El ángulo entre la fuerza total y el componente tangencial es igual al ángulo de presión, ϕ, de la forma de los dientes. Por consiguiente, si se conoce la fuerza tangencial, la fuerza radial puede calcularse directamente a partir de:

$$Wr = W_t \tan \phi \qquad 3)$$

y no es necesario calcular la fuerza total, para engranes, el ángulo de presión por lo regular es 14 ½°, 20° o 25°.

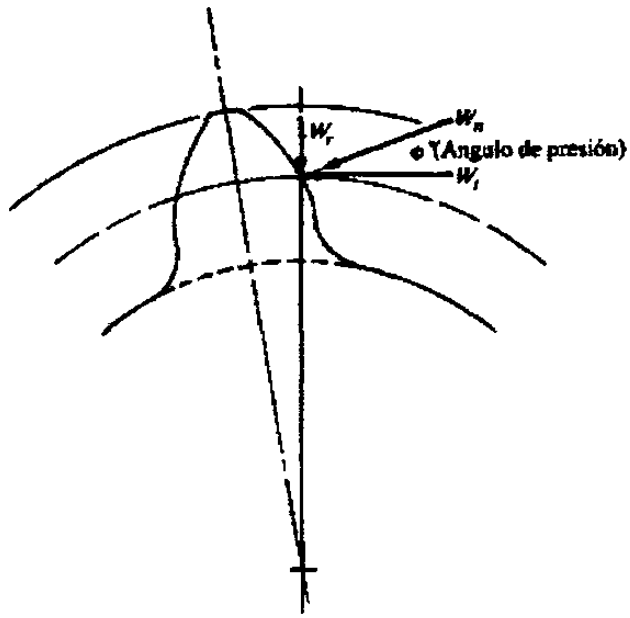


Fig. 4.1 Fuerza en los dientes de engranes

4.2.2.- ENGRANES HELICOIDALES.

Las fuerzas que genera un engrane helicoidal son: tangencial, radial y axial. Primero la fuerza tangencial se calcula por las ecuaciones 1 y 2. Después, si el ángulo helicoidal del engrane es Ψ, y el ángulo de presión normal es ϕ_m. Es posible calcular la carga radial, a partir de: $Wr = W_t \tan \phi_n / \cos \psi$ y la carga axial es: $W_a = W_t \tan \psi$.

4.2.3.- RUEDA O POLEA PARA CADENA.

La figura 4.2 muestra un par de ruedas o poleas de cadena que transmiten potencia. La parte superior de la cadena se somete a una tensión y genera el torque en cualquiera de las ruedas. La parte inferior de la cadena se le dice el lado flojo, y no ejerce fuerza alguna en ninguna de las ruedas. Por tanto, la fuerza total de flexión en el eje que soporta a la rueda es igual a la tensión en el lado tenso de la cadena. Si se conoce el torque en alguna rueda y usando la siguiente ecuación se tiene:

$$F_c = T/(D/2) \qquad 4)$$

donde: D es el diámetro de la holgura de esa rueda.

Observe que la fuerza, F_c, actúa en el sentido del lado tenso de la banda. Debido a la diferencia de tamaño entre las dos ruedas, ese sentido se encuentra a cierto ángulo respecto a la línea del centro entre los centros del eje. Un análisis exacto exigiría que la fuerza F_c, se disponga en componentes paralelos a la línea central y perpendiculares a ella. Esto es:

$$F_{cx} = F_c \cos\theta \qquad y \qquad F_{cy} = F_c \operatorname{sen}\theta \qquad 5)$$

donde: el sentido x es paralelo a la línea central y el sentido y es perpendicular a ella. El ángulo θ es el ángulo de inclinación del lado tenso de la cadena respecto al sentido x.

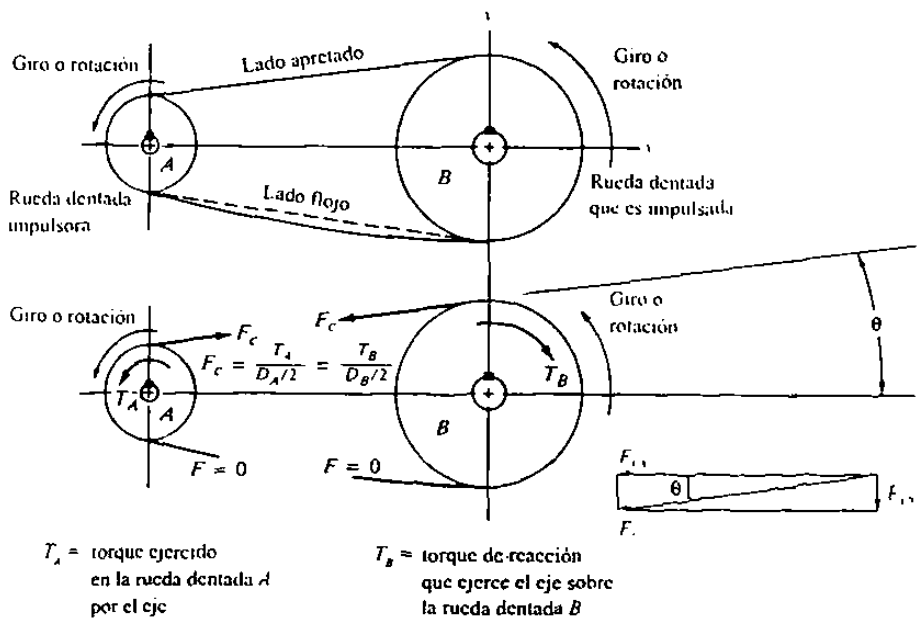


Fig 4.2 Fuerzas en ruedas dentadas de cadena.

Estos dos componentes de la fuerza generarán flexión tanto en el sentido x como en el y, como alternativa, el análisis podría llevarse a cabo en el sentido de la fuerza F_c, en el cual se presenta flexión de plano único.

Si el ángulo θ es pequeño se generará un error mínimo como resultado de suponer que la fuerza F_c en su totalidad actúa en el sentido x.

4.2.4.- POLEAS ACANALADAS PARA BANDAS EN FORMA DE V.

El sistema impulsor mediante una banda en V es similar al sistema impulsor por medio de cadena. Sin embargo, existe una diferencia importante. Que ambos lados de la banda en forma de V se encuentran en tensión, como lo indica la figura 4.3. La tensión en el lado tenso, F_1, es de mayor magnitud que la tensión en el "lado flojo", F_2, por lo tanto, existe una fuerza neta, F_N, de impulso en las poleas acanaladas que equivale a :

$$F_N = F_1 - F_2 \qquad 6)$$

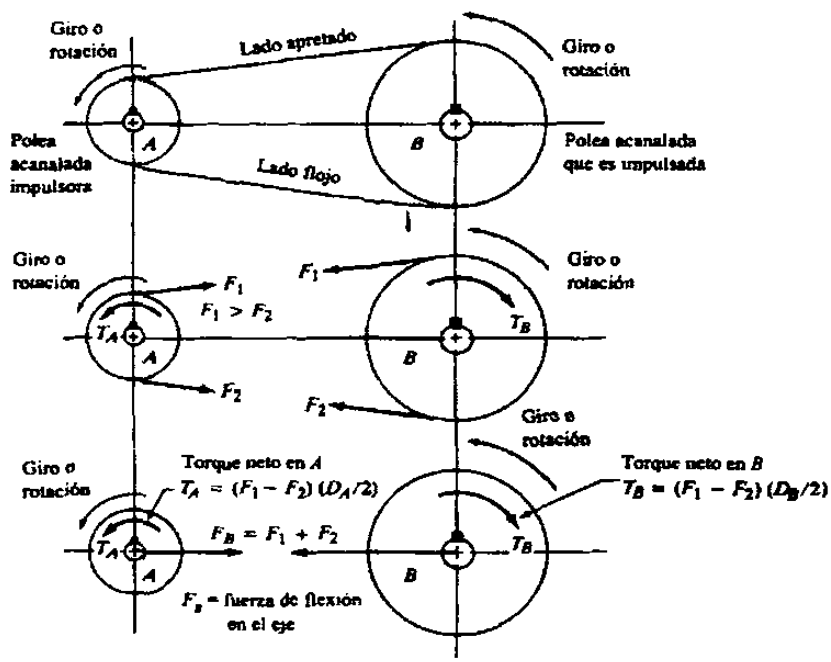


Fig. 4.3 Fuerzas en poleas acanaladas para bandas.

La magnitud de fuerza neta de impulso puede calcularse a partir del torque que se transmite.

$$F_N = T/(D/2) \qquad 7)$$

La fuerza de flexión (F_B) en el eje que soporta a la polea acanalada depende de la suma $F_1 + F_2 = F_B$. Para ser mas exactos, deben utilizarse los componentes de F_1 y F_2 paralelos a la línea de los centros de las dos ruedas dentadas. Será mínimo el error, si se utiliza la ecuación de $F_1 + F_2$, en ruedas dentadas que tengan muy diferentes sus diámetros.

Existe una relación entre la tensión del lado tenso (F_1) y la tensión del lado flojo (F_2) para impulsores de banda en forma de V, se considera, que esta relación es $F_1/F_2 = 5$

Es necesario una relación entre F_N y F_B a partir de la forma $F_B = CF_N$ donde C es una constante a determinar

$$C = \frac{F_B}{F_N} = \frac{F_1 + F_2}{F_1 - F_2}$$

$$\text{Si} \quad F_1 = 5\,F_2$$

$$C = \frac{F_1 + F_2}{F_1 - F_2} + \frac{5F_2 + F_2}{5F_2 - F_2} = \frac{6F_2}{4F_2} = 1.5$$

Entonces

$$F_B = C\ F_N = (1.5)\,F_N = (1.5)\,T\,/\,(D/2) \qquad 8)$$

Se acostumbra considerar que la fuerza de flexión, F_B, actúa como una sola fuerza a lo largo de la línea de los centros de las dos poleas acanaladas, como se muestra en la figura 4.3.

4.2.5.- POLEAS DE BANDA PLANA.

El análisis de la fuerza de flexión que ejercen sobre los ejes las poleas para bandas planas es idéntico al de las poleas para bandas en forma de V, Excepto que para las

poleas de banda plana se considera una relación entre la tensión del lado tenso y la tensión del lado "flojo" (F_1/F_2) es tres (3), entonces se calcula la constante C que es igual a 2.0 por consiguiente, tenemos que la fuerza de flexión es:

$$F_B = (2.0)\ F_N = (2.0)T/(D/2) \qquad 9)$$

4.2.6.- COPLES FLEXIBLES.

Un cople flexible se emplea para transmitir potencia entre varias flechas o ejes en tanto se subsanan desalineaciones de menor importancia en los sentidos radial, angular o axial. Por tanto, los ejes subyacentes a los coples se sujetan a torsión, pero las desalineaciones no generan cargas axiales o por flexión.

4.3.- CONCENTRACIONES DE TENSIÓN EN FLECHAS O EJES.

Las concentraciones de tensión o esfuerzos debido a las discontinuidades geométricas como tener varios diámetros, cuñeros, ranuras para anillos y otras. Estas discontinuidades geométricas se realizan para montar y ubicar en forma correcta los distintos tipos de elementos mecánicos de los ejes.

Los objetivos de diseño son: conocer los valores reales de diseño correspondientes a los factores de concentración de tensión, los cuales dependen de los valores de los diámetros del eje y de la geometría de los chaflanes y las ranuras de estos.

En el diseño, primeramente se debe establecer un conjunto de valores preliminares de diseño para factores de concentración de tensión, los cuales pueden utilizarse para obtener estimados iniciales para los diámetros de los ejes mínimos aceptables, así, una vez que se seleccionan las dimensiones afinadas, se puede analizar la geometría final para calcular los valores reales para los factores de concentración de tensión, comparar los valores finales con los preliminares le permitirá juzgar la aceptabilidad del diseño; las gráficas a partir de las cuales pueden calcularse los valores finales, se debe consultar las figuras 4.4 y 4.5.

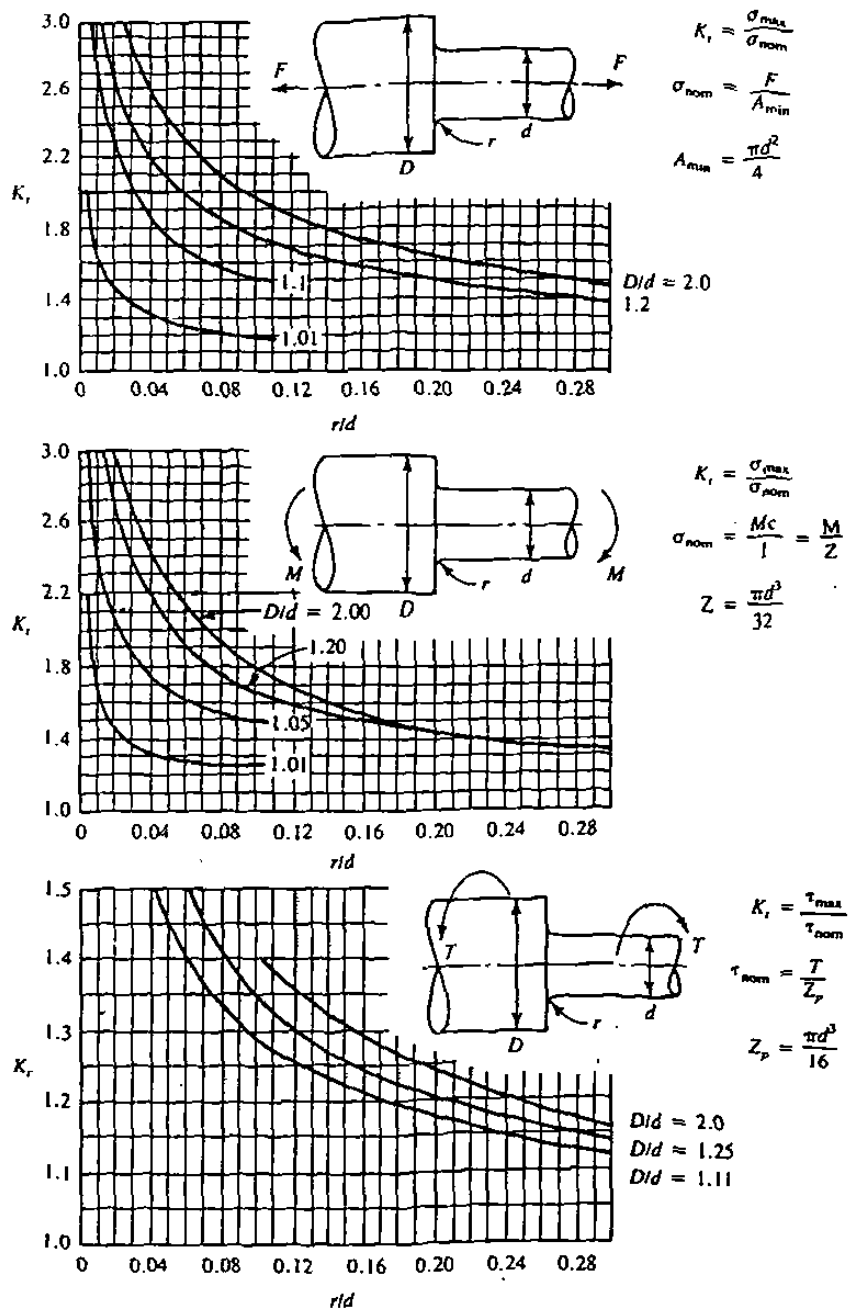


Fig. 4.4 Factores de concentración de tensión para ejes redondos de pasos.

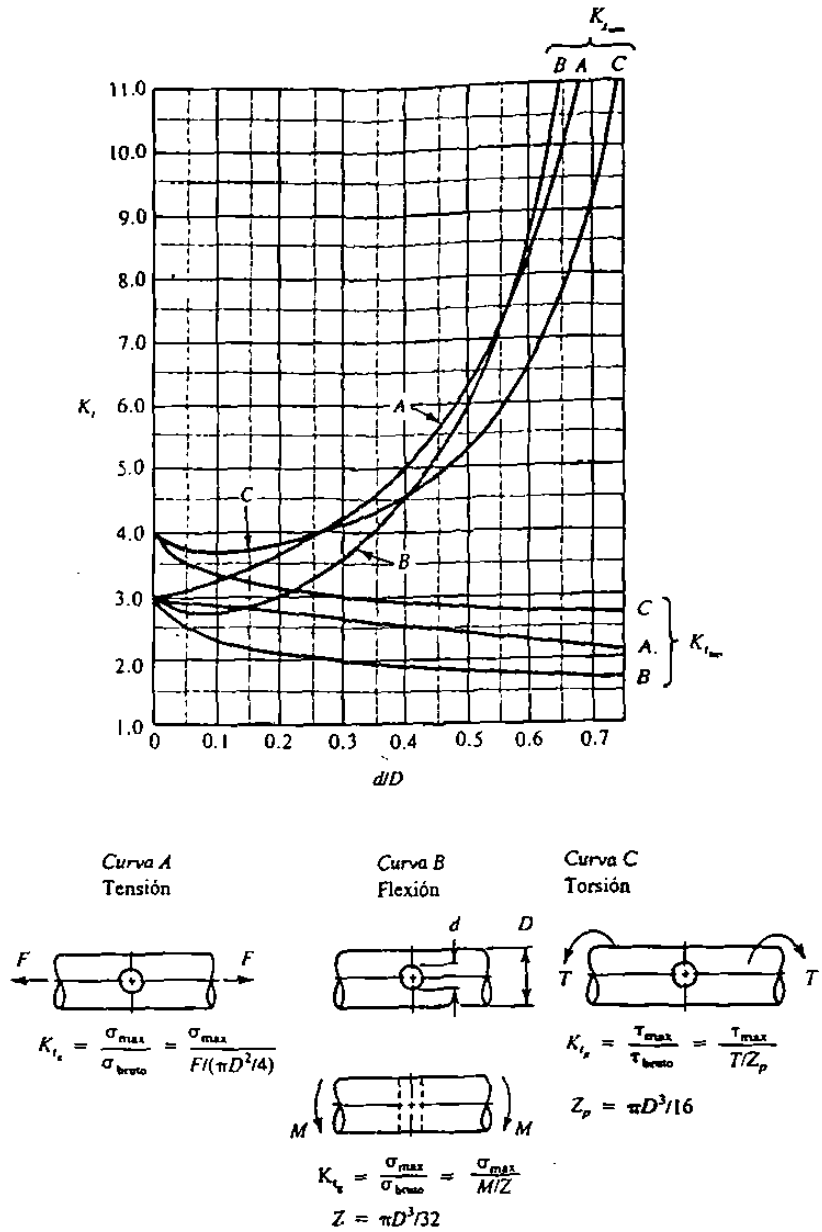


Fig. 4.5 Factores de concentración de tensión para orificios de un eje.

4.3.1.- CUÑEROS.

Un cuñero consiste en una ranura longitudinal que se corta un eje para montar una cuña, el cual permite transferir torque a partir del eje hacia un elemento que transmite potencia o viceversa.

Los cuñero que se utilizan con mayor frecuencia son: el de perfil y el de corredera o rastra (figura 4.6). Para maquinar el cuñero de perfil en el eje se fresa utilizando una punta en la fresa con diámetro igual al ancho de la cuña. La ranura resultante tiene el fondo plano y en su extremo presenta una esquina aguda a escuadra. El cuñero de corredera o rastra se fabrica con una cortadora circular para fresar con espesor igual al ancho de la cuña. A medida que la cortadura inicia o termina el cuñero, se obtiene un radio continuo. Por este motivo, el factor de concentración de tensión para el cuñero de corredera o rastra es más bajo que el del cuñero de perfil. Los valores de diseño que se utilizan frecuentemente son:

K_t= 2.0 (cuñero de perfil)

K_t= 1.6 (cuñero de corredera)

Cada uno de estos valores deben de utilizarse en el calculo de esfuerzo o tensión por flexión del eje. Los factores que consideran las reducciones en sección transversal y el efecto de la discontinuidad. Si la tensión por esfuerzo de corte por torsión es variable en un lugar de constante, el factor de concentración de tensión también se aplica a ello.

