PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DE EJES

Por: Ing. Guillermo Bavaresco

Con este procedimiento se quiere dar a conocer una forma rápida y sencilla para el calculo en el diseño de ejes. El calculo de ejes implica siempre el uso del enfoque de esfuerzos combinados y se sugiere el método de la Teoría de la Falla por Distorsión de la energía (Teoría de Von Mises). Se parte del análisis que en general los ejes son cortos en longitud, girarán para transmitir movimiento y que solo se **Generaran Esfuerzos de Torsión Constantes y Esfuerzos de Flexión Variables (Esfuerzos invertidos).**

Las actividades especificas que deben realizarse en el diseño y análisis de un eje dependen del diseño que se haya propuesto, así como de la forma en que estén distribuidas sus cargas y de cómo se soporte. Partiendo de esto se sugiere las siguientes actividades:

1) Determinar la velocidad de giro (RPM) del eje.
   Si se conocen las características del motor que impulsara al eje y las dimensiones de los elementos (Engranajes o poleas) que van a transmitir el movimiento, hacemos uso de la ecuación siguiente:

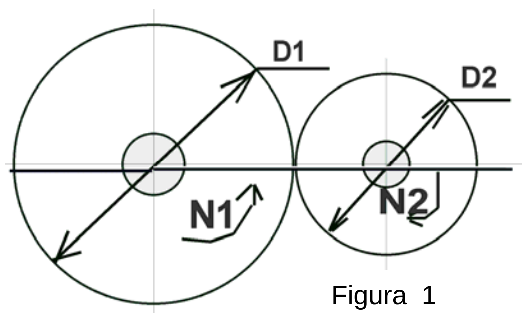


Figura 1

$$N1 * D1 = N2 * D2 \qquad [1]$$

Se conocen N1 (RPM) del motor o del mecanismo impulsor, D1 y D2 diámetros de las poleas o engranajes, se despeja N2 que será las RPM del eje.

2) Calcular la potencia o el torque que va a transmitir el eje:

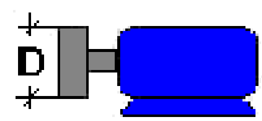


Figura 2

Potencia del motor que hace girar al eje y el par torsor **(T)** producido:

$$Hp = \frac{F\,r\,n}{63000}; \qquad Hp = \frac{T\,n}{63000} \qquad (\text{F = Lbf; r = D/2 Pulgadas; n = RPM}) \qquad [2]$$

$$Kw = \frac{Fr\;n}{974} \qquad Kw = \frac{T\;n}{974} \qquad (\text{F = Kgf; r = D/2 metros, n = RPM}) \qquad [3]$$

De las ecuaciones, se despeja el Torque (T) y este será el torque que proporcionará el motor. Por otro lado la Potencia del motor será la potencia total que consume el eje y sus componentes.

3) Determinar el diseño de los componentes transmisores de potencia u otros dispositivos que se pretendan instalar en el eje, especifique la ubicación de cada uno ellos y precise la ubicación de los rodamientos

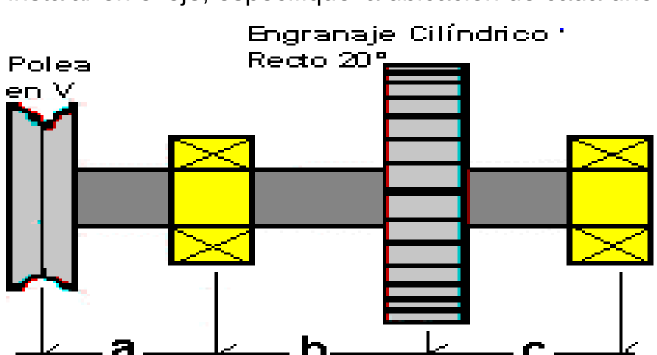


Figura 3

Es importante siempre usar dos rodamientos y deben colocarse, de ser posible, en cualquier extremo de los elementos que transmiten potencia para proporcionar soporte estable, generar cargas balanceadas en los rodamientos y minimizar los momentos de flexión.

Por otro lado la longitud del eje debe ser la menor posible para evitar deformaciones extremas.

4) Es importante especificar de que manera se mantendrán los elementos transmisores de potencia y los rodamientos en su posición axialmente y como se llevará a cabo esta transmisión.
En la figura 4, la polea recibe la potencia de un motor eléctrico, esta lo transmite al eje y este a su vez la pasa al engranaje cilíndrico, el cual la transmitirá a otro engranaje. Para soportar estos componentes axialmente se puede recurrir al método de maquinar el eje haciéndoles hombros de apoyo para cada uno de los elementos y ranuras para instalar anillos de retención. Así se forma la geometría general del eje.

