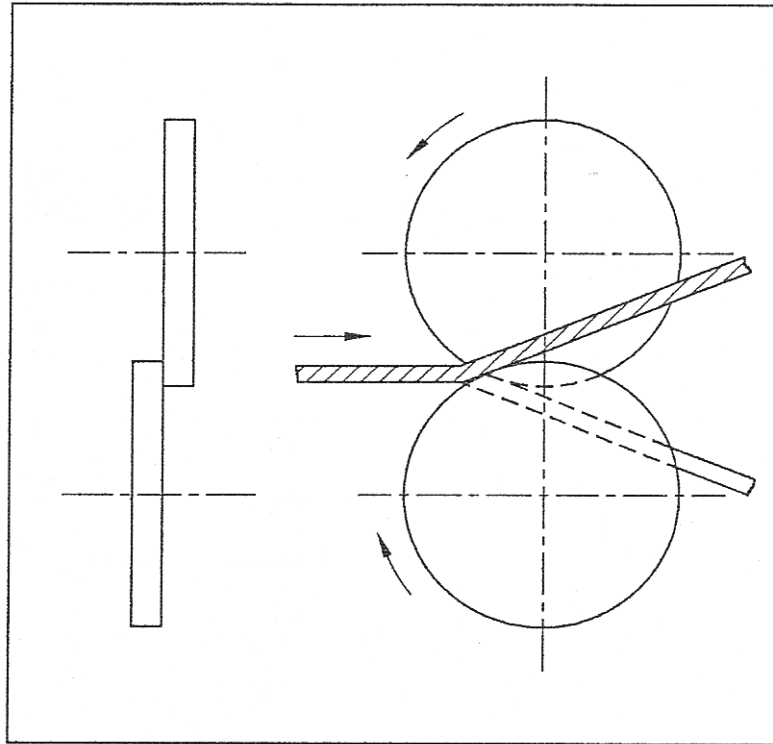


FIGURA N° 7

2.1 PRINCIPIOS DEL CORTE POR CIZALLAMIENTO

2.2.1 CÁLCULO DE LA FUERZA DE CORTE PARA CIZALLAS DE CUCHILLAS PARALELAS

Las curvas de corte por cizallamiento exactas, se determinan experimentalmente con los parámetros:

$$\tau = f(\varepsilon)$$

$\tau \rightarrow$ resistencia específica al corte

$$\varepsilon \rightarrow \text{Profundidad relativa al corte} = \frac{Z}{h}$$

El cálculo de la fuerza de corte se hace en base a los datos experimentales de corte pro cizallamiento, probándose planchas, de fierros dulces, aceros de bajo de carbono, cobre y sus aleaciones, aluminio y sus aleaciones, obteniéndose curvas de esfuerzo y deformación, que darán la curva $\tau = f(\varepsilon)$.

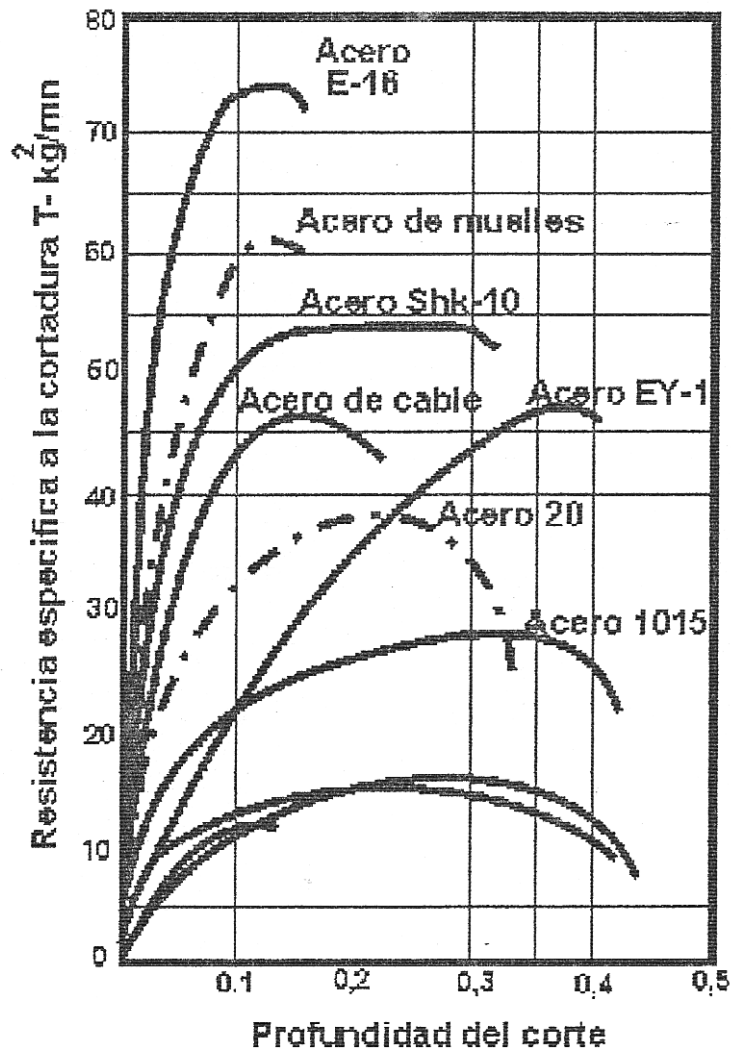


FIGURA N° 8

Datos que son de ensayos experimentales de laboratorio, al que hay que incrementar de 70 a 80% para encontrar el esfuerzo de corte a desarrollarse en la máquina.

$$P = \Gamma * A$$

Γ → resistencia específica al corte.

A → área transversal de la pieza

Para materiales donde no se disponen sus curvas de corte los parámetros para calcular la fuerza de corte, pueden encontrarse aproximadamente con la curva conocida más próxima y el factor de corrección obtenido de los ensayos y datos.

Esfuerzo de rotura y alargamiento de tracción simple:

$$P \cong \tau' \frac{\sigma_t}{\sigma_t'} * A$$

$$Z \cong \varepsilon' \frac{\delta}{\delta} * h$$

Donde σ_t y δ son los valores empíricos del metal cortado y σ_t' , δ' , τ' , ε' , son los valores relativos al material supuesto.

La máxima fuerza de corte se calcula

$$P_{MAX} = K * \sigma_t * A$$

Donde $K = \frac{\tau_{MAX}}{\sigma_t}$

Y este valor depende del metal ensayado, de la calidad de las cuchillas y este valor oscila entre 0.7 a 0.8 y se ha demostrado experimentalmente.

Según el autor Quero: La fuerza para el corte con cuchilla paralelas se calcula:

$$F = K * h * l * \tau$$

$h \rightarrow$ espesor de la chapa en mm.

$l \rightarrow$ longitud a cortar en mm.

$\tau \rightarrow$ resistencia al corte.

$K \rightarrow$ coeficiente de penetración.

2.2.2 FUERZA DE CORTE PARA METAL CON CUCHILLAS

INCLINADAS

Las cizallas con cuchillas inclinadas son empleadas para cortar planchas delgadas y anchas.

En este tipo de cizalla la fuerza de corte se ve disminuida, a causa del aumento del recorrido de la cuchilla,

Para el cálculo, de acuerdo a experimentos últimos, la fuerza de corte se calcula:

$$P = P_1 + P_2 + P_3$$

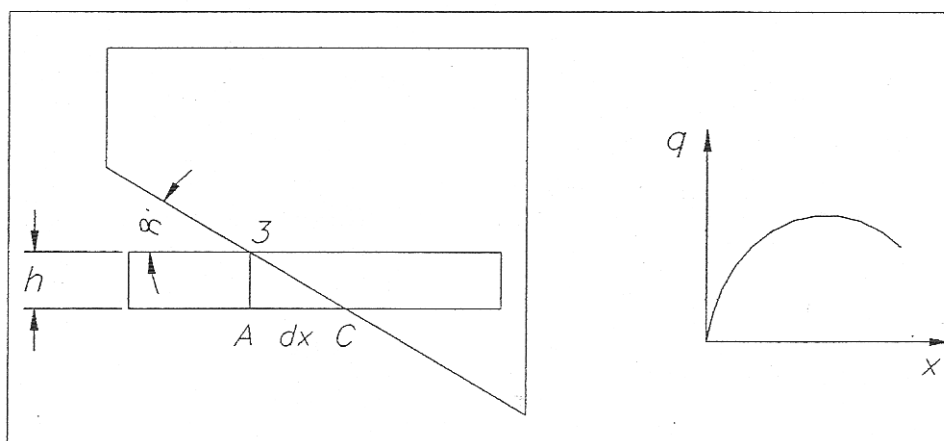


FIGURA N° 9

P_1 = Esfuerzo de corte actual

P_2 = Fuerza de doblado de la parte cortada hacia atrás.

p_3 = Fuerza de doblado del metal de la zona de corte donde se

forma una doblez local en forma de copa.

Para el cálculo de P_1 :

$$d P_x = q_x \cdot d x = \tau^* \cdot h^* \cdot d x$$

$q_x \rightarrow$ Es el esfuerzo de corte por unidad de la longitud de la cuchilla

$h \rightarrow$ Es el espesor de la chapa.

Por la expresión de la profundidad relativa de corte:

$$\epsilon = \frac{x \operatorname{tg} \alpha}{h} \quad ; \quad dx = \frac{h}{\operatorname{tg} \alpha} d \epsilon$$

Donde: $\alpha \rightarrow$ es el ángulo de las cuchillas

Suponiendo que la curva $qx = f(x)$ a lo largo de la línea de contacto del metal con las cuchillas es semejante a la curva $\tau = f(\epsilon)$.

$$P_1 = \frac{h^2}{\operatorname{tg}\alpha} \int \tau \, d\epsilon$$

Que integrando esta ecuación nos dará el valor de la fuerza de corte para cuchillas inclinadas.

Otra ecuación para calcular P_1 donde se considera las propiedades plásticas del metal y donde se trabaja en base a datos del material del ensayo de tracción simple:

$$P_1 = \frac{h^2}{\operatorname{tg}\alpha} * a$$

Una ecuación donde consideran las cargas P_1 y P_2 y sugerida por NOSAL es:

$$P = P_1 \left(1 + Z \frac{\operatorname{tg}\sigma}{0.6\delta} \right) + \left(\frac{1}{1 + \frac{10\delta t}{\sigma_t Y^2 x}} \right)$$

Donde Z se determina del gráfico 10.

Dependiendo del valor dimensional λ donde C es el ancho de la parte cortada.

$$Y = \frac{A}{h}$$

A → es el juego relativo lateral entre las cuchillas.

es aproximadamente 0.07 mm. Para plancha $h \leq 5$ mm.

es 0.5 mm. cuando $h = 10$ a 20 mm

e incluye la acción del sujetador de la plancha para facilitar el corte.

$$x = \frac{d}{h}$$

d → es la distancia del plano de corte sujetador y podría tomarse inicialmente como 10 mm

α → Ángulo entre las cuchillas.

δ → Alargamiento relativo a tracción simple hasta la rotura.

σ_t → Carga de rotura en tracción simple.

Según Quercy, para el cálculo de la fuerza de corte de cizallas con cuchillas inclinadas, da una expresión simple del análisis geométrico.

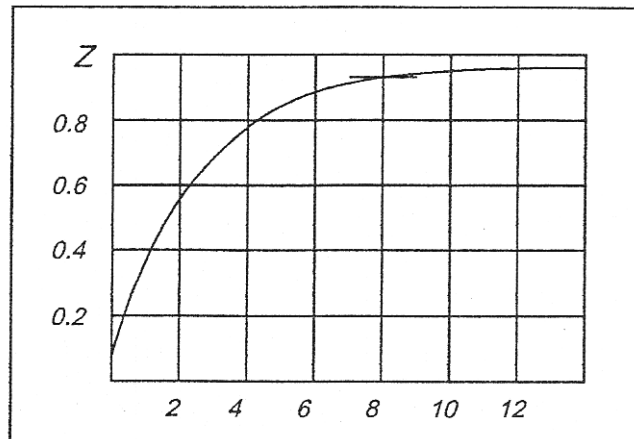


FIGURA N° 10

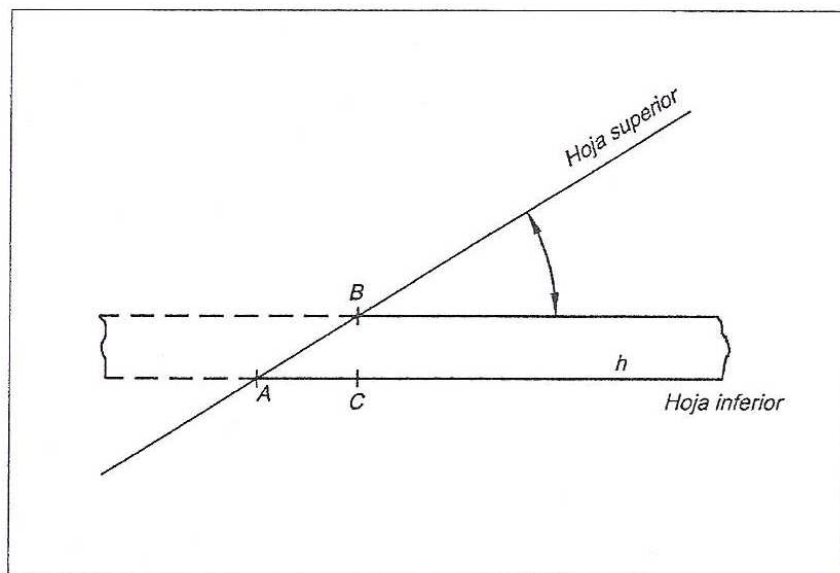


FIGURA N° 11

Longitud de cizallamiento es: $\frac{h}{\text{tg}\alpha} = \frac{CB}{\text{tg}\alpha}$

Y la fuerza a aplicarse para el corte.

$$F = K \cdot h \cdot L \cdot \tau$$

$$L = \frac{h}{\operatorname{tg}\alpha}$$

$$F = \frac{h}{\operatorname{tg}\alpha} * \tau$$

K = Coeficiente de penetración = 0.03 a 0.5

h = Espesor plancha.

α = Angulo entre cuchillas

τ = Resistencia al cizallamiento

2.2.3 TRABAJO EN EL CORYE DE MEYAL CON CUCHILLAS

PARALELAS

El trabajo depende del recorrido de las cuchillas, y se podría expresar también por el área de la curva.

$$\tau = f(\varepsilon)$$

$$W = \int A^* \tau^* dZ = \int A^* \tau^* d\varepsilon^* h = Ah \int \tau d\varepsilon$$

$$W = A \cdot h$$

$$a = \int \tau d\varepsilon$$

a = Trabajo específico de corte y es igual al área limitada por la curva $\tau = f(\varepsilon)$, experimental obtenido con probetas de 1mm^2 de sección transversal y altura 1 mm.

Los valores de a se pueden obtener en tablas como la muestra en el cuadro adjunto. (TABLA N° 1 – ver página siguiente –)

TABLA N° 1

Valores de τ máximo, ε ruptura y a para corte en frío de diversos metales.

Para la composición y propiedades mecánicas de los aceros.

Metal	τ máx K/mm ²	$\frac{\tau \text{ máx}}{\delta t}$	ε de ruptura	a k/mm/mm ³	$\frac{\tau \text{ med}}{\tau \text{ máx}}$
Acero, E 16	75	0.65	0.16	9.7	0.81
Acero muelles	61	0.61	0.16	7.4	0.76
Acero, ShKh 10	54	0.64	0.33	15.7	0.84
Acero Eyai 1	47	0.79	0.4	12.4	0.66
Acero, cable	46	0.69	0.23	8.5	0.8
Acero, 20	38	0.7	0.35	10.4	0.78
Acero 1015	28	0.74	0.41	9.7	0.84
Cobre	16	0.8	0.42	2.7	0.85
Cinc	15	0.91	0.41	5.2	0.84
Duraluminio	13	----	0.13	1.3	0.77

Si no se dispone de los datos experimentales de corte, se puede aproximar el cálculo del trabajo específico de corte.

$$a = \tau \text{ media } \varepsilon \text{ ruptura}$$

τ media : Es la resistencia media al corte y es aproximadamente 0.75 – 0.85 τ máx.

ε ruptura: Es la profundidad relativa del corte, correspondiente a la separación final de una parte de metal a la otra.

Estos valores se pueden expresar en función de $\sigma\tau$ carga rotura en fracción simple y alargamiento relativo.

$$\tau \text{ media} = K_1 \sigma_t \rightarrow K_1 \approx 0.6$$

$$\varepsilon \text{ ruptura} = K_2 \rightarrow K_2 \approx 1.2 - 1.6$$

$$K_1 \times K_2 = (0.7 \text{ a } 0.96)$$

$$W = A h \int \tau d\varepsilon$$

$$W = A * h * a ; a = \int \tau d\varepsilon$$

$$W = (0.72 - 0.96) \delta_t * d_t * Ah$$

A = Sección transversal de la plancha

h = Espesor de la plancha

σ_t = Resistencia de rotura en tracción

δt = alargamiento relativo

La fuerza lateral sobre las cuchillas de acuerdo a la ecuación 2 es igual:

$$T = P * t_g * \gamma$$

Y como recomendación se considera:

Sin apoyo ni sujeción de la plancha $\gamma = 10^\circ - 20^\circ$

$$T \approx (0.18 - 0.35) P$$

Y con apoyo y sujeción $5^\circ - 10^\circ$

$$T \approx (0.1 - 0.18) P$$

2.2.4 TRABAJO DE CORTE DE METAL CON CUCHILLAS INCLINADAS

$$W = P * b * t_g \alpha$$

P = Fuerza de corte

$b * t_g \alpha$ recorrido nominal de la cuchilla inclinada móvil para $b t_g \alpha > h$.

2.3 RECOMENDACIONES PRÁCTICAS PARA EL DISEÑO DE CIZALLADORAS

2.3.1 VELOCIDAD DE CORTE

Según el manual de DUBBEL, la velocidad de corte recomendada para planchas está:

$$v = (0.1 \text{ a } 0.13) \text{ m/seg.}$$

Otros autores más conservadores como Rodríguez Pando, recomienda velocidades de:

$$v = (0.15 \text{ a } 0.30) \text{ m/seg.}$$

2.3.2 ANGULO DE LA CUCHILLA SUPERIOR

Con respecto la inferior que es horizontal.