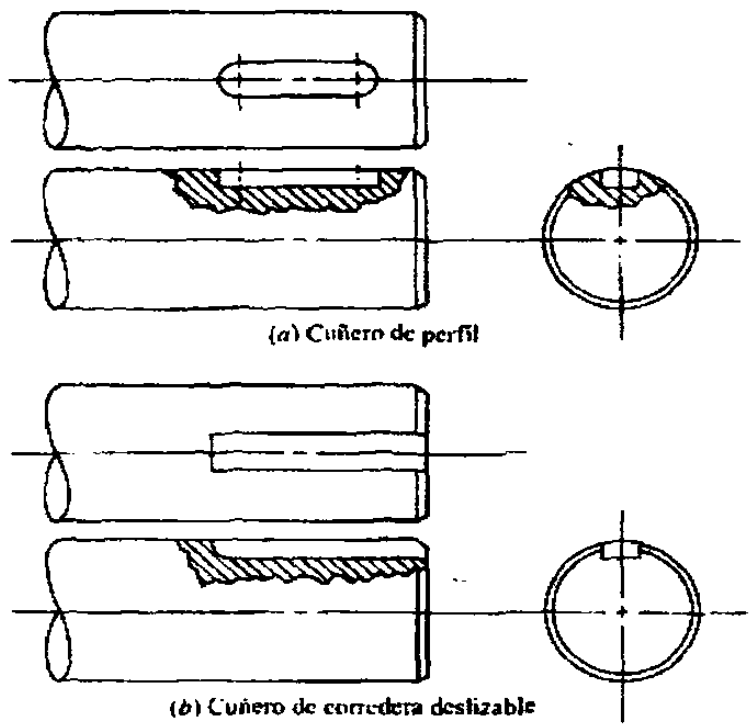


Fig. 4.6 Tipos de cuñeros.

4.3.2.- CHAFLANES DE HOMBROS.

Para producir un chaflán de hombro es necesario que existan cambios de diámetro en el eje, contra el cual se coloca un elemento mecánico, un chaflán genera una concentración de tensión que depende de la relación entre diámetros y los diámetros del chaflán (figura 4.7). Los chaflanes se clasifican de acuerdo a dos categorías: con bordes cortantes y con bordes redondeados. Un chaflán con bordes cortantes describe a un hombro con radio de chaflan relativamente pequeño. Un caso donde se presente probablemente esta situación es donde se va a colocar un cojinete de bola, este tipo de chaflán genera un factor de concentración alto, el chaflán con bordes redondeados genera un factor de concentración mas pequeño, para el diseño de flexión utilizaremos: $K_t = 2.5$ (chaflanes con bordes cortantes) y $K_t = 1.5$ (chaflanes con bordes redondeados).

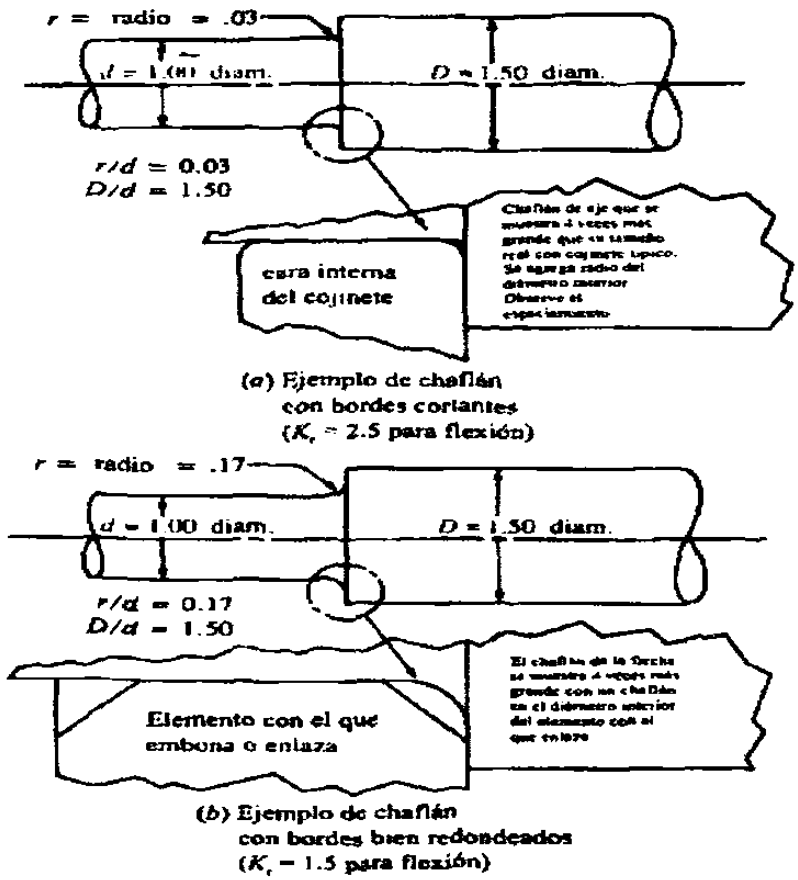


Fig 4.7 Chaflanes en ejes.

En la gráfica para factores de concentración de tensión se encuentra que estos valores corresponden a las relaciones de r / D de aproximadamente 0.03 para el caso del chaflán con bordes cortantes y de 0.17 para el chaflán con bordes bien redondeados para una relación de D/d de 1.50.

4.3.3.- RANURAS PARA ANILLOS DE SUJECIÓN.

Cuando elementos se sujetan mediante anillos se debe realizar ranuras para anillos en el eje, la geometría de la ranura la establece el fabricante de anillos, su configuración común es una ranura hueca con los bordes de las paredes rectas al igual que su fondo y un chaflán pequeño en la base de la ranura.

Cuando existe flexión, se usa una $K_t = 3.0$ para un diseño preliminar como un factor estimado que considera los chaflanes y la reducción en diámetro para calcular el diámetro nominal del eje antes de correr la ranura cuando se presenta torsión junto con la flexión o cuando solo existe torsión en una sección que interesa, el factor de concentración de la tensión no se aplica a la tensión por esfuerzo de corte por torsión por que es constante. Sin embargo para considerar la disminución de diámetro en la ranura, aumenta el diámetro resultante que calculo en aproximadamente 6%, un valor típico para anillos de sujeción comercial. Pero después de que haya especificado el diámetro final del eje y la geometría de la ranura, deberá calcular la tensión o esfuerzo en la ranura con el factor de concentración de tensión adecuado para la geometría de la ranura.

4.4.- TENSIONES DE DISEÑO PARA EJES.

En un eje en particular se generan al mismo tiempo condiciones distintas de esfuerzo o tensión. En un eje que transmite potencia, tendrá en ciertas parte una tensión por esfuerzo de corte por torsión, mientras la tensión por esfuerzo de flexión se presenta en esas mismas partes. Quizá haya otras partes en las que solo se generen tensiones por esfuerzos de tensión, en algunos puntos tal vez no se sujeten a flexión, tampoco a torsión pero tendrán tensión por esfuerzo de corte vertical. En otras partes existen esfuerzos de

tracción o de compresión. En algunas partes no se generan tensiones o esfuerzos significativos. En consecuencia, decidir que tensión de diseño utilizar depende de la situación particular en el punto que interesa. En muchos proyectos de diseño y análisis de ejes deben realizarse cálculos en distintos puntos para considerar en su totalidad de variedad de condiciones de carga y de geometría que existen.

Se supone que las tensiones o esfuerzos de flexión son por completo inversos y sucesivos debido a que el eje gira. Por esta razón un eje debe de fabricarse de material dúctil debido a que soporta mejor estas cargas. Además es necesario el calculo de factores de diseño (N), para determinar las tensiones de diseño de los ejes. Los cuales dependen del tipo de carga.

4.5.- TENSIÓN DE ESFUERZO DE CORTE DE DISEÑO (τ_d).

La teoría de la distorsión de la energía es el método mas confiable para prever fallas en materiales dúctiles debido a una tensión constante por esfuerzo de corte, en el cual la tensión por esfuerzo de corte de diseño se calcula de la siguiente manera:

$$\tau_d = \frac{S_y}{\left(N\sqrt{3}\right)} = \frac{0.577\,S_y}{N} \qquad 10)$$

Esta ecuación se utiliza para calcular la tensión por esfuerzo de corte por torsión constante, tensión por esfuerzo de corte vertical o tensión de corte directo en un eje.

4.6.- TENSIÓN NORMAL DE DISEÑO, CARGA QUE GENERA FATIGA.

Si un eje soporta cargas transversales y además gira se genera una flexión inversa sucesiva, la tensión de diseño se relaciona con la resistencia por durabilidad del material con que se fabrica el eje. Las condiciones reales bajo las cuales se fabrica y opera el eje deberán tenerse en cuenta cuando se especifique la tensión de diseño. Para esto se recurre al siguiente procedimiento:

1.- Se calcula la resistencia máxima a la tracción del material, $S\mu$, a partir de los resultados de pruebas que se realizan, de las especificaciones del fabricante o de la información publicada. Se debe de utilizar la información mas exacta y confiable. Cuando surgen dudas de la exactitud de la información se deben utilizar factores de diseño mayores que el promedio.

2.- Se calcula la resistencia estimada por durabilidad, $S\mu$, del material. La figura 4.8 considera el material del cual se fabrica el eje, la relación entre la resistencia por durabilidad básica y la resistencia máxima.

3.- Se aplica un factor de tamaño C_s para considerar el gradiente de tensión dentro del material y la probabilidad de que una sección particular presente una oclusión especifica que puede ser en lugar que se induce una fractura por fatiga. Se sugiere lo siguiente:

a).- Para diámetros de menos de 2.0" (dos pulgadas):

$$C_s = (D/0.3)^{-.068}.$$

b).- Para diámetros menores de 50 milímetros:

$$C_s = (D/7.6)^{-.068}.$$

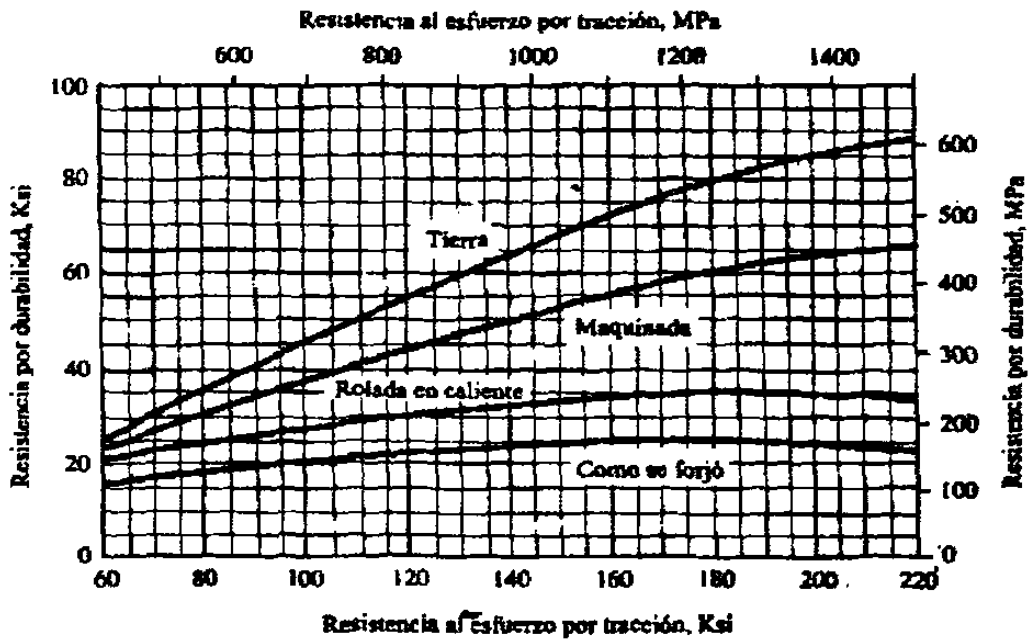


fig.4.8 Tensión por durabilidad contra resistencia al esfuerzo por tracción para acero forjado para varias condiciones superficiales.

c).- Para diámetros de más de dos pulgadas hasta diez pulgadas:

$$C_s = (D)^{-0.19}.$$

d).- Para diámetros de más de 50 milímetros hasta 250 milímetros:

$$C_s = (1.85*D)^{-0.19}.$$

4.- Se aplica un factor de confiabilidad (C_R). La información de la resistencia por durabilidad que se reporta, consta de valores promedio que se obtienen con base a varias pruebas, lo cual implica, una confiabilidad de 0.50 (50 %). Suponiendo que la información real de las fallas sigue una distribución normal, se puede utilizar los factores siguientes de ajustes para un alto grado de confiabilidad:

Confiabilidad que se desea:	Factor de confiabilidad, C_R.
0.50	1.00
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Existen condiciones de factores que se deben tomar en cuenta, por lo cual se sugiere realizar pruebas con componentes reales, los cuales son: las temperaturas por arriba de aproximadamente 200°C (400° F), variación en los niveles pico de tensión por arriba de la resistencia nominal por durabilidad durante algunos lapsos, vibración, tensiones residuales, endurecimiento, ajustes por interferencia, corrosión, ciclaje térmico, chapas o recubrimientos superficiales y tensiones que no se consideran en el análisis básico de tensiones.

5.- Se calcula $S'_n = S_n C_s C_R$ 11)

donde: S'_n = Resistencia máxima del material bajo condiciones reales.

S_n = Resistencia por durabilidad.

6.- Para piezas del eje que solo se ven sujetas a flexión inversa, la tensión de diseño es igual a: $\sigma_d = S'_n / N.$ 12)

4.7.- FACTORES DE DISEÑO (N).

Bajo condiciones industriales típicas se sugiere el factor de diseño de N=3. Si la aplicación es en extremo suave, tal que se justifique un valor tan bajo como N=2. Bajo condiciones de choque o impacto debe emplearse N=4 o más alto y se recomienda llevar a cabo pruebas exhaustivas.

4.8.- FLECHAS SOLO A FLEXIÓN Y TORSIÓN.

Los ejes que solo se ven sujetos a flexión o torsión, son aquellos que soportan engranajes retos o cilíndricos, poleas acanaladas en forma de V o ruedas dentadas de cadena. La potencia que es transmitida genera torsión y las fuerzas transversales en los elementos originan flexión. En el caso general, no todas las fuerzas transversales actúan en el mismo plano. En tales casos, primero se elabora las gráficas de momento de flexión para dos planos perpendiculares. después, se calcula el momento de flexión resultante en cada punto que interesa.

Se debe desarrollar una ecuación de diseño con base en el supuesto de que el esfuerzo o tensión por flexión en el eje es sucesivo e inverso conforme gira el eje, pero que la tensión por esfuerzo de corte por torsión es casi uniforme. Dicha ecuación de diseño se basa en el principio que se muestra en la figura 4.9.

Los puntos que tienen valor de 1 (uno) en estos ejes indican falla inminente ante flexión simple o tensión simple respectivamente. La información basada en experimentos muestra que la falla ante combinaciones de flexión y torsión sigue la trayectoria de la curva que conecta estos dos puntos, ello obedece a la ecuación:

$$(\sigma/S'_n)^2 + (\tau/S_{ys})^2 = 1 \qquad 13)$$

donde $S_{ys} = S_y/\sqrt{3}$ de acuerdo a la teoría de la distorsión de la energía. Se introduce un factor de diseño (N) para cada termino en el lado izquierdo de la ecuación para obtener

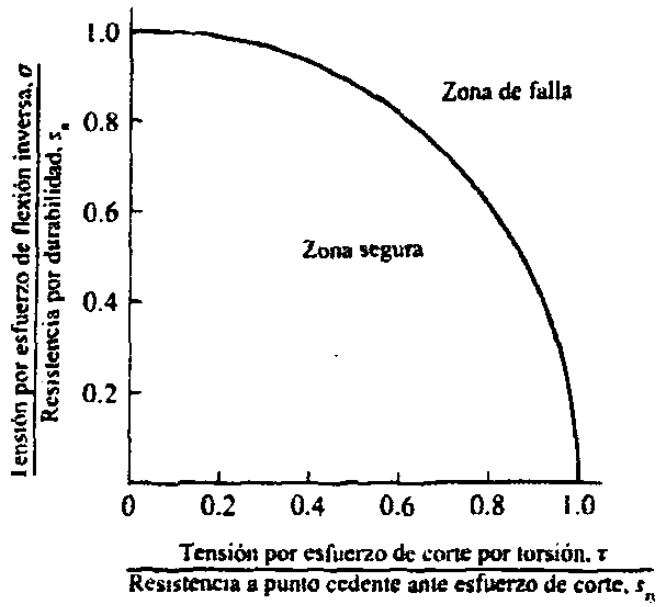


Figura 4.9 Base para la ecuación de diseño de ejes para tensión por esfuerzo de flexión inversa sucesiva y tensión por esfuerzo de corte por torsión.

una expresión basada en tensiones de diseño:

$$(N\sigma/ S'_n)^2 + (N\tau\ (3^{1/2})/S_y)^2 = 1 \qquad 14)$$

Ahora se puede introducir un factor de concentración correspondiente a flexión solo en el primer termino, porque este esfuerzo es sucesivo. No se requiere factor alguno para el termino de la tensión por esfuerzo de corte por torsión por que se supone que es constante y las concentraciones de tensión surten un efecto mínimo, o ninguno en absoluto, en el potencial de falla. Así tenemos:

$$(K_t\ N\sigma/ S'_n)^2 + (N\tau\ *3^{1/2}/S_y)^2 = 1 \qquad 15)$$

Para ejes circulares sólidos, giratorios, la tensión por flexión debida a un momento de flexión, M, es: $\sigma = M/Z$. Donde $Z = \pi\ D^3/32$ es el coeficiente de la sección rectangular. La tensión por esfuerzo de corte por torsión es: $\tau = T/Z_p$. Donde $Z_p = \pi D^3/16$ es el coeficiente de la sección polar. Se puede ver que $Z_p = 2Z$ y que, por la tanto $\tau = T/(2Z)$. Al sustituir estas relaciones en la ecuación (1) se obtiene:

$$\left[\frac{K_t NM}{Z * S_n'}\right]^2 + \left[\frac{NT\sqrt{3}}{2ZS_y}\right]^2 = 1 \qquad 16)$$

Se factoriza N y Z. También se puede sacar de los corchetes los términos $(3)^{1/2}$ y el numero 2 y nos da:

$$\left(\frac{N}{Z}\right)^2 \left\{\left[\frac{K_t M}{S_n'}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2\right\} = 1 \qquad 17)$$

Ahora, se saca la raíz cuadrada en ambos lados de la ecuación y como $z = \pi D^3/32$ se obtiene:

$$\left(\frac{32N}{\pi D^3}\right)\sqrt{\left\{\left[\frac{K_t M}{S_n'}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2\right\}} = 1 \qquad 18)$$

Estamos en condiciones de despejar el diámetro, D. Obteniendo:

$$D = \left[\left(\frac{32N}{\pi}\right)\sqrt{\left\{\left[\frac{K_t M}{S_n'}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2\right\}}\right]^{1/3} \qquad 19)$$

Esta ecuación se utiliza para el diseño de ejes. Es compatible con la norma ANSI B106.1 M-1985.

4.9.- TAMAÑOS BÁSICOS RECOMENDABLES PARA EJES.

Cuando seleccione un eje disponible en el mercado se debe de seguir las recomendaciones que hace el fabricante sobre el tamaño básico del eje y de la tolerancia.

En el sistema de unidades británico, por lo general los diámetros se especifican como fracciones comunes o sus decimales equivalentes. Las tablas 4-1 y 4-2 muestran los

tamaños básicos que se prefieren en decimos de pulgada que se pueden utilizar para dimensiones susceptibles de ser controladas.

Aplicación	*Grados de tolerancia*								
Herramientas de medición	01	0	1	2	3	4	5	6	7
Ajustes de partes maquinadas	4	5	6	7	8	9	10	11	
Material, como lo entrega el proveedor	8	9	10	11	12	13	14		
Formas en bruto (fundidas, aserradas o cortadas, forjadas, etcétera.)	12	13	14	15	16				

Tabla 4-1 Grado de tolerancia.

	Grado de tolerancia							
	4	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*
Tamaño nominal (")	*Tolerancias en milésimas de pulgada*							
0.24–0.40	0.15	0.25	0.4	0.6	0.9	1.4	2.2	3.5
0.40–0.71	0.20	0.3	0.4	0.7	1.0	1.6	2.8	4.0
0.71–1.19	0.25	0.4	0.5	0.8	1.2	2.0	3.5	5.0
1.19–1.97	0.3	0.4	0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.0
1.97–3.15	0.3	0.5	0.7	1.2	1.8	3.0	4.5	7.0
3.15–4.73	0.4	0.6	0.9	1.4	2.2	3.5	5.0	9.0
4.73–7.09	0.5	0.7	1.0	1.6	2.5	4.0	6.0	10.0

Tabla 4.2 Tolerancias para algunos grados de tolerancia.

4.10.- PROBLEMA ILUSTRATIVO.

Aplicación del softwere para un eje que es parte de un impulsor para un sistema de ventilación de gran tamaño que abastece de aire a un horno, el cual debe de maquinarse en acero. El engrane A recibe 200 hp y el engrane C transmite la potencia. El eje gira a 600 rpm.

