

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA
INCORPORADA A LA UNIVERSIDAD AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA



13^o Ejemplar

DISEÑO Y CALCULO DE TRANSMISION POR ENGRANES
CON DISPOSITIVOS DE FUSIBLES MECANICOS.

TESIS CON
FALLA LE ORIGEN

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A

JOSE GUILLERMO ESPARZA PEREZ

GUADALAJARA, JALISCO, JUNIO DE 1988



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

**TITULO : DISEÑO Y CALCULO DE TRANSMISION POR ENGRANES CON
DISPOSITIVOS DE FUSIBLES MECANICOS.**

1.) INTRODUCCION

- 1.1.- Generalidades
- 1.2.- Descripción de la máquina
- 1.3.- Identificación del problema
- 1.4.- Solución seleccionada

2.) BASES DE CALCULO

- 2.1.- Datos preliminares obtenidos del equipo
- 2.2.- Momento torsor transmitido por el motor
- 2.3.- Potencia máxima transmisible por el engrane
- 2.4.- Momento máximo transmitido por el engrane
- 2.5.- Cálculo del diámetro del eje

3.) CALCULO Y DISEÑO DE LOS FUSIBLES MECANICOS

- 3.1.- Diámetro de los fusibles
- 3.2.- Selección del material para los fusibles

4.) CALCULO DE DUREZA DEL ENGRANE

- 4.1.- Generalidades
- 4.2.- Cálculo de la dureza del engrane

5.) TRATAMIENTO TERMICO DEL ENGRANE

- 5.1.- Generalidades
- 5.2.- Tipos de tratamientos
- 5.3.- Características del material

6.) PRESENTACION DE PLANOS

- 6.1.- Planos del engrane
- 6.2.- Planos del dispositivo mecánico

7.) CONCLUSIONES

8.) NOMECLATURA

9.) FORMULARIO

10.) BIBLIOGRAFIA

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

1.1.- Generalidades :

Mediante el presente trabajo se tratará de mostrar un prototipo de dispositivo de seguridad para proteger las transmisiones a base de engranes, aunque también puede utilizarse en otros equipos rotativos, como poleas, catarinas etc.

Aunque el presente sólo será enfocado a la protección de engranes por medio de un dispositivo mecánico, también se mencionarán algunas otras alternativas posibles con sus respectivas ventajas y desventajas.

Otros de los puntos a tratar serán los cálculos necesarios para encontrar las variables requeridas para el diseño de los dispositivos. Es importante tomar en consideración de que algunas variables fueron tomadas del equipo y no hay necesidad de recalcularlas.

También se abarcará de una manera superficial los tratamientos térmicos más comunmente utilizados en nuestro país, y algunas de las técnicas nuevas utilizadas a ultimas fechas en el extranjero.

1.2.- Descripción de la Maquinaria :

Para la producción de la fibra acrílica se utilizan derivados del petróleo, que mediante un proceso de coagulación adquiere forma de hilo sintético, que

posteriormente una vez obtenida ésta, pasa a una máquina de estiraje para darle el acabado necesario, para proseguir un largo proceso de preparación.

La máquina de estiraje consiste en una serie de rodillos distantes uno del otro y cuyas relación de engranes entre ellos son diferentes. Esta transmisión provoca una velocidad lineal diferente entre cada rodillo, dando como consecuencia el estiraje y rompimiento de la fibra a un tamaño preestablecido según los requerimientos.

1.3.- Identificación del problema :

La vida de los engranes de la transmisión se ve seriamente acortada, debido a cargas de choque, obstrucciones y sobrecargas sufridas por arriba de su límite de diseño.

Esto es ocasionado por el enrollamiento de la fibra sobre el rodillo, que al no tener continuidad en el proceso entre uno y otro, surge el estiramiento de la fibra y el frenado de las transmisiones con su consecuente daño, consistente en la ruptura de los dientes de los engranes ó el desgaste excesivo de éstos dando por consecuencia un producto de baja calidad, baja producción y paros de máquina inesperados.

1.4.- Solución Seleccionada :

Para dar solución al problema se tienen tres alternativas

- a.) Limitadores de torque.
- b.) Lira desplazable.
- c.) Fusibles mecánicos.

DESCRIPCION

A.) Un limitador de torque es un dispositivo protector que como su nombre lo indica limita el torque transmitido en un sistema de transmisión, resbalando cuando la demanda de torque sobrepasa un valor preestablecido como resultado de cargas de choque, sobrecargas u obstrucciones en la máquina volviendo éste a acoplar automáticamente cuando el torque de sobrecarga a cesado. Este dispositivo esta basado en superficies de fricción activadas por resortes. Para evitar cualquier daño en los engranes de la transmisión éste sería colocado a la entrada de la caja de transmisión.

• DESVENTAJAS:

- Se requiere de dos puntos de apoyo en sus extremos, requiriendo la instalación de un caballete que tendríamos como limitante el espacio.
- Al no acoplar en una misma posición nos puede provocar desalineamiento y desbalanceo.
- Requiere de ajustes y mantenimiento periódicos.
- La relación de velocidad no es constante debido a que existen pequeños deslizamientos en el embrague con cualquier atorón.

B.) Lira Desplazable :

Consiste en una placa que contiene un engrane intermedio entre engrane transmisor y transmitido que al existir una carga de choque, sobrecargas u obstrucciones provoca que la lira sea desplazada de su posición desengranando la transmisión y así evitar cualquier daño.

• DESVENTAJAS:

- Debido a que las liras estan sujetas por tornillos no es posible estimar el apriete de éstos para así poder dejar los engranes protegidos, o por el contrario muy sensibles a cualquier tipo de esfuerzo debido a un apriete insuficiente.
- Para volver a engranar se requiere de aflojar los tornillos de apriete, engranar y volver apretar dando por consecuencia un paro del equipo y de la producción por un tiempo más prolongado.
- Al no tener una posición única la lira tiene como consecuencia que la distancia entre centros del engrane sea variable.

c.) Fusibles Mecánicos :

Consiste en un engrane con buje unido a éste mediante un par de tornillos (ver plano #6.1-6.2), dicho engrane, puede girar libremente en la ausencia de éstos. Cuando existe una carga de choque, sobrecargas u obstrucciones provoca el rompimiento de los tornillos (fusibles mecánicos, dejando girar libremente el engrane sobre el buje sin poder transmitir movimiento, protegiendo de esta manera el equipo en cuestión.