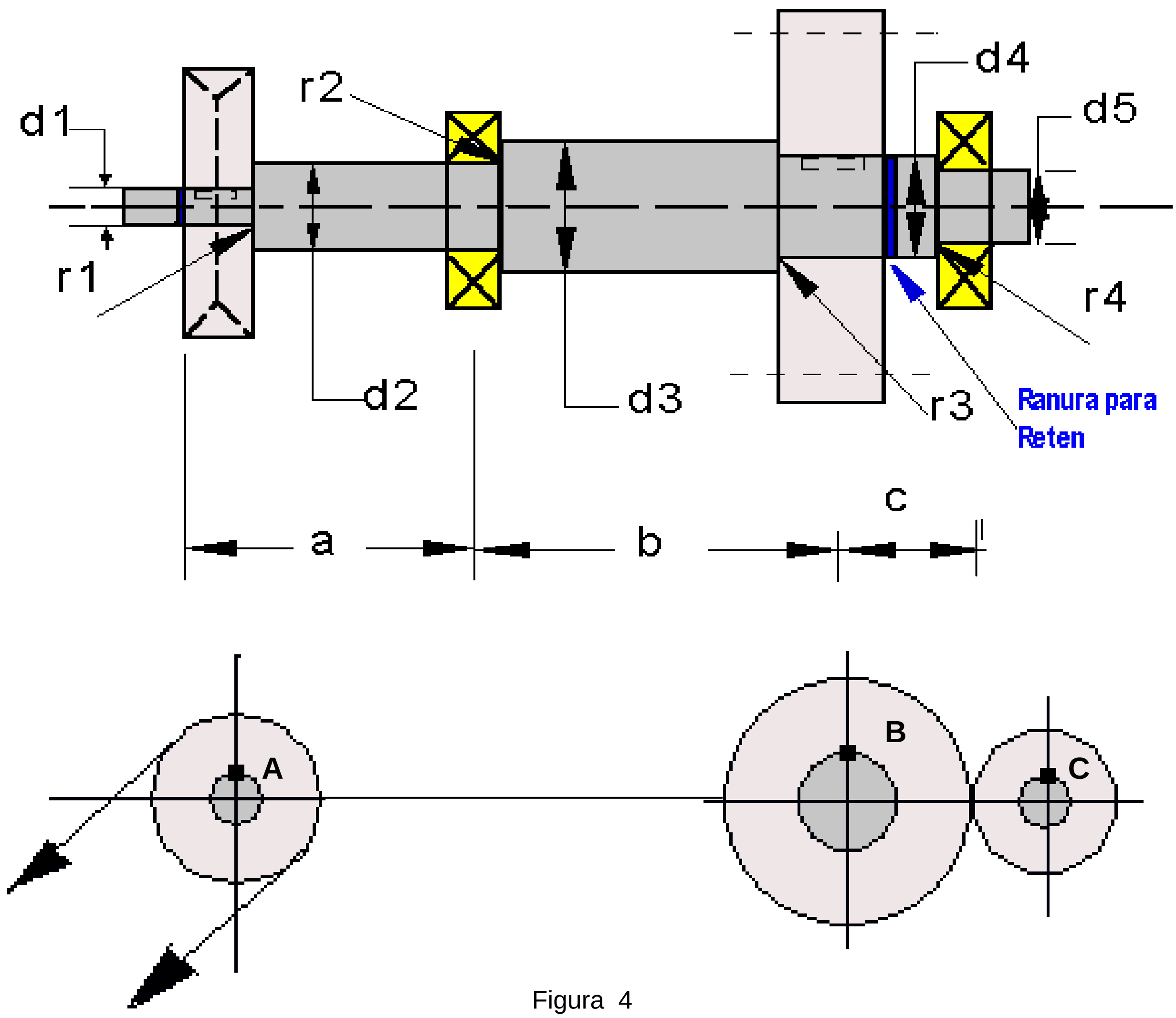


Figura 4

5) Calcular la magnitud del torque que se ejercen en cada uno de los elementos transmisores de potencia. Elabore la gráfica de torque.

6) Calcular las fuerzas radiales y axiales actuando sobre el eje.

7) Calcular las reacciones en los rodamientos para cada uno de los planos.

8) Elaborar las gráficas de esfuerzo cortante y momento flector en los planos X-Y y X-Z.

9) Calcular las fuerzas de diseño adecuada, considerando la manera como se aplican las cargas (Suave, de choque, inversa, etc.)

10) Seleccione el material del eje para obtener valores de Esfuerzo de fluencia (Sy) y Esfuerzo Máximo (Su).

11) Analice cada uno de los puntos críticos para determinar el diámetro mínimo requerido del eje. Los puntos críticos son aquellos donde existen cambios de diámetro y discontinuidades del material como ranuras y

chaveteros (cuñeros), dado que en esos puntos existe un coeficiente de concentración de esfuerzos. También son críticos los puntos donde se generen torques y momentos flectores altos.

12) Especifique las dimensiones finales del eje para cada punto, teniendo en cuenta la selección de los rodamientos.

FUERZAS QUE EJERCEN LOS ELEMENTOS DE MAQUINAS SOBRE EL EJE:

a) Engranajes Rectos: La fuerza tangencial (Ft) se obtiene directamente del torque producido por el engranaje: Ecu. 2 y 3

$$T = 63000\ Hp / n \quad \text{ó} \quad T = 974\ Kw / n$$

$$\mathbf{Ft = T / (D/2)}$$ Donde D = Diámetro del engranaje **[4]**

El ángulo entre la fuerza total y el componente tangencial es igual al ángulo de presión ϕ de la forma de los dientes, por lo tanto la fuerza radial (Fr) se calcula por:

$$\mathbf{Fr = Ft\ Tg\ \phi} \qquad \textbf{[5]}$$

No es necesario calcular la fuerza total ya que para engranajes rectos el ángulo de presión es generalmente de 14,5º, 20º o 25º