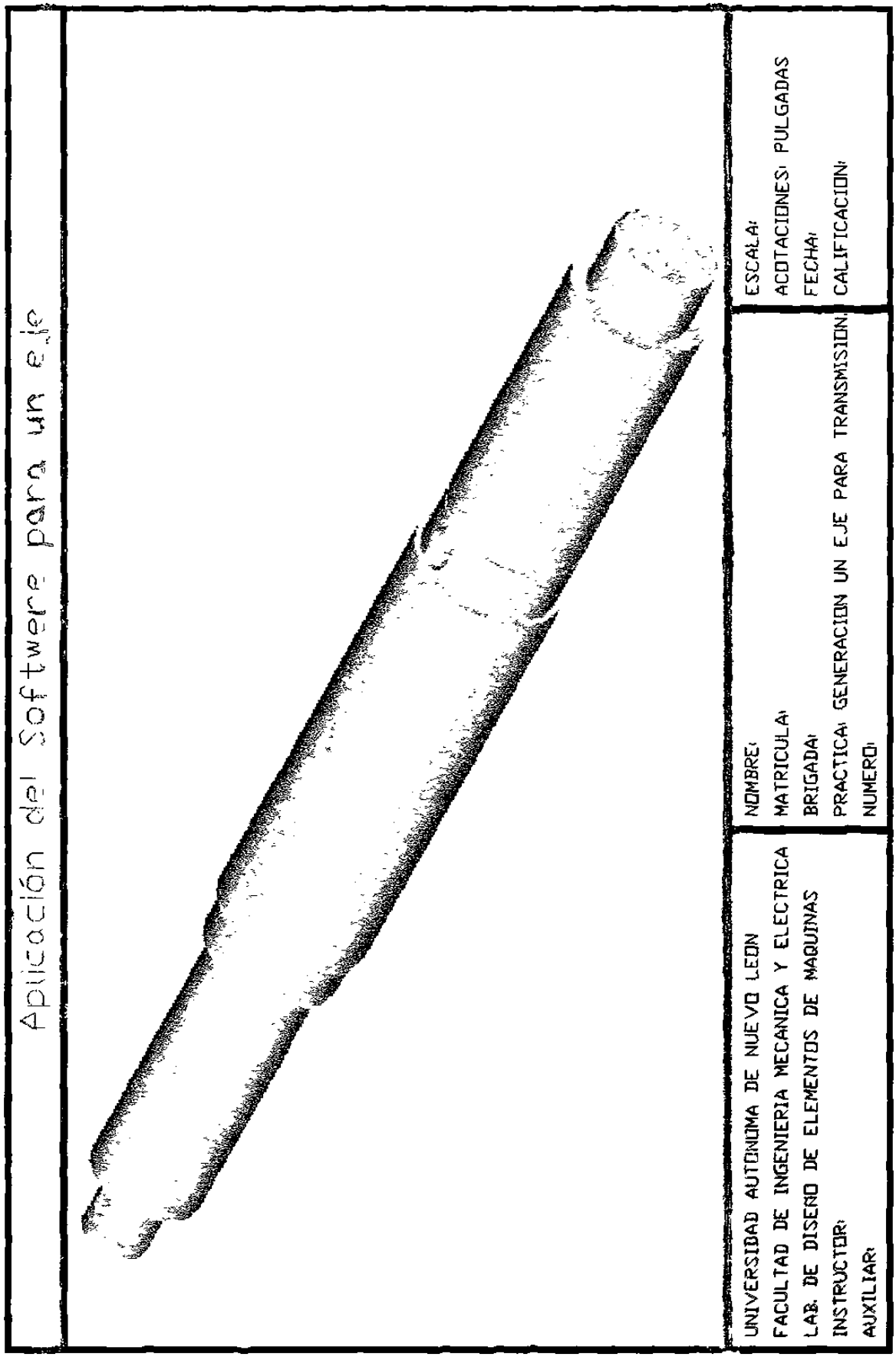
En la siguiente figura se muestra la geometria propuesta para el eje:

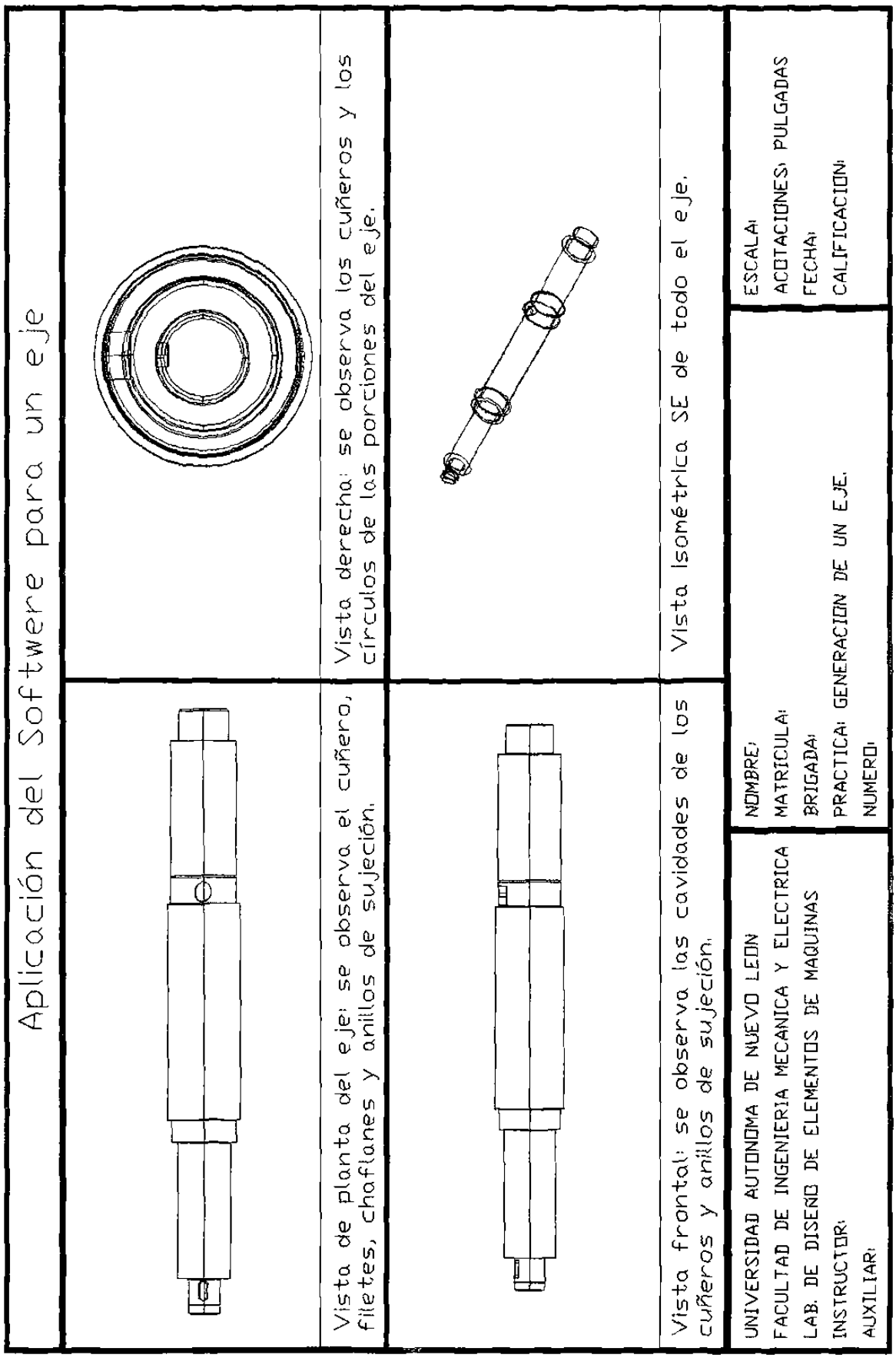
En el diseño del eje, se calcularon los mínimos diámetros requeridos para las diversas partes del eje y se recomienda los tamaños los cuales son:

Parte que embona	Número de diámetro	Diámetro mínimo	Diámetro especificado
Engrane	D_1	1.89	2.000
Nada	D_2	3.37	3.400
Cojinete	D_3	3.98	4.133 9 (105 mm)
Nada	D_4	$>D_3$ o D_5	4.600
Engrane	D_5	4.12	4.200
Cojinete	D_6	0.47	3.149 6 (80 mm)

Las especificaciones detalladas para radios de los chaflanes, longitudes de cuñeros y ranuras para anillos de sujeción. Esto se obtiene en figuras o tablas (Ref. Robert L. Mott) que dependen de las dimensiones de los elementos que enbonan en el eje.

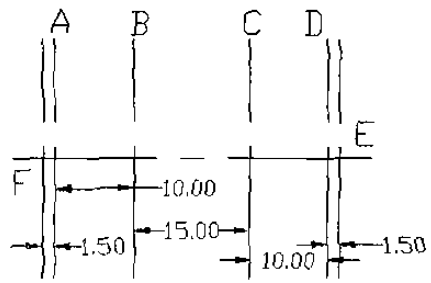
A continuación se explica cada paso para la realización del eje, mediante el softwere AutoCAD v13. La explicación detallada de cada comando se describe en los capítulos 1 y 2.


Aplicación del Software para un eje
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
INSTRUCTOR:
AUXILIAR:
NOMBRE:
MATRICULA:
BRIGADA:
PRACTICA: GENERACION UN EJE PARA TRANSMISION.
NUMERO:
ESCALA:
ACOTACIONES: PULGADAS
FECHA:
CALIFICACION:

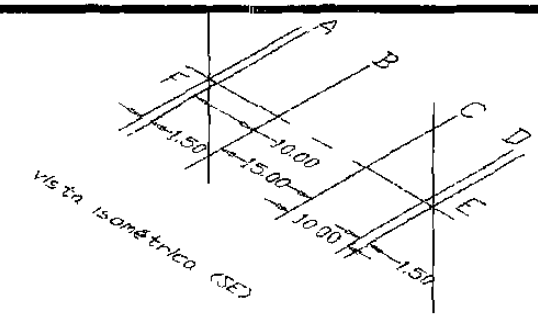

Aplicación del Softwere para un eje
Vista de planta del eje: se observa el cuñero, filetes, chaflanes y anillos de sujeción.
Vista derecha: se observa los cuñeros y los círculos de los porciones del eje.
Vista frontal: se observa las cavidades de los cuñeros y anillos de sujeción.
Vista Isométrica SE de todo el eje.
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
INSTRUCTOR:
AUXILIAR:
NOMBRE:
MATRICULA:
BRIGADA:
PRACTICA: GENERACION DE UN EJE.
NUMERO:
ESCALA:
ACOTACIONES: PULGADAS
FECHA:
CALIFICACION:

Comandos: Línea, Textos, Acotar, Círculo, Estrusión, UCS, Vport, Ddview y Vpoint rotate.

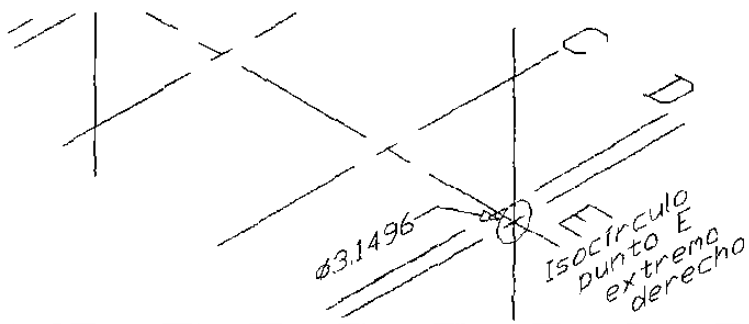
Vista de planta
Capas: Líneas de centros, textos acotar, círculos ayuda y eje.



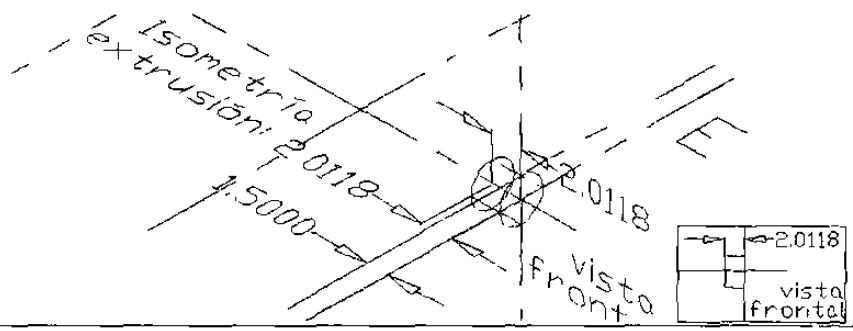
Líneas de centros, textos y acotaciones.



Vista isométrica.



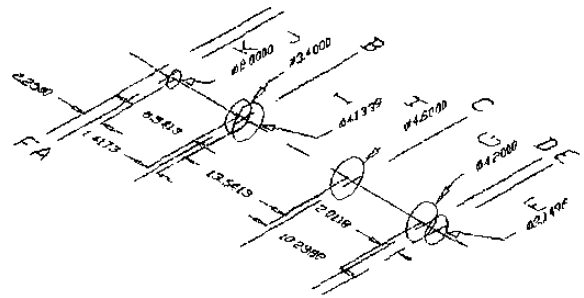
Isocírculo en el extremo derecho (punto E del eje) y su acotación.



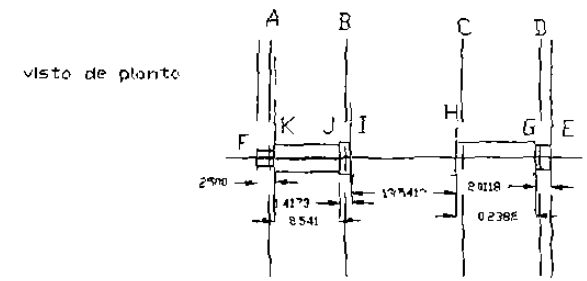
Estrusión, acotación y vista frontal del isocírculo.

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON	NOMBRE:	ESCALA:
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA	MATRICULA:	ACOTACIONES: PULGADAS
LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS	BRIGADA:	FECHA:
INSTRUCTOR:	PRACTICA: GENERACION DE UN EJE O FLECHA.	CALIFICACION:
AUXILIAR:	NUMERO:	

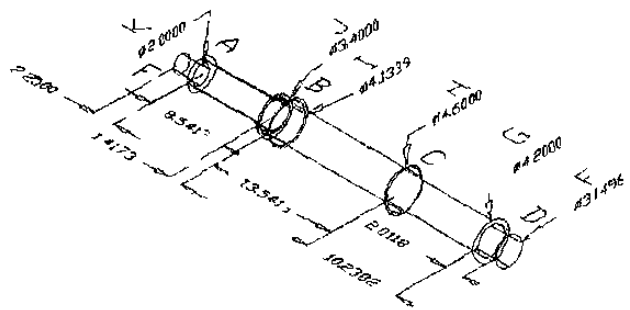
Comandos: Textos, Acotar, Círculo, Zoom, Estrusión, Oculta (Hide), UCS Vport, Ddview y Vpoint rotate.



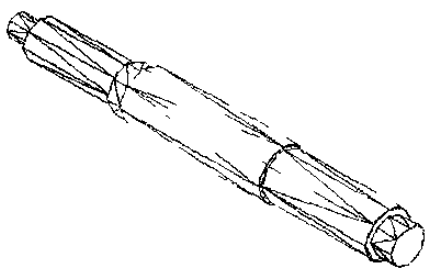
Círculos en los puntos donde se inicia una porción del eje, los cuales se van a estrusionar. Acotaciones de cada uno



Estrusión de las porciones del eje, vista en un plano.



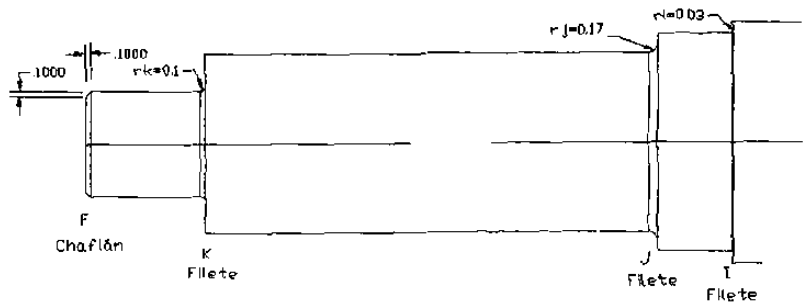
Vista isométrica del eje.



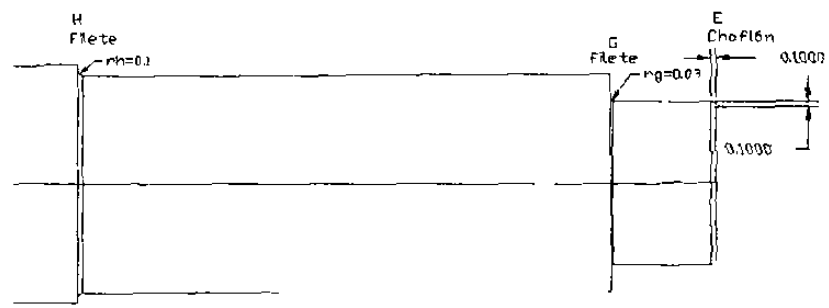
Vista isométrica del eje con líneas ocultas (Hide).

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON	NOMBRE:	ESCALA:
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA	MATRICULA:	ACOTACIONES: PULGADAS
LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS	BRIGADA:	FECHA:
INSTRUCTOR:	PRACTICA: GENERACION DE UN EJE O FLECHA.	CALIFICACION:
AUXILIAR:	NUMERO:	

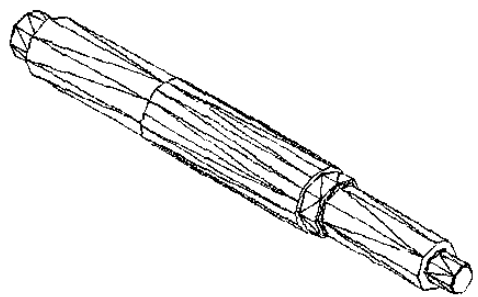
Comandos: Textos, Chaflán (Chamfer), Empalme (Fillet) Acotar, Zoom, Oculta (Hide), UCS, Vport Ddview y Vpoint rotate.



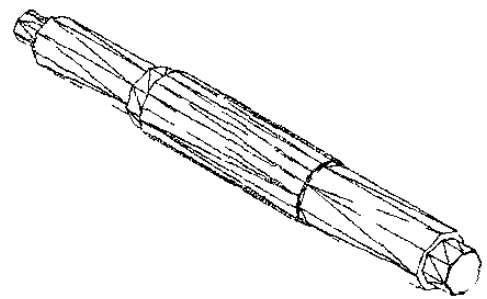
Extremo izquierdo, crear el chaflán (punto F del eje) y el empalme (filete) (puntos: K, J y I). Acotaciones de cada uno.



Extremo derecho, crear el chaflán (punto E del eje) y el empalme (filete) (puntos: G y H) Acotaciones de cada uno.



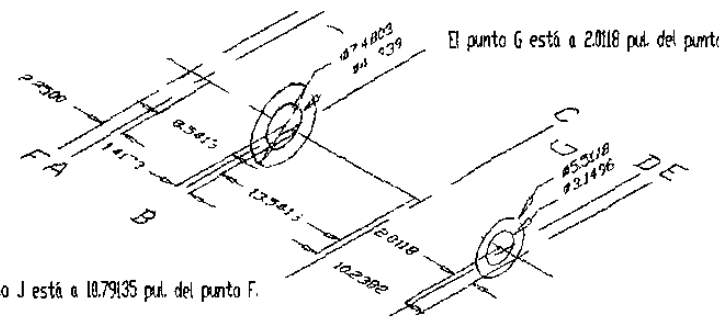
Vista isométrica (NW) y con líneas ocultas del eje.



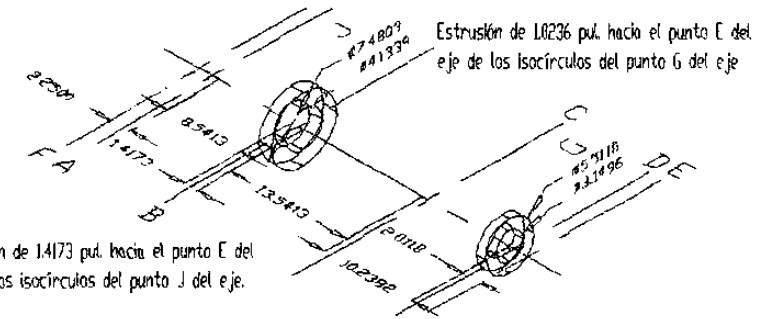
Vista isométrica (SE) y con líneas ocultas del eje.