• DESVENTAJAS:

- Requiere el reemplazo de los fusibles mecánicos después de determinadas horas de trabajo, debido a que pierden propiedades físicas ya que están sujetos a la fatiga.
- Se requiere del reemplazo de los fusibles mecánicos después de haber sido rotos por algún esfuerzo con su consecuente paro del equipo.

Por todo lo expuesto anteriormente se puede llegar a la conclusión de que la alternativa más adecuada es la de los fusibles mecánicos por su facilidad de montaje, sencillez, seguridad, rápida reinstalación, economía y no ocupa espacio adicional.

B A S E S D E C A L C U L O

2.1.- Datos preliminares obtenidos del equipo :

Potencia del motor	P =	11.2	KW
Velocidad del engrane	N =	90	R.P.M.
Diámetro de PASO	De =	160	mm
Número de dientes	Nd =	40	
Longitud del diente	b =	40	mm
Angulo de presión	φ =	20°	
Tipo de engrane	=	Recto	

2.2.- Momento torsor transmitido por el motor :

El momento a transmitir son los factores principales que deben ser tomados en el diseño de ejes y de engranes, éste puede determinarse mediante el conocimiento de los HP transmitidos por el motor, por lo tanto :

$$\text{Ec. (1)} \quad M_t = \frac{\text{hp} \times 33.000 \times 12}{2 \pi \text{ rpm}} \quad \text{lb-pul}$$

$$\text{Ec. (2)} \quad M_t = \frac{63.000 \times \text{hp}}{\text{rpm}} \quad \text{lb-pul}$$

Los datos de placa del motor están dados en KW, y ocupamos HP por lo cual transformaremos los KW en HP.

$$\text{Potencia de placa} = 11.2 \text{ KW}$$

$$\text{HP} = \text{KW} \times 1.342$$

$$\text{HP} = 11.2 \times 1.342$$

$$\text{HP} = 15$$

Teniendo en cuenta que la potencia del motor es de 15 HP y la velocidad de 90 R.P.M. nos queda:

$$M_t = \frac{63.000 \times 15}{90}$$

$$M_t = 10,500 \text{ lb-pul}$$

que es el momento torsor transmitido por el motor a los engranes.

2.3.- Potencia máxima transmisible por el engrane :

Una vez obtenido el momento transmitido por el motor calculamos la potencia máxima que podrá transmitir el engrane mediante la siguiente fórmula ;

$$\text{Ec. (3)} \quad P = \frac{FV}{33.000}$$

donde " V " es la velocidad lineal primitiva (pies/min.)
donde " F " es la cantidad de fuerza que se puede transmitir de acuerdo a la ecuación de Lewis y es :

$$\text{Ec. (4)} \quad F = S b y P_c \text{ (libras)}$$

donde " S " es el esfuerzo permisible en el diente (PSI).
donde " b " longitud del diente = 40 mm (ver nota #1 pág. 9).
donde " P_c " es el paso circular = 12.56 (ver nota #2 pág. 9).

El esfuerzo permisible " S " esta determinado en función del material seleccionado y de la velocidad de la línea primitiva (está es sólo para engranes rectos).

$$\begin{aligned}
 S \text{ Permisible} &= S_o \left(\frac{600}{600 + V} \right) \text{ para } V \text{ menor que } 2,000 \text{ pies/min.} \\
 &= S_o \left(\frac{1,200}{1,200 + V} \right) \text{ para } V \text{ entre } 2,000 \text{ y } 4,000 \text{ pies/min.} \\
 &= S_o \left(\frac{78}{78 + \sqrt{V}} \right) \text{ para } V \text{ mayor que } 4,000 \text{ pies/min.}
 \end{aligned}$$

y donde S_o es el coeficiente estatico unitario corregido por los valores de la concentración media de esfuerzos del material siendo aproximadamente el 30% de la resistencia a la falla del material (esfuerzo de tracción) del engrane (PSI) y " V " es la velocidad en la línea primitiva (pies/min.)

Debido a que tenemos una velocidad de 90 R.P.M. y dado a que utilizaremos un material 4140 AISI para el tratamiento térmico cuyo esfuerzo último a la tracción es de 146,466 PSI, utilizaremos la siguiente fórmula.

$$\text{SUSTITUYENDO } S = S_o \left(\frac{600}{600 + V} \right)$$

$$\text{Ec. (5) } S_o = 146,466 \times .30$$

$$S_o = 43,940 \text{ PSI}$$

Utilizando la Ec. de S permisible

$$\text{Ec. (6) } S = S_o \left(\frac{600}{600 + V} \right)$$

$$\text{Ec. (7) } V = P \times \text{R.P.M.}$$

$$P = \pi dp$$

Donde dp = es el diámetro de paso del engrane el cual es igual a 160 mm.

$$P = \frac{\pi (160)}{(25.4) (12)}$$

por lo tanto $P = 1.65$ pies

SUSTITUYENDO en Ec. (7)

$$V = 1.65 \times 90$$

$$V = 148.42 \text{ pies / min.}$$

SUSTITUYENDO en Ec. (6)

$$S = 43,940 \left(\frac{600}{600 + 148.42 \text{ pies/min.}} \right)$$

$$S = 35,226 \text{ PSI}$$

SUSTITUYENDO la Ec. (4) tenemos que

$$F = SbyPc$$

Nota (1): Se utiliza en la Ec. de resistencia de Lewis y éste depende del número de dientes del ángulo y profundidad total, para un engrane de 40 dientes con un ángulo de 20° el factor de forma " Y " equivale a .124 según tablas.

Nota (2): El paso circular es igual a la circunferencia del círculo de paso dividida entre el número de dientes:

$$Pc = \frac{\pi dp}{Nd}$$

$$Pc = \pi \times 160/40$$

$$Pc = 12.566$$

$$\text{por lo tanto } F = \frac{35,226 \times 40 \times .124 \times 12.566}{(25.4)^2}$$

$$F = 3,403 \text{ lbs.}$$

SUSTITUYENDO en la Ec. (3) y habiendo obtenido los datos de la Ec. (7) podemos encontrar los máximos HP que puede transmitir el engrane.

$$Pe = \frac{FV}{33,000}$$

$$Pe = \frac{3403 \times 148.42}{33,000}$$

$$Pe = 15.3 \text{ hp}$$

2.4.- Momento máximo transmitido por el engrane :

El momento máximo transmitido por los engranes es igual, según la Ec. (2) a :

$$Mte = \frac{hp \times 63,000}{n}$$

:

$$Mte = \frac{(15.3) (63,000)}{90}$$

$$Mte = 10,710 \text{ lb-pulg.}$$

Que es el momento máximo que puede transmitir los engranes contra 10,500 lb-pulg. que transmite el motor a plena carga, por lo que esta dentro de diseño, pero hay que considerar que para cuando existe un sobreesfuerzo, el motor desarrolla hasta un 275% de par torsional adicional antes de quermarse ó bloquearse.