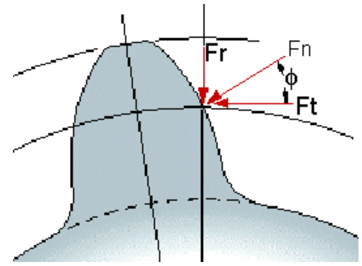


Figura 5

b) Engranajes Helicoidales: Estos engranajes, además de la fuerza tangencial y radial, generan fuerzas axiales. Primero calcule la Fuerza Tangencial (Ft) según la ecuación 4, después, si el ángulo de la hélice es α y el ángulo de presión es ϕ, se calcula la carga radial (Fr) a partir de:

$$\mathbf{Fr = Ft\ Tg\ \phi / Cos\ \alpha} \qquad \textbf{[6]}$$

Y la fuerza axial es:

$$\mathbf{Fa = Ft\ Tg\ \alpha} \qquad \textbf{[7]}$$

c) **Coronas para cadenas:** (ver figura 6)

En las cadenas un lado esta tenso y el otro flojo, por lo tanto el lado flojo no ejerce fuerza y la fuerza de flexión **(Ff)** ,es igual a la tensión del lado tenso. Si se conoce el torque

$$\mathbf{Ff = T / (D/2)} \qquad \textbf{[8]}$$

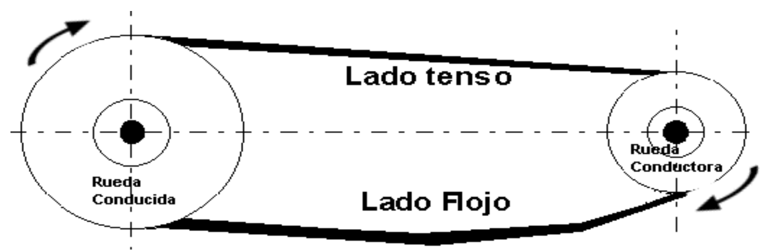


Figura 6

d) **Poleas:** Existen dos fuerzas F_1 y F_2 (ver figura 7)

La fuerza tangencial puede calcularse directamente de **Ft = T / (D/2),** sin embargo la fuerza de flexión en el eje depende de la suma **F1 + F2 = Ff.**

Para determinar la fuerza de flexión (Ff) es conveniente saber la relación de ésta con respecto a la fuerza tangencial (Ft)

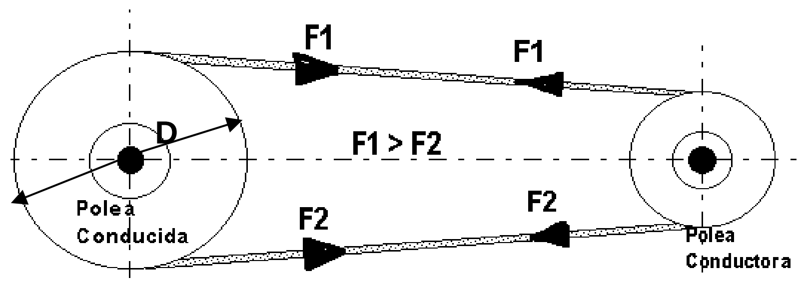


Figura 7

Ff = C Ft Donde C es una constante y depende de las fuerzas F1 y F2. Para Correas Trapezoidales C = 1.5 y para Correas Planas C =2.

Correas Trapezoidales: $\mathbf{Ff = 1.5\ Ft = 1.5\ T / (D/2)}$ [9]

Correas Planas: $\mathbf{Ff = 2\ Ft = 2\ T / (D/2)}$ [10]

CALCULO DE LOS DIAMETROS DEL EJE:

Partiendo de la Teoría de la Falla por Distorsión de la energía (Teoría de Von Mises).

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{Sea}{Sna} + \frac{Sef}{Snf} \right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2} \qquad [11]$$

Donde Sef: Esfuerzo Equivalente a Flexión.
Sea: Esfuerzo Equivalente a Tracción
Ses: Esfuerzo equivalente a Torsión

$$Sef = \frac{Snf}{Sy} Smf + Kf.Saf$$

$$Sea = \frac{Sna}{Sy} Sma + Kf.Saa$$

$$Ses = \frac{Sns}{Sys} Sms + Kfs.Sas$$

Donde: Sn: Resistencia a la Fatiga
Sy: Punto de Fluencia del Material
Sys: Punto Fluencia del material a torsión: **Sys = 0.6 Sy** (Ver **Tabla Nº 1** para valores de Sy)
Sm: Esfuerzo medio a flexión y Sms : Esfuerzo medio a torsión
Sa: Esfuerzo Alterno a flexión y Sas: Esfuerzo medio a Torsión
Kf: Factor de concentración de esfuerzo a flexión y Kfs: Factor de Concent. Esfuerzo a Torsión.
N: Factor de Seguridad

Como se dijo al principio de este tema, se considera que:
a) El torque es constante, por lo tanto el esfuerzo alterno a torsión es cero: **Sas = 0**,
b) No existe Fuerza axial, ya que se trabajará con engranajes rectos.
c) El esfuerzo de flexión es variable e invertido, por lo tanto el esfuerzo medio de flexión es cero: Sm = 0.