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON	NOMBRE:	ESCALA:
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA	MATRICULA:	ACOTACIONES: PULGADAS
LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS	BRIGADA:	FECHA:
INSTRUCTOR:	PRACTICA: GENERACION CHAFLANES Y EMPALMES.	CALIFICACION:
AUXILIAR:	NUMERO:	

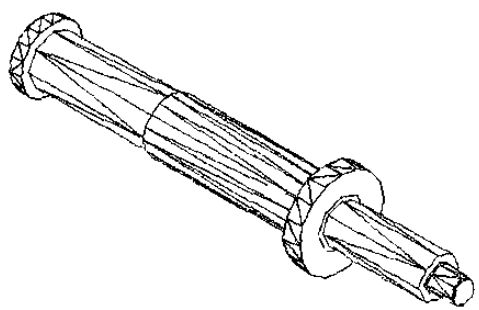
Comandos: Textos, Círculos, Acotar, Zoom. Estrusión, Mover, Diferencia, Oculta (Hide), UCS, Vport, Ddview y Vpoint rotate



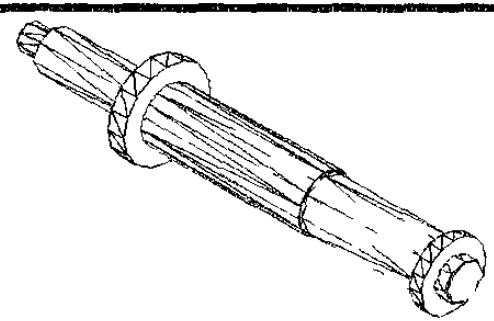
Crear dos isocírculos en los puntos G y J, respectivamente
Acotaciones de cada uno



Estrusión de cada isocírculo Diferencia del sólido mayor y menor, puntos B y D del eje.



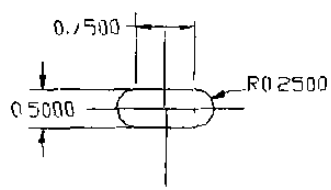
Conjunto eje y cojinetes.
Vista isométrica (NW) y líneas ocultas del eje.



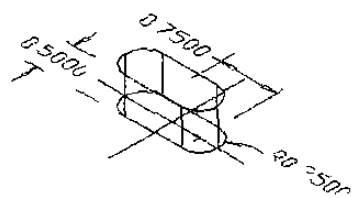
Conjunto eje y cojinetes.
Vista isométrica (SE) y líneas ocultas del eje.

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON	NOMBRE:	ESCALA:
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA	MATRICULA:	ACOTACIONES: PULGADAS
LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS	BRIGADA:	FECHA:
INSTRUCTOR:	PRACTICA: GENERACION COJINETES EN UN EJE.	CALIFICACION:
AUXILIAR:	NUMERO:	

Comandos: Línea, Texto, Círculo, Acotar, Propiedades, Zoom, Estrusión, Mover, Copiar, UCS, Vport, Ddview y Vpoint rotate.

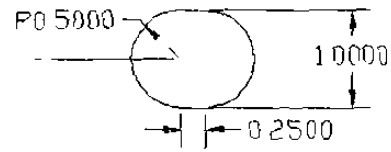


Forma del cuñero en un plano.

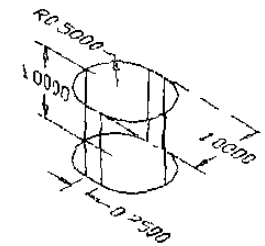


Sólido, forma del cuñero.

Crear la forma del cuñero que va en el punto A del eje, según las acotaciones en está porción

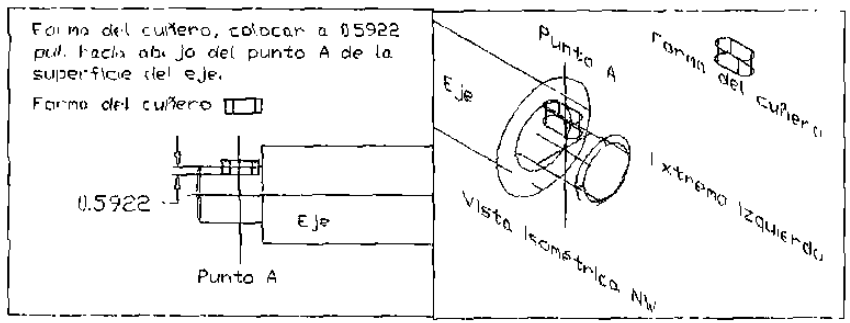


Forma del cuñero en un plano.

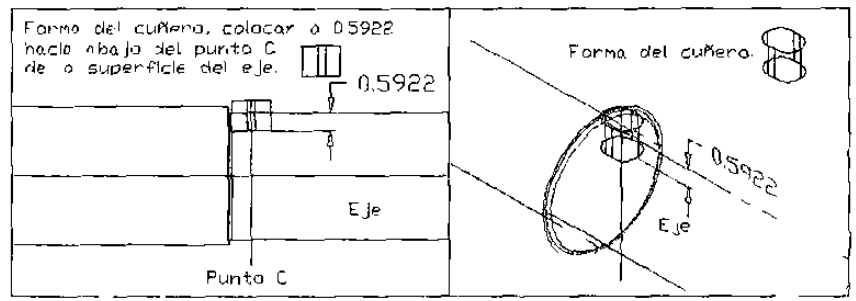


Sólido, forma del cuñero.

Crear la forma del cuñero que va en el punto C del eje, según las acotaciones en está porción.

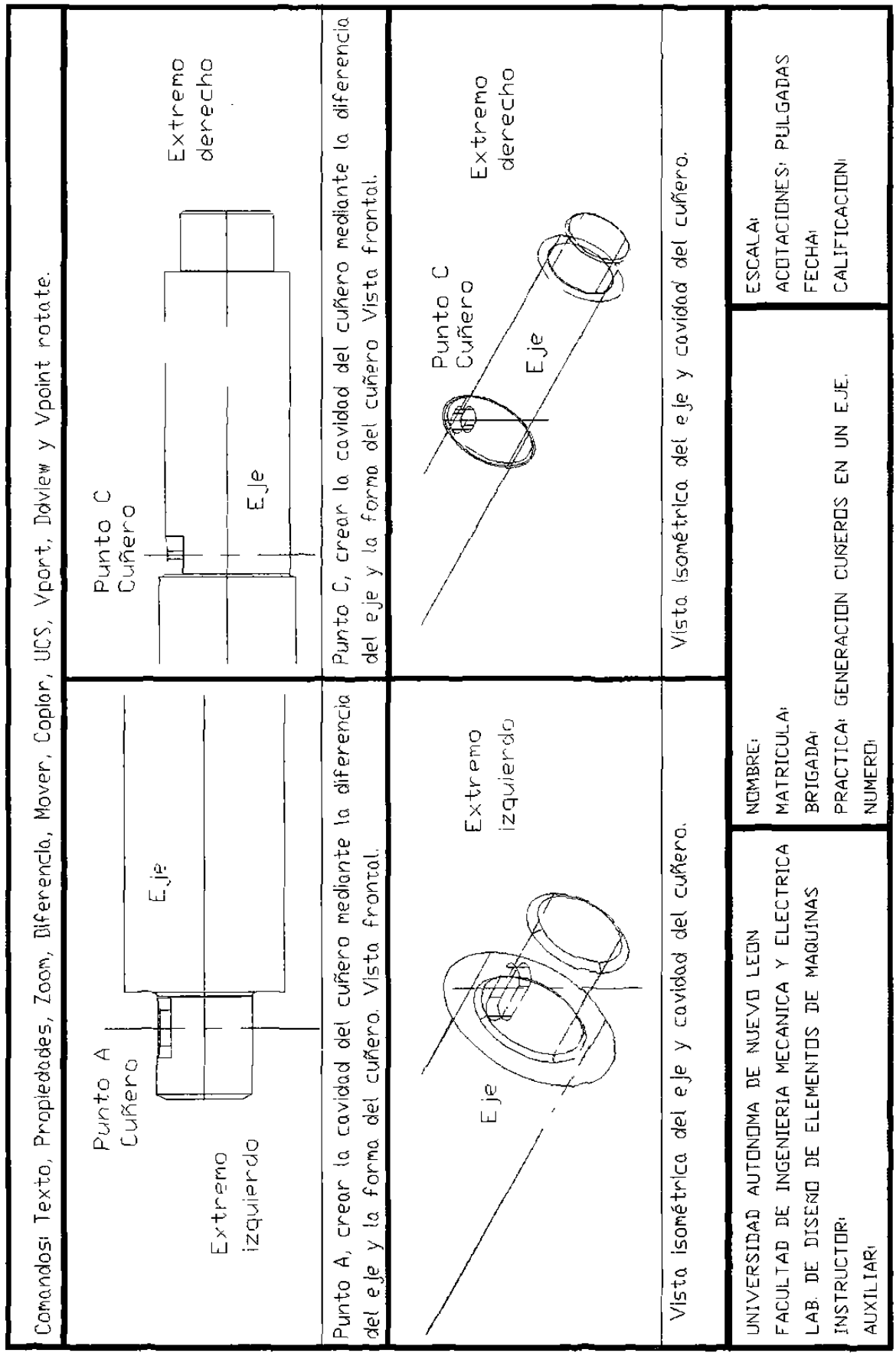


Colocar la forma del cuñero en el punto A, lugar en el cual va el cuñero en el eje, vista frontal e isométrica.

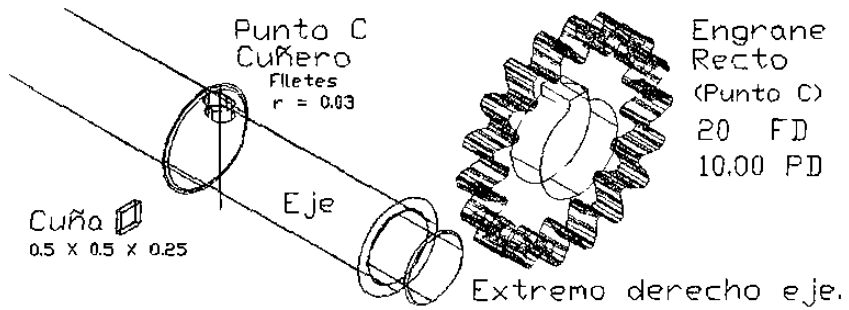


Colocar la forma del cuñero en el punto C, lugar en el cual va el cuñero en el eje, vista frontal e isométrica.

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON	NOMBRE:	ESCALA:
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA	MATRICULA:	ACOTACIONES: PULGADAS
LAB DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS	BRIGADA:	FECHA:
INSTRUCTOR:	PRACTICA: GENERACION CUÑEROS EN UN EJE	CALIFICACION:
AUXILIAR:	NUMERO:	


Comandos: Texto, Propiedades, Zoom, Diferencia, Mover, Copiar, UCS, Vport, Dolview y Vpoint rotate.
Punto A
Cuñero
Eje
Extremo
izquierdo
Punto A, crear la cavidad del cuñero mediante la diferencia del eje y la forma del cuñero. Vista frontal.
Extremo
izquierdo
Eje
Vista isométrica del eje y cavidad del cuñero.
Punto C
Cuñero
Eje
Extremo
derecho
Punto C, crear la cavidad del cuñero mediante la diferencia del eje y la forma del cuñero Vista frontal.
Punto C
Cuñero
Eje
Extremo
derecho
Vista isométrica del eje y cavidad del cuñero.
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
INSTRUCTOR:
AUXILIAR:
NOMBRE:
MATRICULA:
BRIGADA:
PRACTICA: GENERACION CUNEROS EN UN EJE.
NUMERO:
ESCALA:
ACOTACIONES: PULGADAS
FECHA:
CALIFICACION:

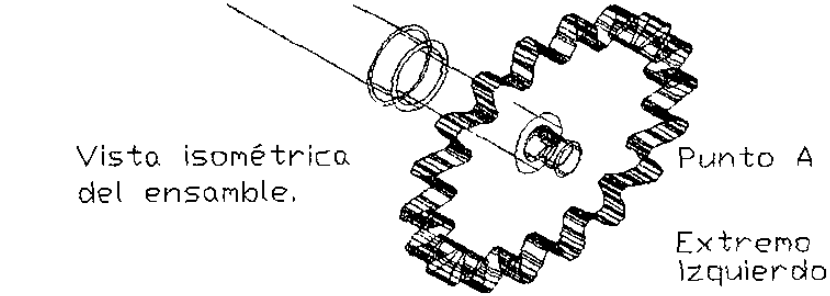
Comandos: Línea, Enlazar (Ref. ext.), Texto, Propiedades, Zoom, Mover, Copiar, UCS, Vport, Ddview y Vpoint rotate.



Mediante referencias externas (enlazar) de otros archivos el eje, cuña y engrane recto (aplicación del cap. # 6).

Conjunto ensamblado con una vista isométrica SE.

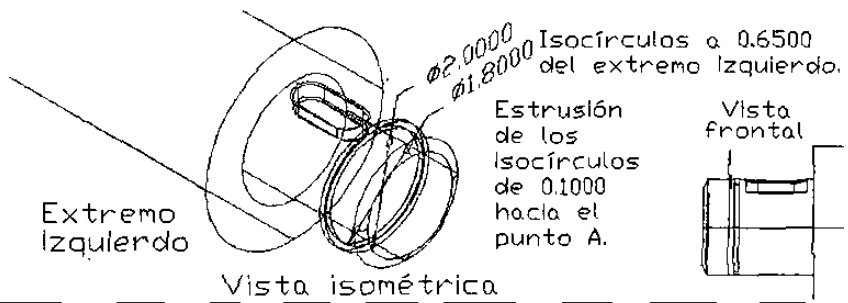
Mediante referencias externas (enlazar) de otros archivos el eje, cuña y engrane recto.



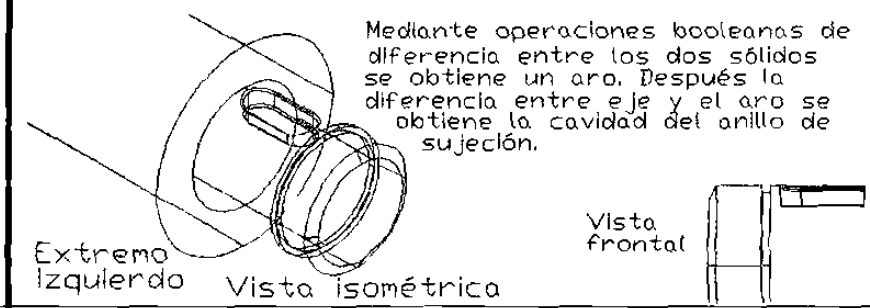
Conjunto ensamblado con una vista isométrica NW.

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS INSTRUCTOR: AUXILIAR:	NOMBRE: MATRICULA: BRIGADA: PRACTICA: ENSAMBLE DE CUÑA, ENGRANE Y EJE. NUMERO:	ESCALA: ACOTACIONES: PULGADAS FECHA: CALIFICACION:

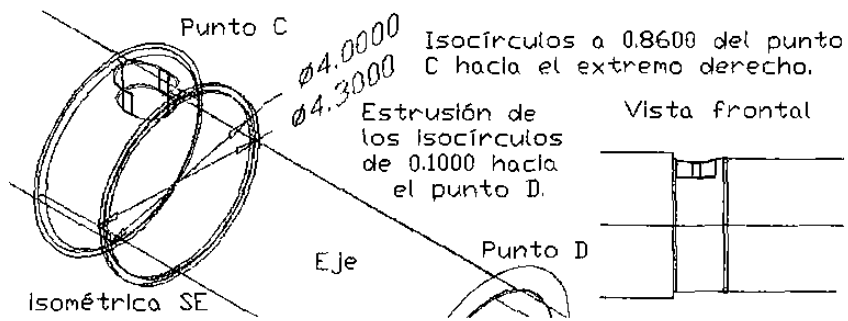
Comandos: Enlazar, Texto, Círculo, Acotar, Propiedades, Zoom, Mover, Diferencia, UCS, Vport, Ddview y Vpoint rotate.



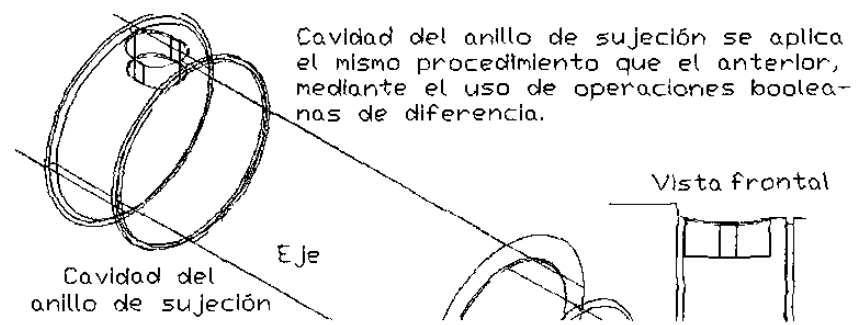
Mediante referencia externa (enlazar) el eje. Trazar los isocírculos y estrusionarlos.



Generación de la cavidad del anillo de sujeción, para el engrane que está en el punto A.



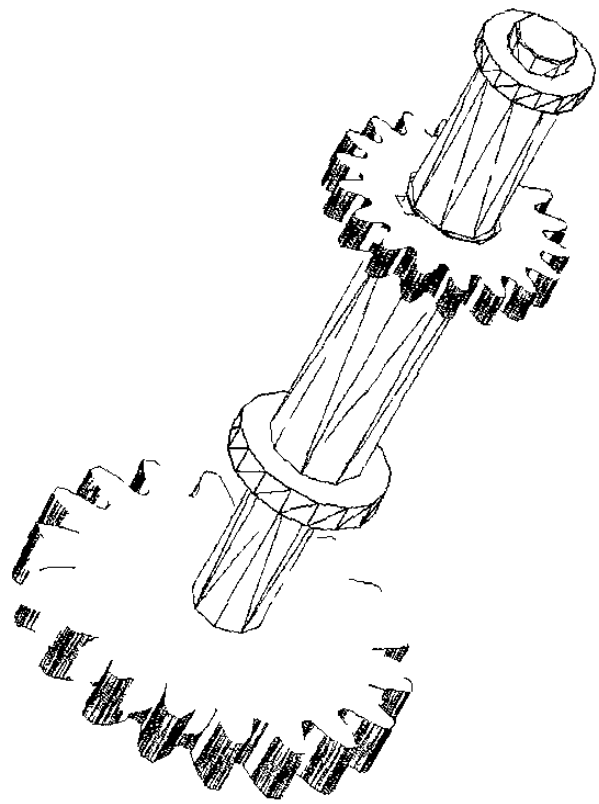
Mediante referencia externa (enlazar) el eje. Trazar los isocírculos y estrusionarlos.



Generación de la cavidad del anillo de sujeción, para el engrane que está en el punto C.

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON	NOMBRE:	ESCALA:
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA	MATRICULA:	ACOTACIONES: PULGADAS
LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS	BRIGADA:	FECHA:
INSTRUCTOR:	PRACTICA: GENERACION CAVIDAD ANILLO SUJECION.	CALIFICACION:
AUXILIAR:	NUMERO:	

Aplicación del Softwere para un eje con elementos



UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
INSTRUCTOR:
AUXILIAR:

NOMBRE:
MATRICULA:
BRIGADA:
PRACTICA: GENERACION UN EJE PARA TRANSMISION.
NUMERO:

ESCALA:
ACOTACIONES: PULGADAS
FECHA:
CALIFICACION:

CAPITULO 5

APLICACIONES DEL SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE IMPULSORES DE BANDA EN V.

Una banda es un elemento flexible capaz de transmitir potencia que asienta en forma ajustada sobre un conjunto de poleas o poleas acanaladas. La figura 5.1 muestra su disposición básica.

La banda se instala entre las dos poleas reduciendo la distancia central entre ellas, después se separan las dos poleas acanaladas generando en la banda una tensión inicial relativamente alta. Si transmite potencia, la fricción provoca que la banda se adhiera a la polea impulsora, generando, al mismo tiempo, un incremento de la tensión en un lado al cual se le llama el "lado tensionado del impulsor". Esta fuerza de tracción que se presenta en la banda genera una fuerza tangencial sobre la polea acanalada que es impulsada. El lado opuesto de la banda tiene un valor menor de tensión, el cual se le llama "lado flojo"

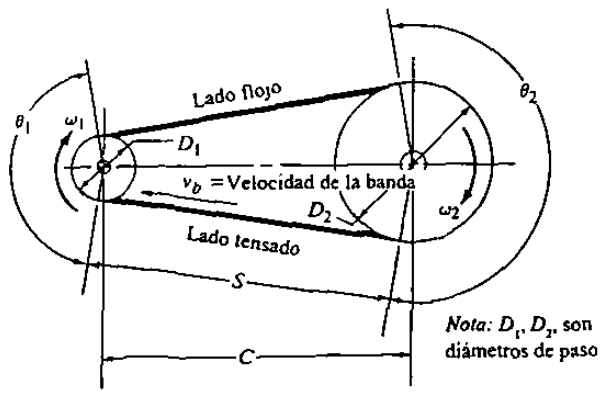


Fig. 5.1 Geometría básica de un impulsor de banda.

Las bandas en V son las que más se utilizan, sobre todo en impulsores industriales y aplicaciones en vehículos. En la figura 5.2 se muestran ejemplos de construcción de bandas en V.