Esto es que:

$$\text{El par torsional máximo del motor} = (10,500) (2.75) =$$

$$28,875 \text{ lb-pulg.}$$

2.5.- Cálculo del diámetro del eje :

Para determinar el diámetro del eje sometido a torsión utilizaremos la siguiente ecuación.

$$\text{Ec. (8)} \quad MtKt = S_s \pi D^3/16$$

$$D = \sqrt[1/3]{\frac{(MtKt) (16)}{S_s \pi}}$$

de donde :

Mt = momento de torsión lb-pulg.

Kt = factor combinado de choque y fatiga aplicado al momento de torsión de los cuales son aplicados para :

EJES ESTACIONARIOS

	Kt
Carga aplicada gradualmente	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5 a 2.0

EJES EN ROTACION

Carga aplicada gradualmente	1,0
Carga repentina (choque menor)	1,0 a 1,5
Carga repentina (choque fuerte)	1,5 a 3,0

S_s = Esfuerzo cortante permisible.

D = Diámetro de la flecha de la máquina donde esta montado el engrane en cuestión.

Mt = Debe de ser diseñado en función del momento torsor que transmite el motor a plena carga = 10,500 lb-pulg. Ec.(2).

De donde K_t lo consideramos como eje en rotación de carga repentina (choque fuerte).

Por lo tanto:

$$K_t = 1.5$$

Se utilizará acero AISI 9840T por ser el ideal para flechas, por sus características de torsión.

$$S_{yp} = \text{Límite elástico } 115,000 \text{ PSI}$$

$$S_u = \text{Esfuerzo último de tracción } 135,000 \text{ PSI}$$

Para determinar el esfuerzo cortante permisible (S_s) que puede transmitir la flecha se tienen que tomar las siguientes consideraciones :

S_s (Permisible) = 30% del límite elástico sin sobrepasar del 18% del esfuerzo último en tracción, para ejes sin cuñero. Estos valores deben reducirse en un 25% si existen cuñeros.

$$\begin{aligned} S_s &= S_{yp} (.30) \\ &= 115,000 \times .30 = 34,500 \text{ PSI} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_s &= S_u (.18) \\ &= 135,000 \times .18 = 24,300 \text{ PSI} \end{aligned}$$

Utilizaremos el 18% del esfuerzo último a la tracción por ser el menor.

Por lo tanto :

$$M_t K_t = S_s \pi D^3 / 16$$

SUSTITUYENDO en la fórmula nos queda:

$$10,500 \times 1.5 = 24,300 \pi D^3 / 16$$

Por lo tanto :

$$D^3 = \frac{16 \times 10,500 (1.5)}{\pi (24,300) (.75)}$$

$$D = \sqrt[3]{4.4}$$

$$D = 1.639''$$

Utilizaremos diámetro de una flecha con medida normalizada inmediata superior que viene siendo 1 3/4 pulg.

CALCULO Y DISEÑO DE FUSIBLES MECANICOS

3.1.- Diámetro de los fusibles :

Para el cálculo de los fusibles utilizaremos la siguiente ecuación :

$$\text{Ec. (9)} \quad MtKt = S_s (1/4 \pi d^2) (1/2 \times Dbc) (Np)$$

Donde :

Mt = Momento torsor máximo transmitido por los engranes, (página 10)

Kt = 1.5

S_s = Esfuerzo cortante permisible, PSI.

d = Diámetro de pernos, fusibles, pulgadas

Dbc = Diámetro del círculo de pernos, fusibles, pulgadas.

El diámetro del círculo de pernos lo instalaremos a un diámetro de paso de Dbc = 4" por diseño.

Np = Número total de pernos.

Instalaremos 2 pernos a 180°.

Por lo que sólo nos faltaría determinar el material de los fusibles para poder sustituir en la ecuación 9.

3.2.- Selección del material para los fusibles :

El esfuerzo permisible al corte S_s se toma como .5 a .6 veces del límite de fluencia en tracción, en este caso

utilizaremos material SAE 1018 (cold-roller) como fusibles, para no encarecer éstos, además de ser un producto de fácil obtención.

Por lo tanto :

$$S_y = 59,724 \text{ PSI}$$

$$S_s = 59,724 \times .6$$

$$S_s = 35,835 \text{ PSI}$$

SUSTITUYENDO en la Ec.9

$$M_t \cdot K_t = S_s (1/4 \pi d^2) (1/2 \times Dbc) (N_p)$$

$$(1.5)(10,710) = 35,835 (1/4 \pi d^2) (1/2 \times Dbc) (N_p)$$

Utilizaremos 10,710 ya que es para proteger el engrane.
(ver pág. 10).

$$(1.5)(10,710) = 35,835 (1/4 \pi d^2) (1/2) (4) (2)$$

$$d^2 = \frac{(10,710)(2)(4)(1.5)}{(2)(4)(35,835)\pi}$$

$$d = \sqrt{.142}$$

$$d = .377''$$

Instalar 2 fusibles de cold-roller 3/8" (.375") a un diámetro de paso de 4", (ver plano # 6.1 y 6.2)

CALCULO DE DUREZA DEL ENGRANE

4.1.- Generalidades :

La vida de un engrane va en función del material y de la dureza superficial de éste.

Para ello es necesario realizar una serie de cálculos preliminares para poder así especificar la dureza, que deberá de llevar el engrane con el fin de cumplir, con sus ciclos de trabajo al cual será diseñado.

Para el diseño del engrane se tiene que jugar con varias variables para adecuar el tamaño y la dureza de éste, por ejemplo; para aumentar el factor de servicio se pueden tomar 2 opciones, la primera sería aumentar el ancho del engrane, y segundo incrementar la dureza, aunque está opción tiene la limitante de que al incrementar la dureza del material se vuelve quebradizo, por ello es necesario buscar el punto justo medio.

En la siguiente sección se establecerá la dureza del engrane, mediante la ayuda de información obtenida del equipo, y otros datos anteriormente calculados, así como tablas y curvas que nos serán útil para el diseño.