La ecuación 11 se reduce a:

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{Kf\ Saf}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Sms}{Sys} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{ó} \quad \frac{1}{N} = \left[\left(\frac{Kf\ Saf}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Sms}{0.6\ Sy} \right)^2 \right]^{1/2} \qquad [12]$$

Sabiendo que:

1) El esfuerzo Alterno a flexión es:

$$Sa = \frac{Smax - Smin}{2}$$

Siendo el Esfuerzo de Flexión Variable e Invertido, El Esfuerzo Máximo a flexión es igual al Esfuerzo mínimo pero de sentido contrario, por lo tanto **la ecuación queda:**

$$Saf = \frac{Smax - (-Smin)}{2} = \mathbf{Smax}$$

El Esfuerzo Alterno a Flexión (Saf) es: $\mathbf{Saf} = \frac{\mathbf{M\,max}}{\mathbf{Z}}$,

Donde : Mmax. es el Momento Flector Máximo en el punto del eje a analizar
Z es el Modulo de la sección. (para sección circular $\mathbf{Z = \pi\ d^3 / 32}$)

Sustituyendo Z en la ecuación del Esfuerzo Alterno de Flexión (Saf), tenemos:

$$Saf = \frac{32\ Mmax}{\pi\ d^3} \qquad [13]$$

2) El Esfuerzo Constante de Torsión es:

$$Ss = \frac{T}{Z'} \qquad [14]$$

Donde: **T** es el Torque máximo en el punto a analizar
Z' es el Modulo polar de la sección circular: **$Z' = \pi\ d^3 / 16$, o lo que es lo mismo: $Z' = 2\ Z$**

La ecuación 14 queda:

$$Ss = \frac{32\ T}{2\ \pi\ d^3} \qquad [15]$$

Sustituyendo las ecuaciones 13 y 15 en la ecuación 12 tenemos:

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{Kf\ 32\ Mmax}{Sn\ \pi\ d^3}\right)^2 + \left(\frac{32\ T}{0.6\ Sy\ 2\pi\ d^3}\right)^2\right]^{1/2} \qquad [16]$$

Factorizando y despejando **d^3**

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{32}{\pi\ d^3}\right)^2 \left(\frac{Kf\ \ Mmax}{Sn}\right)^2 + \left(\frac{T}{1.2\ Sy}\right)^2\right]^{1/2} \qquad [17]$$

$$d^3 = 10.19\ N\left[\left(\frac{Kf\ \ Mmax}{Sn}\right)^2 + \left(\frac{T}{1.2\ Sy}\right)^2\right]^{1/2} \qquad [18]$$

$$\boxed{d = \left[10.19\ N\left[\left(\frac{Kf\ \ Mmax}{Sn}\right)^2 + 0.694\left(\frac{T}{Sy}\right)^2\right]^{1/2}\right]^{\frac{1}{3}}} \qquad [19]$$

Esta ecuación es compatible con la norma ANSI B106.1M – 1985

3) Calculo de la Resistencia a la Fatiga (Sn):

La resistencia a la fatiga (Sn) estará modificada o afectada por los factores que intervienen en las condiciones de trabajo, por lo tanto **$Sn = Cb\ \ Cs\ Cr\ Co\ S'n$** [20]

Donde: **S'n** es el limite de fatiga del material. Para aceros dúctiles **$S'n = 0.5\ Su$** [21]
Su es la Resistencia Máxima del material (ver Tabla Nº 1 para valores de Su)

Cb es el Factor de Corrección por Temperatura.

Cb = 1 ➔ Para temp. Ambiente.
Cb = 0.8 ➔ Para temp. Entre 100 ºC y 200 ºC
Cb = 0.6 ➔ Para temp. > 200 ºC.

Cs es el Factor de Corrección por Superficie y depende de cómo será fabricado el eje (Ver gráfico Nº 1)