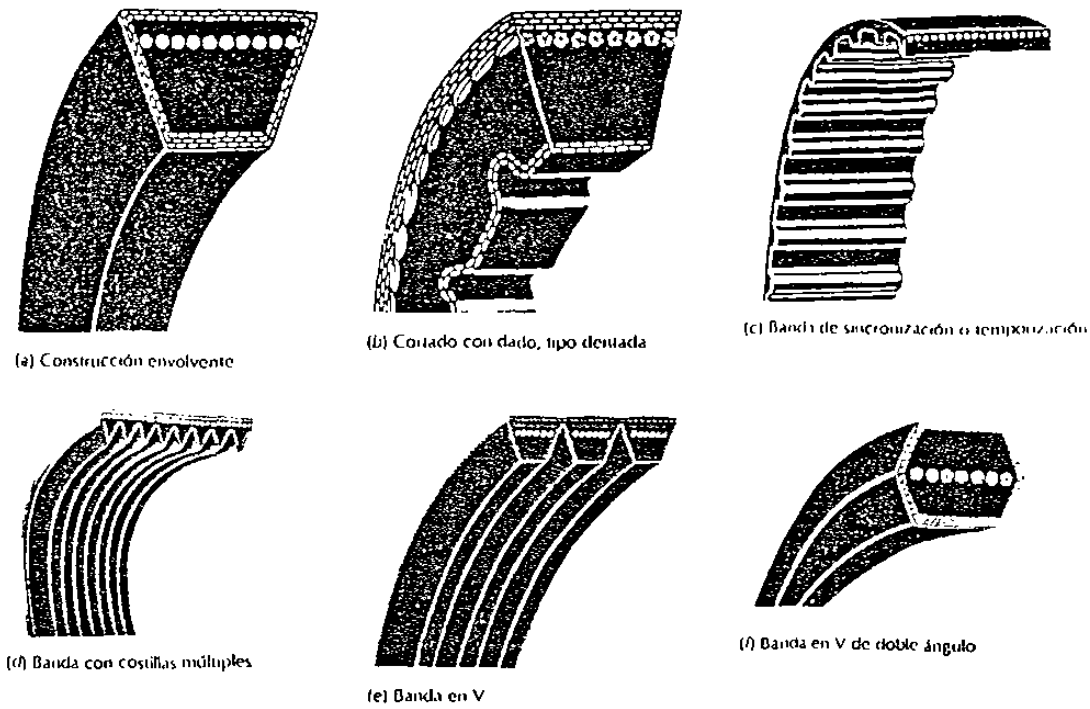


Fig. 5.2 Ejemplos de formas de bandas en V.

Generalmente todas las bandas tiene cuerdas de alta resistencia colocadas en el diámetro de paso de la sección transversal de la banda, esto aumenta la resistencia a esfuerzo de tracción de dicha banda. Las cuerdas que se fabrican de fibras naturales, hebras sintéticas y acero, con el fin, de proporcionar la flexibilidad que se requiere para permitir que la banda pase alrededor de la polea, se impregnan con un compuesto de hule duro.

Generalmente se agrega una cubierta exterior de tela para darle una durabilidad satisfactoria a la banda. En la figura 5.3 se muestra la sección transversal de una banda en V y una ranura de polea acanalada.

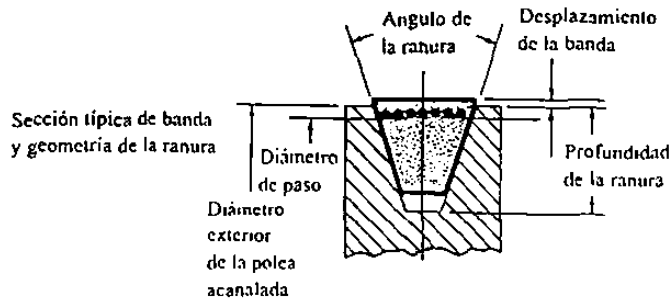


Fig. 5.3 Sección transversal de una banda en V y una ranura de polea acanalada.

5.1.-CARACTERÍSTICAS DE UN IMPULSOR DE BANDAS EN V.

Según la figura 5.1 se obtiene las siguientes observaciones:

1.- La polea, con una ranura circunferencial sobre la que se apoya la banda, se denomina polea acanalada.

2.- El tamaño de una polea acanalada se indica mediante su diámetro de paso, poco más pequeño que el diámetro exterior de la polea.

3.- La relación de velocidad entre la polea acanalada impulsora y la que es impulsada es inversamente proporcional a la relación entre los diámetros de paso de las poleas. Esto se debe a que no existe deslizamiento, bajo cargas normales.

Por lo tanto, la velocidad lineal de la línea de paso de ambas poleas acanaladas es la misma e igual a la velocidad de la banda, v_b. Por consiguiente:

$$v_b = \frac{D_1\omega_1}{2} = \frac{D_2\omega_2}{2}$$

La relación de velocidad angular es:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

4.- Las relaciones entre longitud de paso, L, distancia central, C, y los diámetros de las poleas son:

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16}$$

donde $B = 4\,L - 6.28\,(D_2 + D_1)$.

5.- El ángulo de contacto de la banda en cada polea acanalada es:

$$\theta_1 = 180° - 2\ \text{sen}^{-1}\,[(D_2 - D_1) / (2C)]$$

$$\theta_2 = 180° + 2\ \text{sen}^{-1}\,[(D_2 - D_1) / (2C)]$$

6.- La longitud del espacio libre entre las dos poleas acanaladas, a lo largo del cual la banda no tiene apoyo alguno, es:

$$S = \sqrt{C^2 - \left[\frac{D_2 - D_1}{2}\right]^2}$$

Esta separación entre poleas es necesaria, por dos razones: la primera, puede verificarse la tensión adecuada en la banda midiendo la cantidad de fuerza que se requiere para deflexionar la banda a la mitad del espacio libre en una cantidad especifica. La segunda, la tendencia de la banda a vibrar o chicotear.

7.- Los factores que contribuyen a que se genere tensión en la banda son:

a).- La fuerza de tracción en la banda, que alcanza su máxima magnitud en el lado tensionado de la banda.

b).- La flexión de la banda alrededor de las poleas acanaladas, alcanza su magnitud máxima conforme el lado tensionado de la banda se flexiona alrededor de la polea más pequeña.

c).- Fuerzas centrifugas que se generan a medida que la banda se desplaza alrededor de las poleas.

Existen diámetros mínimos de poleas acanaladas que se recomiendan para bandas estándar. Al utilizar poleas acanaladas más pequeñas se reduce en forma radical la vida útil de la banda.

8.- El valor de diseño de la relación de la tensión del lado tensionado con la tensión del lado flojo es de 5.0 para impulsores de banda en V. El valor real puede ser tan alto como 10.0.

5.2.- SECCIONES TRANSVERSALES DE BANDAS EN V ESTANDAR

En el mercado existen bandas en V que se fabrican de acuerdo con uno de los estándares que se muestran en las figuras de la 5.4 a la 5.7. La alineación entre los tamaños en pulgadas y los que se indican en unidades métricas indican que los tamaños apareados son en realidad, la misma sección transversal. El valor nominal del ángulo incluido entre los lados de una ranura en V varia entre 30° y 42°. El ángulo de la banda puede ser un poco diferente para obtener un ajuste tensionado en la ranura. Algunas ranuras se diseñan para que, en alguna medida "se muevan fuera" de la ranura.

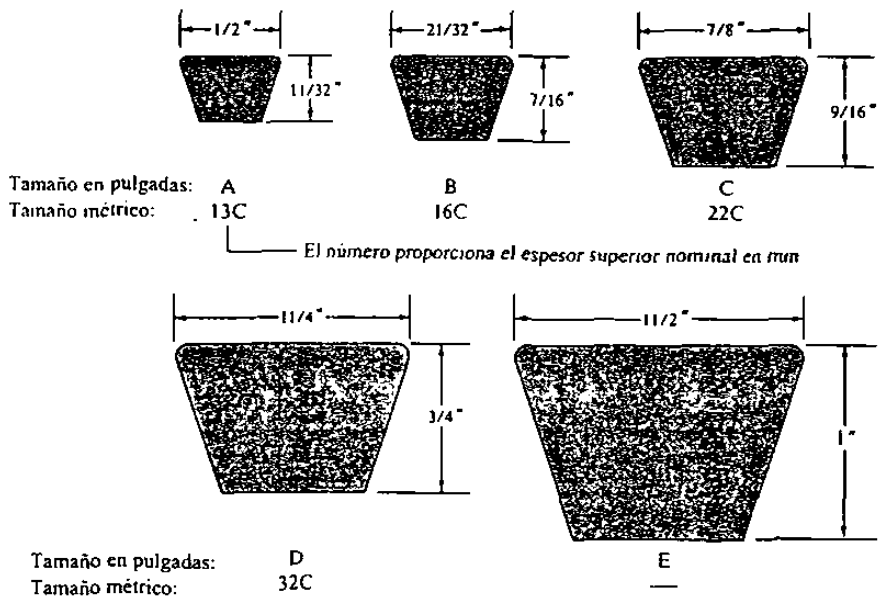


Fig. 5.4 Bandas en V industriales para trabajo pesado.

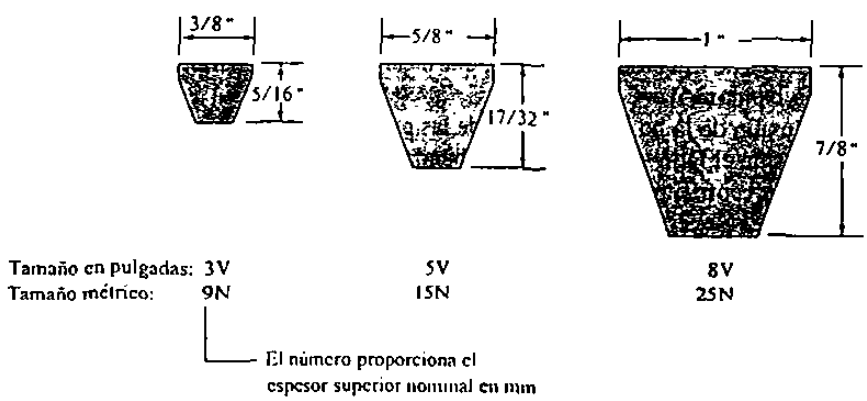


Fig. 5.5 Bandas en V industriales de sección estrecha

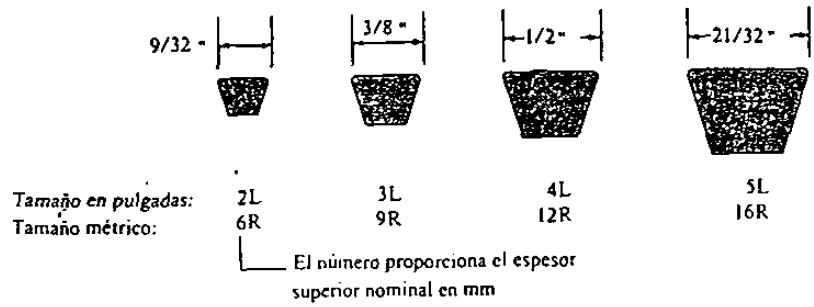


Fig. 5.6 Bandas en V para trabajo ligero a potencia fraccionaria (FHP).

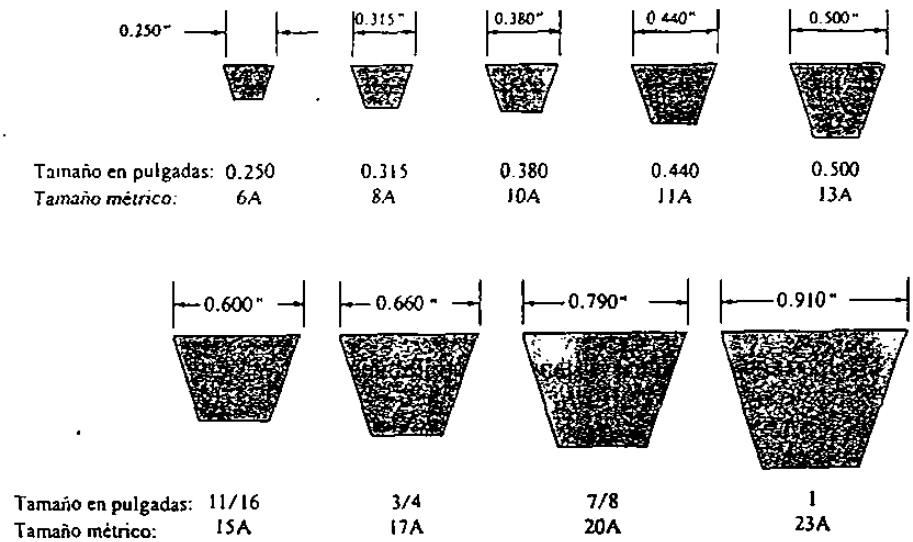


Fig. 5.7 Bandas en V automotrices.

La sociedad de ingenieros automotrices (SAE), contienen normas que proporcionan dimensiones y estándares de rendimiento para bandas automotrices, las cuales son: Estándar SAE J636 c: Bandas en V y poleas.

Estándar SAE J637 b: Bandas automotrices en V.

Estándar SAE J1278: Bandas y poleas síncrónicas SI.

Estándar SAE J1459: Bandas en V con costillas y poleas.

5.3.- PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DE IMPULSORES DE BANDA EN V.

Los datos fundamentales que se requieren para la selección de impulsores se proporciona a continuación:

1.- La potencia especificada del motor impulsor o de otra planta motriz importante.

2.- El factor de servicio con base en el tipo de impulsor y carga que es impulsada.

3.- La distancia central.

4.- La especificación de potencia para una banda como función del tamaño y de la velocidad de la polea acanalada más pequeña.

5.- La longitud de la banda.

6.- El tamaño de la polea impulsora y de la que es impulsada.

7.-El factor de corrección para longitud de la banda.

8.- El factor de corrección para el ángulo envolvente en la polea acanalada más pequeña.

A continuación se explican algunos parámetros que están ligados a muchas decisiones de diseño, esto depende del uso y restricciones de espacio.

a).- el ajuste relativo a la distancia central debe de darse en ambos sentidos a partir de un valor nominal. Esto tiene que ver con la instalación de la banda. Los catálogos de los fabricantes proporcionan la información pertinente sobre esto. Un método conveniente para obtener el ajuste consiste en utilizar una unidad de compensación.

b).- si se requiere centros fijos, será necesario utilizar poleas tensoras o muertas. Estas poleas tensoras deben colocarse en la parte interna de la banda, cerca de la polea grande, para un mejor funcionamiento.

c).- la distancia central, C, debe de estar entre un rango nominal de acuerdo con lo siguiente:

$$D_2 < C < 3\,(D_2 + D_1)$$

d).- el ángulo de la envolvente en la polea más pequeña debe de ser mayor que 120°.

e).- generalmente en el mercado están disponibles poleas acanaladas de hierro fundido, las cuales deben de limitarse a una velocidad de banda de 6,500 pies/minuto.

f).- si la velocidad es menor que 1,000 pies/minuto. Considere un tipo alternativo de impulsor.

g).- evite temperaturas altas alrededor de las bandas.

h).- asegúrese de que los ejes que soportan poleas acanaladas que se enlazan sean paralelos y que las poleas acanaladas estén alineadas de manera que las bandas se inserten con suavidad en las ranuras.

i).- en instalaciones en que se utilizan bandas múltiples es necesario que las bandas sea idéntica, es decir: que coincidan los números de la banda.

j).- las bandas deben instalarse con la tensión inicial que recomienda el fabricante. Debe de verificarse la tensión una vez que haya transcurrido las primeras horas de operación debido a que se presentan asentamientos y contracción inicial.

5.4.- DATOS DE DISEÑO.

La figura 5.8 se utiliza para elegir el tamaño básico para la sección transversal de la banda, que puede ser: 3V, 5V y 8V. En el eje horizontal esta la potencia de diseño, la cual se encuentra por la potencia especificada de la planta motriz principal multiplicada por el factor de servicio de la tabla 5.1. Las figuras 5.9, 5.10 y 5.11 se muestra la especificación de la potencia por banda de las tres secciones transversales como una función de diámetro de paso de la polea acanalada más pequeña y de su velocidad de giro.

La curva sólida de las gráficas de las figuras 5.9, 5.10 y 5.11 es para una relación de velocidad de 1.00. La figura 5.12 se usa para encontrar la potencia agregada a la potencia especificada cuando la relación de velocidad es mayor a 1.00 y hasta 3.38.

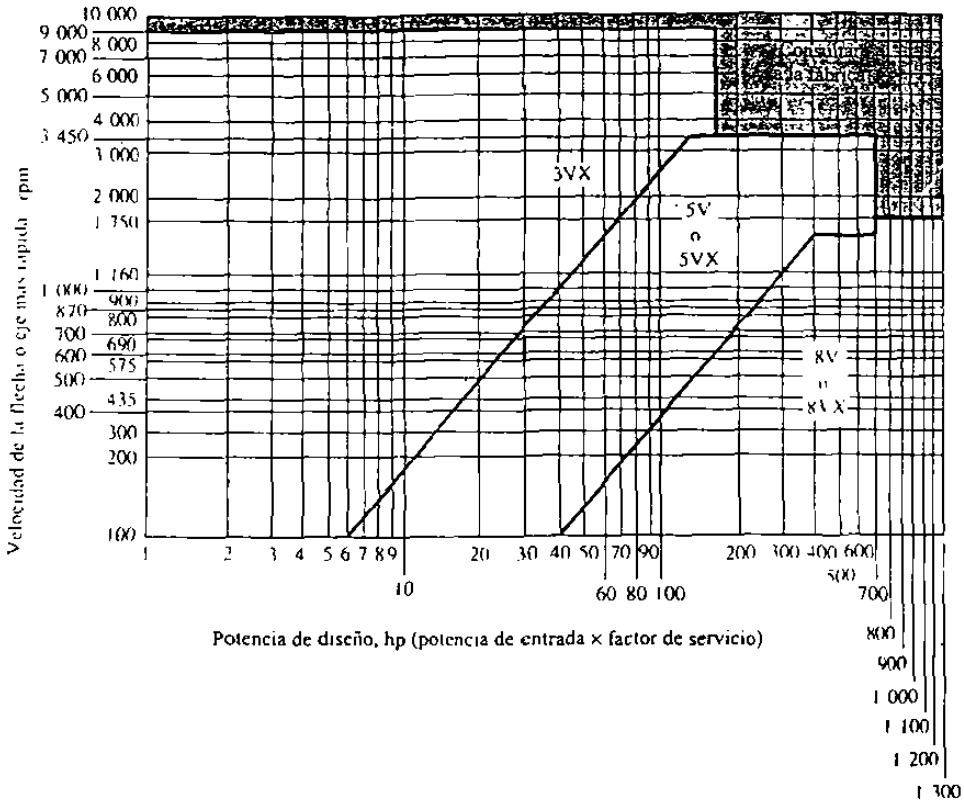


Fig. 5.8 Gráfica de selección para bandas en V industriales de sección estrecha.

La figura 5.13 proporciona el valor de un factor de corrección C_θ, como una función del ángulo de la envolvente de la banda en la polea acanalada más pequeña.

La figura 5.14 proporciona el valor del factor de corrección, C_L, para longitud de la banda. Debe de seleccionarse una banda más larga, con el fin, de reducir la frecuencia con que una parte especifica de la banda encuentra pico de tensión conforme entra la polea acanalada más pequeña.

En la tabla 5-2 se dispone de ciertas longitudes estándar de banda.

	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: torque normal[a] *Motores de CD: bobinado en derivación* *Motores: de cilindro múltiple*			*Motores de CA: torque alto[a]* *Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto* *Motores: de 4 o menos cilindros*		
Tipo de máquina que es impulsada	*<6 h por día*	*6–15 h por día*	*>15 h por día*	*<6 h por día*	*6–15 h por día*	*>15 h por día*
Agitadores, ventiladores, ventiladores con tolva, bombas centrífugas, transportadores, ligeras	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, herramientas para máquinas, mezcladores, transportadores, grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de baldes o recipientes, máquinas textiles, molinos de martillo, transportadores, pesadas	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bola, malacates, extruidoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Cualquier máquina que pueda ahogarse	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

[a]Sincrónicos, de fase dividida, de tres fases con torque (par) de arranque o torque (par) al paro menor que 250% del torque con carga total.

[b]De fase única, trifásico con torque (par) de arranque o torque (par) al paro mayor que 250% del torque con carga total.

Tabla 5.1 Factores de servicio para bandas en V.