4.2.- Cálculo de la dureza del engrane :

Todos los ensayos de dureza dependen de la resistencia a la deformación plástica. Por lo tanto existe una buena correlación entre la dureza y la resistencia.

Para el cálculo de la dureza del engrane contamos con la siguiente ecuación, cuyos términos a continuación se describen:

$$\text{Pat} = \frac{n_p \cdot d_p \cdot K_v}{126000} \times \frac{b}{K_m} \times \frac{J}{P_d} \times \text{Sat} \cdot K_l$$

Donde :

Pat es máximos hp transmisible del engrane
= 15.3 hp

n_p = RPM del piñón = 90 RPM

d_p = Diámetro de paso en pulgadas = 6.3" (160 mm)

b = Ancho del engrane en pulgadas = 1.575" (40 mm)

K_m = Factor de distribución de carga en función del ancho del engrane = 1.3 (ver tabla 1)

J = Factor geométrico = .29 (ver tabla 3)

El factor geométrico esta considerado en que el engrane es de 40 dientes y el piñón de 17 dientes (datos obtenidos del equipo).

P_d = Paso diametral = 4 (paso)

Sat = Esfuerzo permisible de flexión en PSI (ver curva A).

K_l = Factor de vida = 1.0 (ver tabla 2)

K_v = Factor dinámico

$$K_v = \frac{50}{50 + v}$$

v = Velocidad del diámetro de paso

$$v = .262 \cdot n_p \cdot d_p$$

$$v = .262 (90) (6.3)$$

$$v = 148.54 \text{ pies } \times \text{ minuto}$$

Pat = 15.3 hp Potencia máxima que puede transmitir el engrane

$$\text{Sat} \cdot K_1 = ?$$

$$\text{Sat} \cdot K_1 = \frac{\text{Pat} \times 126,000 \times K_m \times P_d}{n_p \times d_p \times K_v \times b \times J}$$

SUSTITUIMOS

$$\text{Sat} \cdot K_1 = \frac{15.3 \times 126,000 \times 1.3 \times 4}{90 \times 6.3 \times .804 \times 1.575 \times .29}$$

$$\text{Sat} \cdot K_1 = 48,144.6 \text{ PSI}$$

Basandonos en los valores de la Curva A con número de ciclos de 1×10^{10} equivale a una dureza de 302 Brinel. esto es 32 HRC.

Nota: La curva " A " está basada en el número de ciclos de duración a una velocidad constante determinada, que puede ofrecer el engrane, antes de que se manifiestare el primer signo de fatiga, siendo la duración media 5 veces la duración nominal.

TABLA 1

• Factor de distribución de carga " Km "

Estos datos están basados en :

- Un montaje con exactitud
- Claro de rodamientos mínimo (juego radial)
- Deflexión elástica mínima y engranes de acabado fino

LONGITUD DEL DIENTE EN PULGADA b	FACTOR DE DISTRIBUCION DE CARGA Km
2 pulgadas y menor	1.3
6 pulgadas	1.4
9 pulgadas	1.5
16 pulgadas y mayor	1.8

TABLA 2

• Factor de vida " K1 "

CICLOS DE DURACION REQUERIDOS	FACTOR DE VIDA K1
1 x 10 ¹⁰ y mayor	1.0
100 x 10 ⁸	1.0
10 x 10 ⁸	1.4
1 x 10 ⁸	2.0
10 x 10 ⁶ y menor	3.0

TABLA 3• Factor geométrico " J "

-Angulo de presión de 20°

-Adendum Estandar

-Filete Estandar

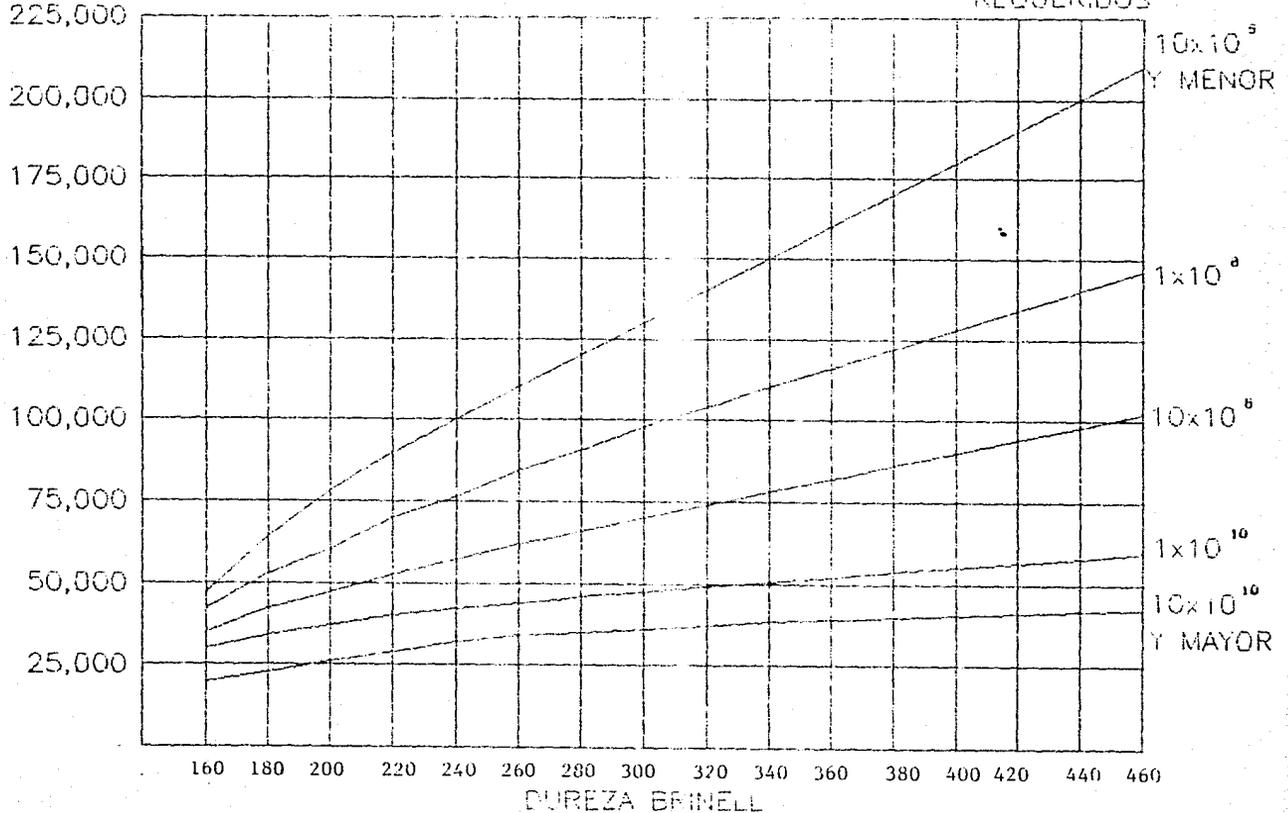
Datos tomados en el punto más alto de contacto del diente al aplicar la carga.