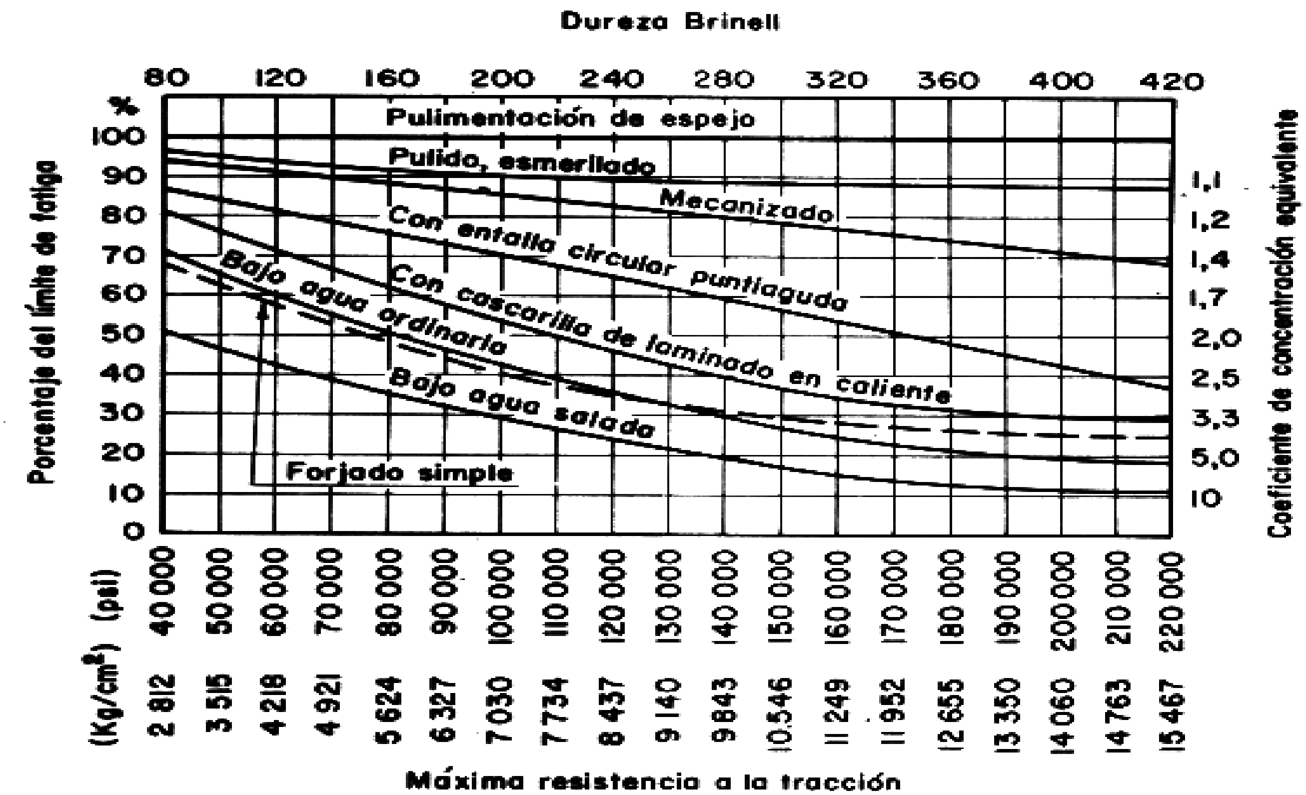


Gráfico Nº 1

Para usar el gráfico, se entra con la máxima resistencia a la tracción (Su) (Tabla Nº 1), se corta la curva de superficie correspondiente y se lee el valor de Cs a la izquierda (Porcentaje del límite de fatiga).

Cr: Factor de Confiabilidad funcional **Cr = 1 – A B**

Donde :

A = **0.076** para aceros

B = Rata de supervivencia: (Ver Valores Tabla Siguiente)

50% B = 0	**95% B = 1.6**
67% B = 0.44	**99% B = 2.3**
84% B = 1.0	**99.99% B = 3.7**
90% B = 1.3	

Co: Factor de corrección por esfuerzos residuales

Si hay esfuerzos residuales

Co = 1.3 (Material laminado o estirado en frío).

Co = 1 (Materiales con tratamientos térmicos de Normalizado o Recocido)

4) Factor de concentración de esfuerzos (kf)

1. **Valores de Kf para chaveteros o cuñeros:** (Ver Figura 8)

Figura Nº 8

Tipo Chavetero	Kf Flexión	Kf Torsión
Perfil	1.6	1.3
Patín	1.3	1.3

2. **Valores de Kf para chaflanes de hombros:** De manera práctica se toman los siguientes valores (Ver figura Nº 9)
   Estos valores hay que compararlos con los de las gráficas correspondientes según sean las dimensiones de los diámetros del eje.

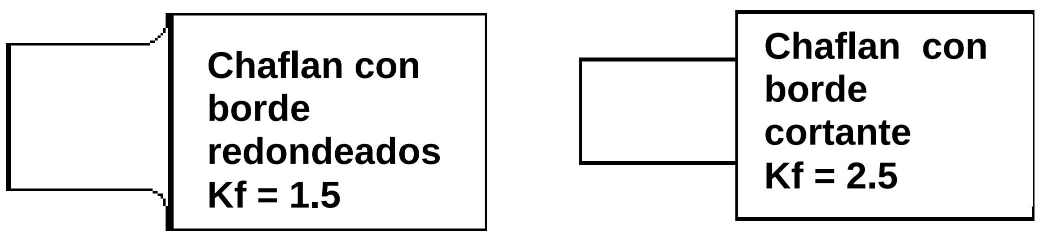


Figura Nº 9

2) **Valores de Kf para ranuras de anillos de retención:** La geometría de la ranura la establece el fabricante del anillo de retención, su configuración común es una ranura hueca con bordes cortantes. Se puede obtener un aproximado del valor de Kf si se asemeja a dos borde cortantes muy cercanos, en consecuencia el valor de Kf para estas ranura es:

Kf = 3.0

Siguiendo los pasos del método antes mencionado, a continuación se Diseñara el eje ilustrado en la Figura Nº 4.

Diseñar el eje de la Figura Nº 4, sabiendo que debe ser mecanizado en acero C1118 Laminado simple. El eje es parte se un sistema impulsor de ventilación. La polea Acanalada (A) , cuyo diámetro es de 20 Cm, esta acoplada en ángulo de 30º a un motor eléctrico de 100 HP (74.4 Kw) que gira a 1200 RPM el cual tiene una polea de 40 Cm de diámetro, El engranaje (B), de diámetro 30 Cm, transmite toda la potencia al engranaje (C). El eje trabajará a una temperatura de 120 ºC y se diseñara para una confiabilidad funcional del 90 %.