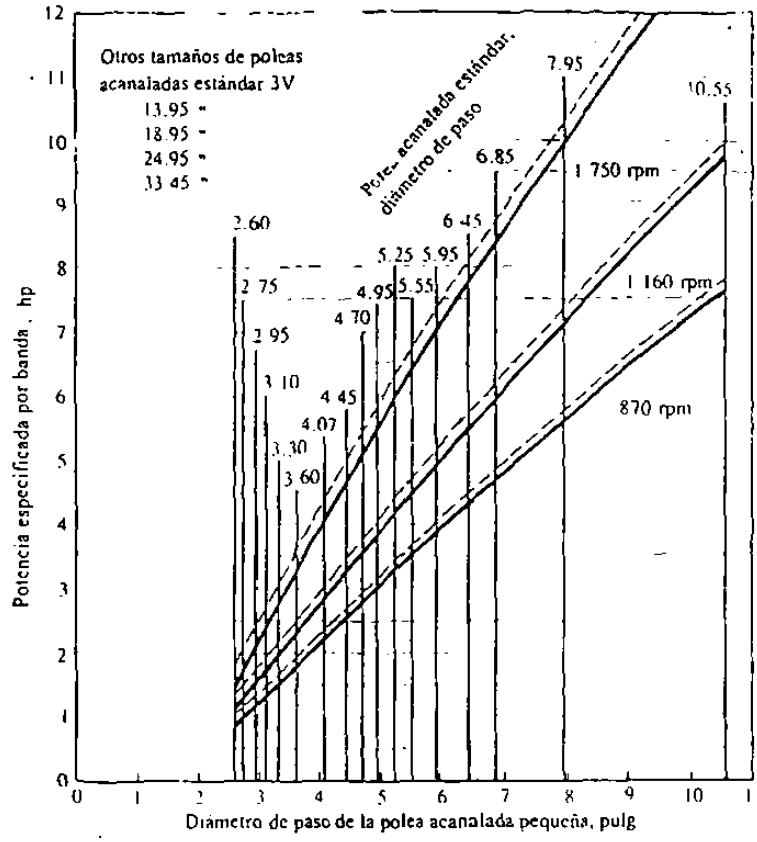


Fig.5.9 Especificación de potencia: Bandas 3V.

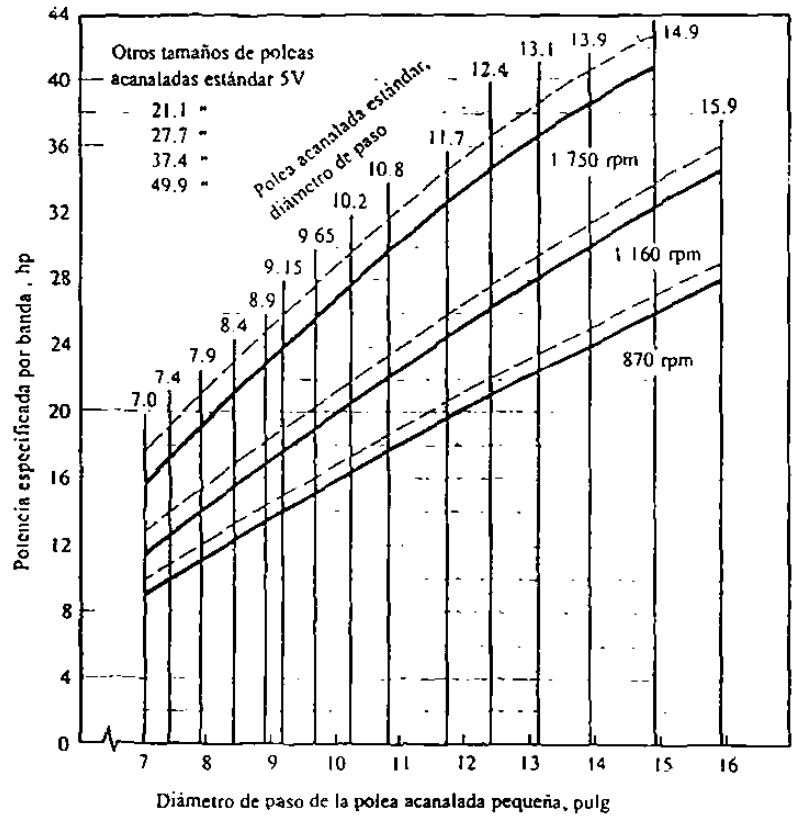


Fig. 5.10 Especificación de potencia: Bandas 5V.

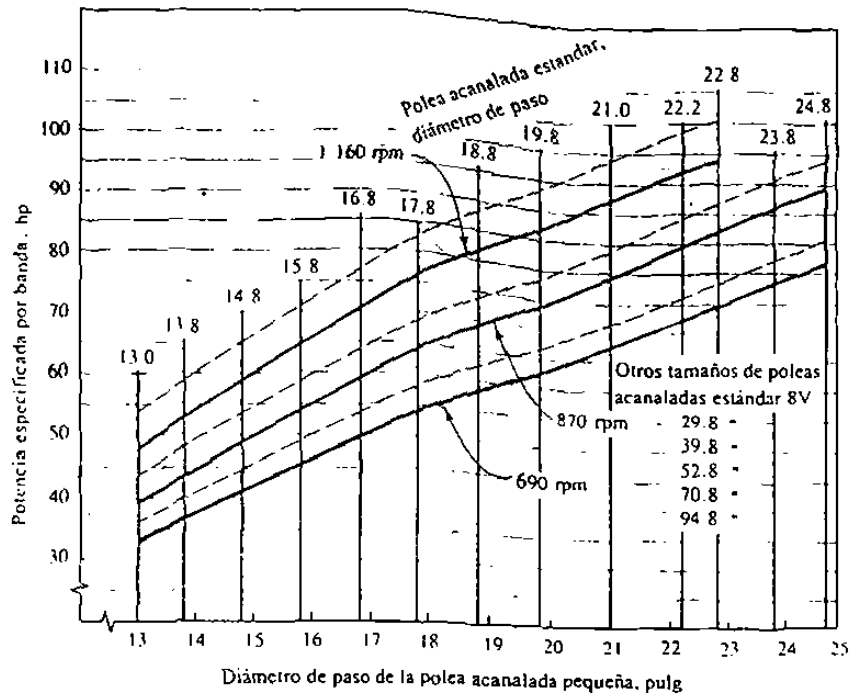


Fig. 5.11 Especificación de potencia: Bandas 8V.

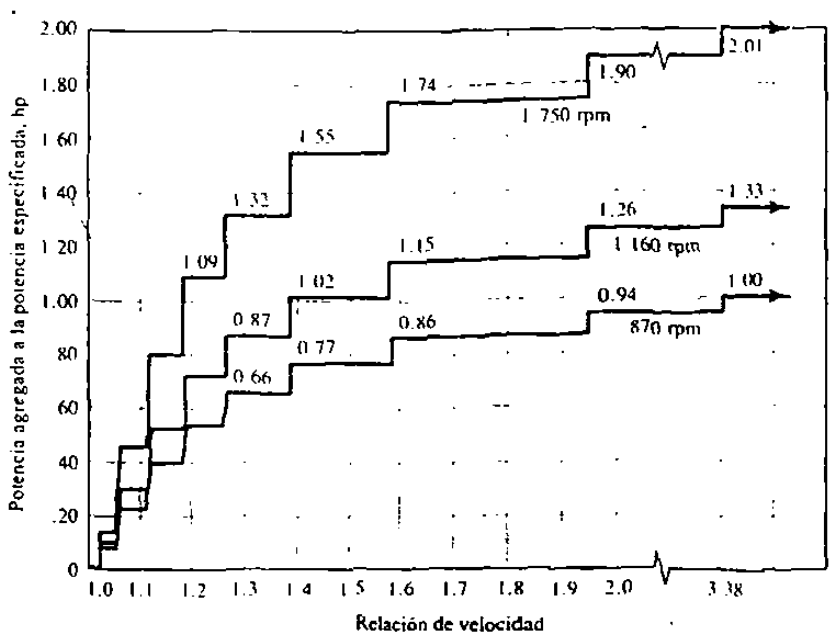


Fig. 5.12 Potencia agregada contra relación de velocidades: Bandas 5V.

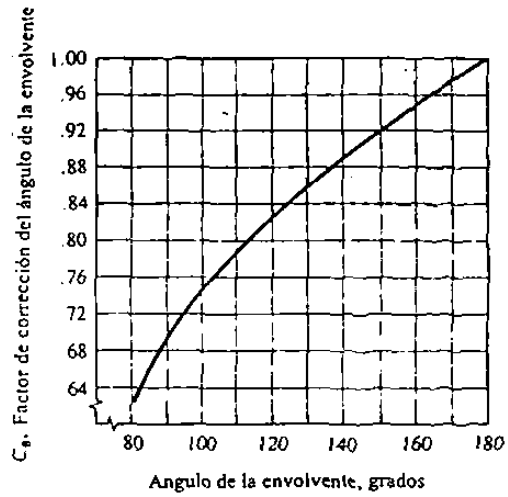


Fig. 5.13 Factor de corrección del ángulo de la envolvente, C_θ.

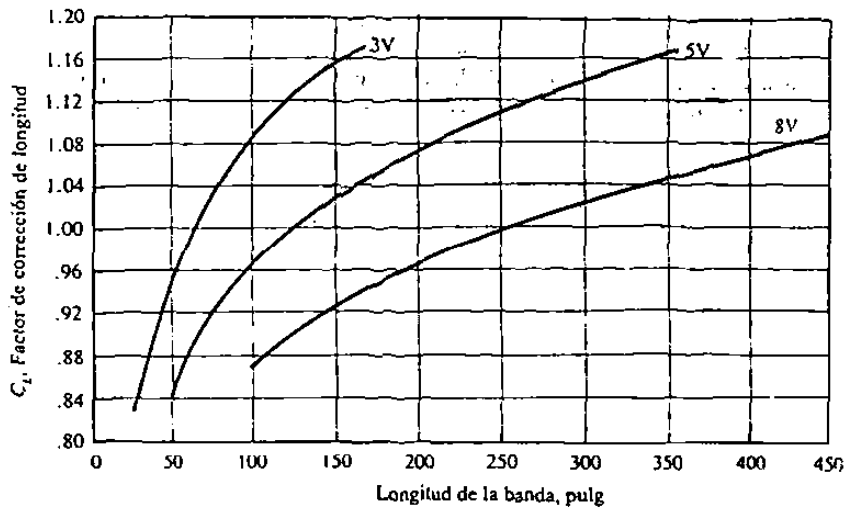


Fig. 5.14 Factor de corrección de longitud de la banda, C_L.

Sólo 3V	*3V y 5V*	*3V, 5V y 8V*	*5V y 8V*	*Sólo 8V*
25	50	100	150	375
26.5	53	106	160	400
28	56	112	170	425
30	60	118	180	450
31.5	63	125	190	475
33.5	67	132	200	500
35.5	71	140	212	
37.5	75		224	
40	80		236	
42.5	85		250	
45	90		265	
47.5	95		280	
			300	
165			315	
			335	
			355	

Tabla 5.2 Longitudes de banda estándar para bandas 3V, 5V y 8V (pulg.).

6.4.- PROBLEMA ILUSTRATIVO.

Se va a diseñar un impulsor de banda en V que tiene una polea acanalada de entrada en la flecha de un motor de 6 cilindros con una potencia de entrada de 40 hp a una velocidad de entrada de 1,500 rpm con una carga total. La máquina impulsada es un transportador, pesado. El servicio que va a dar son 16 horas diarias a 550 rpm aproximadamente.

Solución :

1.- Calcular la potencia de diseño utilizando la tabla 5-1, para un motor de 6 cilindros que funciona 16 horas al día impulsando un transportador, el factor de servicio para estas condiciones es 1.4. Así la potencia de diseño es: (1.4)(40 hp) = 56 hp.

2.- Seleccionar la sección de la banda. Utilizando la figura 5.8, se sugiere utilizar una banda 5V para 56.0 hp a una velocidad de entrada de 1,500 rpm.

3.- Calcular la relación nominal de velocidad:

$$Relación\ de\ velocidad = \frac{1500}{550} = 2.72$$

4.- Calcular el tamaño de la polea acanalada impulsora que generara una velocidad de banda de 4000 pies/minuto, como parámetro para seleccionar una polea acanalada estándar. Si la velocidad de banda = $\frac{\pi \quad D_1 \quad n_1}{12} = v_b$ (pies/minuto). Así el diámetro de la polea (D_1), que se requiere es:

$$D_1 = \frac{12 v_b}{\pi n_1} = \frac{12(4000)}{\pi(1500)} = 10.186''$$

5.- Seleccionar tamaños para realizar pruebas para la polea acanalada de entrada, calcular el tamaño que se desea y tenga la polea acanalada de salida. Seleccione un tamaño estándar para la polea acanalada de salida y calcule la relación real al igual que la velocidad de salida.

Las pruebas se indican en la siguiente tabla, los diámetros se indican en pulgadas:

Número de prueba	D_1	$2.72D_1$	D_2	Velocidad de salida real (rpm)
1	9.65	26.24	27.7	522.56
2	9.15	24.88	27.7	495.48
3	8.9	24.20	27.7	481.94
4	8.4	22.84	21.1	597.15
5	7.9	21.48	21.1	561.61
6	7.4	20.12	21.1	526.06
7	7.0	19.04	21.1	497.63

$$n_2 = \frac{D_1 n_1}{D_2} \qquad n_1 = 1500 rpm$$

La prueba numero 5 (cinco) presenta 2.1% de variación respecto a la velocidad de salida, 550 rpm, que se desea. Por esta razón es la selección de dicha polea.

6.- Determine la potencia especificada a partir de la figura 5.10. Para una polea de 7.9" a 1,500 rpm, la potencia básica que se especifica es 17.6 hp se requieren bandas múltiples. La relación es alta, lo cual indica que puede utilizarse una especificación de cierta potencia agregada. Esto se hace a partir de la figura 5.12, con la relación de velocidad de 2.72 y la velocidad de 1,500 rpm. La potencia que se agrega es 1.65 hp. Por tanto, la potencia real que se especifica es 17.6 + 1.65 = 19.25 hp.

7.- Especifique una distancia central, C, para realizar pruebas.

La siguiente ecuación puede utilizarse para calcular un rango nominal aceptable para C:

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1)$$

$$21.1 < C < 3(21.1 + 7.9)$$

$$21.1 < C < 87$$

con la intención de conservar espacio se hará la prueba con C= 24"

8.- Con la ecuación siguiente calcule la longitud de banda que necesita:

$$L= 2C + 1.57\,(D_2 + D_1) + (D_2 - D_1)^2 / (4C)$$

$$L= 2\,(24.0) + 1.57\,(21.1 + 7.9) + (21.1 - 7.9)^2 / (4 * 24.0)$$

$$\underline{L = 95.345"}$$

9.- De la tabla 5.2 seleccione una longitud de banda estándar y calcule la distancia central real resultante a partir de la siguiente ecuación:

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16}$$

de la tabla 5.2, la longitud de banda estándar que más se aproxima es 95" con esta longitud de banda estándar se calcula la distancia central real, C:

$$B = 4L - 6.28\,(D_2 + D_1) = 4\,(95.0) - 6.28\,(21.1+7.9)$$

$$\underline{B \approx 197.88"}$$

por lo tanto, se tiene:

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16}$$

$$C = \frac{197.88 + \sqrt{(197.88)^2 - 32(21.1 - 7.9)^2}}{16}$$

$$\underline{C = 23.82"}$$

10.- Calcule el ángulo de la envolvente de la banda en la polea acanalada más pequeña a partir de la ecuación siguiente:

$$\theta_1 = 180° - 2\,\text{sen}^{-1}\,[(D_2 - D_1)/(2C)]$$

$$\theta_1 = 180° - 2\,\text{sen}^{-1}\,[\,(21.1 - 7.9)\,/\,(2 * 23.82)\,]$$

$$\theta_1 = \underline{147.82°}$$

11.- Calcule los factores de corrección a partir de las figuras 5.13 y 5.14. Para: θ_1=147.82° se encuentran en la figura 5.13, $\underline{C_\theta = 0.91}$. Para: L= 95.0" se encuentra en la figura 5.14, $\underline{C_L = 0.952}$.

12.- Calcule la potencia especificada corregida por banda y el número de bandas que se necesitan para transmitir la potencia de diseño.

Potencia corregida = $C_\theta\, C_L\, P$ = (0.91) (0.952) (19.25) hp.

Potencia corregida = 16.67 hp.

Numero de bandas = (56 hp) / 16.67 hp = 3.36 bandas.

Nota: debe de utilizarse **4 (cuatro) bandas**.

RESUMEN DE DISEÑO:

Entrada: Motor de 6 cilindros: 40 hp a 1,500 rpm.

Factor de Servicio: 1.4

Potencia de diseño: 56 hp.

Banda: Sección transversal 5V, longitud 95", 4 bandas.

Poleas Acanaladas:

Impulsora: 7.9" de diámetro de paso, 4 ranuras, 5V

Impulsada: 21.1" de diámetro de paso, 4 ranuras, 5V.

Velocidad de salida real: 561.61 rpm.

Distancia central: 23.82"

La figura mostrada en la pagina 5.19, representa la geometría básica del impulsor de banda en V del problema anterior, utilizando el software Autocad r13. Los comandos que se utilizaron para hacer esta aplicación son:

DDUNITS.- opción de seleccionar las unidades según el sistema deseado.

LIMITS.- colocar las límites de acuerdo al área deseada o de impresión.

DDLMODES.- generar las capas (leyers) a utilizar. Dar un tipo de línea y color a cada capa.

GRIND.- hace una malla en el área seleccionada de acuerdo a los límites.

SNAP.- saltos del cursor de acuerdo a la malla o viceversa.

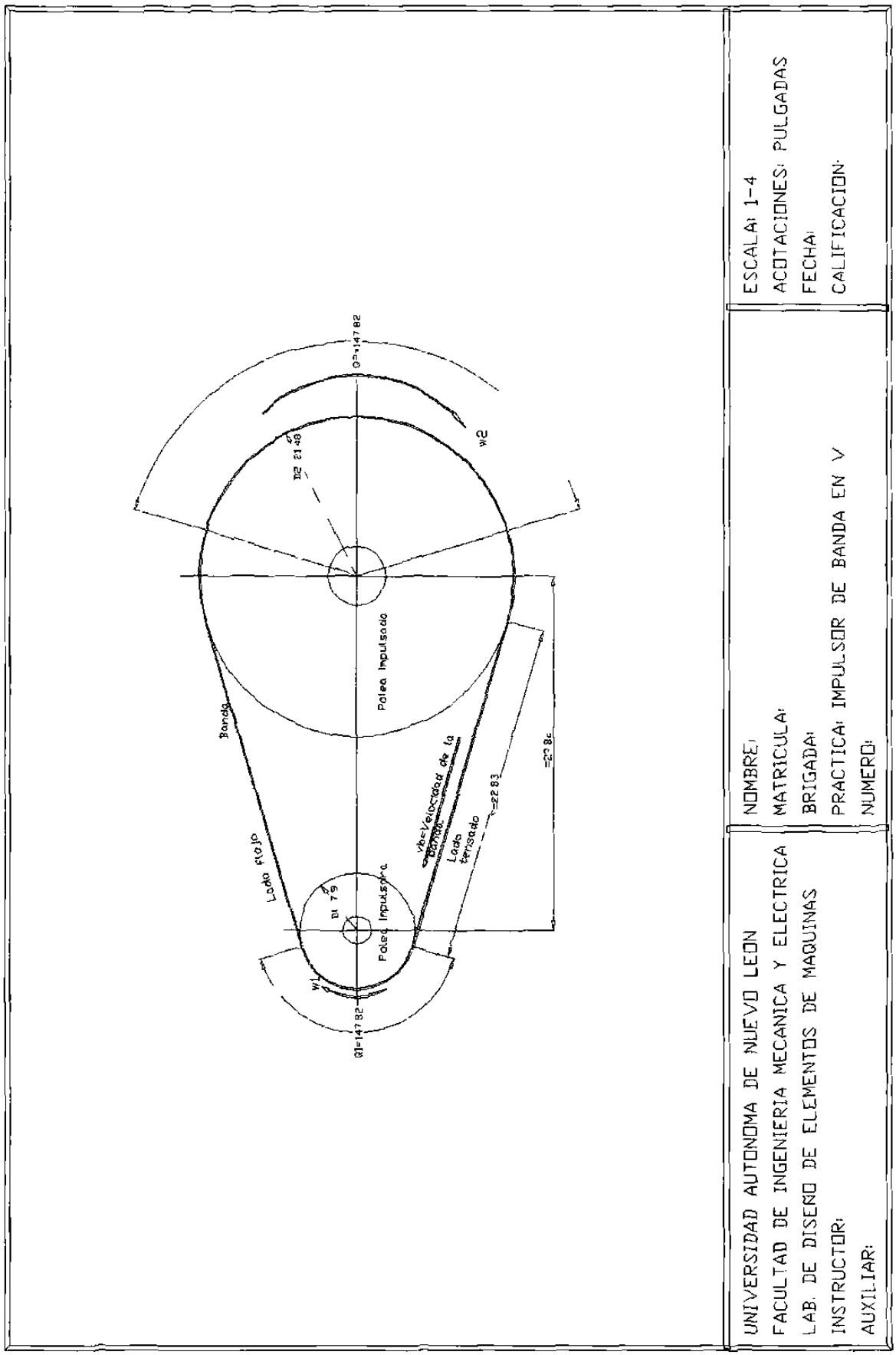
LINE.- traza líneas de centros o de referencia.

CIRCLE RADIUS.- realiza un círculo mediante el radio dado.