No. DE DIENTES DEL PIÑON	NUMERO DE DIENTES DEL ENGRANE					
	17	25	35	50	85	170
15	.25	.25	.25	.25	.25	.25
16	.27	.27	.27	.27	.27	.27
17	.29	.29	.29	.29	.29	.29
18	.30	.31	.31	.32	.32	.32
19	.31	.31	.32	.32	.33	.33
20	.31	.32	.33	.33	.34	.34
22	.32	.33	.34	.34	.35	.36
24	.33	.34	.35	.36	.36	.37
30	.35	.37	.38	.38	.39	.40
40	.38	.39	.40	.41	.42	.43
60	.40	.42	.43	.44	.45	.46
80	.42	.43	.44	.45	.47	.48
125	.43	.45	.46	.47	.48	.50
275	.45	.46	.47	.49	.50	.52

CURVA DE DUREZA

ESFUERZO PERMISIBLE PSI (S + KI)

NUMERO DE CICLOS
REQUERIDOS



CURVA n

5.1.- Generalidades :

En el presente capítulo trataremos un tema muy interesante como el que es el tratamiento térmico.

En la actualidad existe una gran variedad de tratamientos térmicos y otros que aún están en proceso de industrialización, pero muchas veces por su costo inicial elevado y la falta de tecnología adecuada no ha sido posible encontrarla en nuestro país, teniendo que recurrir a los procedimientos tradicionales, a pesar de ello haré mención de estas nuevas tecnologías de una manera muy breve, teniendo como objetivo el de tener una idea y el de despertar el interés por éstos nuevos procedimientos, así como de dar a conocer sus grandes ventajas sobre los procesos de endurecimiento tradicionales.

5.2.- Tipos de tratamientos :

Para la elección de un tratamiento térmico son varios los factores que intervienen, como pudieran ser: La dureza superficial ó total, acabado superficial resistencia al desgaste, tenacidad, resistencia a la corrosión, costo, disponibilidad del tipo de acero adecuado, equipo apropiado, etc.

En esta sección hablaremos de los métodos tradicionales y el de las nuevas tecnologías utilizadas por los países desarrollados.

Temple : Como todos los tratamientos térmicos, es un proceso de calentamiento y enfriamiento, realizando el calentamiento a una velocidad mínima determinada por el contenido de carbono y el enfriamiento a una velocidad muy rápida denominada velocidad crítica. El fin que se pretende generalmente conseguir en éste ciclo, es transformar toda la masa de acero con el calentamiento en AUSTENITA y después, por medio de un enfriamiento suficientemente rápido, se convierte la austenita en MARTENSITA que es el constituyente típico de los aceros templados.

Cementación : Consiste en carburar una capa superficial del acero, rodeándolo de un producto carburante y calentándolo a temperatura adecuada variando entre los 850°C a 950°C posteriormente se temple y reviene la pieza quedando con buena tenacidad en el núcleo y una dureza superficial hasta de 60 a 65 HRC (dureza Rockwell-C). El espesor de la pieza varía de .5 a 1.5 mm.

El acero que se utiliza para la cementación es el AISI 4520, AISI 8620, AISI 1018 que son los más recomendables.

Nitruración : Es un tratamiento que tiene por objeto aportar nitrógeno en forma de nitruros de hierro a la capa superficial de los aceros, con lo que consigue endurecerla.

La operación se realiza calentando las piezas a unos 500°C en una corriente de amoníaco durante uno a cuatro días dependiendo de la profundidad de la nitruración.

Los espesores de la capa nitrurada varían entre .20 a .70 mm, pudiendo alcanzar durezas superficiales tan elevadas hasta más de 78 HRC.

Los aceros utilizados son el AISI P1 y el AISI P4.

Una de las ventajas más grandes es que las temperaturas de nitruración son cercanas a los 500°C. Por lo que las piezas nunca salen deformes ó hinchadas como lo que sucede con otros tratamientos térmicos.

Cualquier acero calentado arriba de 575°C inicia un hinchamiento del material, cuyas causas no se han podido determinar exactamente.

Cianuración : Tiene por objeto endurecer la capa superficial del acero por la acción combinada del carbono y el nitrógeno. Puede considerarse por tanto, como un procedimiento mixto de cementación y nitruración.

La temperatura de cianuración se lleva a cabo calentando las piezas entre los 750°C y 950°C en un baño de cianuro sódico, carbonato sódico y cloruro sódico.

Las ventajas que tiene es de que se obtienen capas duras de .30 mm de profundidad en unos 50 minutos, sus desventajas son de que forman gases muy venenosos y su capa dura no es muy profunda.

Carbonitruración : Tratamiento con el que se consigue endurecer la capa superficial de los aceros por la absorción simultánea de carbono y nitrógeno.

El proceso de carbonitruración se lleva a temperaturas de 900°C obteniendo capas duras hasta de .60 mm en cuatro a cinco horas obteniendo durezas hasta de 65 HRC.

La carbonitruración es uno de los tratamientos más empleados para engranes.

Sulfinuzación : Su objeto es aumentar su resistencia al desgaste, calentandola en un baño de sales a una temperatura de 565°C de una a tres horas, con una profundidad de la capa dura de hasta .30 mm como máximo, siendo su dureza no mayor que la que tenía el material base.

Entre las ventajas más sobresalientes se encuentra que la capa sulfunizada parece indestructible, observandose que en ejes tratados girando sobre cojinetes de bronce disminuyen su diámetro al cabo de miles de horas en varios milímetros (10 mm ó más), mientras que la capa que originalmente tenía el eje de .3 mm se mantiene inalterable en este espesor.

Esta propiedad se le denomina " antopropagación del efecto cementante del azufre "

Tiene la cualidad de autosoldabilidad de donde se deriva su resistencia al " gripado ", que consiste en la soldadura de dos piezas en rozamiento en seco cuando llegan alcanzar temperaturas del orden de 1000°C.