Según manual de DUBBEL : $\alpha = 2^\circ$ a 10°

Según Tselikov : $\alpha = 1^\circ$ a 6°

Según Rodríguez Pando: $\alpha = 8^\circ$ a 10°

Siendo α mayor ángulo menor la fuerza de corte, pero con el inconveniente de que aumenta la componente horizontal, que puede desplazar la plancha en el momento del corte.

2.3.3 JUEGO RELATIVO ENTRE CUCHILLAS

La luz o juego relativo entre cuchillas, juega un papel importante para un buen acabado en el corte.

Según el manual de Dubbel, el juego:

$$D = \frac{h}{25}$$

Según Tselikov, el juego es:

$d \cong 0.07 h$ donde $h \leq 55$ y $d \cong 0.05 \text{ mm. para } 10 \leq h \leq 20$

CAPITULO 3

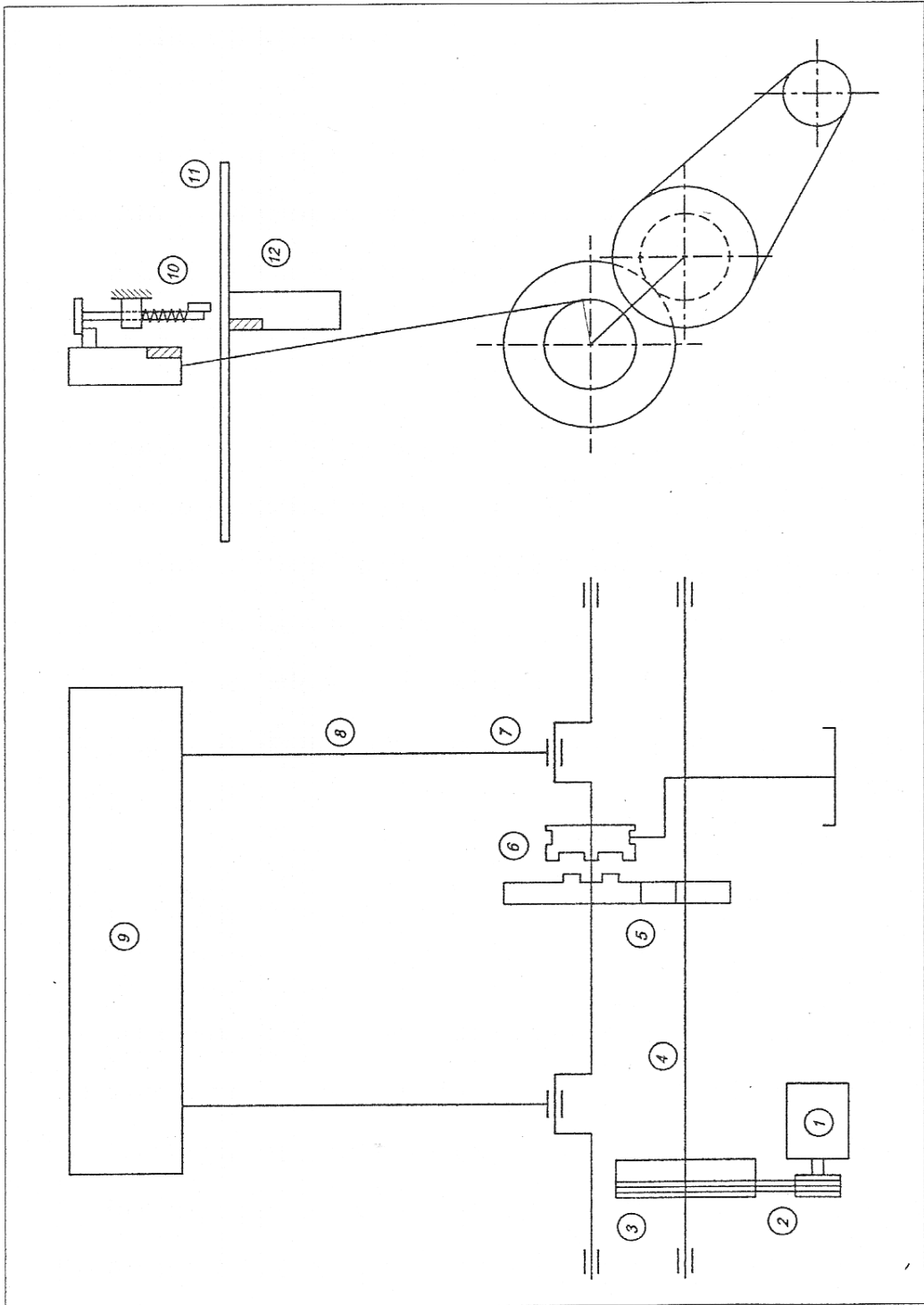
3.0 DIAGRAMA Y ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA

3.1 PARTES:

1. Motor
2. Transmisión de reducción de faja
3. Polea volante
4. Primer eje
5. Transmisión piñón, engranaje
6. Embrague
7. Excéntricas
8. Bielas
9. Soporte, cuchilla superior móvil
10. Pisador de plancha
11. Mesa, cuchilla inferior fija
12. Bastidor o placa soporte
13. Mecanismo de Accionamiento

3.2 CADENA CINEMÁTICA

La cadena cinemática de la máquina comienza con el movimiento del motor, el que mantiene en movimiento la transmisión de faja y mediante ésta la volante y el primer eje se mueven, este primer eje mantiene en movimiento la transmisión de engranajes, todos estos movimientos en vacío, hasta que se accione el mecanismo que enganche todos los elementos en movimiento con la excéntrica, que es la que mueve la manivela, ésta el soporte de la cuchilla superior y produce el corte.



3.2.1 ANALISIS CINEMÁTICO

El presente es el análisis para encontrar las velocidades de los diferentes elementos de la cizalla que están en movimiento y determinar las reducciones entre los ejes desde el motor hasta la cuchilla de corte.

Tomando como referencia a los fabricantes de este tipo de cizallas o guillotinas motorizadas, los cortes por minutos que pueda dar como máximo para las características de corte o sea 1.55 mts. de longitud y 3 mm. de espesor; esta entre 50 y 60 golpes por minuto. Tomando como referencia el promedio 55 golpes por minuto, implica que el cigüeñal o excéntrica gire a 55 RPM.

3.2.1.1 PRIMERA ALTERNATIVA

Si partimos del motor eléctrico que gira a 1800 RPM; normalmente y exactamente a 1750 RPM debido al resbalamiento a plena carga, con una primera reducción flexible de fajas en V con relación de transmisión (m) de 5 llegamos a 350 y con una segunda reducción rígida de engranajes rectos, relación de transmisión (m) = 6.3 llegamos a la excéntrica a 55.5 RPM.

En resumen:

Motor: 1750 RPM

Eje del volante 350 RPM

Eje de la excéntrica 55.5 RPM

Primera reducción fajas en V $m = 5$

Segunda reducción engranajes

de dientes rectos $m = 6.4$

esta cadena cinemática utilizando un motor de 1750 RPM, que es un motor económico y de menor peso, da como resultado unos elementos de reducción grandes y desproporcionadas que no cumple con el deseo de lograr una máquina compacta y de dimensiones pequeñas. Otra alternativa sería la selección de un motor de menor revolución por minuto.

3.2.1.2 SEGUNDA ALTERNATIVA

Tomando un motor de 1155 RPM a plena carga y tomando una primera reducción flexible de fajas en V de relación de transmisión $m = 5$, llegaremos al primer eje con una rotación

de 231 RPM y luego con y una segunda reducción rígida de engranajes rectos de una relación de transmisión $m = 4.2$ llegaremos en el eje de la excéntrica con 55 RPM.

En resumen:

Motor: 1155 RPM

Eje 1 del volante 230 RPM

Eje 2 de la excéntrica 55 RPM

Primera reducción fajas en V $m = 5$

Segunda reducción engranajes

De dientes rectos $m = 4.2$

De las dos alternativas tomamos la segunda, por ser la que mejor se acomoda a nuestro objetivo de lograr una cizalladota compacta.

3.3 MECANISMO BIELA MANIVELA

El mecanismo biela manivela o excéntrica, con la biela o barra tirante (vástago) es la que transforma el movimiento angular

en movimiento rectilíneo, este movimiento será utilizado en el desplazamiento lineal vertical de la cuchilla de corte.

Este mecanismo consta:

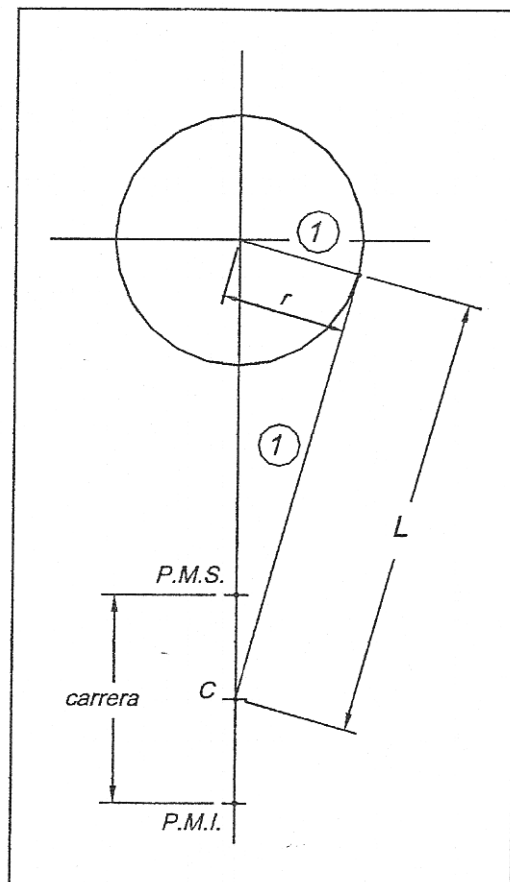


FIGURA N° 13

1. Biela, vástago.
2. Manivela excéntrica.

M = la manivela o excéntrica de radio r.

B = La biela o tirante de longitud l

La carrera x, del punto c está determinada por el radio de la excéntrica y es igual a 2 r.

Para el dimensionado del mecanismo biela excéntrica, primero determinaremos la carrera de la cuchilla superior.

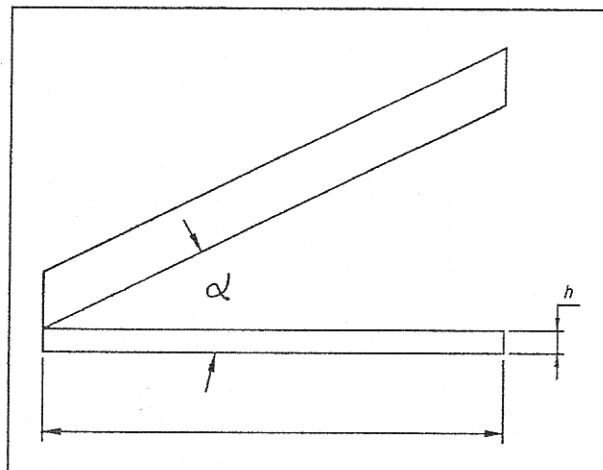


FIGURA N° 14

$$H = h + L * \operatorname{tg} \alpha$$

Para la cizalla en diseño:

H = Carrera de la cuchilla superior

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

$$L = 1.55 \text{ mm}$$

$$\alpha = 3^\circ$$

$$H = 3 \text{ mm} + 1550 \times \tan 3^\circ$$

$$H = 84.23 \text{ mm. } 85.00 \text{ mm.}$$

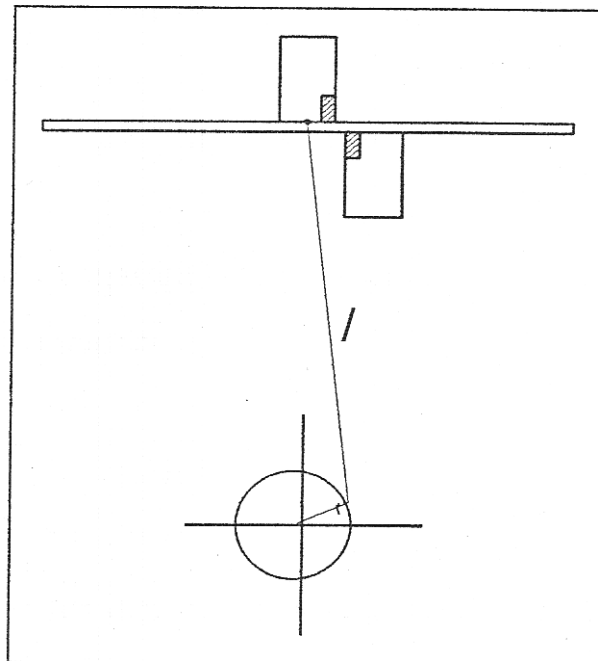


FIGURA N° 15

Asumiendo $\frac{H}{S} = 0.5$ para planchas que se cortan en frío.

Según el Manual de Diseño S K F

Donde: H = Carrera de la cuchilla

S : 2 r

$$\text{Luego : } \frac{H}{2r} = 0.5$$

El radio de la manivela:

$$r = H = 85 \text{ mm.}$$

Por razones constructivas y limitación de espacio dentro de la caja de la máquina.

$$l = 595$$

En resumen las dimensiones de la biela-manivela.

$$l = \text{Longitud de la biela} = 595 \text{ mm.}$$

$$R = \text{radio de la manivela} = 85 \text{ mm}$$

Relación $l/r = 7$.

3.3.1 EL MECANISMO BIELA MANIVELA DETERMINACIÓN DE LA CARRERA Y ÁNGULOS

3.3.1.1 LA FÓRMULA DE LA CARRERA

$$x = r (1 - \cos \theta) + \frac{r^2}{2L} \operatorname{sen}^2 \theta$$

3.3.1.2 CALCULO DEL ÁNGULO DE MAYOR VELOCIDAD

En todo mecanismo biela manivela, existen puntos de velocidad de mínima y máxima velocidad, en esos puntos de mínima velocidad, esta es igual a 0 y son los puntos donde $\theta = 0^\circ$ y $\theta = 180^\circ$. Los puntos de máxima velocidad dependen fundamentalmente de la relación r / l .

La expresión para calcular velocidad de la cuchilla es:

$$u = V \left(\operatorname{sen} \theta \pm 1/2 \frac{r}{l} \operatorname{sen} 2\theta \right)$$

Haciendo:

$$\frac{du}{dt} = 0$$

Se encuentra:

$$\cos \theta + \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{l} \cdot 2 \cdot \cos 2\theta = 0$$

Y como:

$$\cos 2\theta = 2 \cdot \cos^2 \theta - 1$$

Reemplazando y acomodando la ecuación

$$\cos^2 \theta + \frac{l}{2r} \cos \theta - \frac{1}{2} = 0$$

Que resulta la expresión de una ecuación de segundo grado:

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

Cuyas raíces son:

$$x = -1/2 b \pm \sqrt{\frac{b^2}{4} - c}$$

Luego para nuestra ecuación la solución real será:

$$\cos \theta = -\frac{l}{4r} + \sqrt{\frac{l^2}{16r^2} + 0.5}$$

Como tenemos una relación $\frac{l}{r} = 7$ resulta:

$$\text{Cos. } \theta = 0.139$$

Que corresponde: $\theta = 82^\circ$ durante el corte

3.3.2 DETERMINACIÓN DE LA MÁXIMA VELOCIDAD DE LA CUCHILLA

$$u = V \left(\text{sen } \theta + \frac{1}{2} + \frac{r}{l} \text{sen } 2\theta \right)$$

Para:

$$\theta = 82^\circ$$

$$r = 85 \text{ mm}$$

$$l = 595 \text{ mm.}$$

N = 55 golpes por minuto o RPM de la excéntrica

$$u = \frac{55 * 2 * 85}{60} (\text{sen. } 82^\circ + 1/2 * 85/595 * \text{sen } 2 * 82)$$

$$u = 494 \text{ mm/seg.}$$

3.3.3 DETERMINACIÓN DE LA CARRERA Y EL ÁNGULO DE GIRO EFECTIVO DE CORTE DE LA EXCÉNTRICA

Si hacemos:

$$H = \Delta x = 85 \text{ mm}$$

Sabemos que la carrera de la cuchilla se encuentra con la siguiente expresión:

$$x = r(1 - \cos \theta) + \frac{r^2 \text{Sen}^2 \theta}{2l}$$

Tomando como posición inicial de corte 82° donde se da la máxima velocidad de la excéntrica y sabiendo que $x = 85 \text{ mm}$., la posición angular final la encontramos:

$$\Delta x = \left[r(1 - \cos \theta_2) + r^2 \frac{\text{Sen}^2 \theta_2}{2l} \right] - \left[r(1 - \cos \theta_1) + r^2 \frac{\text{Sen}^2 \theta_1}{2l} \right]$$

$$85 \approx \left[85\text{mm}(1 - \cos \theta_2) + \frac{85^2 \text{sen}^2 \theta_2}{2 \times 595} \right] - \left[85\text{mm}(1 - \cos 82) + \frac{85^2 \text{sen}^2 82}{2 \times 595} \right]$$

$$\text{Para } \theta_2 = 157 \quad 85 \cong 85 \text{ mm.}$$

Luego el corte se dará entre 82° y 157° abarcando un ángulo de 75° , que es aproximadamente 18% de la circunferencia de giro en una vuelta.

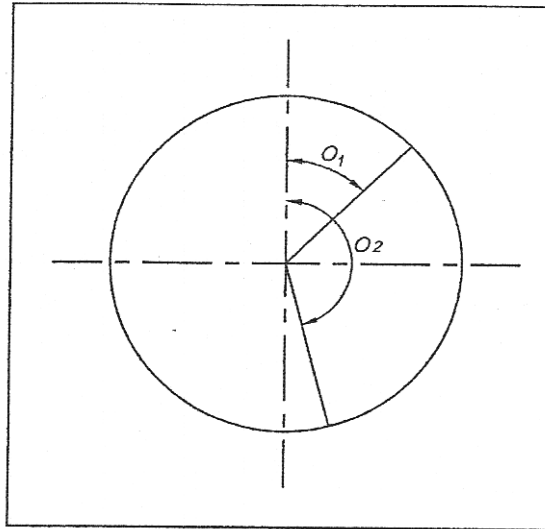


FIGURA N° 16

3.4 DETERMINACIÓN DE LA FUERZA DE CORTE

3.4.1 LA FUERZA SEGÚN NOSAL

Presentado por Tselikov y más exacta donde se considera las propiedades plásticas del metal:

$$P = P_1 \left(1 + 2 * \frac{\text{tg} \alpha}{0.6 \delta} + \frac{1}{\frac{1 + 10 \delta}{\sigma_2 * Y^2 * x}} \right)$$

$$P_1 = \frac{h^2}{\operatorname{tg}\alpha} \int \tau d\varepsilon = \frac{h^2 \cdot a}{\operatorname{tg}\alpha}$$

$h \rightarrow$ espesor de la plancha = 3 mm.