SOLUCION:

Características del acero C1118 Laminado Simple: De la Tabla Nº1:

$S_y = 3234\ Kgf/Cm^2$ $\quad$ $S_u = 5273\ Kgf/Cm^2$ $\quad$ BHN = 149 $\quad$ (Tabla Nº 1)

De la ecuación Nº 21: $\mathbf{S'n = 0.5\ Su = 0.5\ \ 5273\ Kgf/Cm^2 = 2635.5\ Kgf/Cm^2}$

De la ecuación Nº 20: $Sn = Cb\ Cs\ Cr\ Co\ S'n$

Cb = 0.8 $\quad$ Cs =0.89 (Gráfico Nº 1) $\quad$ Cr = 0.9 $\quad$ Co = 1.3

$$\mathbf{Sn = 0.8 * 0.89 * 0.9 * 1.3 * 2635{,}5\ Kgf/Cn^2 = 2195.5\ Kgf/Cm^2}$$

Paso nº 1: Encontrar la velocidad que gira el eje. De la ecuación Nº 1 $\quad$ **N1 D1 = N2 D2**

N1 = RPM motor = 1200
D1 = Diámetro polea motor = 40 Cm

N2 = RPM Eje
D2 = Polea del eje = 20 Cm

$$N2 = \frac{N1\,d1}{d2} = \frac{1200\ \text{RPM}\ \ 40\ \text{Cm}}{20\ \text{Cm}} = 2400\ \ \text{RPM}$$

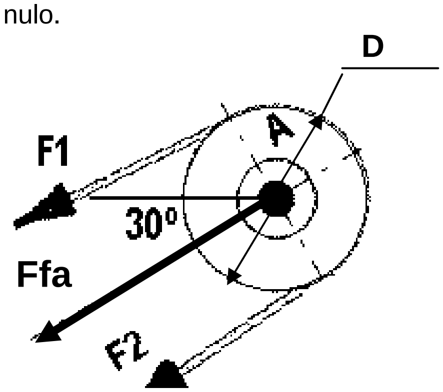
Paso nº 2: Calculo del torque que transmiten los elementos.
La polea (A) recibe toda la potencia y la misma será entregada por el engranaje (B)

Torque producido por la polea (A) del eje: De la ecuación 3

$$Kw = \frac{T\,n}{974} \Rightarrow T = \frac{Kw\,974}{n} = \frac{74.4\ * 974}{2400} = 30.2\ \text{Kgf - mt} = 3020\ \ \text{Kgf - cm}$$

Torque producido por el engranaje (B) del eje: Este torque es igual al torque de la polea porque el engranaje recibe toda la potencia y luego la entrega al engranaje (C). Solo la parte del eje comprendida entre (A) y (B) esta sometida al torque, desde (B) hacia la derecha el torque en el eje es nulo.

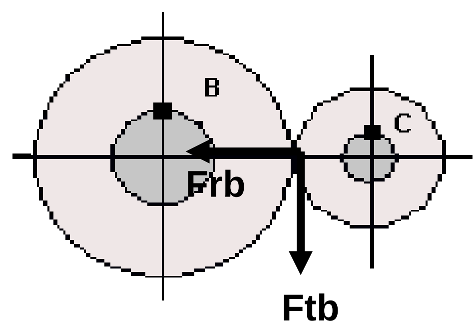
Paso nº 3: Calculo de las fuerzas tangenciales y radiales sobre el eje:



En la polea (A): Fta = T / (D/2) Fta= 3020 Kgf - Cm / 10 C
Fta = 302 Kgf

La fuerza de flexión sobre el eje es: Ff = 1.5 Ft (Ecu. 9)
Ffa = 1.5 * 302 Kgf = 453 Kgf

Las fuerzas componentes en el plano cartesiano son:
Ffax = cos 30º Ft = 0.86 * 453 Kgf = 389.6 Kgf
Ffay = sen 30º Ft = 0.5 * 453 Kgf = 225.5 Kgf

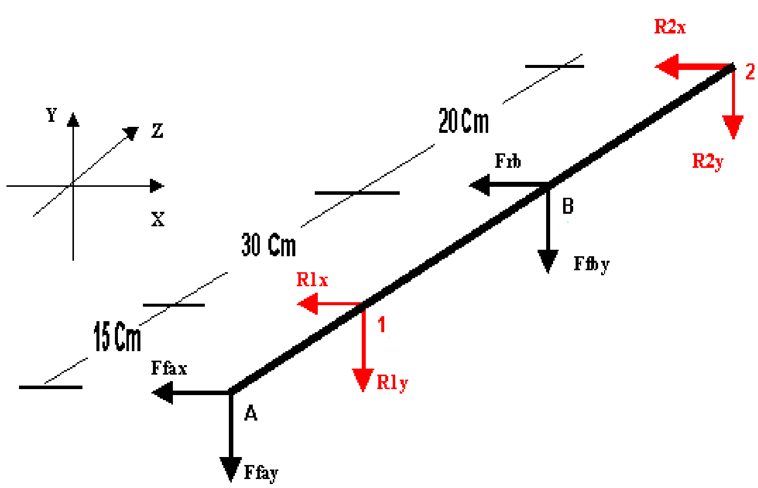


En el engranaje (B): Ftb = T / (D/2) Ft (Ecu. 4)
Ftb= 3020 Kgf - Cm / 15 Cm = 201.3 Kgf
La fuerza de flexión (Ffb) en el engranaje es igual a la Fuerza Tangencial (Ft)
Ffb = 201.3 Kgf

La fuerza radial es: Frb = Ftb * Tg 20º (Ecu. 5)
Frb = 201.3 Kgf * 0.3639 = 73.25 Kgf

Paso nº 4: Calculo de las reacciones en los Rodamientos.