NUEVAS TECNOLOGIAS

Tratamiento con laser : Es un procedimiento de endurecimiento por la transformación de fase de los materiales ferreos y fundiciones, y consiste en el calentamiento de la capa superficial a una alta velocidad (fracciones de segundo) por encima de la temperatura de austenización y un enfriamiento rápido produciendo una estructura martensitica en la superficie y el resto de la pieza permaneciendo inalterable.

Este tipo de tratamiento es recomendado cuando se requiere minimizar las distorsiones inherentes al tratamiento.

Las durezas alcanzadas pueden llegar hasta 63 HRC.

Cementación Iónica : En su concepción teórica es idéntico al tradicional, sólo que para este procedimiento, la cementación iónica se realiza en un horno de vacío calentando a la temperatura de cementación, en el que se inyecta la mezcla gaseosa, aplicando un diferencial de potencial a (400-800 v) que desocia la mezcla gaseosa e iones de carbono, hidrógeno y argón con elevada energía bombardean la superficie de la pieza a cementar.

Entre las ventajas que aporta la cementación iónica se encuentran:

La reducción del tiempo de tratamiento en un 50%, control preciso y automático, excelente acabado superficial, mejores propiedades a la fatiga, distorsiones dimensionales reducidas, bajo consumo de gas y de energía.

Este procedimiento se utiliza mucho para engranajes.

Nitruración Iónica : Este proceso en principio es semejante al anterior, en vacío y bajo el efecto de un campo eléctrico, está es, las moléculas de nitrógeno se desocian en iones N^+ . A causa de la fuerte diferencia de potencial (300-1000 v) los iones positivos son lanzados sobre el cátodo constituido por las piezas a tratar, formando así nitruros metálicos en la capa superficial dando por resultado un endurecimiento estructural en la superficie.

Las ventajas obtenidas son entre otras que el coeficiente de fricción es muy pequeño (.10), aumento en el límite de fatiga en el orden de un 20 a 30% respecto al mismo acero tratado convencionalmente, aumento de la tenacidad, mayor resistencia a la corrosión, disminución en un 50% del gasto de energía, disminución del 40% de tiempo, no existen

deformaciones de ninguna clase y su única desventaja es el alto costo inicial del equipo.

Este tratamiento es muy utilizado para engranajes de alta precisión.

Proceso CVD : Su nombre viene de Chemical Vapour Deposition (Depositación por Vapor Químico). Esta nueva tecnología se trata de producir revestimientos de carburo de titanio (TIC) y de Nitruro de Titanio (TIN) que poseen excelentes propiedades físicas como son: una dureza muy elevada, coeficiente de fricción muy pequeño, punto de fusión alto (3000°C), excelente resistencia a la corrosión.

Los recubrimientos, se forman por germinación y crecimiento de una capa de TIC ó TIN que va en función del contenido de carbono y de elementos de aleación. Estos revestimientos tienen espesores comprendidos entre 5 y 10 μm .

Debido a que este tratamiento requiere temperaturas comprendidas entre los 900 y 1050°C, el material sufre de deformaciones por lo cual sólo se utiliza para herramientas para mecanizado (fresas, taladros, tornos etc.), motrices, moldes etc.

Una de sus grandes ventajas es el de que una herramienta con un recubrimiento entre 6 a 10 μm aumentará su vida entre 5 a 6 veces en el peor de los casos.

Proceso CVD con plasma : En lugar de recurrir a la energía térmica como el caso anterior para desarrollar las reacciones químicas que generan los recubrimientos de TIC y TIN y producir su crecimiento sobre el material base, se puede en casos específicos la energía de los iones y electrones de

un plasma, teniendo de no modificar la estructura base del material, al utilizarse temperaturas relativamente bajas en el orden de 400 - 500°C.

Proceso PVD : (Depósito Físico en fase Vapor). En este proceso se trata de producir depósitos de titanio por la vaporización del titanio sólido sobre una superficie metálica. Comparado con el proceso CVD el titanio se obtiene en forma de reactivo gaseoso y en el PVD se obtiene vaporizando titanio sólido por métodos físicos, generalmente por descarga de un arco eléctrico sobre la superficie del metal, o por un proceso de bombardeo iónico que atomiza el material sólido, ésto se realiza a temperaturas bajas (300 - 500°C) y con densidad vapor metálico menor.

El interés de esté proceso radica en que al operar con temperaturas menores de 500°C se puede trabajar sobre piezas totalmente terminadas.

Proceso T.D. : (Toyota Deposition). Este método se basa en la implantación de un ION contenido dentro de un baño fundido compuesto por borax, el cual reacciona con el carbono del acero para formar carburos. Las temperaturas del proceso varían entre los 900 y 1000°C.

Tiene como ventajas sobre el CVD y el PVD su simplicidad y consecuentemente su bajo costo además de tener mayor resistencia a la oxidación y a la alta temperatura, pero tiene como desventaja, rendimientos inferiores en resistencias al desgaste, como consecuencia de su menor dureza (60 HRC máximos).

5.3.- Características del material :

En cuanto a la selección del material no hay mucho de donde escoger, debido a que en nuestro país no se produce gran variedad de aceros, por lo que tenemos que adaptarnos a lo existente en el mercado nacional. En cuanto al procedimiento del tipo de tratamiento será el de templado por ser el de más frecuente uso, además de que como se mencionó al inicio del capítulo, contamos tan sólo con los procedimientos tradicionales.

En este caso como ya se había especificado anteriormente se utilizará un acero AISI 4140 por sus propiedades de templabilidad.

• Características:

Acero al cromo - Molibdeno

Posee templabilidad intermedia y da buenas propiedades en grandes secciones tratadas térmicamente, es soldable con arco eléctrico.

ANALISIS

<u>Elemento</u>	<u>Típico</u>
Carbono	.40%
Manganeso	.90%
Fosforo	.03% máximo
Azufre	.03% máximo
Silicio	.25%
Cromo	.95%
Molibdeno	.20%

Normalizado : Para el normalizado se calienta el acero a una temperatura de 926°C (1700°F) y posteriormente enfriando el aire.

Recocido : El recocido se da a una temperatura comprendida entre los 815 - 842°C (1500 - 1550°F) enfriando lentamente y preferentemente dentro del horno.

Templado : Para el temple de éste acero se recomienda calentar el material a una temperatura de 827 - 871°C (1520 - 1600°F) y enfriar rápidamente en aceite agitado.

Revenido : Este procedimiento debe de hacerse inmediatamente después del templado. Dado que se requiere una dureza de 32° Rc se necesitará darle una temperatura de revenido de 510°C (950°F) (ver curva B).