$\alpha \rightarrow$ ángulo de inclinación de la cuchilla específica}

$a \rightarrow \tau d\varepsilon = K_1 \sigma_t K_2 \delta$ Resistencia específica = 0.6 $\sigma_t \delta$ al corte

Considerando de acuerdo a la tabla 1 para la plancha de uso frecuente en calderería y para corte, el acero 1020 que tiene un $a = 10.4 \text{ k/mm}^3$.

$$P_1 = \frac{3^2 \text{ mm}^2}{\operatorname{tg} 3^\circ} \times \frac{10.4 \text{ Kg mm}}{1 \text{ mm}^3} = 1786 \text{ K.}$$

$$\delta = 21.7 \% \text{ ó } 0.217$$

$$\sigma_t = 53.7 \text{ K/mm}^2$$

$$Y = 0.07 * h = 0.07 * 3$$

$$x = 10$$

$$P = 1786 \left(1 + \frac{2 \operatorname{tg} 3^\circ}{0.6 * 0.217} + \frac{1}{1 + \frac{10 * 0.217}{53.7 * 0.21^2 * 10}} \right)$$

$$P = 1786 (2.721) = 4859.8 \text{ K.}$$

Según Nosal, sale : $P = 4859.8 \text{ K.}$

3.4.2 SEGÚN EL TEXTO DE QUERCY

$$P = \frac{K * h^2}{\operatorname{tg} \alpha} \tau$$

$\tau \rightarrow$ Resistencia máxima al corte por cizallamiento.

$K \rightarrow$ Coeficiente de penetración 0.3 a .5.

$h \rightarrow$ Espesor de plancha = 3 mm.

$\alpha \rightarrow$ Angulo de inclinación de las cuchillas = 3°

Para el acero : 1020 se tiene

$$\tau = 358 \text{ K} / \text{mm}^2$$

$$P = \frac{0.5 * 3^2 * 38}{\operatorname{tg} 3^\circ} = 3263 \text{ K}$$

Para el acero Sh Kh 20 que tiene alto : τ

$$P = \frac{0.5 \times 3^\circ \times 54}{\text{tg } 3^\circ} = 4121.5 \text{ K}$$

Según recomendaciones de Tselikov, la fuerza de corte para diseño, debe incrementarse entre un 15% a 20%.

Para compensar un posible embotamiento.

$$P_{\text{diseño}} = P_{\text{calculado}} \times 1.2$$

Tomando el mayor valor calculado:

$$P = 4860 \text{ K}$$

$$P_{\text{diseño}} = 1.2 \times 4860 \text{ K}$$

$$P_{\text{calculado}} = 5832 \text{ Kg.}$$

3.5. DETERMINACIÓN DE LAS FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE EL EJE DE LA EXCENTRICA, BULÓN DE UNIÓN EXCÉNTRICA, BIELA Y EXCENTRICA

Fuerza de corte necesaria = 5832 K = F

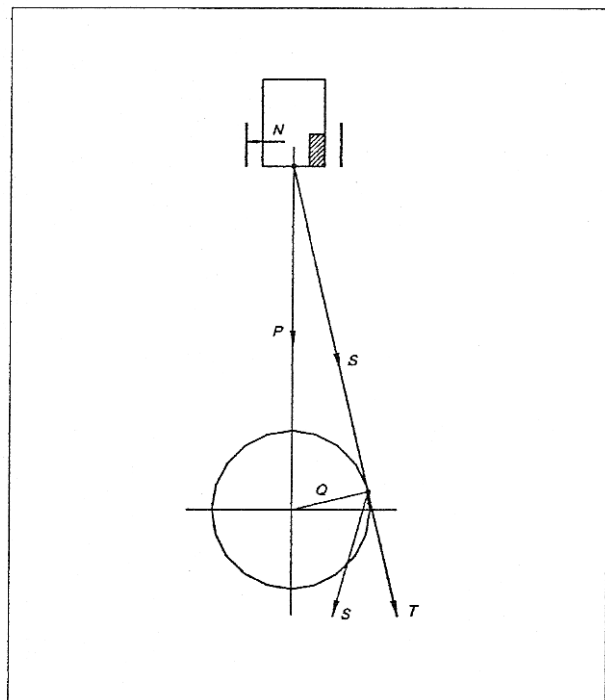


FIGURA N° 17

Fuerza P en una de las excéntricas es : $\frac{F}{2}$

$$P = \frac{F}{2} = \frac{5832 \text{ Kg}}{2} = 2916 \text{ K}$$

Fuerza contra las guías del soporte de cuchilla (N)

$$N = P \operatorname{tg} \beta$$

$$S = \frac{P}{\operatorname{Cos.} \beta}$$

Cuando $\theta + \beta = 90^\circ$, el valor de β es máximo y también serán máximo N y S.

Para nuestra relación:

$$r/l = 1/7 \rightarrow \operatorname{tg} \beta = 1/7$$

$$N = \frac{5832}{2} \times \frac{1}{7} = 417 \text{ K}$$

Fuerza sobre la biela (S)

Sen $\beta \approx 1/7$ dado que β es pequeño

$$S = \frac{P}{2 \operatorname{Cos} \beta} = \frac{P}{\sqrt{1 - \operatorname{Sen}^2 \beta}} = \frac{P}{\sqrt{\frac{1-1}{49}}} = 1.02 P$$

$$S = 1.02 \times \frac{5832}{2} = 2974 \text{ K.}$$

La fuerza sobre la excéntrica o manivela.

$$Q = S * \text{Cos} (\theta + \beta)$$

Y la fuerza tangencial en el bulón de unión de excéntrica:

$$T = S * \text{Cos} (\theta + \beta)$$

Para como:

$$S = \frac{P}{\text{Cos. } \beta}$$

$$T = \frac{P * \text{Sen.} (\theta + \beta)}{\text{Cos. } \beta}$$

$$Q = \frac{P * \text{Cos.} (\theta + \beta)}{\text{Cos. } \beta}$$

Los valores máximos de Q y P se van a dar; para Q cuando esté en el punto muerto $\theta = 0$, $\beta = 0$

$$Q = P = 2916 \text{ K}$$

Para T cuando $(\alpha + \beta) = 90^\circ$

$$T = S = 2974 \text{ K}$$

3.6 CALCULO DEL TRABAJO DE CORTE

Puesto que la fuerza de corte es constante, el trabajo de corte es igual al producto de la fuerza por el recorrido de la cuchilla.

Suponiendo una plancha la más grande, que cortaría la cizalla. Igual a 1550 mm.

$$\text{Trabajo } W = P * L * \text{tg } \alpha$$

$$P = 5832 \text{ K}$$

$$L = 1550 \text{ mm.}$$

$$\alpha = 3$$

$$W = 5832 \text{ K} * \frac{1550 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}} * \text{tg } 3^\circ \text{ m}$$

$$W = 473.7 \text{ K. m.}$$

Tiempo efectivo de corte.- El corte se produce durante una vuelta de la excéntrica y entre los ángulos 79° y 144° o sea un 18° de una revolución. Considerando inicialmente 10° del trabajo de corte, como el trabajo adicional para mover todas las partes rotantes, como engranajes, volante, poleas y eje de la excéntrica; para el diseño de los diferentes elementos de máquina de la cizalla y posteriormente verificar este 10° y corregir si es necesario.

$$W = 473.7 \text{ Km} * 1.1 = \text{Kg.m} = 521.07 \text{ Kgm}$$

3.7 CALCULO DE LA POTENCIA EN EL EJE MOTRIZ

Tiempo por revolución motriz es:

$$60 \text{ seg}/1155 = 0.03428 \text{ seg.}$$

Para cada 1155 RPM del motor la excéntrica de 55 RPM.

Tiempo por revolución de la excéntrica:

$$\frac{60}{55} = 1.091 \text{ seg.}$$

al

$$\text{Potencia} = \frac{W_{\text{tot}}}{\text{Tiempo}} = \frac{521 \text{ Km}}{1.091 \text{ seg}} = 477.5 \frac{\text{K.m.}}{\text{seg}}$$

$$\text{Potencia} = 477.5 \frac{\text{K.m.}}{\text{Seg.}} = 43.67 \text{ KW} = 6.27 \text{ HP}$$

Considerando una eficiencia de las transmisiones = 0.85

$$\text{Potencia Motriz} = \frac{6.27}{0.85} = 7.4 \text{ HP}$$

CAPITULO 4

4.0 DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS DE LA CIZALLA

4.1 DISEÑO DE LA PRIMERA REDUCCIÓN

Del motor al eje de la volante, hay una reducción de $m = 5$, y es mediante un sistema de transmisión de fajas en V.

4.1.1 DIMENSIONAMIENTO DE LAS FAJAS Y POLEAS

Para evitar recargar de elementos, la polea conducida va a hacer también de volante.

Por razones de espacio tomamos una polea volante de 20" de diámetro inicialmente.

Eje de la volante girará ≈ 230 RPM

El eje del motor gira a $\alpha 1150$

Potencia a transmitirse 7.4 Hp

Selección:

Para un accionamiento con motor eléctrico, y de acuerdo a la máquina, el factor de servicio para máquinas similares (prensas) es:

$$\text{Factor de Servicio} = 1.2$$

$$\text{Potencia de diseño} = \text{HP}_d = \text{H.P.} \times 1.2$$

$$= 7.4 \text{ HP} \times 1.2 = 8.88 \text{ HP}$$

De la figura N° 1 sección fajas en V tablas Ing. Hori, la sección recomendada de faja es B.

Relación de transmisión:

$$M = \frac{1150}{230} \cong 5$$

De la tabla N° 4, seleccionamos una polea estándar 25" que es aproximado a la volante propuesta.

Diámetro de la polea del motor:

$$\frac{d}{D} = \frac{n_{\text{eje}}}{n_{\text{motor}}} = \frac{1}{m}; d =$$

$$v = \frac{230}{1150} \times 25'' = 5''$$

Por razones de espacio no mejoramos el diámetro de la polea del motor, discrepando con los valores conservadores del diámetro mínimo.

Asumiendo por disponibilidad de espacio una distancia entre centros de 25''.

La longitud aproximada de la faja será:

$$L = 2C + 1.65 (D + d)$$

$$L = 2 \times 25 + 1.65 (25 + 5) = 99.5''$$

La longitud comercial más próxima, es de acuerdo a la tabla N° 7.

Para la faja B 100 y un factor de longitud 0.97.

$$L = 97.0''$$

Luego la distancia correcta será calculada con la relación

$$L = 2C + \frac{\Pi}{2}(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

Luego:

$$97.0 = 2C + \frac{\Pi}{2}(25+5) + \frac{(25-5)^2}{4C}$$

$$C = 19.5'' \approx 19.5'' = 495 \text{ mm}$$

Factor de corrección por ángulo de contacto:

$$\frac{D-d}{C} = \frac{25-5}{19.5} = 1.025$$

De la tabla N° 5 interpolando Factor = 0.82

De la tabla N° 9 , para 4.6 y 1150]

HP //FAJA 0 268

Luego la potencia adicional según la tabla N° 6 para fajas en V,
tipo B:

$$\frac{0.04246 \times 1150}{100} = 0.488$$

La potencia que puede transmitir:

$$HP/FAJA = (HP/FAJA)_{TABLA} + HP_{ADICIONAL} K_t K_L$$

$$N^{\circ} \text{ de fajas necesario: } N^{\circ} = \frac{8.86}{2.52} = 3.52 \text{ fajas.}$$

$$N^{\circ}_{real} = 4 \text{ fajas tipo B78}$$

4.1.1.1 Dimensionamiento de las Poleas

Polea Motriz

Diámetro de paso $d = 5 \text{ pulg} = 127 \text{ mm}$

Diámetro exterior $D = 5.1875 \text{ pulg} = 131 \text{ mm}$

Ancho mínimo $B = 2 \times N + 3 \text{ M}$

$N_{\text{mínimo}}$ para fajas $B = 0.75 \text{ pulg}$:

Se le considera $= 1 \text{ pulg} = 25.4 \text{ mm}$.

$N_{\text{mínimo}}$ para fajas $B = 0.75$ pulg:

Se le considera = 1.25 pulg = 32 mm.

Ancho:

$B = 2 \times 1 \text{ pulg.} + 3 \times 1.25 \text{ pilg} = 5.75 = 147 \text{ mm.}$

Llanta $L = 1 \text{ pulg} = 26 \text{ mm.}$

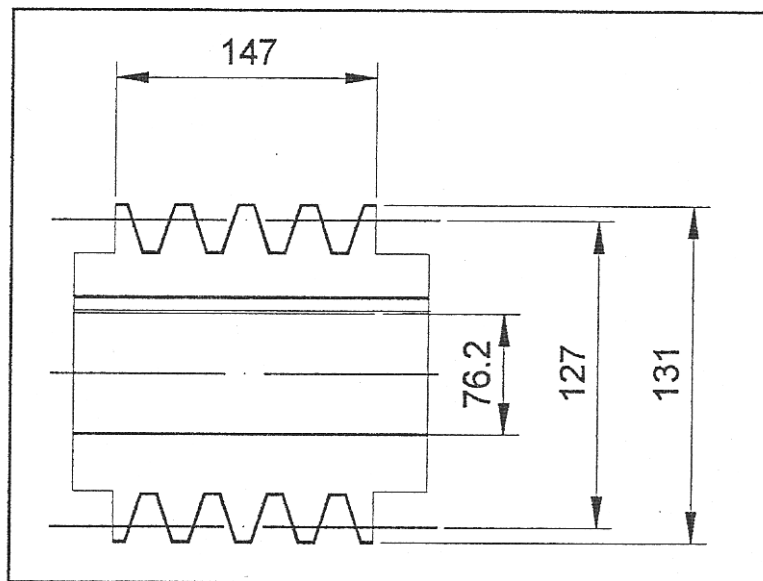


FIGURA N° 18

Polea Conducida o Volante

Diámetro de paso (d) 25 pulg = 635 mm

Diámetro longitud (D) 25.1875 pulg = 639.8 mm.

Ancho mínimo (B) = 5.75 pulg = 147 mm.

Llanta = 4 pulg = 102 mm.

Diámetro longitud del cubo = 4.75 pulg = 121 mm.

Longitud del = 5.75 pulg = 147 mm.

Espesor del soporte de la llanta = 2.3 pulg = 59 mm.

Diámetro del eje = 3 pulg = 76 mm.

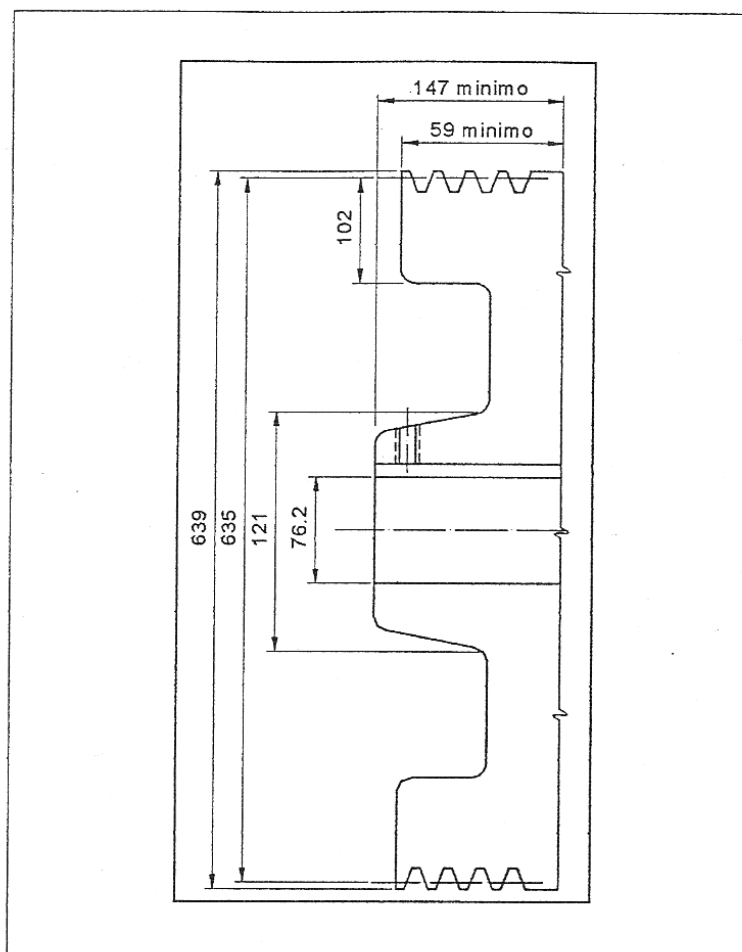


FIGURA N° 19

4.2 DISEÑO DE LA SEGUNDA REDUCCIÓN

4.2.1 DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANAJES SEGÚN LA AGMA

Potencia:

7.4 H.P. ó 7.5 C.V. ó 566 $\frac{\text{F. m}}{\text{seg}}$

Relación de Transmisión : $m_2 = 4.18$

Accionamiento. Motor eléctrico.

Máquinas de choques moderados

Material de piñón y engranaje de Acero.

Dureza : 300 BHN

Dientes tallado con fresa de forma.

Angulo de presión : 20° altura completa.