ZOOM.- permite seleccionar el área de dibujo que va a ser visualizada, de manera que ocupe toda la pantalla.

SCP (Sistema de Coordenadas Personal actual).- es el icono que lo forman dos pequeñas flechas que marcan las direcciones positivas de los ejes X y Y.

ACOTAR.- acotamiento de todas las longitudes, círculos y arcos de la aplicación.


Polea Impulsada
Polea Impulsora
Banda
Lado flojo
Lado tensado
W2
W1
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
INSTRUCTOR:
AUXILIAR:
NOMBRE:
MATRICULA:
BRIGADA:
PRACTICA: IMPULSOR DE BANDA EN V
NUMERO:
ESCALA: 1-4
ACOTACIONES: PULGADAS
FECHA:
CALIFICACION:

CAPITULO 6

APLICACIONES DEL SOFTWARE A ENGRANES RECTO.

Los engranes de talla recta son ruedas cilíndricas dentadas que se utilizan para transmitir potencia y movimiento angular entre ejes paralelos. A estos engranes se conocen como cilíndricos o rectos. Los dientes de un engrane impulsor (el más pequeño de los engranes, generalmente es el elemento motriz) se insertan, enlazándose con precisión, en los espacios entre los dientes del engrane que es impulsado. Los dientes impulsores empujan a los dientes que son impulsados, ejerciendo una fuerza perpendicular al radio del eje. Por esta razón se transmite un torque y, debido a que el engrane está girando, también se transmite potencia.

Los engranes rectos sus dientes son rectos y paralelos al eje de la flecha que soporta al engrane. La figura 6.1 muestra fotografias de formas de engranes rectos disponibles en el mercado, los engranes con un diseño: de rayos, con maza sólida, de cremallera y de llanta (engrane de dientes internos), dibujos de las secciones transversales de tres estilos de discos para engranajes, y la forma de la seccion transversal de los propios dientes, que se denomina diente envolvente (proviene del hecho de que los lados de los dientes son parte de una curva envolvente).

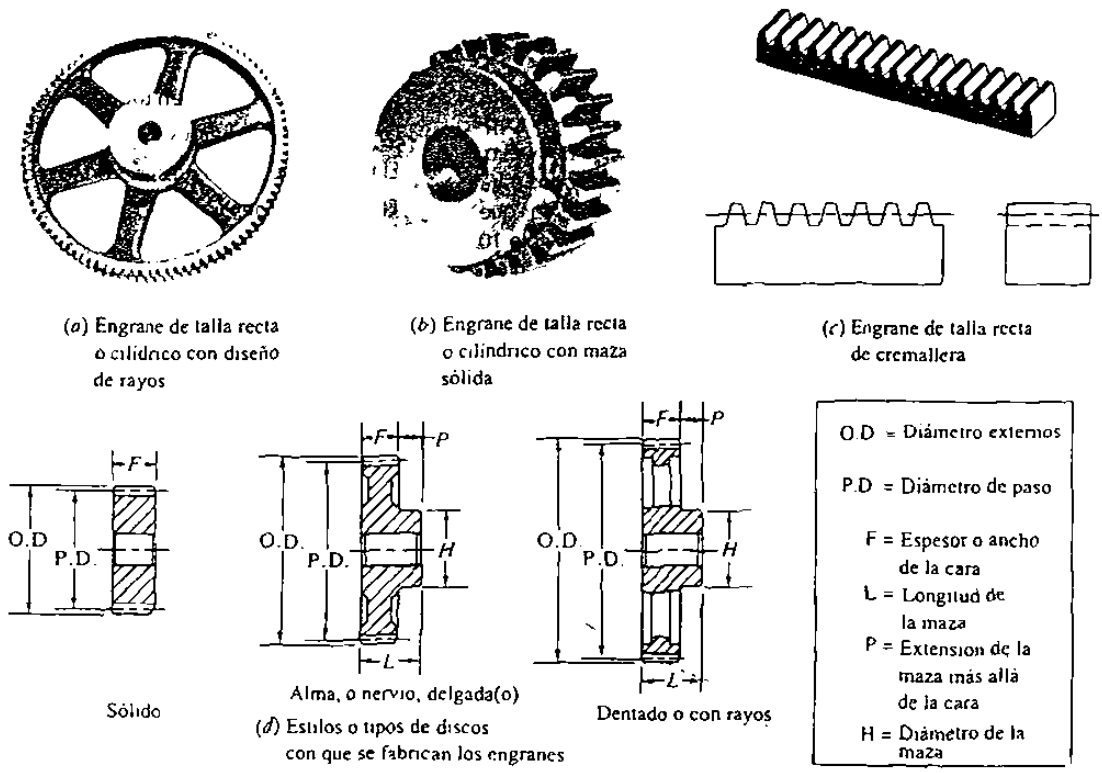


Fig. 6.1 Engranes de talla recta o cilíndrica.

6.1 GEOMETRÍA DE ENGRANES: FORMA DE DIENTES ENVOLVENTE.

La curva más empleada comúnmente en los perfiles (formas) del diente de los engranajes rectos es la envolvente a profundidad máxima, también conocido como el sistema de involuta.

La envolvente es un tipo de curva geométrica que pertenece al grupo de las que se denominan curvas conjugadas. Cuando dos de estos engranes se enlazan y giran se

establece una relación de velocidad angular constante entre ellos: desde el momento en que entran en contacto entre sí hasta aquel en que se separan, la velocidad del engranaje impulsor se encuentra en proporción constante respecto a la velocidad del engrane que es impulsado. La acción resultante del enlace de los dos engranes es muy suave. Si no fuera así, habría incremento y disminución de velocidad a lo largo de su acción conjunta y la aceleración resultante generaría vibración, ruido y oscilaciones de torsión peligrosas en el sistema.

La curva envolvente se define mediante cualquiera de las siguientes opciones:

a) Curva generada por un punto de una regla o cinta a medida que la regla o cinta se enrolla sobre un cilindro.
b) Curva generada por un punto de un resorte tirante conforme el resorte se desenrolla de su cilindro.

Tomando un cilindro y enredando una cuerda alrededor de su circunferencia. Ate un lápiz al extremo de la cuerda. Luego dibuje con el lápiz apretándolo contra el cilindro y mantenga la cuerda apretada. Retire el lápiz del cilindro en tanto mantiene la cuerda apretada. La curva que se traza es una envolvente. La figura 6.2 es un boceto de este proceso.

El círculo a partir del cual se desarrolla la envolvente (involuta) se denomina circulo de base.

En la figura 6.3 se ilustra un método para construir una curva envolvente. Iniciando en el punto O sobre el círculo de base, divídase al propio círculo en un numero conveniente de arcos iguales de longitudes 0-1, 2-3, y, asi sucesivamente. Cuando las divisiones del círculo de base no son muy largas, se puede tomar la cuerda como la longitud de arco. Dibújese una tangente al círculo de base por el punto O y divídase la parte de esta recta a la izquierda de O, en partes iguales de las mismas longitudes de los aros. A continuación, se dibujan tangentes al círculo por los puntos 1, 2, 3 y así sucesivamente hasta que se intersecten las rectas tangentes trazadas por 1, 2, 3, etc. La intersección de los arcos y las tangentes son puntos de la curva envolvente requerida, representados por 1", 2", 3" y, así sucesivamente.

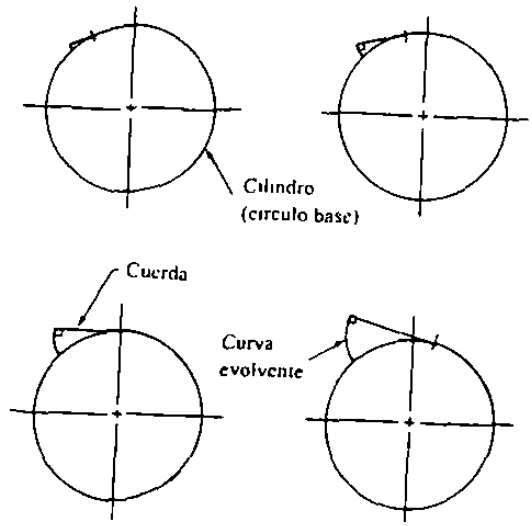


Fig.6.2 Generación gráfica de una curva envolvente.

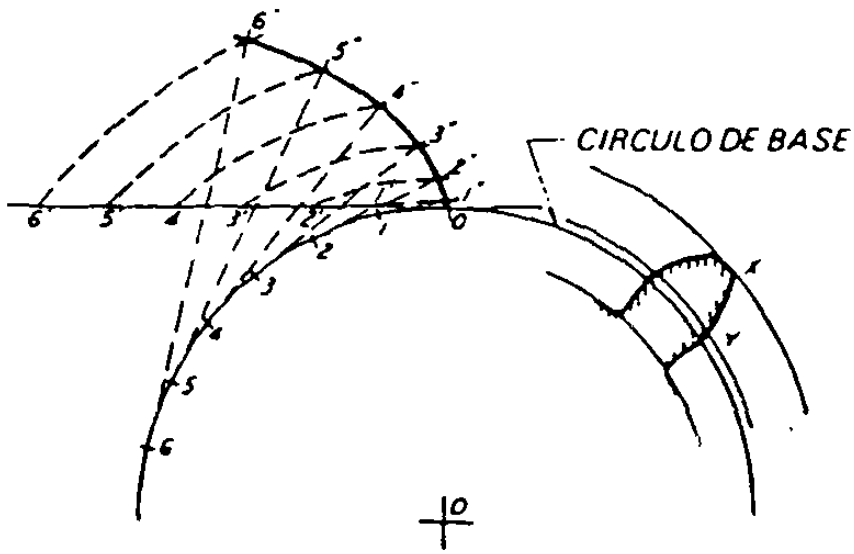


Fig. 6.3 Método para construir una curva envolvente.

En la figura 6.4 se muestra dos envolventes que coinciden, esto es lo que sucede cuando los dientes de los engranes están entrelazados. Observe que en cualquier punto de la curva, la cuerda representa una línea tangente al círculo base y al mismo tiempo, perpendicular a la envolvente. Al dibujar otro círculo base a lo largo de la misma línea central en tal posición que la envolvente que resulta es tangente a la primera se demuestra que en el punto de contacto las dos líneas tangentes a los círculos base.

Esto es un enunciado de la ley de los engranes, de acuerdo con el movimiento, que si superficies de dos cuerpos que giran en el punto en que entran en contacto, siempre cruzan la línea central entre los dos cuerpos en el mismo lugar, la relación de velocidad angular de los cuerpos será constante. Como se explico antes, los dientes de engranes que se fabrican en forma envolvente obedecen a esta ley.

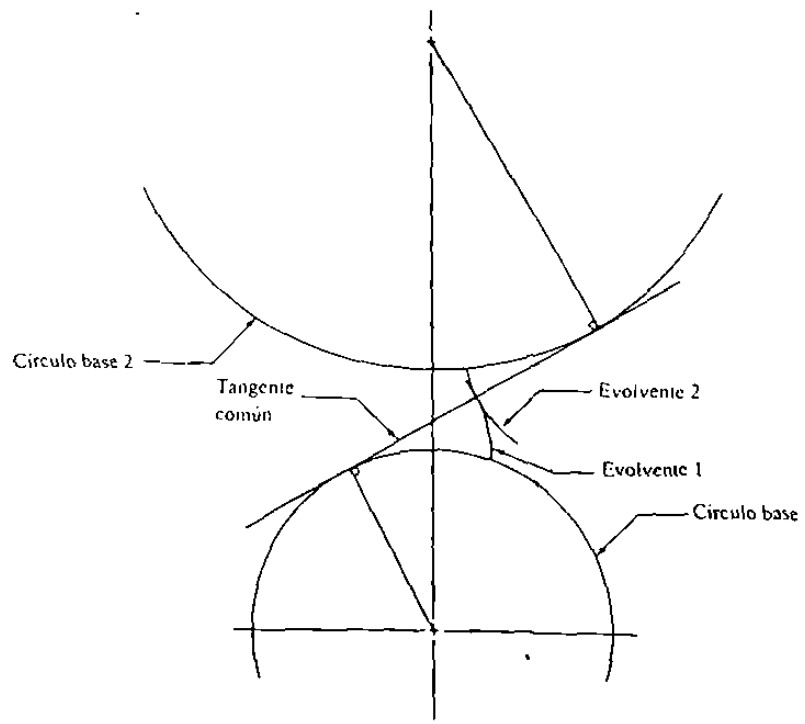


Fig. 6.4 Envolventes que coinciden.

6.2 NOMENCLATURA DE ENGRANES RECTOS Y CARACTERÍSTICAS DE LOS DIENTES.

Los términos (terminología) y símbolos que se utilizan van de acuerdo a las normas y estándares de la American Gear Manufacturers Association (AGMA). La figura 6.5 se muestra la nomenclatura de engranes rectos.

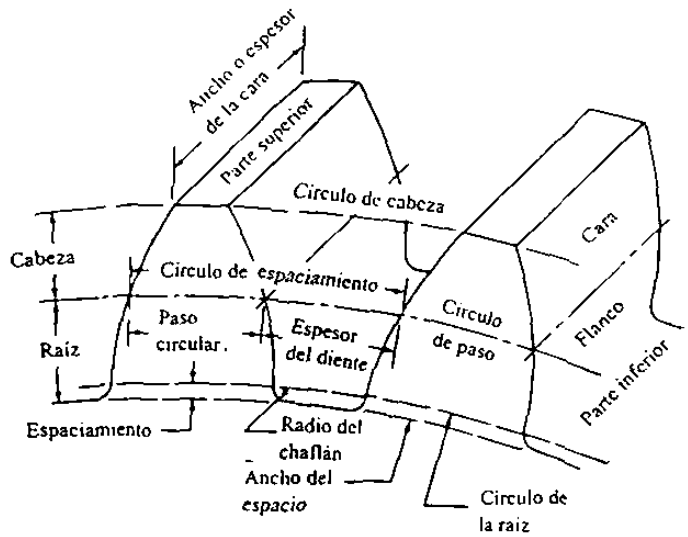


Fig. 6.5 Nomenclatura de engranes rectos.

6.3 TERMINOLOGÍA DE LOS ENGRANES.

1.- El círculo de adendum o círculo exterior se dibuja con centro en el centro del engrane y marca el límite exterior de los dientes.

2.- El círculo de dedendum o círculo de raíz se dibuja con centro en el centro del engrane y marca el límite en el fondo de los dientes.

3.- El círculo de paso es una sección transversal del cilindro equivalente el cual puede considerase reemplazado por el engrane dentado.

4.- El diámetro de paso es el diámetro del círculo de paso.

5.- El ademdum es la distancia radial entre el círclulo de paso y el extremo exterior del diente.

6.- El dedendum es la distancia radial del círculo de paso al fondo del diente.

7.- El claro es la diferencia entre el dedendum de un diente y el adendum del diente con el que embona.

8.- La cara de un diente es la porción de la superficie de esté que se encuntra hacia afuera del círculo de paso.

9.- El flanco de un diente es la porción de la superficie del diente que se encuentra hacia adentro del círculo de paso.

10.- El espesor de un diente se mide sobre el arco del círculo de paso. Es la longitud de un arco y no la longitud de una recta.

11.- El espacio del diente es el espacio entre diente medido sobre el círculo de paso.

12.- El juego es la diferencia entre el espesor del diente de un engrane y el espacio del diente del engrane con el que embona, medido sobre el círculo de paso.

13.- El paso circular de un engrane es la distancia entre un punto de un diente y el punto correspondiente del diente adyacente, medido sobre el arco del círculo de paso, los pasos circulares de dos engranes embragados son iguales.

14.- El paso diametral es el número de dientes por pulgada de diámetro de paso. Se obtiene dividiendo el número de dientes entre el diámetro de paso.

15.- La cara de un engrane es el ancho de su rueda, medido paralelo al eje. No debe confundirse con la cara de su diente, porque las dos son diferentes por completo.

16.- El punto de paso esta sobre la línea que une los centros de dos engranes, donde los círculos de paso se tocan.

17.- La tangente común es la recta tangente a los círculos de paso en el punto de paso.

18.- El ángulo de presión es el ángulo entre la línea de acción y la tangente común.

19.- La línea de acción es una recta dibujada a través del punto de paso formando ángulo (igual al ángulo de presión) con la tangente común.

20. El círculo de base se usa en engranajes de involución para generar las involutas que forman los contornos de los dientes. Se dibuja desde el centro de cada par de engranes embonados, tangente a la línea de acción.

21. Cuando dos engranes se embragan el uno con el otro, al mayor se le llama **engrane** y al más pequeño, **piñón**.

Debe notarse que el ***paso círcular*** es una dimensión líneal expresada en unidades de longitud, pero se calcula mediante una relación. Debe haber un número entero de dientes en la circunferencia de un engrane. Así que es necesario que la circunferencia del círculo de paso, dividida entre el paso círcular, sea un número entero.

El paso círcular P', en pulgadas, D el diámetro de paso y T el número de dientes. Entonces:

$TP' = \pi D$, $\quad T = (\pi D)/P'$, $\quad P' = (\pi D)/T \quad y \quad D = TP'/\pi$

Para el paso diametral, P.

$T = PD$, $\quad D = T/P' \quad y \quad P = T/D$

El sistema Brown and Sharpe de involuta de 14 ½° se ha adoptado como norma en Estados Unidos; se conoce como **sistema compuesto de 14 ½°.** En este sistema las proporciones de los dientes se dan en términos del paso diametral P y del paso círcular P'.

- Angulo de presión = 14 ½°
- Adendum (pulgadas) = 1/(paso diametral) = $1/P$
- Dedendum (pulgadas) = adendum más claro = $(1/P) + 0.05\,P'$
- Claro = (0.05) paso círcular = $0.05\,P'$
- Profundidad total del diente = 2 (adendum) + claro = $2\,(1/P) + 0.05\,P'$
- Profundidad de trabajo del diente = 2 (adendum) = $2\,(1/P)$
- Espesor del diente = paso círcular/2 = $P'/2$
- Ancho del espacio del diente = paso círcular/2 = $P'/2$
- Radio mínimo de filete = claro = $0.05\,P'$

En los cálculos anteriores el juego es cero. Sin embargo, en la practica es algo común dejar un juego, y esto se lleva a cabo usando cortadores estándar y cortando los dientes un poco más profundo que los dientes estándar.

6.4 CONTORNO DE UN PAR DE ENGRANES RECTOS DE INVOLUTA ESTANDAR.

El contorno de un par de engranes rectos, los datos son: número de dientes en cada engrane (T = 24 en el mayor y 16 en el menor), paso diametral (P= 2) y ángulo de presión (ϕ = 14 ½°).

Para dibujar un par de engranes rectos se calcula los diámetros de paso de la siguiente manera:

D = T/P = 24 in/2 = 12 in. (para el engrane mayor).

D = T/P = 16 in/2 = 8 in. (para el engrane menor).

Se describe el procedimiento para dibujar un par de engranes rectos, utilizando la figura 6.6, con los radios O_1P y O_2P iguales a 6 in y 4 in, respectivamente se trazan los círculos de paso y mediante el punto P se dibuja la tangente común. Dibújese la línea de acción XY formando un ángulo de 14 ½° con la tangente común. Se tiran perpendiculares desde los centros O_1 y O_2 que corten la línea de acción de A y B, respectivamente. O_1A y O_2B son los radios de los círculos de base que ahora ya pueden dibujarse.

Se determina el adendum y el dedendum de los dientes y trace los círculos de adendum y dedendum.

Se divide el círculo de paso del engrane más pequeño en 16 partes iguales y el círculo de paso del engrane mayor en 24 partes iguales, lo que dará el paso circular. Suponiendo que no se dispone de juego, se bisecta el paso circular en cada uno de los engranes, lo que dará 32 divisiones iguales en el engrane pequeño y 48 divisiones iguales en el engrane mayor.

En cualquier punto del círculo de base de cada engrane, se desarrolla una involuta (fig. 6.3) y allí se dibujan las curvas entre los círculos de base y el adendum a través de puntos alternos de los círculos de paso. De esta manera se produce un lado de todos y cada uno de los dientes de cada engrane. La curva del otro lado del diente es la imagen del lado justo recién dibujado. La parte del diente entre los círculos de base y de dedendum es parte de una línea radial dibujada desde los círculos de base hasta los centros de los engranes. El diente se termina poniendo un filete pequeño entre la

profundidad de trabajo y los círculos de dedendum. Puesto que el detalle de los dientes de engrane se hacen por lo común sólo con propósitos ilustrativos, la mayoría de los dibujantes y diseñadores encuentran que para mostrar el perfil de un diente de engrane resulta satisfactorio el empleo de una plantilla de engranes.