CURVA DE REVENIDO AISI 4140

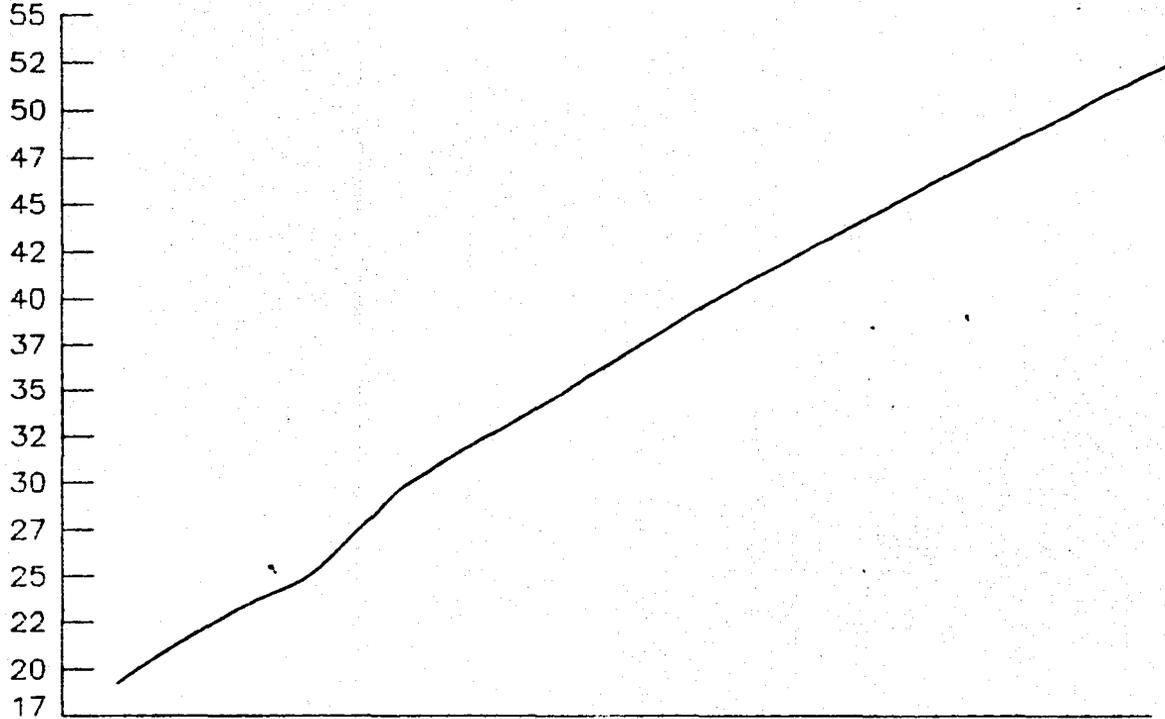
DUREZA HRC

55
52
50
47
45
42
40
37
35
32
30
27
25
22
20
17

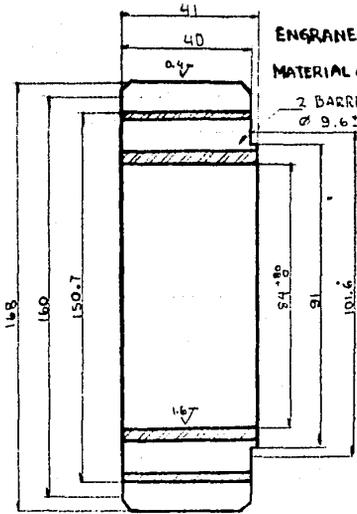
650 600 550 500 450 400 350 300 250

TEMPERATURA C

CURVA B

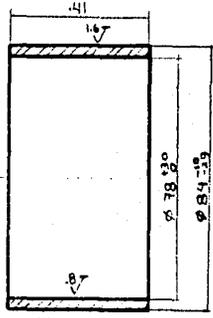


6.1) ENGRANE



ENGRANE
 MATERIAL AISI 4140 - 32 HRC
 2 BARRENOS PASADOS
 $\varnothing 9.6 \pm 0.100$

BUJE
 MATERIAL BRONCE FOSFORADO



DATOS GENERALES

ENGRANE RECTO 1
 MODULO 4
 PASO CIRCULAR 12.56
 α DE PRESION 20°
 MATERIAL AISI 4140
 DUREZA 32 HRC

FECHA: ABRIL - 1955
 NOMBRE: J. GUILLERMO ESPARZA PEREZ

ACABADOS NORMA ISO				ESCALA SIN ESCALA	
0.4	ESPESOR	1.8	FINC.	ACABADOS NO INDICADOS 3.	
0.8	RECTIFICADO	3	ALISADO		
MAQUINA O EQUIPO: TRANSMISION POR ENGRANES CON DISPOSITIVOS DE FUSIBLES MECANICOS.					

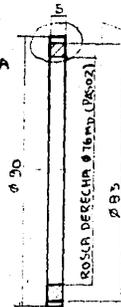
TOLERANCIAS EN MICRAS					
TOLERANCIA SEGUN NORMA DIN 7187					
6	30	120	315	1000	
30	120	315	1000	2000	
±0.7	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	

6.2) DISPOSITIVO MECANICO

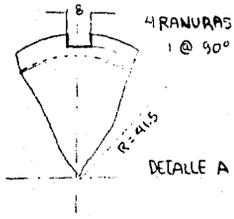
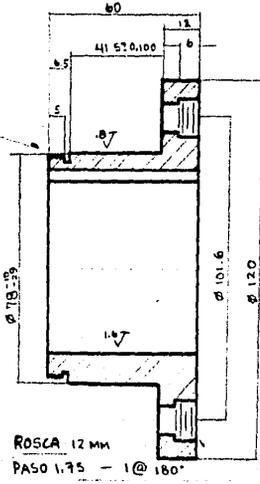
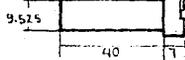
PIEZA PORTA FUSIBLES
MATERIAL AISI 4140 36HRC

TUERCA DE FIJACION
MATERIAL AISI 4140T

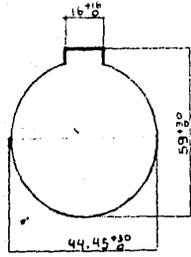
VER
DETALLE A



FUSIBLES MECANICOS
MATERIAL AISI 1018



DETALLE GENERAL DE CUERPO



FECHA: 08/11/1985
NOMBRE: J. GUILLERMO ESPARZA PEREZ

ACABADOS NORMA ISO		ESCALA BIN ESCALA		TOLERANCIAS EN MICRAS					
0.4	1.6	1.6	4	ACABADOS NO ENFILADOS 3.					
0.8	3.2	3.2	8	TOLERANCIA SEGUN NORMA DIN 7187					
				0	30	126	315	1000	
				50	120	315	1000	2600	
				100	250	630	1600	4000	10000

MAQUINA O EQUIPO:
TRANSMISION POR ENGRANES CON
DISPOSITIVOS DE FUSIBLES MECANICOS.