Mínimo N° dientes de piñón para evitar interferencia : 17

Tomamos : $Z_p \geq 17$

$$Z_g = Z_p \times 4.2 = 35 \times 4.2 \cong 147$$

Tomando un : $P d = 6.35$

$$m = 4$$

Diámetro de paso del piñón :

$$D_p = m \times Z_p = 4 \times 35 = 140 \text{ mm.}$$

Diámetro de paso del engranaje:

$$D_g = m \times Z_g = 4 \times 147 = 588 \text{ mm.}$$

Distancia entre centros:

$$C = \frac{1}{2}(D_p + D_g) = \frac{1}{2}(588 + 140) = 364 \text{ mm}$$

Ancho del diente:

$$10 \text{ m} < F < 16 \text{ m.}$$

Tomando:

$$10 \text{ m} = 16 \times 4 = 64 \text{ mm-}$$

Velocidad Tangencial:

$$V_T = \frac{\Pi D_p N_p}{60,000} = \frac{\Pi \times 140 \times 230}{60,000} = 1.68 \text{ m/seg.}$$

CALCULO POR RESISTENCIA

La ecuación básica esta dada por:

$$S_t = \frac{W_t * K_o * K_s * K_m}{K_v * m * F * j}$$

Debiendo obtenerse:

$$S_t \leq \frac{Sat * K_L}{K_T * K_R}$$

La carga tangencial en el diámetro paso W_t :

$$W_t = \frac{566 \text{ K.m/seg}}{168 \text{ m/seg}} = 336.9 \text{ K.}$$

Factor de sobrecarga K_o , $K_o = 1.25$

Factor dinámico: $K_v = 0.8$

Módulo = 4

Factor de tamaño : $K_s = 1$

Factor de distribución de carga : $K_m = 1.3$

Factor geométrico : $J = 0.35$

Factor de vida para 10^7 ciclos : $K_L = 1$

Factor de temperatura : $K_T = 1$

Factor de seguridad : $K_R = 1$

Esfuerzo permisible $S_{at} = 30 \text{ Kg/mm}^2$ ser+a:

$$S_t = \left(\frac{336.9 K * 1 * 1.3}{0.8 * 4 * 64 * 0.35} \right) = 7.6$$

$$S_t = 7.6$$

$$S_t \leq \frac{30 * 1}{1 * 1} \text{ correcto por resistencia}$$

CALCULO POR FATIGA SUPERFICIAL

La potencia que podrá transmitir, esta dado por:

$$\text{Pot.} = 6.98 \times 10^{-7} \left(\frac{n_p * F * C_v * I}{C_o * C_s * C_m * C_f} \right) \left(\frac{\text{Sac.} * D_p * C_L * C_H}{C_t * C_R * C_p} \right)^2$$

Luego:

Potencia motor < Potencia que podrá transmitir.

Calculando:

Factor de condición superficial: $C_f = 1.00$

Factor geométrico: $I = 0.115$

Coeficiente elástico del material Piñón Acero – Engranaje
acero : $C_p = 61$

Factor de relación de dureza : $C_H = 1.0$

Selección de las durezas : Piñón 340 H B N

Engranaje 300

Sac = 786 K./mm²

La potencia:

$$P = 6.98 * 10^{-7} \left(\frac{230 * 64 * 0.85 * 0.12}{1.25 * 1 * 1.3 * 1} \right) \left(\frac{86 * 80 * 1.1}{1 * 161} \right)^2$$

$$P = 9.92 \text{ C.V.}$$

Luego la potencia que podrá transmitirse es la transmitida.

CALCULO POR RESISTENCIA A LA FATIGA

Por fatiga la potencia que podrá transmitirse:

$$P = 6.98 * 10^{-7} \left(\frac{D_p * n_p * \text{Sat} * N * F * J_p * K_L * K_V}{K_s * K_m * K_t * K_R * K_O} \right) \text{ en C.V.}$$

Para el piñón:

$$\text{Esfuerzo permisible: } \text{Sat}_p = 26 \text{ Kg/mm}^2$$

$$J_p = 0.35$$

$$P = 6.98 * 10^{-7} \left(\frac{140 * 230 * 26 * 4 * 64 * 0.35 * 1}{1 * 1.3 * 1 * 1 * 1.25} \right)$$

$$P_p = 32.3 \text{ C.V.}$$

Para

El engranaje:

$$\text{Sat.} = 25$$

$$J_p = 0.39$$

$$P_g = 6.98 * 10^{-7} \left(\frac{588 * 55 * 25.4 * 64 * 0.39 * 1}{1 * 1.3 * 1 * 1 * 1 * 1.25} \right)$$

$$P_g = 34.6 \text{ C.V.}$$

Luego las potencias que podrán transmitirse por fatiga es mucho mayor que la necesaria y del motor.

4.2.1.1 Dimensionamiento d los Engranajes

Dimensionamiento del Piñón.

$$\text{Altura de cabeza} = \text{addendun} = a = \frac{1.0}{P_d}$$

$$a = \frac{1.0}{6.35} = 0.157 \text{ pulg} = 4 \text{ mm}$$

$$\text{Altura de base} = \text{dedendun} = d = \frac{1.25}{P_d}$$

$$d = \frac{1.25}{6.35} = 0.1968 \text{ pulg} = 5 \text{ mm}$$

$$\text{Altura total} = a + d = 4 + 5 = 9 \text{ mm.}$$

$$\text{Diámetro de base} = 130 \text{ mm.}$$

$$\text{Diámetro exterior} = 148 \text{ mm.}$$

$$\text{Diámetro primitivo} = 140 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud del cubo} = 1.25 d \text{ eje} = 1.25 \times 63.5 = 79 \text{ mm.}$$

$$\text{Diámetro del agujero} = 2.5 \text{ pulg} = 63.5 \text{ mm.}$$

DIMENSIONAMIENTO DEL ENGRANAJE

Ancho de los dientes

$$\text{Altura de cabeza} = \text{adelendun} = a = 4 \text{ mm.}$$

$$\text{Altura de base} = \text{dedendun} = d = 5 \text{ mm.}$$

Altura total = $a + d = 9 \text{ mm}$.

Diámetro de base = 578 mm .

Diámetro primitivo = 588 mm .

Diámetro exterior = 596 mm .

Diámetro del eje = $2.5 \text{ pulg.} = 64 \text{ mm}$

Suponiendo que el engranaje sea fabricado por soldadura o forja las dimensiones recomendadas por DOBROVOLSKI son:

Diámetro exterior del cubo $d_1 = 1.6 d_{\text{eje}}$

$$d_1 = 64 \text{ mm} * 1.6 = 103 \text{ mm}$$

Diámetro interior de la llanta $D_L \approx D_e - 10 \text{ mm}$

$$D_L = 596 \text{ mm} - 10 * 4 \text{ mm} = 556 \text{ mm}$$

Espesor del disco entre llanta y cubo

$$C \approx 0.3 F \approx 0.3 * 64 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$$

$$C \approx 20 \text{ mm}$$

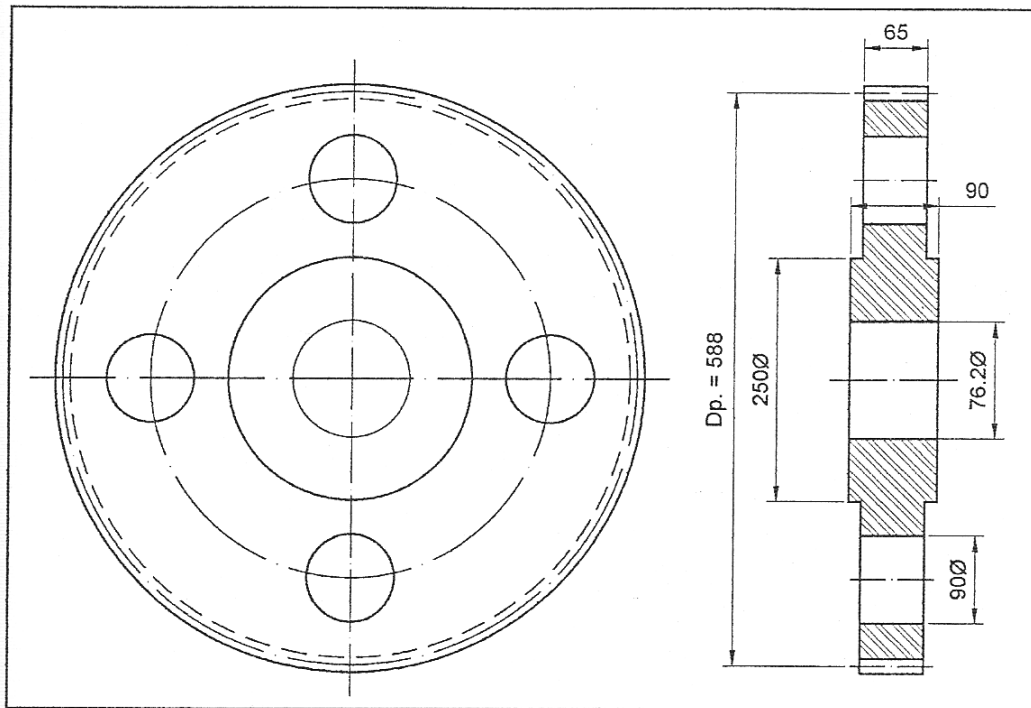


FIGURA N° 20

Diámetro o Distancia entre agujeros del Disco.

$$D_1 = \frac{D_L + d_1}{2} = \frac{(556 + 103)}{2} \text{ mm}$$

$$D_1 = 329 \text{ mm}$$

Diámetro de los agujeros del disco

$$D_2 = \frac{D_L + d_s}{5} = \frac{(556 + 103)}{5} \text{ mm}$$

$$D_2 = 90.6 \text{ mm}$$

Longitud del cubo L = 1.25 d eje

$$L = 1.25 \times 64 \text{ mm} = 80 \text{ mm}$$

Espesor de llanta e

$$e = \frac{\text{Diámetro ext} - \text{diámetro llanta}}{2}$$

$$e = \frac{596 - 556}{2} - \frac{40}{2} = 20 \text{ mm}$$

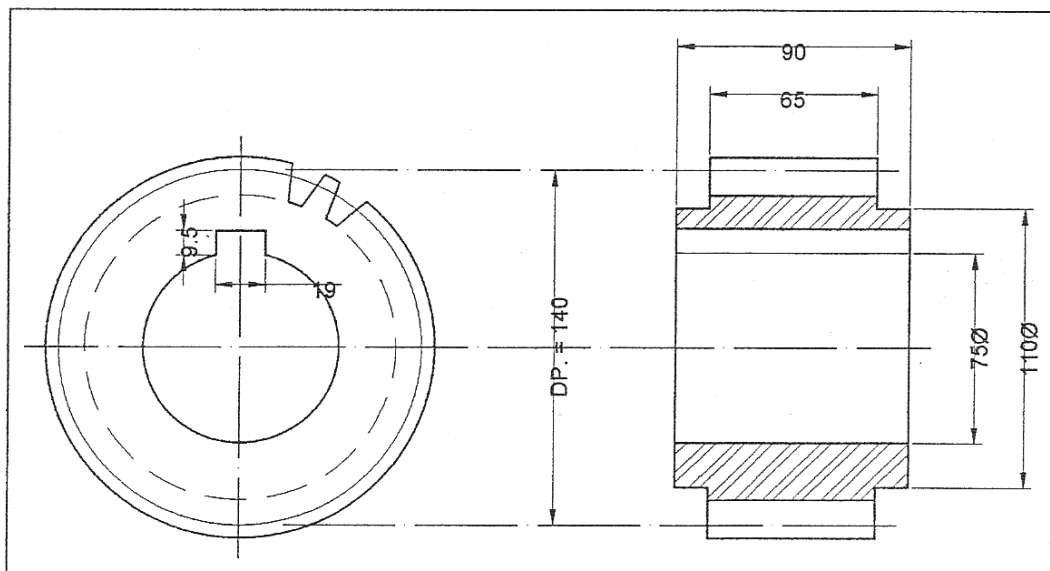


FIGURA N° 21

4.3 DISEÑO Y DIMENSIONADO DE LA EXCÉNTRICA Y VÁSTAGO

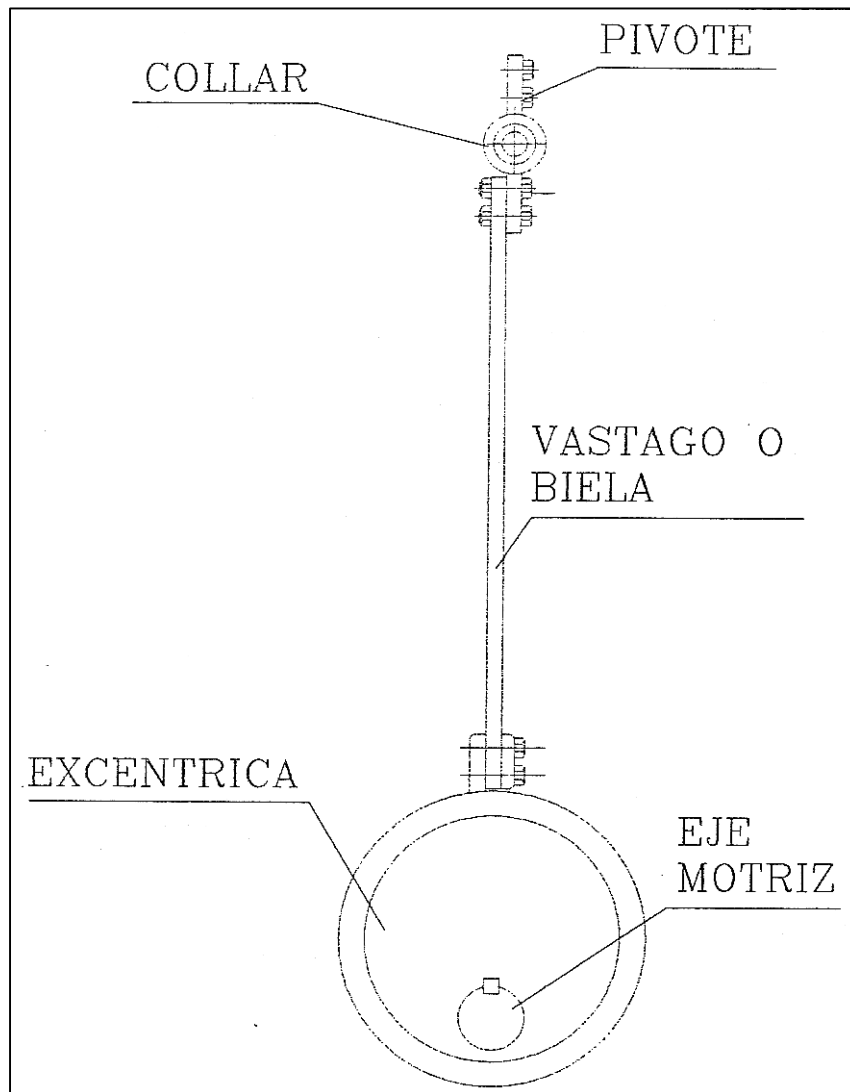


FIGURA N° 22

Excentricidad = radio manivela = 85 mm

Diámetro de eje = 63.5 mm

4.3.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA EXCENTRICA

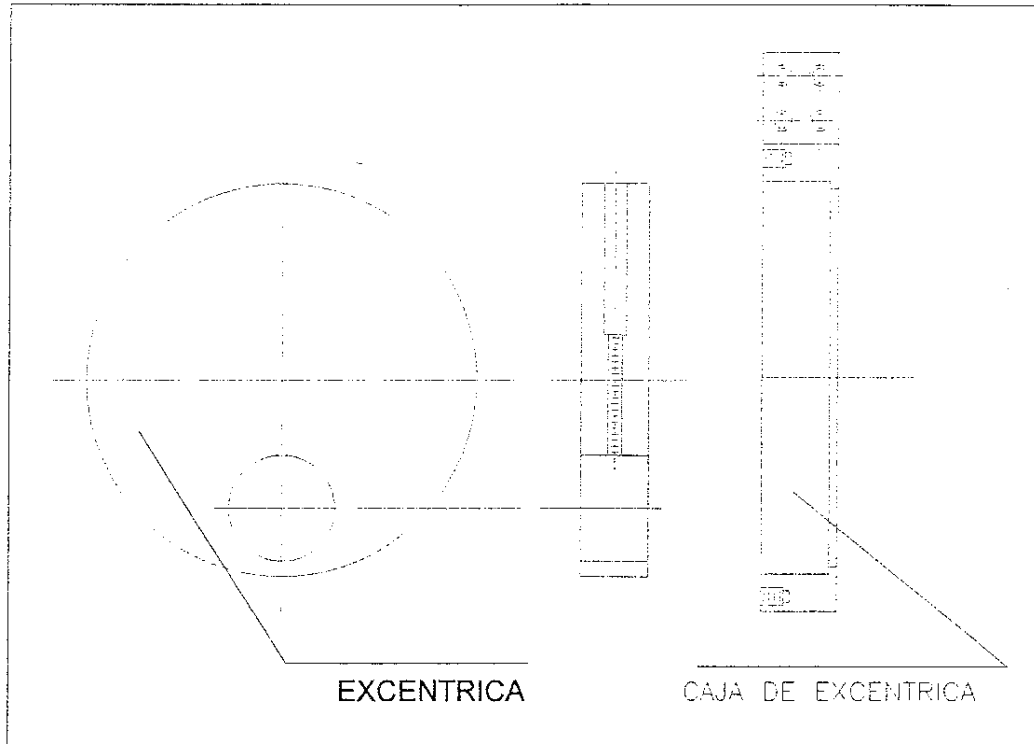


FIGURA N° 23

Para el dimensionado de la excéntrica seguimos las recomendaciones de diseño de Pezzano y Klein.

Asumiendo: $C = 40 \text{ mm}$, $H = 4 \text{ mm}$

Diámetro del disco excéntrico:

$$\frac{D}{2} = \frac{d}{2} + C + S =$$

$S = 0.07 d + 6 \text{ mm.}$ para acero según Klein

$$D = 2 \left(\frac{63.5}{2} \text{ mm.} + 85 \text{ mm.} + 6 \text{ mm} \right) = 245.5 \text{ mm}$$

Dimensionamiento del collar y verificación

Momento flector para la carga máxima

$$M_f = \frac{Q}{2} \left(\frac{L}{2} * \frac{D}{4} \right) = \frac{2916}{2} \text{ Kg.} \cdot \left(\frac{30.5}{2} - \frac{24.55}{2} \right) \text{ cm.}$$

$$M_f = 4337.5 \text{ Kg cm}$$

MÓDULO DE RESISTENCIA DE LA SECCIÓN

$$w = \frac{C h^2}{6} = \frac{3 \times 4^2}{6} = 10.7 \text{ cm}^3$$

Esfuerzo unitario de flexión:

$$\delta_f = \frac{M_f}{W} = \frac{43337.58 \text{ G}}{10.7} = 405 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo de diseño para acero fundido y cargas alternativas y variables de tracción según Pezzano y Klein, está entre 300 a 500 Kg/cm²; para trabajo a flexión se considera que el esfuerzo de diseño es 1.7 σ_d .