Diagrama de cuerpo libre (DCL)



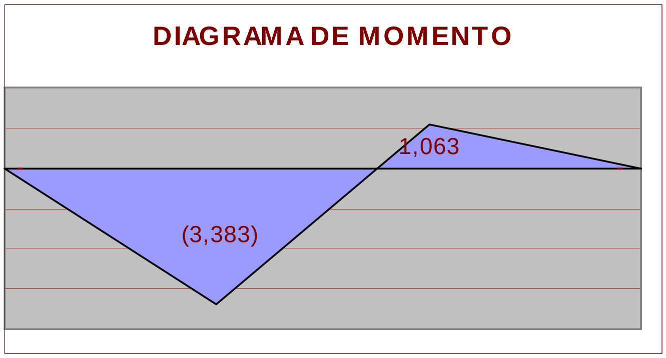
Aplicando las ecuaciones de **ΣF = 0 y ΣM = 0** en ambos planos obtenemos:

Plano X –Y: **R1y = 373.6 Kgf**
R2y = 53.1 Kgf

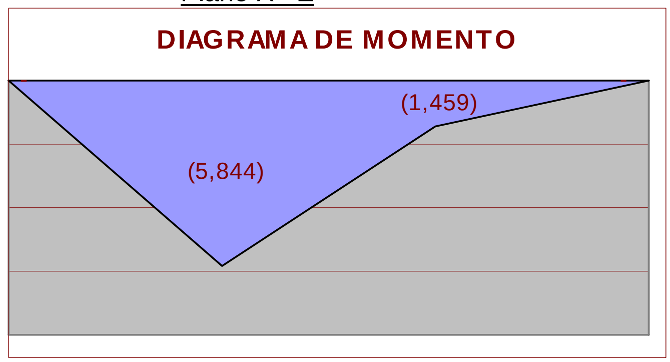
Plano X – Z: **R1x = 535.7 Kgf**
R2x = - 72.9 Kgf

Paso nº 5: Garficos de Momento Flector

Plano X –Y



Plano X - Z



Calculo del momento Resultante (Mt) en cada punto del eje: Partiendo de la ecuación

$$Mt = \sqrt{(Mx - y)^2 + (Mx - z)^2}$$

MOMENTOS RESULTANTES
Momento total Punto (A) **Mta = 0**
Momento Total Punto (1**)** **Mt1 =6752.5 Kgf - Cm**
Momento Total Punto (B) **Mtb = 1805.1 Kgf – Cm**
Momento total Punto (2) **Mt2 = 0**

Paso nº 6: Calculo de los diámetros en los diferentes puntos del eje

Aplicando la Ecuación Nº 19 y tomando en cuenta un factor de seguridad N = 3

$$d = \left[10.19\ N \left[\left(\frac{Kf \quad Mmax}{Sn} \right)^2 + 0.694 \left(\frac{T}{Sy} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

PUNTO (A): Momento máximo (Mmax) = 0 Solo existe Momento Torsor T = 3020 Kgf – Cm

d(A) = 2.85 Cm

PUNTO (1): **Momento Flector máximo Mmax = 6752.5 Kgf – Cm**
Momento Torsor T = 3020 Kgf - Cm
Kf para bordes redondeados Kf = 1.5
Sn = 2195.5 Kgf/Cm^2
Sy = 3234 Kgf/Cm^2

d(1) = 5.14 Cm

PUNTO (B): Momento Flector máximo Mmax = 1805.1 Kgf - Cm
Momento Torsor T = 3020 Kgf - Cm
Kf para bordes redondeados Kf = 1.5
Kf para chavetero tipo perfil Kf = 1.6
Kf Para ranura para reten Kf =3
Sn = 2195.5 Kgf/Cm^2
Sy = 3234 Kgf/Cm^2

En este caso como existen tres concentradores de esfuerzo se calcula el diámetro para cada concentrador y se escoge el diámetro mayor

1) A la izquierda del engranaje está la reducción de diámetro con Kf = 1.5, existe momento flector y momento torsor, por lo tanto **d(b)1 = 3.50 Cm**

2) En el sitio donde se ubica el engranaje existe un chavetero tipo perfil con Kf = 1.6, existe momento flector y torsor, por lo tanto **d(b)2 = 3.56 Cm**

3) A la derecha del engranaje existe una ranura para reten Kf = 3, Existe momento flector pero el momento torsor es cero, por lo tanto **d(b)3 = 4.16 Cm**

De esta manera se escoge el diámetro mayor. d(b) = 4.16 Cm

PUNTO (2): No existe momento torsor ni flector, por lo tanto el diámetro en este punto dependerá del diámetro interno del rodamiento que soporte una carga radial igual a la resultante (Fr) de las reacciones en los planos X-Y y X-Z

$$\mathbf{Fr(2)} = \sqrt{(\mathbf{R2x})^2 + (\mathbf{R2y})^2}$$

$$\mathbf{Fr(2) = 90.19\ Kgf}$$

EN RESUMEN:

Diámetros calculados	Diámetros Estándar
d(A) = 2.85 Cm	2.9 Cm
d(1) = 5.14 Cm	5.2 Cm
d(b) = 4.16 Cm	4.2 Cm