CONCLUSIONES

- 7.- El objetivo final de éste trabajo es mostrar alguna de tantas alternativas que pudieran seguirse para la solución de los problemas mecánicos, que se nos presentan a diario, para cuya solución sólo basta un poco de imaginación para lograr satisfacer los requerimientos necesarios para proteger y optimizar los equipos.

En su contenido se manejaron ejemplos prácticos que pudiesen llevarse a cabo en un momento dado. En lo que respecta al diseño y cálculo no se manejó con mucho detalle, pero se procuró que lo que se expusiera fuera lo suficientemente claro y conciso.

Por lo que corresponde a teoría se abarcaron temas actuales, así como el de nuevas tecnologías.

Por todo lo expuesto en éste trabajo, espero que haya sembrado el interés por el desarrollo de nuevos equipos para optimización, así mismo sirva el presente como una guía para la elaboración de futuros diseños.

8.) NOMENCLATURA UTILIZADA DURANTE EL
DESARROLLO DEL TEMA

- 1.) Nd = No. de dientes del engrane
- 2.) b = Longitud del diente
- 3.) Pc = Paso circular
- 4.) ϕ = Angulo de presión
- 5.) Y = Factor de forma
- 6.) Pd = Paso diametral
- 7.) dp = Diámetro de paso
- 8.) D = Diámetro de la flecha
- 9.) d = Diámetro de los fusibles mecánicos
- 10.) Dbc = Diámetro del circulo de pernos fusibles
- 11.) Np = Número total de pernos
- 12.) V = Velocidad lineal primitiva
- 13.) N = Velocidad
- 14.) np = R.P.M. del piñón
- 15.) Pat = Hp máximos transmisible por el engrane
- 16.) P = Potencia del motor
- 17.) Pe = Potencia máxima que transmite el engrane
- 18.) F = Fuerza
- 19.) Mt = Momento torsor
- 20.) Mte = Momento torsor máximo del engrane
- 21.) Kt = Factor combinado de choque y fatiga
- 22.) Km = Factor de distribución de carga
- 21.) Kv = Factor dinámico
- 22.) J = Factor geométrico
- 23.) Kl = Factor de vida
- 24.) S = Esfuerzo permisible
- 25.) S_s = Esfuerzo cortante permisible
- 26.) Sy = Limite de fluencia en tracción
- 27.) So = Coeficiente estático unitario
- 28.) Syp = Limite elástico
- 29.) Su = Esfuerzo último de tracción
- 30.) Sat = Esfuerzo permisible de flexión

9.) FORMULARIO

$$\text{Momento Torsor } Mt = \frac{63,000 \times \text{hp}}{\text{R.P.M.}}$$

$$\text{Hp} = 1.342 \text{ KW}$$

$$\text{Potencia máxima } P = \frac{\text{F.V.}}{33,000}$$

$$\text{Fuerza} = F = S_{by} P_c$$

$$\text{Esfuerzo Permisible } S = S_o \frac{600}{600 + v} \text{ para } v < 2000 \text{ pies/min.}$$

$$S = S_o \left(\frac{1,200}{1200 + v} \right) \text{ para } v \text{ entre } 2,000 \text{ y } 4000 \text{ pies/min.}$$

$$S = S_o \left(\frac{78}{78 + \sqrt{v}} \right) \text{ para } v > 4000 \text{ pies/min.}$$

$$\text{Velocidad líneal primitiva } V = P \times \text{R.P.M.}$$

$$\text{Perímetro } P = \pi D_e$$

$$\text{Paso circular } P_c = \frac{\pi D_e}{N_d}$$

$$\text{Cálculo del diámetro del eje sometido a torsión } D = \sqrt[3]{\frac{(Mt \ Kt) (16)}{S_s \ \pi}}$$

$$\text{O Despejando } MtKt = S_s \ \pi \ D^3/16$$

Cálculo de los perros fusibles

$$MtKt = S_s (1/4 \ \pi \ d^2) (1/2 \ Dbc) (N)$$

$$K_v = \text{Factor dinámico} = \frac{50}{50 + \sqrt{v}}$$

$$v = .262 \ \text{np} \times d$$

$$S_s = .18 \ \text{Su}$$

$$S_s = .30 \ \text{Syp}$$

$$S_s = .6 \ \text{Sy}$$

$$S_o = 1/3 \text{ esfuerzo último de tracción}$$

10.) BIBLIOGRAFIA

TITULO : Marks Manual del Ingeniero Mecánico
AUTOR : T. Baumister, E.A. Vallone, T. Baumister III
EDITORIAL : McGraw - Hill

TITULO : Manual Universal de la Técnica Mecánica
AUTOR : E. Oberg, F.D. Jones y H.L. Horton
EDITORIAL : Labor

TITULO : Diseño de Máquinas
AUTOR : Hall, Holowenko, Laughin
EDITORIAL : McGraw - Hill

TITULO : Tecnología del Acero
AUTOR : José María Lasheras y Esteban
EDITORIAL : CEDEL

TITULO : El Proyecto en Ingeniería Mecánica
AUTOR : J. E. Shigley
EDITORIAL : McGraw - Hill

TITULO : The British Foundryman
AUTOR : Donaldson, E.G.
EDITORIAL : INFOTEC

TITULO : Deformación Metálica
AUTOR : Lusi Carreras Vendrell
EDITORIAL : INFOTEC

TITULO : Materiales de Ingeniería y sus aplicaciones
AUTOR : Richard A. Flinn, Paul K. Trojan
EDITORIAL : McGraw - Hill

TITULO : Elementos de Mecanismos
AUTOR : Venton L. Doughtie, Walter H. James
EDITORIAL : C.E.C.S.A.

TITULO : Revista de Metalurgia
AUTOR : Andrés M.P., Careras L.
EDITORIAL : INFOTEC

TITULO : Dibujo y Diseño de Ingeniería
AUTOR : G.H. Jensen
EDITORIAL : McGraw - Hill