Luego:

$$\sigma_{df} = 1.7 \times 4.00$$

$$\sigma_{df} = 680 \text{ Kg.}$$

$$\sigma_f = 405 \text{ Kg.}$$

Luego: $\sigma_{df} > \sigma_f$

$$F.S = \frac{680}{405} = 1.7$$

VERIFICACIÓN DE LA EXCENTRICA POR ROZAMIENTO

Si el disco excéntrico es de fundición de acero y el collar es de acero.

Presión específica:

$$P = \frac{P}{2 D b} = \frac{2916 \text{ Kg.}}{2 \times 24.55 \times 3.5 \text{ cm}^2} = 17 \text{ Kg/cm}^2$$

Velocidad tangencial:

$$V = \frac{\pi \times D \times N}{100} = \frac{3.1416 \times 24.55 \times 55}{100 \times 60} = 0.71 \text{ m/seg}$$

Resistencia de rozamiento:

$$A = p V u$$

$$A = 17 \times 0.71 \times 0.05 = 0.6$$

U = 0.05 para acero fundido rectificado

A diseño < 0.7

A < A diseño

4.3.2 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL VÁSTAGO BIELA

El vástago es una barra rectangular pivoteada en la unión con el soporte de cuchilla, las dimensiones que asumimos para

verificar será de 595 mm de largo y una sección transversal de 50.8 mm por 12.5 mm. El vástago durante la carrera de trabajo está sometido a esfuerzos de tracción variables y va a ser máximo cuando la posición de la excéntrica y el vástago formen un ángulo de 90°

La carga máxima a la a estar sometida el vástago es de 2974 Kg.

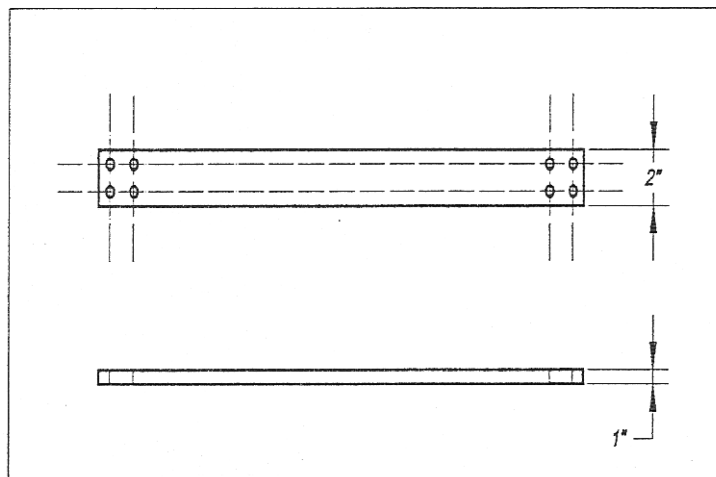


FIGURA N° 24

La sección neta sometida a esfuerzo

$$A = (50.8 \times 12.5) - 2 (10 \times 12.8)$$

$$A = 379 \text{ mm}^2$$

$$B = \frac{2974 \text{ Kg}}{379 \text{ mm}} = 7.84 \text{ Kg/mm}^2$$

Seleccionando un acero SIDER estructural de 0.30 % de carbono, que tiene un esfuerzo de fluencia de 30 Kg/cm².

El factor de seguridad de diseño de la barra será:

$$F.S = \frac{f}{B} = \frac{30 \text{ Kg/mm}^2}{7.84 \text{ Kg/mm}^2} = 3.8$$

4.4 DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE PIVOTE QUE UNE EL SOPORTE DE CUCHILLA O ARIETE CON EL VÁSTAGO O BIELA

DIMENSIONAMIENTO

La ecuación del Momento máximo para paredes de curvas gruesas.

$$M_{\text{máx}} = \frac{P(R - e)}{\pi}$$

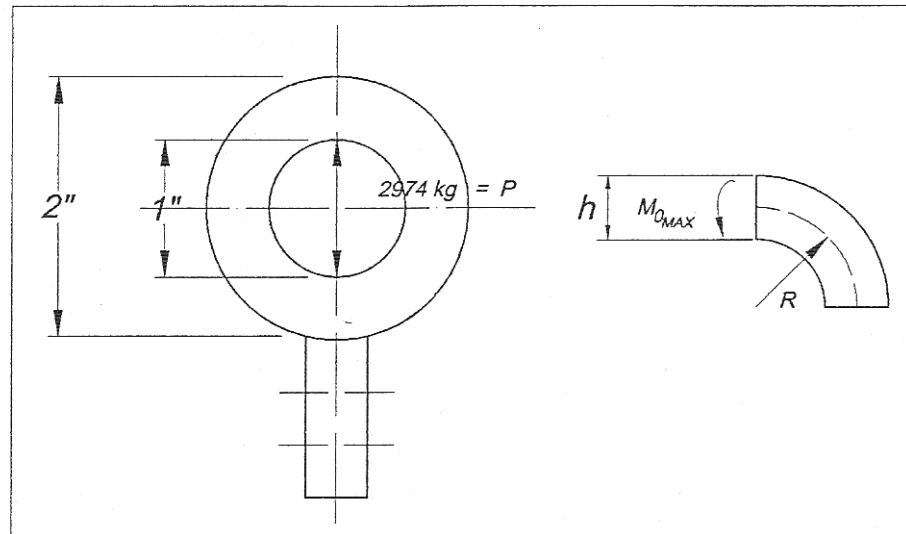


FIGURA N° 25

$$e = R - r_n$$

$$R = \frac{1.5''}{2} = 0.75''$$

$$r_n = \frac{h}{\ln(ro/ri)} = \frac{0.5}{\ln(1-0.5)} = 0.346''$$

Luego : $r_n = 0.346''$

$$e = 0.75 - 0.346 \cong 0.404''$$

$$\text{Momento M\u00e1ximo} = \frac{P \times (0.75 - 0.404)}{\pi}$$

$$M_{o \text{ m\u00e1x.}} = \frac{6,543 \text{ Lbs} (0.346)}{3.1416} = 721 \text{ Lbs pulg}$$

El esfuerzo m\u00e1ximo actuante:

$$\sigma_{\text{act}} = \frac{M \times C}{I} = \frac{721 \text{ Lbs pulg} \times 6}{b \times h^2}$$

$$\sigma_{\text{act}} = \frac{721 \times 6}{0.5 \times 0.5^2} = 34,608 \frac{\text{Lbs}}{\text{Pulg}^2}$$

Tomando una acero de 80 K Si

$$F.S = \frac{80,000}{34608} \cong 2.1$$

Considerando un trabajo alternativo, el factor de seguridad es bueno.

4.5 DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL EJE N° 1 SEGÚN LA ASME

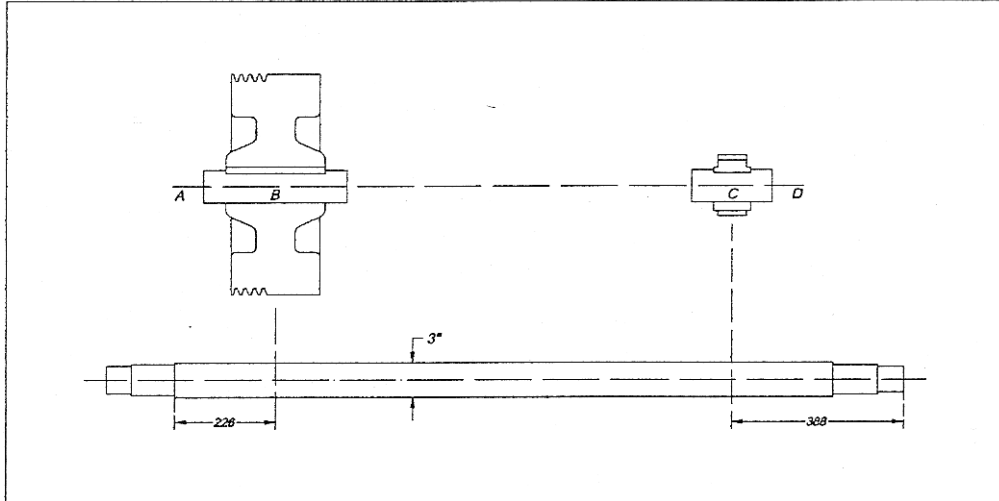


FIGURA N° 26

4.5.1 CALCULO DE LAS TENSIONES DEBIDO A LAS FAJAS

Se conoce: Considerando la potencia del motor.

$$(T_1 - T_2) V = P_{Ot.} = 561.8 \frac{\text{Kg m}}{\text{seg.}}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{f\theta}$$

$$C = \frac{N_m \times 2\pi \times r}{60 \times 1000} = \frac{1155 \times 2\pi \times 63.5}{60,000} = 7.68 \frac{\text{mm}}{\text{seg.}}$$

$$T1 - T2 = \frac{561.8}{7.68} = 73.15 \text{ Kg}$$

$$\frac{T1}{T2} = e^{0.3 * 2.115}$$

$$T2 = 82.95 \text{ Kg}$$

$$T1 = 156.45 \text{ Kg}$$

$$T1 + T2 = 238.40 \text{ Kg}$$

4.5.2 CALCULO DE LA FUERZA DEBIDO AL ENGRANAJE

$$W_t = 336.9 \text{ Kg}$$

$$W = 336.9 / \cos. 20 = 358.52 \text{ Kg}$$

4.5.3 DIAGRAMA DE FUERZAS

Peso estimado de la polea volante = 480 Kg

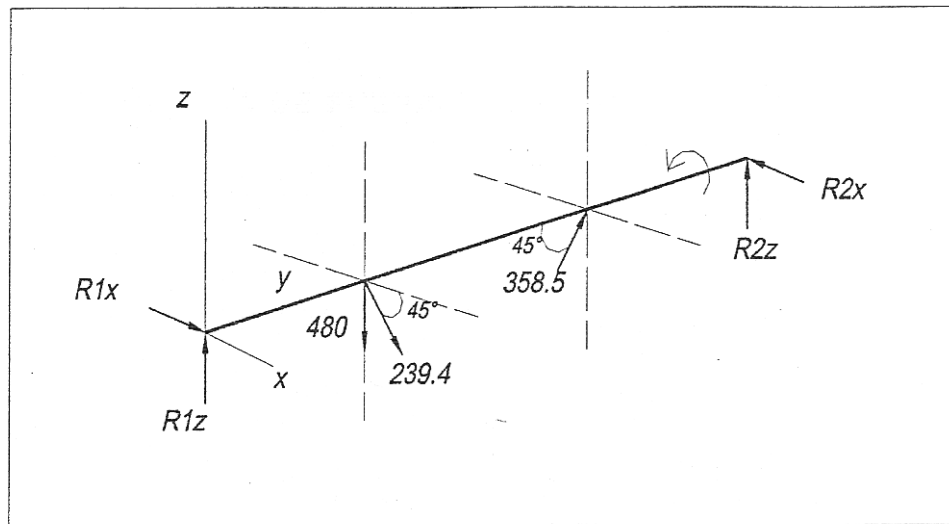


FIGURA N° 27

COMPONENTES DE FUERZAS EN LOS EJES HORIZONTAL (X) Y VERTICAL (Z)

RELATIVOS A LA POLEA VOLANTE

$$P_x = 239.4 * \cos 45^\circ = 169.3 \quad P_z = -239.4 * \sin 45^\circ = -169.3$$

$$\text{Peso volante } W_z = 480$$

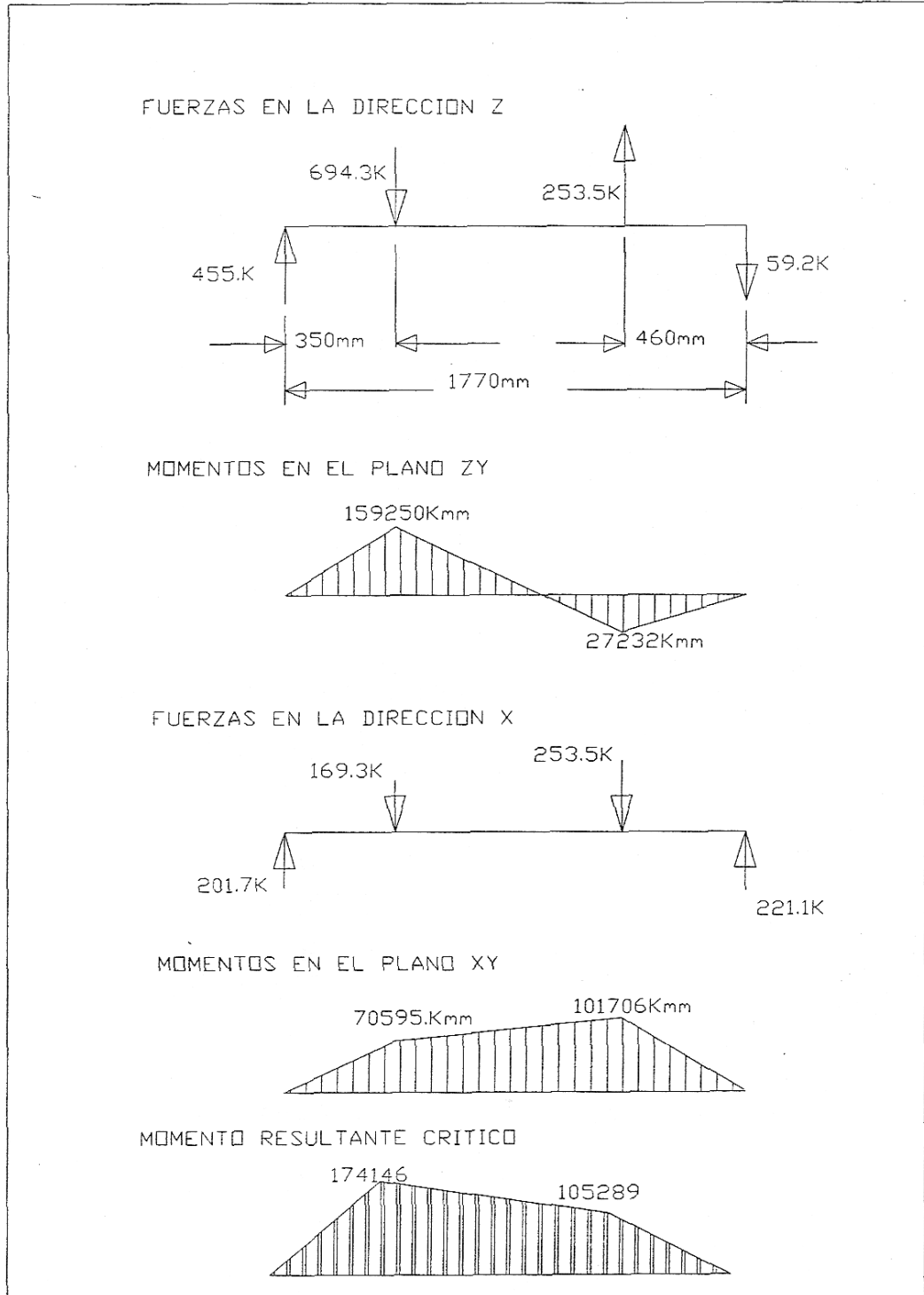
RELATIVOS AL ENGRANAJE (PIÑÓN)

$$E_x = 358.5 * \cos 45^\circ = 253.5 \quad E_z = 358.5 * \sin 45^\circ = 253.5$$

RELATIVOS A LOS APOYOS (RODAMIENTOS)

APOYO 1, R_{1x} , R_{1z} ; APOYO 2 R_{2x} , R_{2z}

DIAGRAMA DE FUERZAS Y MOMENTOS EJE 1



DIBUJO N° 28

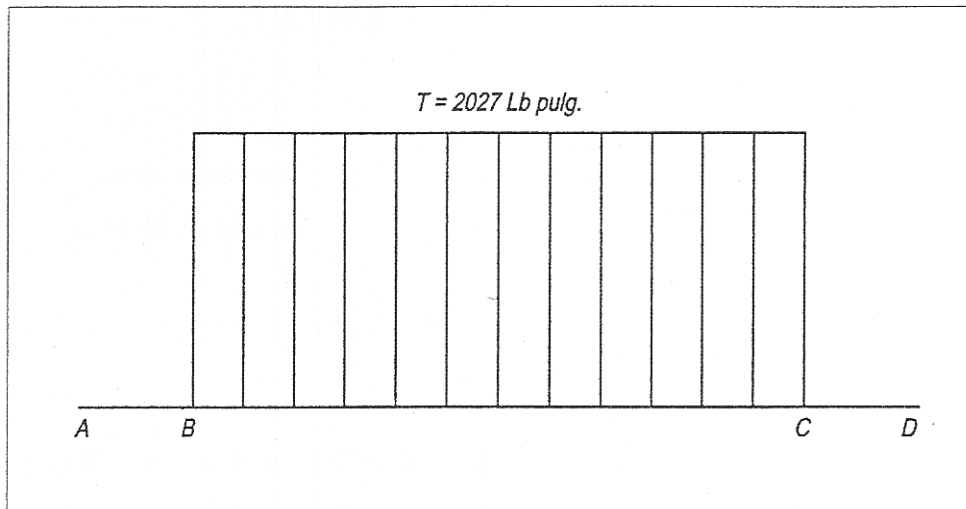


FIGURA N° 29

4.5.4 APLICANDO LA ECUACIÓN DE LA ASME PARA EL CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL EJE

$$\tau_{\text{diseño}} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(C_m M_R)^2 + (C_t T)^2}$$

Tomando acero AISI, 1035 $S_u = 85000 \text{ Psi.}$

$S_y = 55000 \text{ Psi}$

C_t y $C_m = 1.5$, por haber choques moderados.