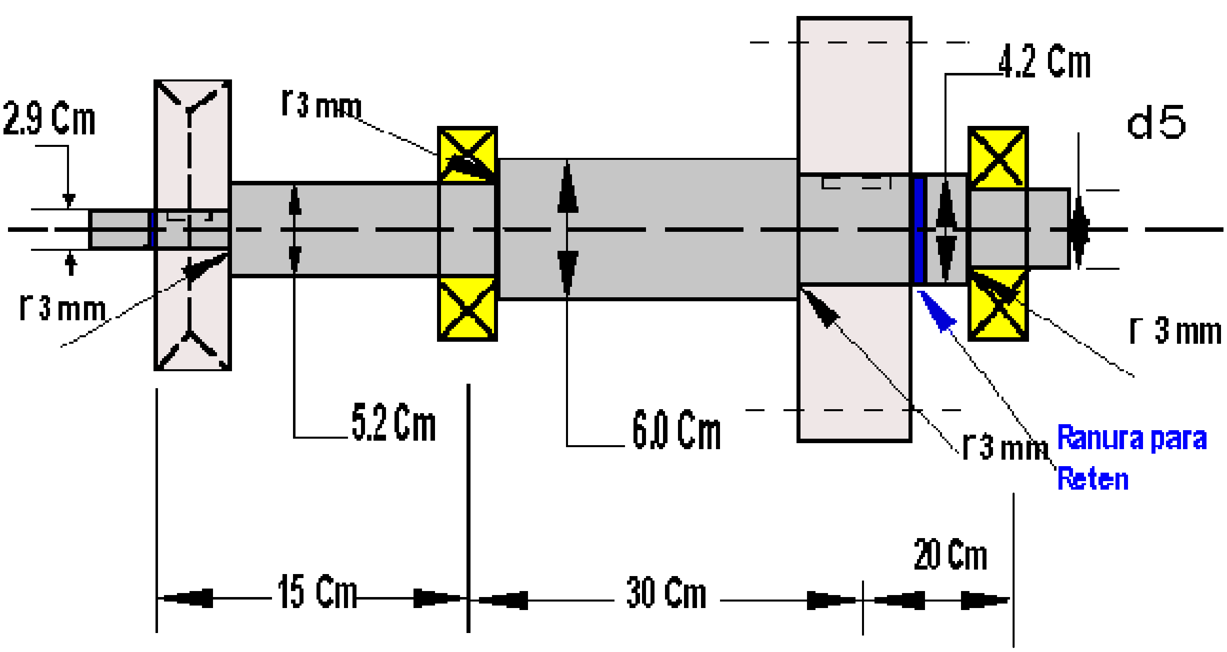


TABLA Nº1 : PROPIEDADES TIPICAS DE LOS ACEROS

Modulo de Elasticidad E = 2.109.000 Kgf/cm^2 (30 x 10^6 PSI); Modulo de elasticidad a torsión y corte G = 808.500 Kgf/cm^2 (11,5 x 10^6 PSI); La resistencia a la Fluencia en corte o cizalladura esta comprendida entre 0,5Sy y 0.6Sy; Coeficiente de Poisson μ = 0.3; Densidad es aproximadamente 7.85 Kgf/dm^3

Nº AISI	ESTADO	Res. Máxima Su		Res. Fluencia Sy		Dureza
		Kgf/Cm^2	Ksi	Kgf/Cm^2	Ksi	BHN
Hierro Dulce	Laminado simple	3374	48	1757	25	
C1010	Estirado en Frío	4710	67	3867	55	137
C1015	Estirado en Frío	5413	77	4429	63	170
C1020	Laminado Simple	4569	65	3374	48	143
C1020	Normalizado	4499	64	3515	50	131
C1020	Recocido	4007	57	2952	42	111
C1020	Estirado en Frío	5483	78	4640	66	156
C1022	Laminado simple	5062	72	3656	52	149
C1030	Laminado simple	5621	80	3586	51	179
C1035	Laminado simple	5976	85	3867	55	190
C1045	Laminado simple	6749	96	4148	59	215
C1095	Normalizado	9913	141	5624	80	285
B1113	Acabado en Frío	5835	83	5062	72	170
B1113	Laminado Simple	4921	70	3163	45	138
C1118	Laminado Simple	5273	75	3234	46	149
C1118	Estirado en Frío	5624	80	5273	75	180
C1144	OQT 1000	8296	118	5835	83	235
1340	OQT 1200	7945	113	6468	92	229
1345	OQT 800	13147	187	12303	175	
2317	OQT 1000	5554	79	4991	71	220
2340	OQT 1000	9632	137	8437	120	285
3150	OQT 1000	10616	151	9140	130	300
3250	OQT1000	11670	166	10264	146	340
4363	OQT 1000	12655	180	11249	160	375
4130	WQT 1100	8929	127	8015	114	260
4130	Estirado en Frío	8577	122	7381	105	248
4340	Estirado en Frío	8577	122	7381	105	248
4640	OQT 1000	10686	152	9140	130	310
5140	OQT 1000	10546	150	8999	128	300
5140	Estirado en Frío	7381	105	6187	88	212
8630	Estirado en Frío	8085	115	7030	100	222
8640	OQT 1000	11249	160	10546	150	330
8760	OQT 800	15468	220	14068	200	429
9255	OQT 1000	12655	180	11249	160	352
9440	OQT 1000	10686	152	9491	135	311
9850	OQT 1100	12655	180	11108	158	360

Regresar