Esfuerzo de diseño = $15,300 P_{si}$ con canal chavetero.

$$d^3 = \frac{16}{\pi \sigma_{dis}} \sqrt{(1.5 M)^2 + (1.5 T)^2}$$

$$d^3 = \frac{16}{3.1416 * 15300} \sqrt{(1.5 * 15079.9)^2 + (1.5 * 2027)^2}$$

$$D = 1.96 \text{ pulg.} \approx 2.5 \text{ pulg.} \approx 63.5 \text{ mm}$$

diámetro comercial 2.5 pulg. 63.5 mm

4.5.5 VERIFICACIÓN POR DEFORMACIÓN TORSIONAL

$$\theta = \frac{T L}{J \cdot G}$$

$$T = 2027 \text{ Lb. Pulg.}$$

$$L = 20 \times 2.5 = 50 \text{ pulg.}$$

$$G = 12 \times 10^6 \text{ P}_{si}$$

$$= 1.6 + \text{pulg.}^4$$

$$\theta = \frac{2027 \times 50}{3.83 \times 12 \times 10^6} = 0.002205$$

$$0.00220 < 0.1745$$

4.5.6 VERIFICACIÓN POR FATIGA

$$d^3 = \frac{32 \times n}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]$$

n debe ser mayor que 1

$$S_e = S_e \times 0.40 = 0.5 \times 55,000 \times 0.40 \text{ P}_{si}$$

$$= 11000 \text{ P}_{si}$$

$$n = \frac{2.5^3 \times \pi}{32 \left[\left(\frac{2027}{55000} \right)^2 + \left(\frac{15079.9}{11000} \right)^2 \right]} = 25.5$$

25.5 > 1 Luego no hay problema por fatiga

4.5.7 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS Y SOPORTES DE BRIDA DEL

EJE N° 1

Puesto que no hay cargas axiales:

$$F_e = 498 \text{ Kg.}$$

Luego la carga equivalente:

$$P = F_r = 498 \text{ Kg.}$$

$$N^\circ = R P M = 230$$

$$\text{Duración} = 16,000 \text{ horas}$$

$$\text{Seguridad de carga } \frac{C}{P} = 6$$

Se tiene entonces:

$$C = 6 \times 498 = 2988$$

Para esa capacidad dinámica y de acuerdo a nuestro eje, escogemos un rodamiento de bolas S K F, serie 63 N° 6310, cuyas dimensiones son:

$$D_{\text{eje}} = 50 \text{ mm}$$

$$D_{\text{rot}} = 110 \text{ mm}$$

$$b = 27 \text{ mm}$$

$r = 3 \text{ mm}$

también seleccionamos un soporte de rodamiento de brida: SN 511 sellado. El rodamiento seleccionado tiene una capacidad dinámica muy alta a la necesaria, pero la seleccionamos por adaptarse a los detalles constructivos de nuestro eje.

4.6 DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL EJE N° 2

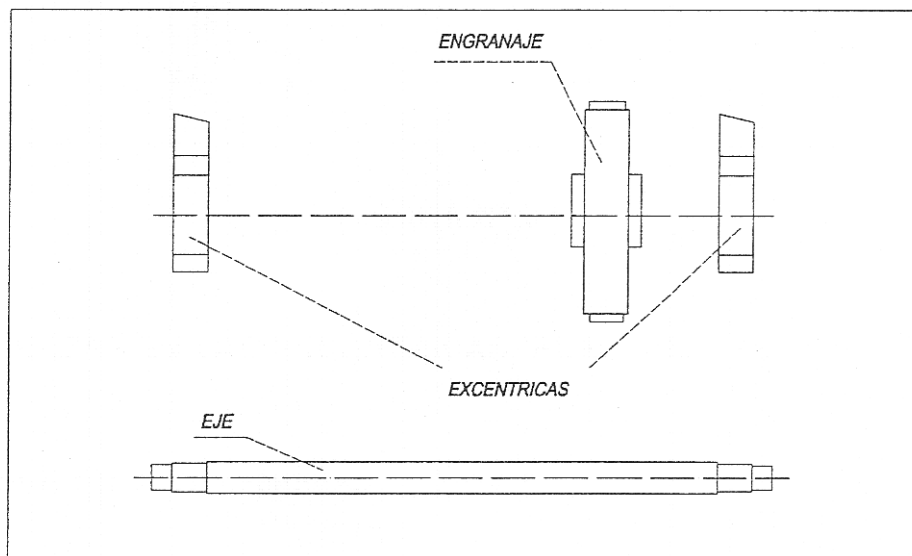


FIGURA N° 30

Descripción: de acuerdo al funcionamiento del eje en las excéntricas, se van a dar los mayores valores de fuerza cuando el ángulo de la excéntrica sea igual a cero grados y esta fuerza es igual a $2974 \text{ K} = 6542.8 \text{ Lbs.}$ Directa sobre el eje y para la posición $\alpha + \theta = 90$, o sea

el ángulo del vástago más el ángulo de la excéntrica de el mayor valor de fuerza tangencia por consiguiente de torque.

4.6.1 DIAGRAMA DE FUERZAS

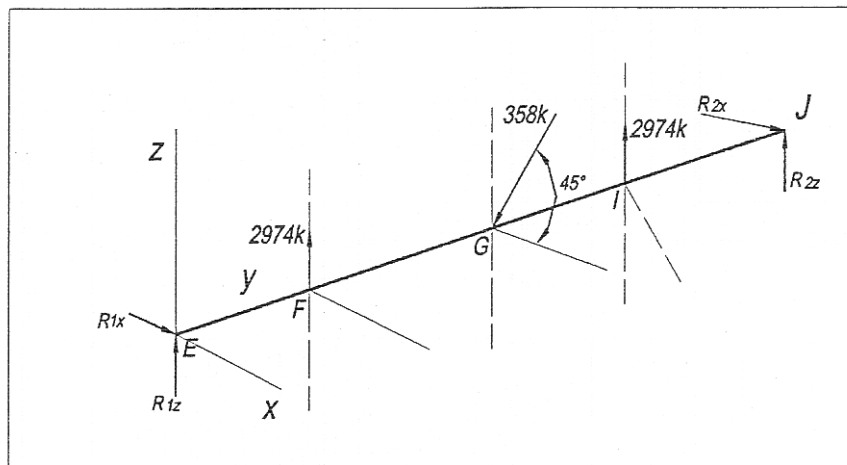


FIGURA N° 31

FUERZAS EN LAS EXCÉNTRICAS, EL MÁXIMO SE DA EN EL EJE Z

$F_z = F$ por cada excéntrica = 2974 K

FUERZAS DEBIDO AL ENGRANAJE CONDUcido

$E_x = 358.5 * \cos 45 = 253.5$; $E_z = 358.5 * \sin 45 = 253.5$

FUERZAS DE REACCIÓN EN LOS APOYOS

APOYO 1, R_{X1} , R_{Z2} ; APOYO 2, R_{X2} , R_{Z2}

DIAGRAMAS DE FUERZAS Y MOMENTOS DEL EJE 2

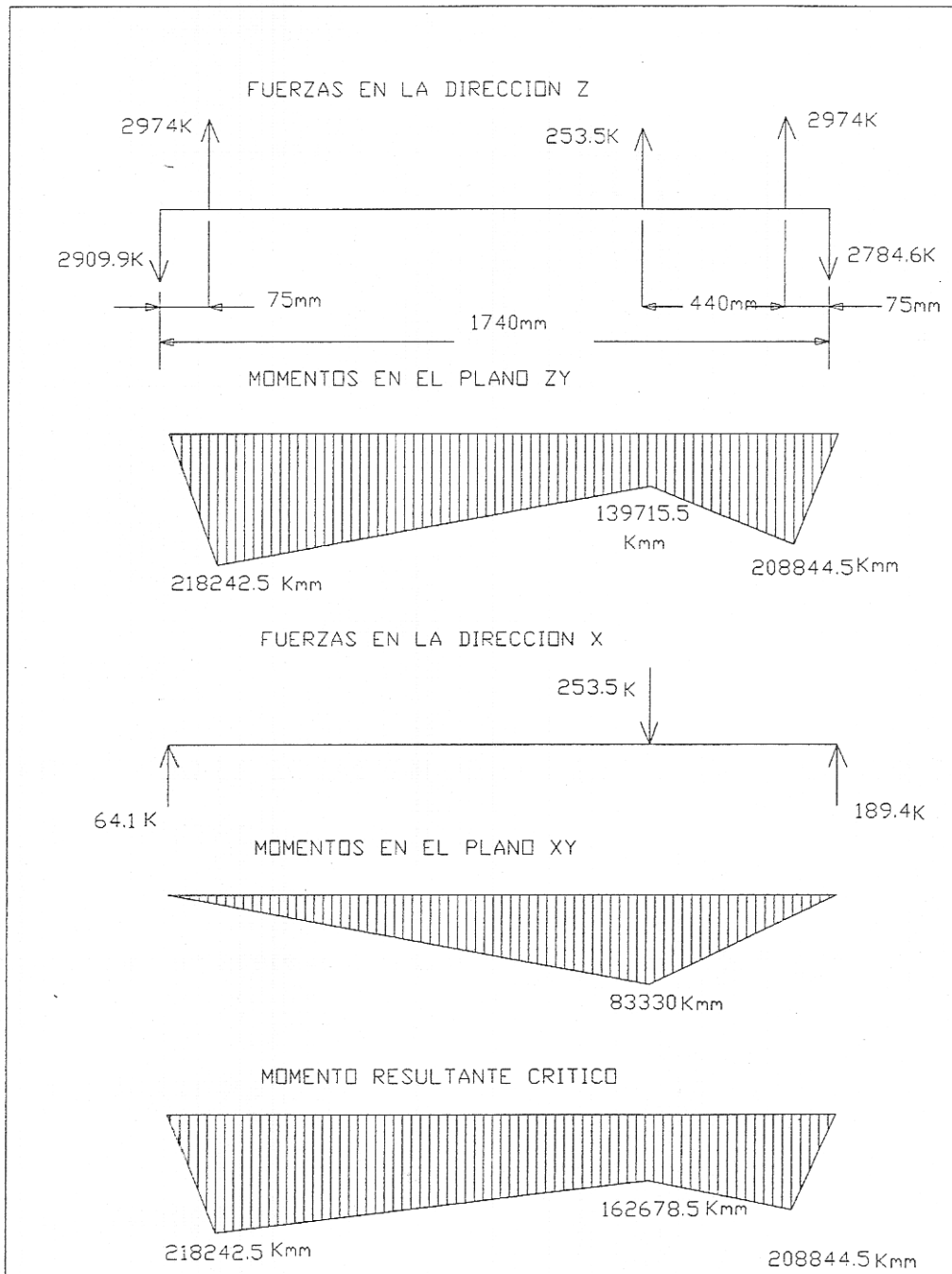


FIGURA N° 32

DIAGRAMA DE TORQUE PARA EL EJE 2

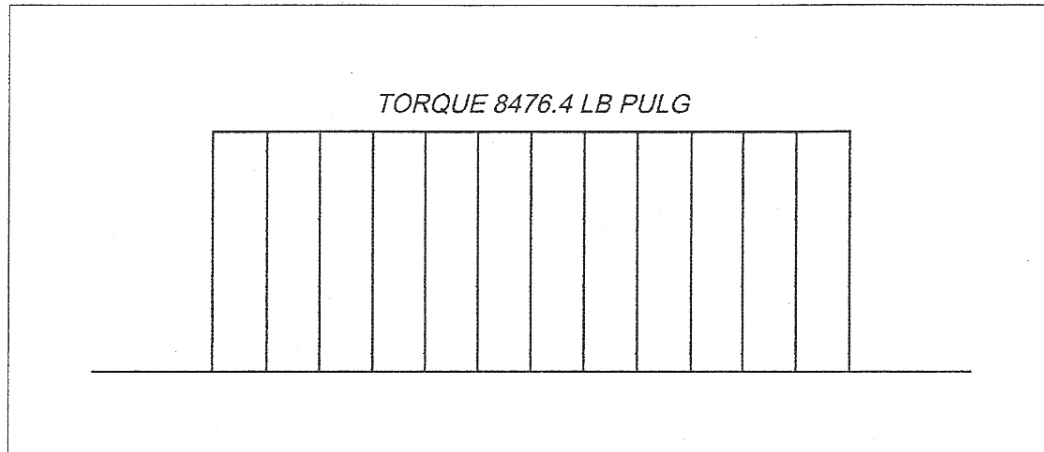


FIGURA N° 33

4.6.2 APLICANDO LA ECUACIÓN DE LA ASME, PARA ENCONTRAR EL DIÁMETRO DEL EJE N° 2

Seleccionando un acero al carbono para ejes AISI 1035 con:

$$\sigma_u = 85,000 P_{si} \quad , \quad \sigma_Y = 55,000 O_{si}$$

$$\tau_d = 15,300 P_{si}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau d} \sqrt{(1.5 M)^2 + (1.5 T)^2}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \times 15,300} \sqrt{(1.5 \times 18,941.6)^2 + (1.5 \times 8,476.4)^2}$$

$$d^3 = 10.36 \text{ Pulg}^3$$

$$d = 2.18 \text{ Pulg.}$$

Seleccionando un eje de diámetro de 2.5 pulgadas para la zona crítica.

$$D_{\text{eje}} = 2.5 \text{ pulg} = 63.5 \text{ mm.}$$

4.6.3 VERIFICACIÓN POR DEFORMACIÓN TORSIONAL

$$\theta = \frac{T \times L}{J \times G}$$

$$T = 8,476.4 \text{ Lbs Pulg.}$$

$$L = 20 \times 2.5 = 50 \text{ pulg.}$$

$$J = \frac{\pi \times 2.5^4}{32} = 3.83 \text{ Pulg}^4$$

$$\theta = \frac{8,476.4 \times 50 \times 32}{\pi \times 39 \times 12 \times 10^6}$$

$$0.0092 < 0.1745$$

Luego no falla por deformación torsional

4.6.4 VERIFICACIÓN POR FATIGA

El acero seleccionado AISI 1035

$$\sigma_y = 55,000 \text{ Lb/Pulg}^2$$

$$\sigma_u = 85,000 \text{ Lb/Pulg}^2$$

$$S_e^1 = 0.5 \times 55,000 = 27,500$$

$$S_e = S_e^1 \times K_{\text{equiv}} = 27,500 \times 0.40 = 11,000$$

$$n = \frac{2.5^3 \times \pi}{32 \sqrt{\left(\frac{8,476.4}{55,000}\right)^2 + \left(\frac{18,941.6}{11,000}\right)^2}} = 0.876$$

$n = 0.876 < 1$ luego falla por fatiga

Elevamos el diámetro del eje a 3" y volvemos a verificar por fatiga

$$n = \frac{3^3 \times \pi}{32 \sqrt{\left(\frac{8,476.4}{55,000}\right)^2 + \left(\frac{18,941.6}{11,000}\right)^2}} = 1.514$$

1.514 > 1 no falla por fatiga el eje con 3" de diam.

4.6.5 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS Y SOPORTES DE BRIDA DEL EJE N° 2

Carga equivalente = $F_R = 2910$ Kg.

Para 16,000 horas de trabajo

Rodamiento rígido de bolas

R P M = 55

Seguridad de carga = $\frac{C}{P} = 3.72$

$C = 372 \times P = 2910 \times 3.72 = 10825.2$ Kg.

Luego elegimos un rodamiento de dos hileras de bolas SKF con contacto angular de la serie 33 A, Rodamiento N° 3312^a con diámetro interior de brida S N 513.

Con las siguientes dimensiones:

$$d_{\text{eje}} = 60 \text{ mm} = \text{diámetro pista interna}$$

$$D_{\text{ext}} = 130 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho } B = 54 \text{ mm}$$

$$\text{Redondeos } r = 3.5 \text{ mm}$$

También seleccionamos un soporte de rodamiento de brida S N 511 sellado.

4.7 CÁLCULO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

Criterio de Diseño.-

Hemos dividido toda la estructura en dos partes importantes.

4.7.1 LAS PLACAS LATERALES

Estas placas las hemos considerado con una longitud efectiva de trabajo con una ala de refuerzo, que en conjunto hacen un ángulo estándar de 6" x 4" x 1/4"

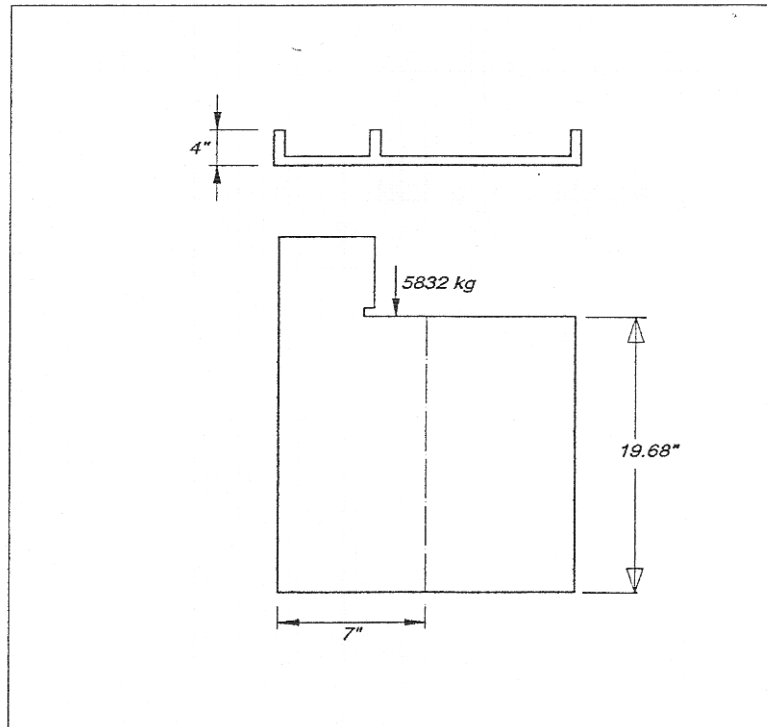


FIGURA N° 34

Y calculamos como una columna que soporta la fuerza de corte igual a 5,832 Kg = 12,857 Lbs.

Una longitud de 500 mm 19.68 pulg = 1.64 pies. Entonces considerando como una columna de rotación fija y traslación en la parte superior y rotación traslación fija en la base.

Esta forma de asunción $K = 1$

Utilizando un acero AISC A 36, con un esfuerzo permisible de 36 K_{si} .

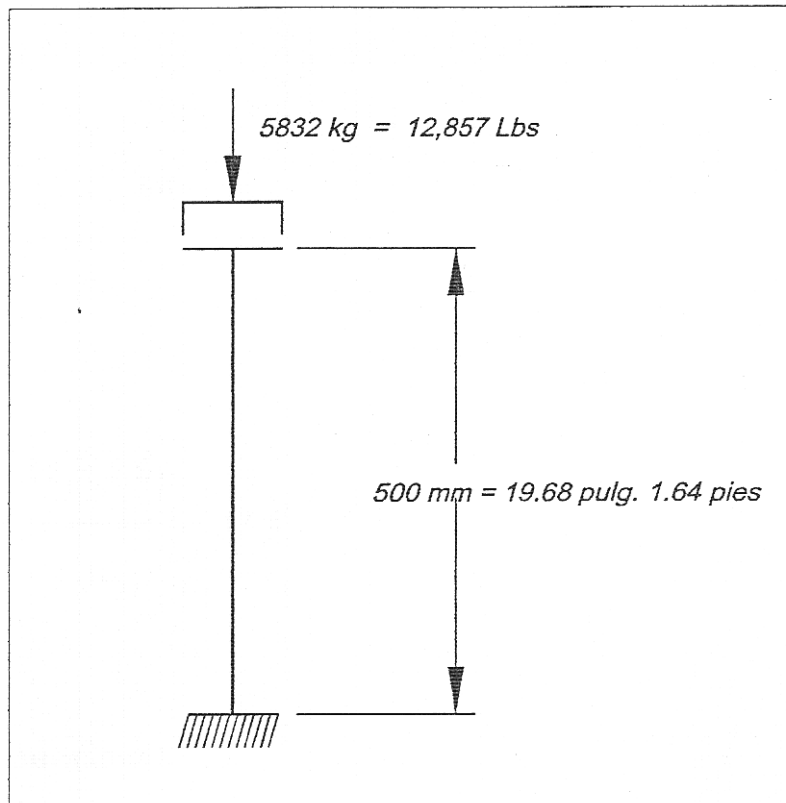


FIGURA N° 35

El área requerida será:

$$A = \frac{12857 \text{ Lb}}{22000 \text{ Lb/Pulg}^2} = 0.584 \text{ pulg.}^2$$

Longitud efectiva = 1 x 1.64 pies = 1.64 pies.

Asumiendo por semejanza a un ángulo 6 x 4" x ¼".

$$r_x = 1.95 \text{ y } r_y = 1.13$$

$$\text{Área} = 2.44 \text{ Pulg}^2$$

$$\frac{K_x l_x}{r_x} = \frac{12 \times 1.64}{1.65} = 10$$

$$\frac{K_y l_y}{r_y} = \frac{12 \times 1.64}{1.13} = 17.5$$

El esfuerzo permisible σ_a

K l/R	σ_a k _{SI}
Para 10	21.16
Para 17.5	20.75

Luego $P_{\text{admisible}} = \sigma_a \times \text{Área}$
 $= 20.75 \times 2.44 = 50,630 \text{ Lg/Pulg}^2$

$P_{\text{admisible}} < P_{\text{actuante}}$

$50,630 < 12,857 \text{ Lbs.}$

4.7.2 EL SOPORTE DE LA CUCHILLA INFERIOR Y VIGA QUE UNE LAS PLACAS LATERALES

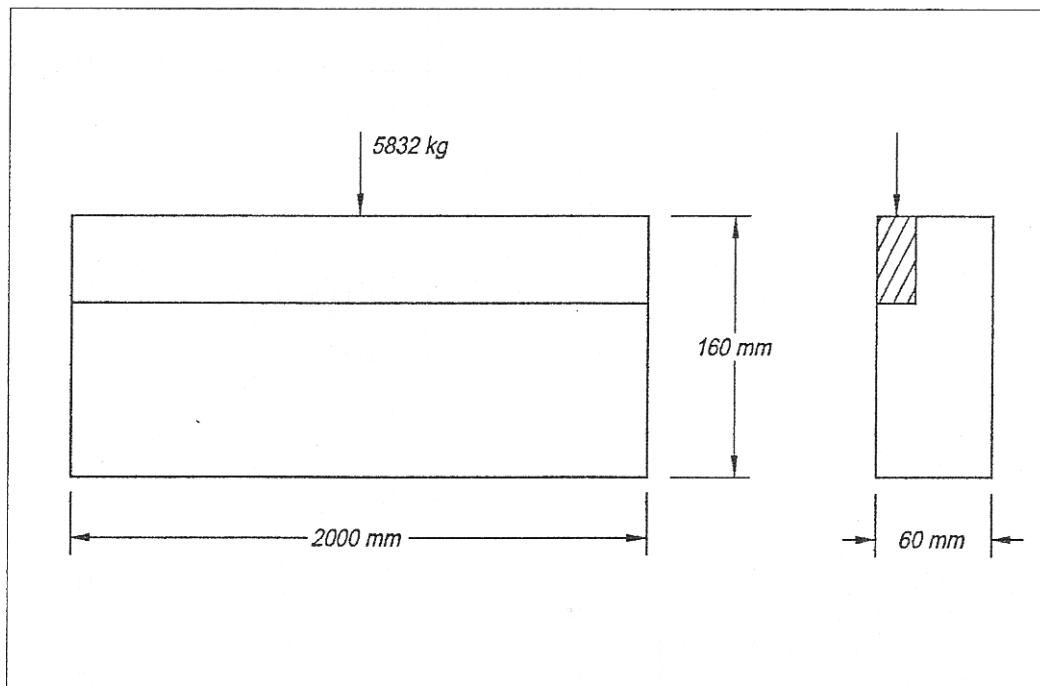


FIGURA N° 36

La cuchilla inferior encaja en la barra rectangular, pudiendo suponerse que cuchilla y barra son una sola pieza.

Para analizar esta barra, podemos suponer que trabaja como una viga apoyada en sus extremos y que la fuerza de corte está en el centro, que será el caso más crítico, ya que en esta posición de mayor momentos.

Para vigas:

El momento total máximo:

$$M_{\text{máx.}} = \frac{W l^2}{8} + \frac{P l}{2}$$
$$= \frac{30.5 \text{ Kg/m} \times 2^2 \text{ m}^2}{8} + \frac{5832 \times 2 \text{ Kg m}}{2}$$

$$\text{Máx.} = 5847.2 = 584720 \text{ Kg Cm.}$$

El esfuerzo admisible 0.66

$$Y = 0.66 \times 56,000 = 37333 \text{ Lb/Pulg.}^2$$

El esfuerzo a que puede estar sometida la viga es:

$$2625 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\delta = \frac{M Y}{I}$$

$$i = \frac{1}{12} b h^3 = \frac{1}{12} \times 6 \times 16^3 = 2048 \text{ cm}^4$$

$$\delta = \frac{529,300 \times 8}{2048} = 2068 \text{ Kg/cm}^2$$

Luego la viga propuesta no falla.

$$\delta d > \text{actuante} ; 2625 \text{ Kg/cm}^2 > 2068 \text{ Kg/cm}^2$$

En resumen la viga es de:

2000 mm por 160 mm por 60 mm

7.8 DIMENSIONAMIENTO DE LA VOLANTE

En una cizalla mecánica, la energía necesaria para el corte lo puede proporcionar total o parcialmente la volante con la finalidad de uniformizar el corte y mantener lo más constante la velocidad de los elementos dinámicos.

La volante almacena energía para cederlo durante el corte, esta energía almacenada la adquiere del motor de la máquina durante su movimiento de recuperación.

La pérdida de energía se da en la volante por pérdida de velocidad y está expresada por el coeficiente de fluctuación C_s .

$$C_s = \frac{V_{\text{máx.}} - V_{\text{mín.}}}{V_{\text{media}}} = \frac{W_{\text{máx.}} - W_{\text{mín.}}}{W_{\text{media}}}$$

$$V_m = W_m = \frac{V_{\text{máx.}} + V_{\text{mín.}}}{2} = \frac{W_{\text{máx.}} + W_{\text{mín.}}}{2}$$

El valor de fluctuación C_s recomendado para este tipo de máquina está entre 0.05 – 0.15.

La energía cinética almacenada

$$E_c = \frac{I(W^2)}{2}$$

$$W = \frac{I}{2} (W_{\text{media}}^2 \times Cs)$$

E_c = Energía cinética

W = Velocidad de rotación

I = Momento de inercia

Cs = Factor de fluctuación.

El trabajo que puede desarrollar los elementos rotantes son:

$$W_v = W_{CV1} - E_{CV2}$$

$$W_G = E_{CE1} - E_{CE2}$$

$$W_{\text{TOTAL}} = W_v + W_E + PD^2_{\text{MOTOR}} + W_{\text{OTROS}}$$

Velocidad máxima volante 231 RPM ó 24.18 rad/seg.

El trabajo W que deba entregar la volante y otros elementos rotantes es el trabajo de corte necesario en un 18% de revolución de trabajo.

4.8.1 CONSIDERANDO COMO UN DISCO SÓLIDO A LA POLEA CONDUCTIDA

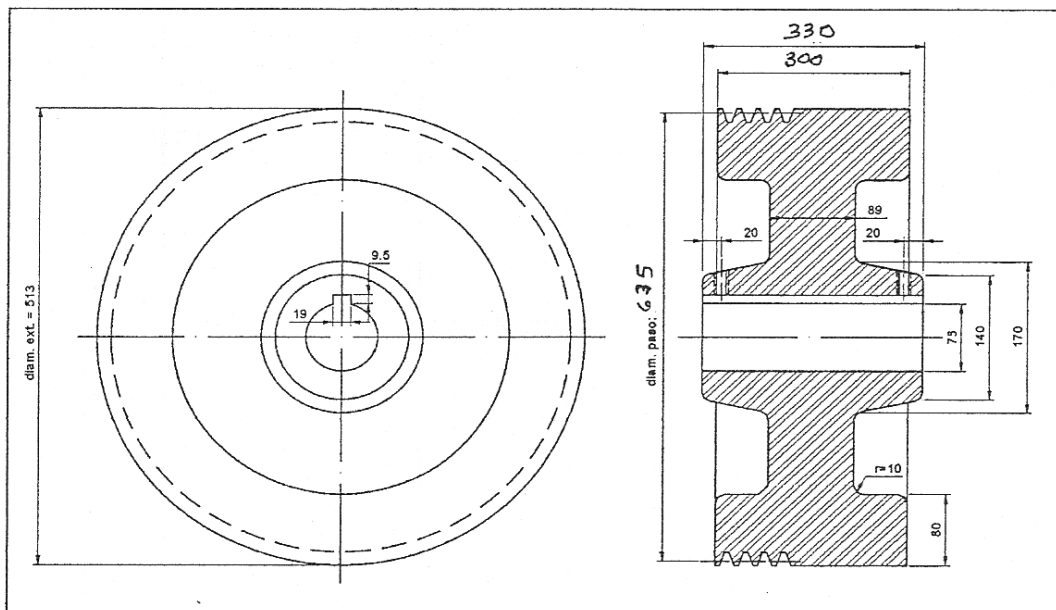


FIGURA N° 37

$$D_{\text{ext.}} = 635 \text{ mm} = 0.635 \text{ m.}$$

$$\text{Ancho } B = 300 \text{ mm} = 0.30 \text{ m.}$$

$$W_v = \frac{1}{2} I (\omega_1^2)$$

$$J = \frac{1}{2} \times \frac{P \times r_{\text{ext}}^2}{g}$$

$$W_v = \frac{1}{2} \times \frac{\pi \times D_{\text{ext.}}^2}{4} \times \frac{B \times 7850 \times r_{\text{ext.}}^2}{g} \times \omega_1^2$$

MOMENTUM DE LA VOLANTE O POLEA MOTRIZ

$$I_v = \frac{1}{2} \times \frac{\pi \times 0.635^2}{4} \times \frac{0.30 \times 7850 \times 0.3117^2}{9.8}$$

$$I_v = 3.82$$

MOMENTUM DEL ENGRANAJE MAYOR

$$I_e = \frac{1 \times \pi \times 0.588^2 \times 0.16 \times 7850}{2 \times 4 \times 9.8} \times 0.294^2$$

$$I_e = 1.50$$

MOMENTUM DEL PIÑÓN

$$I_p = \frac{1 \times \pi \times 0.140^2 \times 0.16 \times 7850}{2 \times 4 \times 9.8} \times 0.07^2$$

$$I_p = 0.0048$$

$$I_T = I_V + I_E + I_p + PD_{MOTOR} + I_{OTROS}$$

$$PD_{MOTOR}^2 = 0.41 \text{ según fabricante}$$

Otros como ejes, patea motriz, excéntricas, rodamientos.

$$I_T = 3.82 + 1.5 + 0.0046 + 0.41 + 0.28 + 0.36$$

$$T = 6.05$$

$$\omega_1 = 24.18$$

4.8.2 NECESARIO PARA EL CORTE = 473.7

$$W = \frac{1}{2} I_T (\omega_1^2 - \omega_2^2)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\omega_1^2 - \frac{2 \times 473.7}{6.05}}$$

$$\omega_2 = \sqrt{584.6 - 156.54}$$

$$\omega_2 = 20.68$$

$$\omega_m = \frac{\omega_2 + \omega_1}{2} = \frac{24.18 + 20.68}{2}$$

$$\omega_m = 22.43$$

$$C_s = \frac{\omega_{MAX.} + \omega_{MIN.}}{\omega_{MIN.}}$$

$$C_s = 0.15$$

$$C_{s_{recomenda}} = C_{s_{calculado}}$$

El trabajo de corte está seguro con la potencia del motor, y se obtendrá un funcionamiento estable con una caída muy pequeña de la velocidad por efecto de la energía cinética de las partes rotantes.

4.9 DISEÑO DEL EMBRAGUE

Se considera un embrague deslizante sobre el eje para conectar el engranaje conducido con el eje de las excéntricas, las que ejercerán fuerza sobre las barras tirantes, a su vez la cuchilla de corte.

Diseño del disco de embrague de dientes.

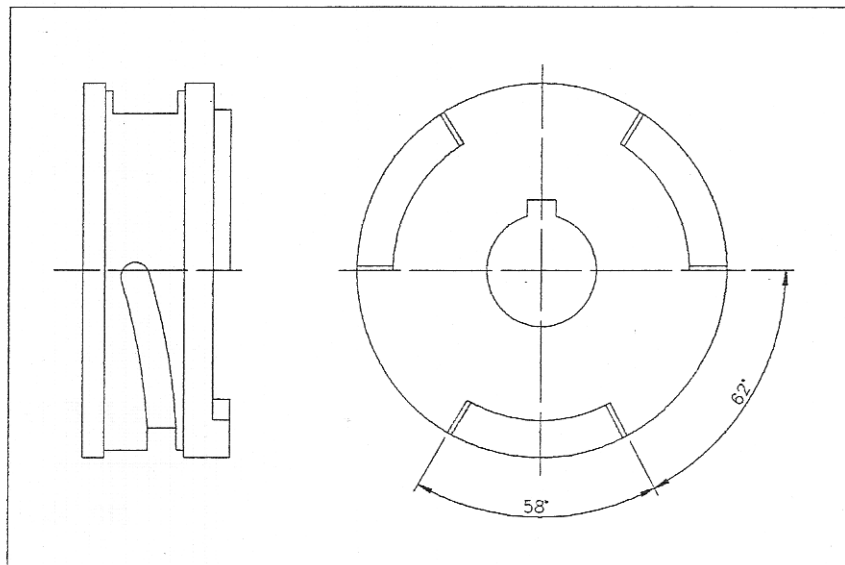


FIGURA N° 38

4.9.1 CONSIDERANDO LA MÁXIMA POTENCIA QUE EL MOTOR DA

Pot, Motor 7.5 HP : RPM eje 55.0

El torque o momento de torsión será:

$$M_T = \frac{Hp \times 33000 \times 12}{2\pi \times RPM}$$

$$M_T = \frac{7.5 \times 33000 \times 12}{2 \times \pi \times 55.0} = 8594.37 \text{ lb pulg.}$$

$$M_T = 9922.6 \text{ K cm.}$$

$$M_T = F \times r ; F = \frac{M_T}{r_m}$$

$$F = \frac{9922.6 \text{ K cm.}}{11.25 \text{ cm}} = 882.01 \text{ K.}$$

4.9.1.1 CONSIDERANDO QUE LOS TRES DIENTES TRABAJAN A CORTE

La sección de trabajo de cada diente

Longitud del diente $L = r_m \times \theta$

$$r_m = 11.25 \text{ cm}$$

$$\theta = 58^\circ = 1.01 \text{ rad.}$$

$$L_d. = r_m \times \theta = 11.25 \text{ cm} \times 1.01 \text{ rad.} = 11.38 \text{ cms.}$$

Area de diente = $L \times e$

$$\text{Sección dientes} = S_d = 11.38 \text{ cm} \times 2.5 \text{ cm} = 28.45 \text{ cm}^2$$

Considerando 3 dientes

$$3 \times 28.45 = 85.35 \text{ cm}^2$$

Tomando en acero AISI 1045 templado y revenido con una dureza de 260 BHM y un esfuerzo de fluencia (δy) de 7734 K/cm²

Esfuerzo de diseño $\sigma_d = 7734 \times 0.4 = 3093 \text{ K/cm}^2$ de corte.

Esfuerzo de corte de trabajo será:

$$\sigma_c = \frac{885.01 \text{ k}}{85.35 \text{ cm}^2} = 10.33 \text{ K/cm}^2$$

$$FS = \frac{\sigma_d}{\sigma_c} = \frac{3093 \text{ K/cm}^2}{10.33 \text{ K/cm}^2} = 299.4$$

Tiene en alto F.S. debido a que se ha elegido en acero templado y revenido por su dureza y por efecto del rozamiento y desgaste que se dará en el embrague.

4.9.2 SELECCIÓN DEL RESORTE DE EMPUJE DEL EMBRAGUE

La fuerza debido al empuje en retroceso del embrague por el ángulo del diente es:

$$F \times \text{Sen } 3^\circ = 882.01 \times \text{sen } 3^\circ = 46.2 \text{ kilos.}$$

Considerando que la fuerza de empuje debe ser mayor que 47 Kg para asegurar el acomplamiento del embrague y el

engranaje asumimos un 20% más que el empuje por retroceso igual a 56.4 K.

4.9.2.1 CARRERA DEL RESORTE

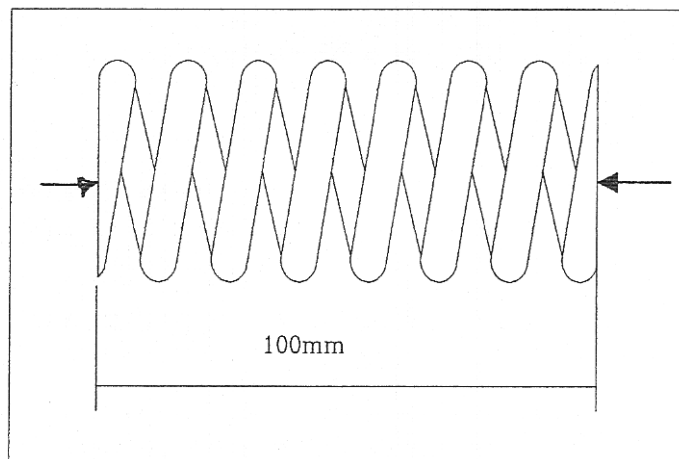


FIGURA N° 39

Expansión Sin trabajo	16 mm
Expansión de trabajo	20 mm
Resorte comprimido	64 mm

Completamente extendido 41.25

$$F = K \cdot X \quad ; \quad K = \frac{F}{X} = \frac{56.4 \text{ Kg.}}{1.6 \text{ cm.}} = 35.25 \text{ K/cm}$$

$$F = 35.25 \times 3.6 = 126.9 \text{ K}$$

La carga varía entre 56.4 K, 124.08 Lbs. y 126.9 K, 279.2 Lbs.

Diámetro exterior puede ser 98 mm

Diámetro interior debe ser 75.5 mm.

Diámetro medio posible es 86.75 mm.

Tomando un acero ASTM A229, templado en aceite revenido
esfuerzo máximo, permisible para trabajo en servicio pesado
60,000 P_{si} .

F_m = Fuerza media ; F_v = Fuerza variable

$$F_m = \frac{1}{2} (278.2 + 124.08) = 201.64 \text{ Lbs.}$$

$$F_v = \frac{279.2 - 124.08}{2} = 77.56 \text{ Lbs.}$$

$$S_m = \frac{K_s 8 F_m \times D}{\pi d^3} = \frac{K_s \times 8 \times 201.64 \times 3.42}{\pi \times d^3}$$

$$S_m = \frac{K_s \times 1756.96}{d^3}$$

$$S_v = \frac{K \times 8 \times F_v \times D}{\pi d^3} = \frac{K \times 8 \times 77.56 \times 3.42}{\pi \times d^3}$$

$$S_v = \frac{K \times 675.5}{d^3}$$

4.9.2.2 SUPONEMOS UN ALAMBRE $d = 7/16'' = 0.4375$

$$C = \frac{3.42}{0.4375} = 7.81$$

Según los estudios de WAHL los factores que considera tensión y flexión

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} = 1 + \frac{0.5}{7.81} = 1.064$$

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4 \times 7.81 - 1}{4 \times 7.81 - 4} + \frac{0.615}{7.81}$$

$$K = 1.188$$

$$S_m = \frac{1.064 \times 1756.96}{0.4375^3} = 9583.14$$

$$S_v = \frac{1.188 \times 675.5}{0.4375^3} = 9583.14$$

El esfuerzo límite de fatiga se da por:

$$S_{rel} = \frac{36,800}{d^{0.2}} = \frac{36,800}{0.375^{0.2}}$$

$$S_{rel} = 44,775.61 P_{si}$$

El factor de seguridad es

$$F_1 S_1 = \frac{S_{YS}}{S_m - S_V + \frac{2 S_V S_{YS}}{S_{rel}}} = \frac{60,000}{38,424.18} = 1.56$$

En resumen el resorte serpa de:

Diámetro exterior 97 mm.

Diámetro interior 75.5 mm.

Diámetro del alambre barra 7/16" \approx 11.2 mm.

Longitud extendida total 100 mm.

Longitud comprimida sin trabajo 84 mm.

Longitud comprimida en trabajo 64 mm.

Tipo de extremos rebajado simple.

Paso 16.6 mm. Número de espiras 6.

4.10 DISEÑO DE LA PALANCA DEL EMBRAGUE

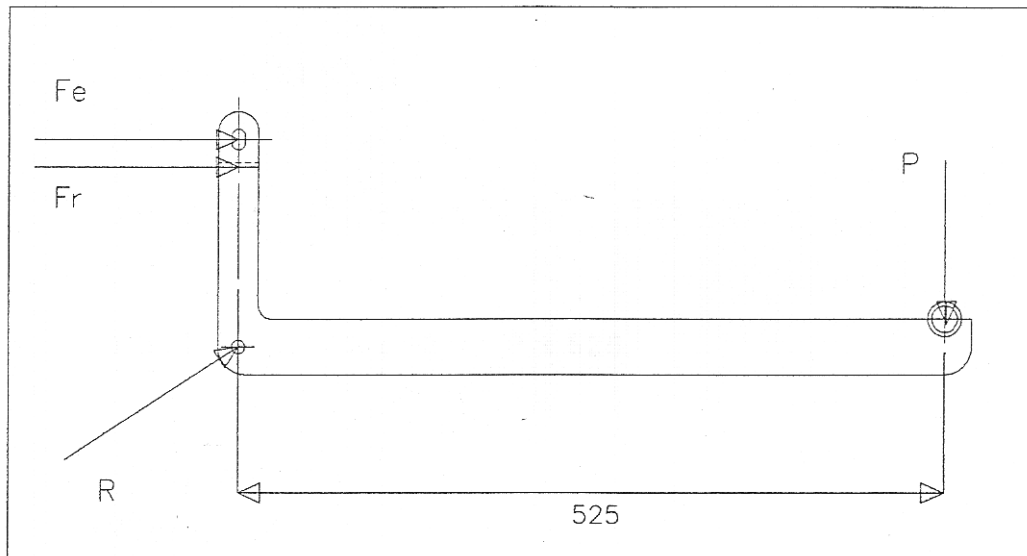


FIGURA N° 40

F_E = Fuerza necesaria para liberar el embrague, será la fuerza de fricción que ejerce el embrague contra el pin de retención. La fuerza máxima del resorte sobre el embrague es 129.6 K.

Fuerza sobre la palanca = $u \times 129.6$ K

Como es un pin con grasa $u = 0.1$

$F_e = 0.1 \times 129.6 = 12.96$ K.

F_R = Fuerza del resorte de tracción para el retorno del pin y liberar el embrague del engranaje.

Asumimos 10 K.

$$\Sigma M_R = -F_E - 150 - F_R \times 90 + P \times 525 = 0$$

$$-12.96 \times 150 - 15 \times 90 = -P \times 525$$

$$P = \frac{1944 + 1350}{525} = 6.27 \text{ K}$$

$$\Sigma M_P = -F_E - 150 - F_R \times 90 + R_Y \times 525 = 0$$

$$R_Y = \frac{12.96 \times 150 + 105 \times 90}{525} = 6.27 \text{ K}$$

$$\Sigma F_X = F_E - F_R + R_X = 0$$

$$R_X = 14.8 + 15 = 27.9$$

4.10.1 DISEÑO DE LA PALANCA CONSIDERANDO PLATINA 3/16 x 19/16 O 5 mm x 50 mm ACERO A36

Considerando el pin de apoyo de la palanca y esta como viga en voladizo tenemos:

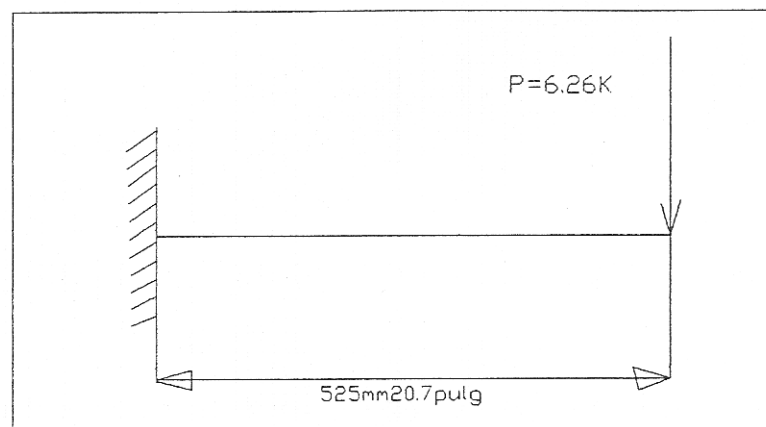


FIGURA N° 41

Momento Max. = PI

$$6.27 \text{ K} \times 2.2 \text{ Lbs} \times 20.7'' = 285.5 \text{ Lb pulg.}$$

Para la platina de 0.20" x 1.57"

$$\text{Area} = b \times d = 0.20'' \times 1.57'' = 0.314 \text{ pulg}^2$$

$$\text{Momento de Inercia} = I = \frac{Bd^3}{12} = \frac{0.20 \times 1.57^3}{12} = 0.064 \text{ pulg}^4$$

$$\text{Módulo de rigidez} = S_a = \frac{bd^2}{6} = 0.082 \text{ pulg}^3$$

$$\text{Módulo de resistencia} = S_r = \frac{M_{\text{MAX}}}{\sigma b} = \frac{285.5}{24}$$

$$S_r = 0.012$$

$$0.012 < 0.082$$

4.10.2 DISEÑO DEL PIN DE EMBRAGUE Y DESEMBRAGUE

La fuerza sobre el pin va ha ser la generada por el empuje del resorte completamente contraído cuando no embraga al engranaje.

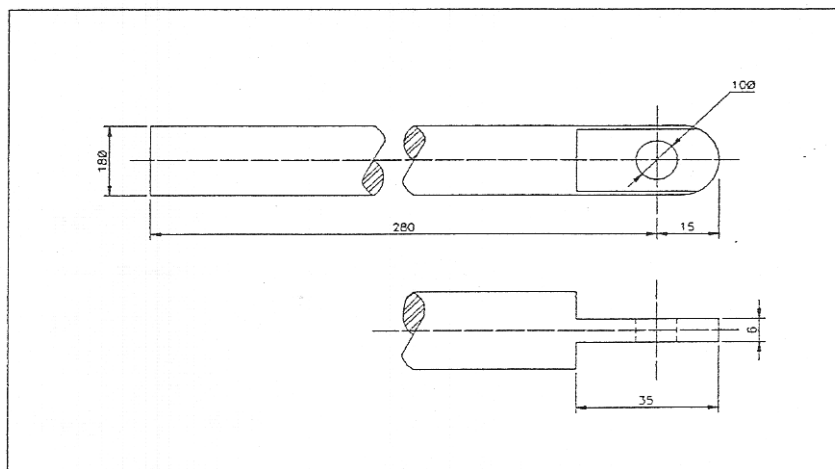


FIGURA N° 42

$$F = 129.6 \text{ Kgs } \acute{o} \text{ 285.12 Lbs}$$

Considerando una viga en voladizo

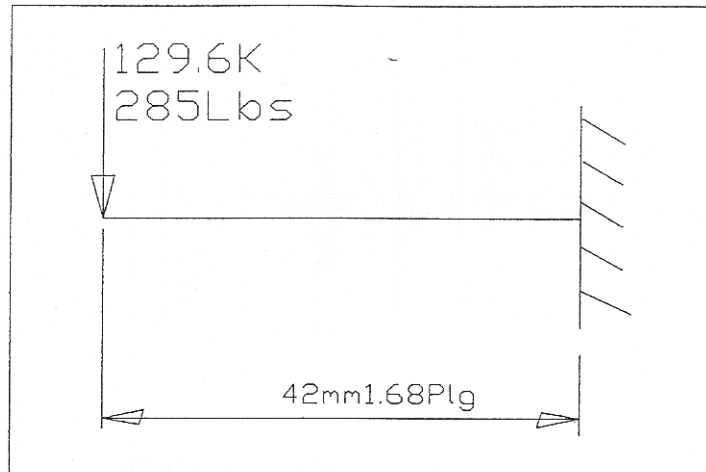


FIGURA N° 43

$$\text{Momento Máximo} = P \times l = 285.12 \text{ Lb} \times 1.68'' = 479 \text{ Lb pulg.}$$

Siendo una barra redonda de acero 1060 templado y revenida

$$\delta_y = 60,000 \text{ P}_{si} \quad \delta_b \text{ esfuerzo de diseño} = 60,000 \times 0.6 = 36,000$$

P_{si}

$$S_a = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \times 0.71''^3}{32} = 0.035 \text{ pulg.}$$

$$S_r = \frac{M_{MAX}}{\sigma_y} = \frac{479}{36000} = 0.0133 ; 0.0133 \ll 0.035$$

4.11 DISEÑO DE RESORTE DE EXTENSIÓN DE RETORNO DE LA PALANCA DE DESEMBRAGUE

Peso de la palanca x 2

$L \times e \times a \times 7.85$

$$71.5 \times 4.0 \times 0.5 \times 7.85 = 1122.55 \text{ Kg.} \times 2 = 2,245.1$$

Total 2 palancas = 2.25 Kg.

Peso tubo $\frac{3}{4}$ S_{ch} 40 = 1.13 Lb/pie

$$\text{Peso total} = 1.13 \times \frac{\text{Lb}}{\text{Pie}} \times 4.36 \text{ pies} = 4.92 \text{ Lbs} \quad 2.24 \text{ Kg.}$$

Peso total palanca de accionamiento

$$2.25 \text{ Kg} + 2.24 \text{ Kg} = 4.49 \text{ Kg.}$$

El peso total de la palanca es menor a la fuerza asumida de 15 Kg., tomamos 15 Kg. como fuerza inicial.

$$F = K \times X \quad ; \quad K = \frac{F}{X} = \frac{15.0}{2} = 7.5$$

CONSONANTE DE ELASTICIDAD

$$K = 7.5 \text{ Kg/cm. } \text{ ó } 41.91 \frac{\text{Lb}}{\text{Pulg}}$$

Asumimos, un resorte de 0.75" ó 20 mm. de diámetro medio y un alambre de 3/32" ϕ ó 0.094" con un módulo de rigidez de 11.5×10^6 P_{si} acero al carbono con templado y revenido ASTM A228.

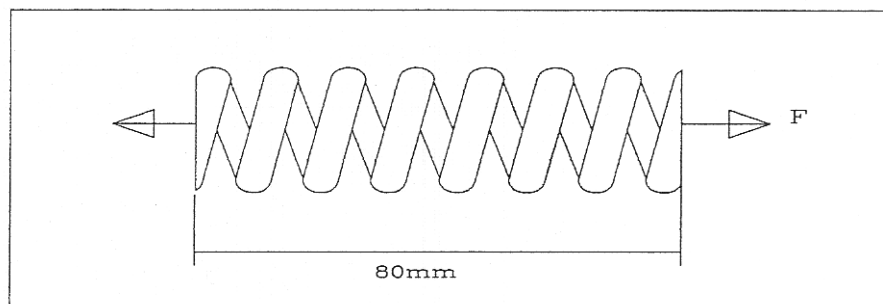


FIGURA N° 44

$$C = \text{índice de elasticidad} = \frac{0.75}{0.094} \approx 7.97$$

$$K = \text{Factor de Wahl} = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0.615}{C}$$

$$K = 1.15$$

$$\frac{F}{X} = \frac{Gd}{8c^3n} ; \quad G = \text{módulo de rigidez} = 11.5 \times 10^6 \text{ P}_{\text{si}}$$

$$\frac{F}{X} = 47.91 = \frac{0.094 \times 11.5 \times 10^6}{8 \times 7.97^3 \times n}$$

$$n = \frac{1.081 \times 10^6}{8 \times 7.97^3 \times n} = \frac{1'081,000}{169,739.3} = 6.30 = 7$$

Mínimo para resorte de extensión asumimos 8 espiras.

RESUMEN DEL RESORTE DE EXTENSIÓN

L = 80 mm incluido ganchos y extensión inicial.

n = 8 espiras

R = 7.5 Kg/cm ó 41.91 Lb/pulg.

Estiramiento máximo 30 mm.

CAPITULO 5

5.1 OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES

- 1.- El presente trabajo trata de llenar el vacío en la construcción de máquinas en la industria nacional, que tiene aplicación a la Industria Metal-Mecánica de fábrica de muebles metálicos y otras aplicaciones.

- 2.- En este trabajo se han diseñado los elementos principales, y algunos menos importantes no se han hecho y se han seleccionado algunos por estética, por correspondencia con otros principales.

- 3.- En el diseño de los elementos mecánico algunos tiene un diseño ajustado en su factor de seguridad y otros podrían optimizarse, pero lo he dejado como factor de seguridad alto por consideraciones dinámicas, por desgaste superficial.

5.2 PLANOS

BIBLIOGRAFIA

1.- LIBROS Y MANUALES CONSULTADOS.

- EL PROYECTO DE INGENIERÍA MECÁNICA. J.E. SHIGLEY. Mac Graw Hill 1970
- ELEMENTOS DE MÁQUINA, PEZZANO, KLEIN. Ateneo 1964.
- ELEMENTOS DE MÁQUINA. D. FRATSCHNER, Gustavo Gilli 1969
- DISEÑO DE MÁQUINAS. HALL, HOLOWENCO, LAUGLIN. Mc Graw Hill 1974
- MECÁNICA DE MÁQUINAS. HAM, CRANE, ROGERS. Mc Graw Hill 1964
- LAMINACIÓN. T. TSELIKOV. ED. Urmo 1960
- ELEMENTOS DE MÁQUINAS. JUAN J. HORI. UNI 1977
- MANUAL DE ENGRANAJES. DARLE W. DUDDLEY. Cecsca 1975
- MANUAL DEL CONSTRUCTOR DE MÁQUINAS. H DUBBEL. Labor 1970
- MANUAL OF STEEL CONSTRUCTION. SEVENTH EDITION. 1974
- MANUAL DEL INGENIERO MECÁNICO. MARKS. Mc Graw Hill 1975

2.- CATALOGOS CONSULTADOS

- PRENSAS. CINCINATTI
- RODAMIENTOS. S K F
- CIZALADORAS DE METALES. TOS
- MOTORES ELÉCTRICOS. DELCROSA.
- ACEROS. SIDER PERU.
- ACEROS. SIDER PERU.
- ACEROS. BORHLER.

3.- NORMAS Y ESPECIFICACIONES

- ASME
- AISC
- AGMA