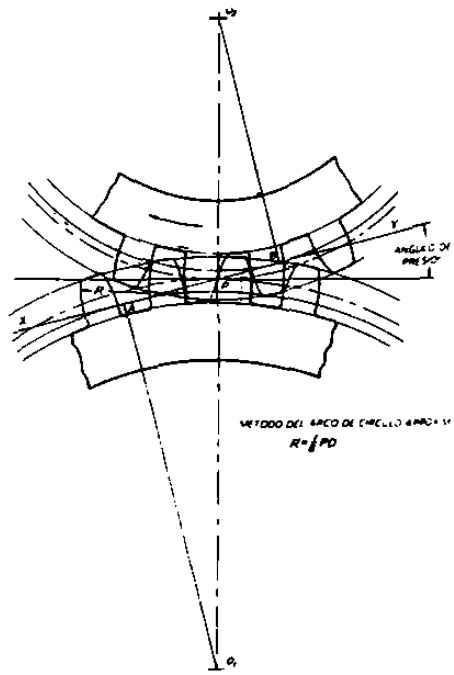


Fig. 6.6 Contorno de un par de engranes rectos.

6.5 ENGRANES RECTOS METRICOS

Existe una similitud en los criterios de diseño de los engranes métricos y los manufacturados con dimensiones en pulgadas, pero hay cierto número de definiciones y términos que son diferentes.

En las especificaciones de los engranes métricos, el paso diametral se reemplaza por el término **módulo**, el cual es el recíproco del paso diametral. El módulo de un engrane métrico es una distancia real en milímetros. La forma del diente de los engranes

métricos es de profundidad total. La curva generatriz es la involuta y el ángulo de presión es de 20°.

Se usan las siguientes definiciones en diseño de engranes métricos:

- Módulo = (diámetro del círculo de paso) / (número de dientes).
- Adendum = módulo.
- Dedendum = 1.25 (módulo).
- Paso circular = π(módulo).
- Distancia de centros entre engranes embragados = módulo (total de dientes de los dos engranes / 2).
- Diámetro global del engrane = (diámetro del círculo de paso) + (2 módulo).

- también :

- Diámetro global del engrane = (número de dientes + 2) módulo.

Comercialmente se dispone de engranes rectos métricos de los siguientes módulos: 0.5 a 4.0 mediante incrementos de 0.25, 4.0 a 7.0 en incrementos de 0.5 y 7.0 a 10.0 en incrementos de 1.0.

Los engranes rectos hechos en pulgadas deben tener idéntico paso para engranes con propiedades, así como los engranes métricos deben tener módulos idénticos para ese fin.

En la figura 6.7 muestra los tamaños de dientes de engranes como función del paso diametral.

En la tabla 6.1 muestra módulos estándar seleccionados con sus pasos diametrales equivalentes.

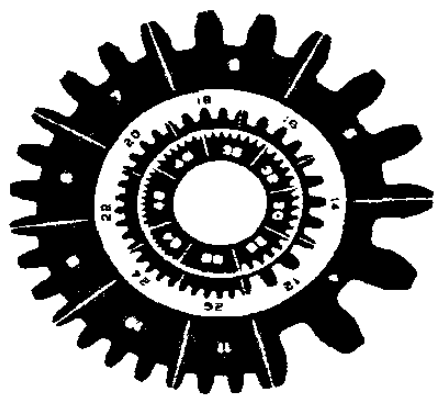


Fig. 6.7 Tamaños de dientes de engranes como función del paso diametral

Tabla. 6.1 Módulos estándar seleccionados con sus pasos diametrales equivalentes.

Módulo (mm)	Equivalente P_d	P_d estándar más cercano (dientes/pulgada)
0.3	84.667	80
0.4	63.500	64
0.5	50.800	48
0.8	31.750	32
1	25.400	24
1.25	20.320	20
1.5	16.933	16
2	12.700	12
2.5	10.160	10
3	8.466	8
4	6.350	6
5	5.080	5
6	4.233	4
8	3.175	3
10	2.540	2.5
12	2.117	2
16	1.587	1.5
20	1.270	1.25
25	1.016	1

6.6 ANGULO DE PRESION

En la figura 6.8 se muestra el ángulo de presión: el cual es el ángulo entre la tangente a los círculos de paso y la línea que se traza en forma normal (línea de acción),

es decir perpendicular, a la superficie del diente del engrane. Cuando dos engranes están enlazados y transmitiendo potencia, la fuerza que se transfiere de los dientes del engrane impulsor a los dientes del engrane que es impulsado actúa en el sentido a lo largo de la línea de acción. También depende del ángulo de presión la forma real de los dientes, como se muestra en la figura 6.9. Estos dientes se dibujaron de acuerdo con las proporciones para un engrane de 20 dientes, paso de 5 y un diámetro de paso de 4.000 pulgadas. Los tres dientes tienen el mismo espesor de diente porque el espesor en la línea de paso depende sólo del paso. La diferencia entre los dientes que se ilustran se debe a los distintos ángulos de presión porque este determina el tamaño del círculo base, ya que a partir de este se genera la curva envolvente. La línea de acción es siempre tangente al círculo base. Por consiguiente, el tamaño del círculo base se encuentra mediante el producto del diámetro de paso y el coseno del ángulo de presión, ($D_b = D \cos \phi$).

Los ángulos de presión que se fabrican actualmente son: 14 ½°, 20° y 25°, como en la figura 6.9. Pero el más común en el mercado es de 20°, el de 14 ½° se considera ya obsoleto. Las ventajas y desventajas de los distintos valores de ángulo de presión se relacionan con la resistencia de los dientes, la presencia de interferencia y la magnitud de las fuerzas que se ejercen en los dientes.

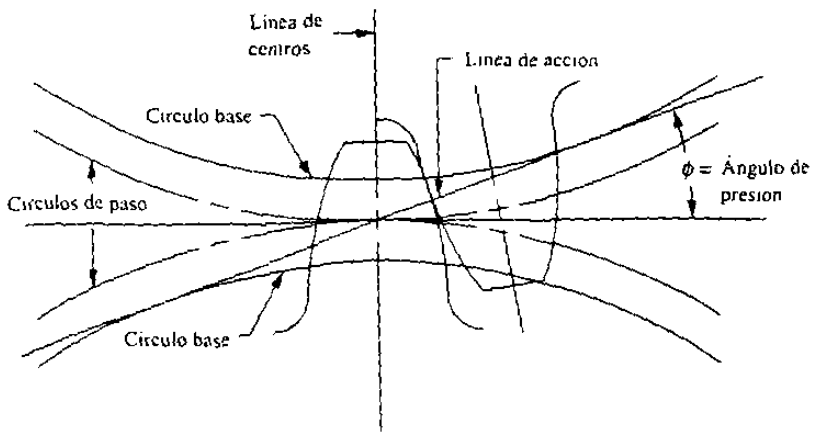


Fig. 6.8 Angulo de presión.

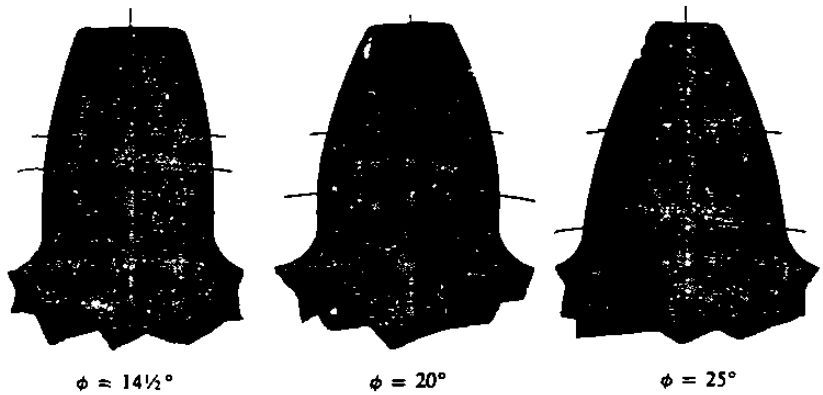


Fig. 6.9 Forma de diente evolvente para distintos ángulos de presión.

6.7 INTERFERENCIA.

Para algunas combinaciones de número de dientes en un engrane se presenta interferencia entre la punta del diente en el piñón y el chaflán o raíz del diente en el engrane. Esto no debe de suceder ya que los engranes no coinciden. Cuando un engrane pequeño (piñón) impulsa a un engrane grande se tiene una gran probabilidad de que se presente interferencia.

Es responsabilidad del diseñador asegurar que no se presente interferencia en una aplicación en particular. La forma más segura de hacer esto es controlar el número mínimo de dientes en el piñón conforme a los valores límites que se muestran en la tabla 6.2. Con este número de dientes, o uno mayor no habrá interferencia con cualquier otro engrane.

Tabla 6.2 Número de dientes en el piñón para asegurar que no exista interferencia.

Para un piñón que se enlaza con una cremallera		*Para un piñon de profundidad total a 20° que se enlaza con un engrane*	
Forma de diente	*Número mínimo de dientes*	*No. de dientes del piñón*	*No. máx. de dientes en los engranes*
Evolvente, profundidad total, 14 1/2°	32	17	1309
Evolvente, profundidad total, 20°	18	16	101
Evolvente, profundidad total, 25°	12	15	45
		14	26
		13	16

6.8 ACOTACION DE ENGRANES.

Para acotar se recomienda que las dimensiones se den en la vista o vistas, una segunda vista para el cuñero indicando la forma y dimensiones. Los datos de corte se incorporan en una tabla del lado derecho (superior o inferior).

En los dibujos de trabajos de engranes se dan las dimensiones precisas, tolerancias, desviaciones de las formas, disposición de las superficies, así como el grado de aspereza. Para los requerimientos técnicos se dan los datos referidos al tratamiento térmico, a las dimensiones informativas y desviaciones límites. La mayoría de estas indicaciones se muestran en la figura 6.10.

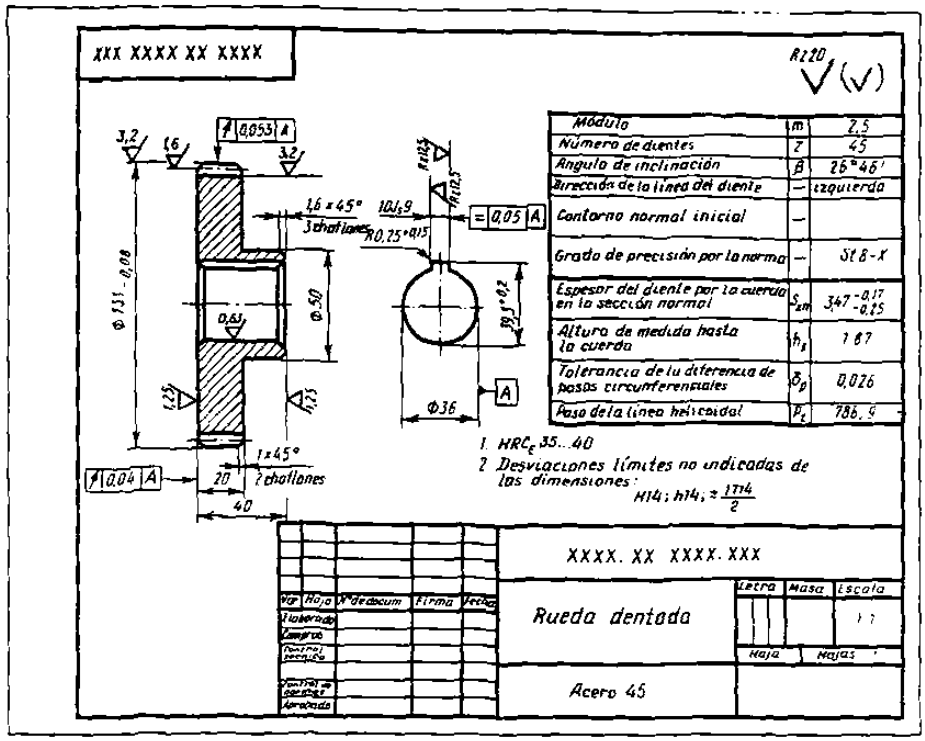


Fig.6.10 Representación del acotamiento de un engrane.

6.9 PROBLEMA ILUSTRATIVO.

Aplicación del softwere para un engrane recto con las caracteristicas siguientes: número de dientes =18, paso = 2, ángulo de presión = 20° , diámetro de paso = 9 in. , paso diametral = 1.57 in. , radio de base = 0.625 in. , adendum (a) = 0.5 in., dedendum (b) = 0.625 in. , holgura (c) = 0.125 in., radio del filete = 0.15 in. , grueso del diente medido sobre la circunferencia de paso (t) = 0.318 in. . Este engrane se embono en el punto C del eje, en la aplicación del capitulo 4.

Los comandos que se utilizan en esta aplicación son:

DDUNITS.- opción de seleccionar las unidades según el sistema deseado.

LIMITS.- colocar las limites de acuerdo al área deseada o de impresión.

DDLMODES.- generar las capas (leyers) a utilizar en el diseño del engrane recto. Dar un tipo de línea y color a cada capa.

GRIND.- hace una malla en el área seleccionada de acuerdo a los límites.

SNAP.- saltos del cursor de acuerdo a la malla o viceversa.

LINE.- traza líneas en la capa líneas de centros de acuerdo al diseño de engrane recto.

CIRCLE.- genera los círculos del base, adendo, dedendo, paso, y de la holgura de acuerdo a los cálculos que se obtuvieron. Esto se hace en cada capa, respectivamente.

Nota: realizar los pasos que se indican en el punto 6.1 (fig. 6.3) para la generación de una curva envolvente. Con esto se esta en condición de realizar la holgura.

MIRROR (espejo).- la curva envolvente se espejea, se tiene dos elementos (original y copia).

ARRAY (arreglo).- para cada elemento se hace un arreglo de acuerdo al número de dientes que tiene el engrane.

TRIM (cortar).- borrar en el arreglo lo que sobra teniendo cuidado con los dientes que quedan.

ACOTAR.- colocar las cotas o dimensiones en el engrane.

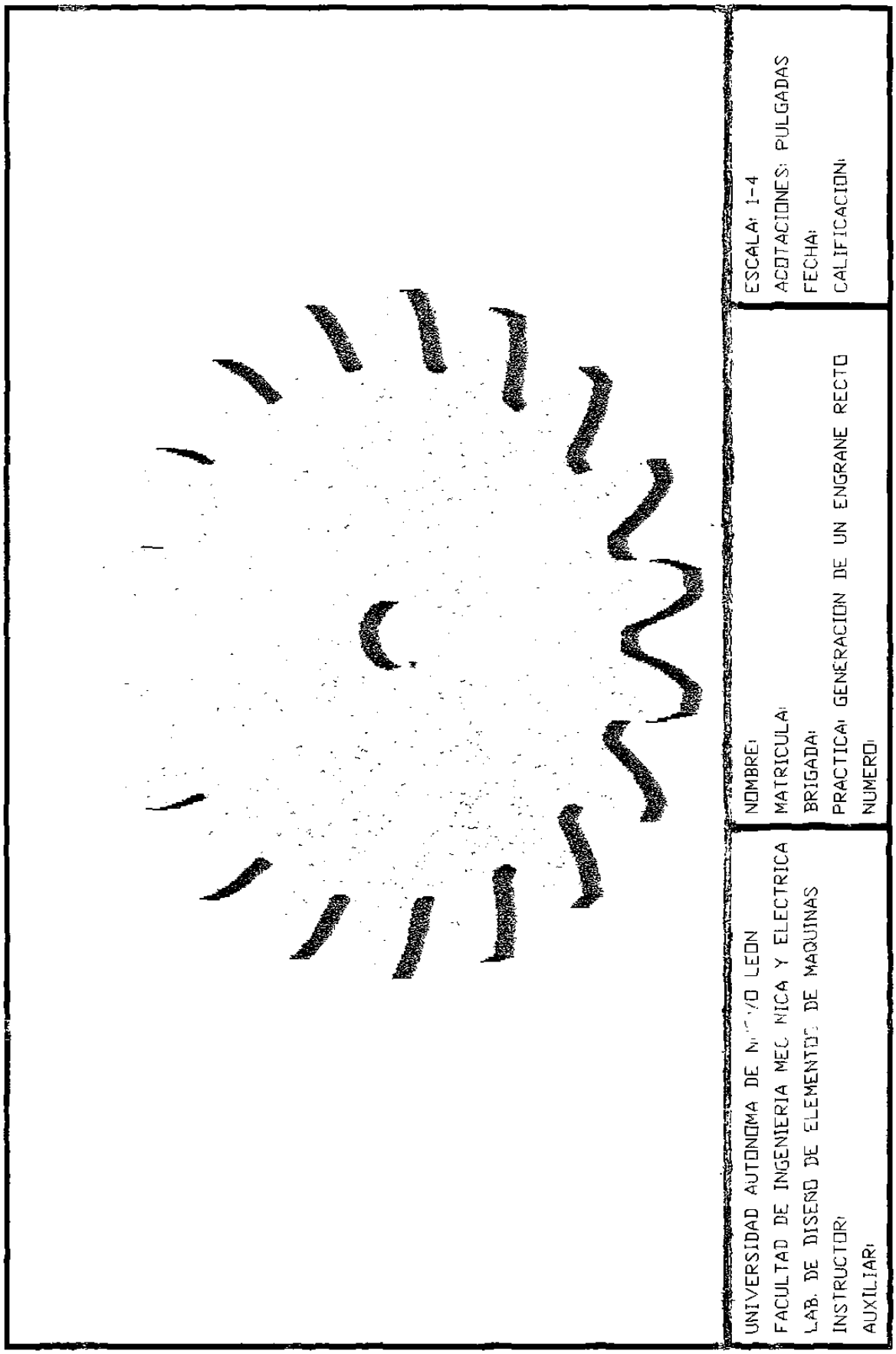
ZOOM.- permite seleccionar el área de dibujo que va ser visualizada.

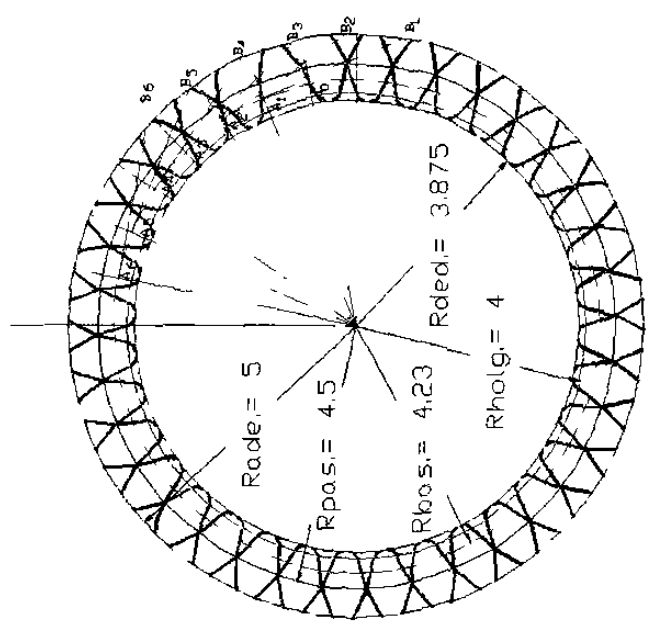
SCP (Sistema de Coordenadas Personal actual).- es el icono que lo forman dos pequeñas flechas que marcan las direcciones positivas de los ejes X y Y

Nota: se utilizan operaciones booleanas en la capa de orificio y cuñero.

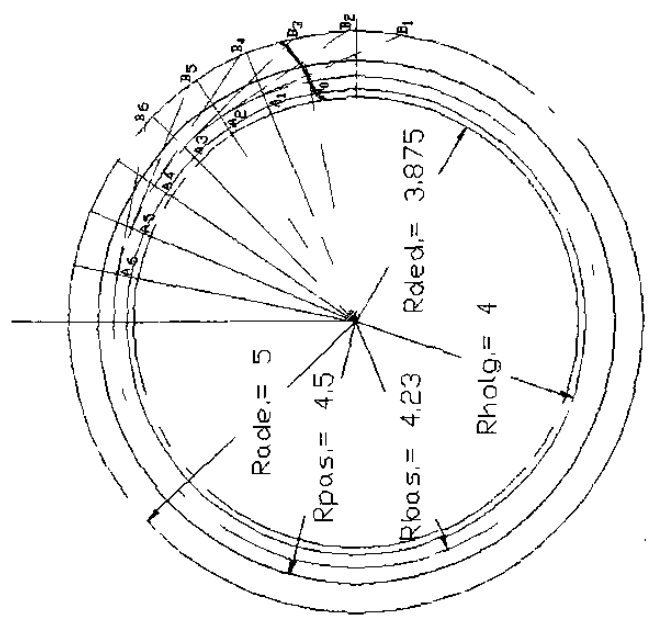
Nota.- este procedimiento del diseño geométrico de un engrane recto es el mismo que se tomaría para los demás engranes de la transmisión.

En las siguientes paginas se muestra el procedimiento general de la aplicación de un engrane recto.


UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
INSTRUCTOR:
AUXILIAR:
NOMBRE:
MATRICULA:
BRIGADA:
PRACTICA: GENERACION DE UN ENGRANE RECTO
NUMERO:
ESCALA: 1-4
ACOTACIONES: PULGADAS
FECHA:
CALIFICACION:



GENERACION DE LOS DIENTES

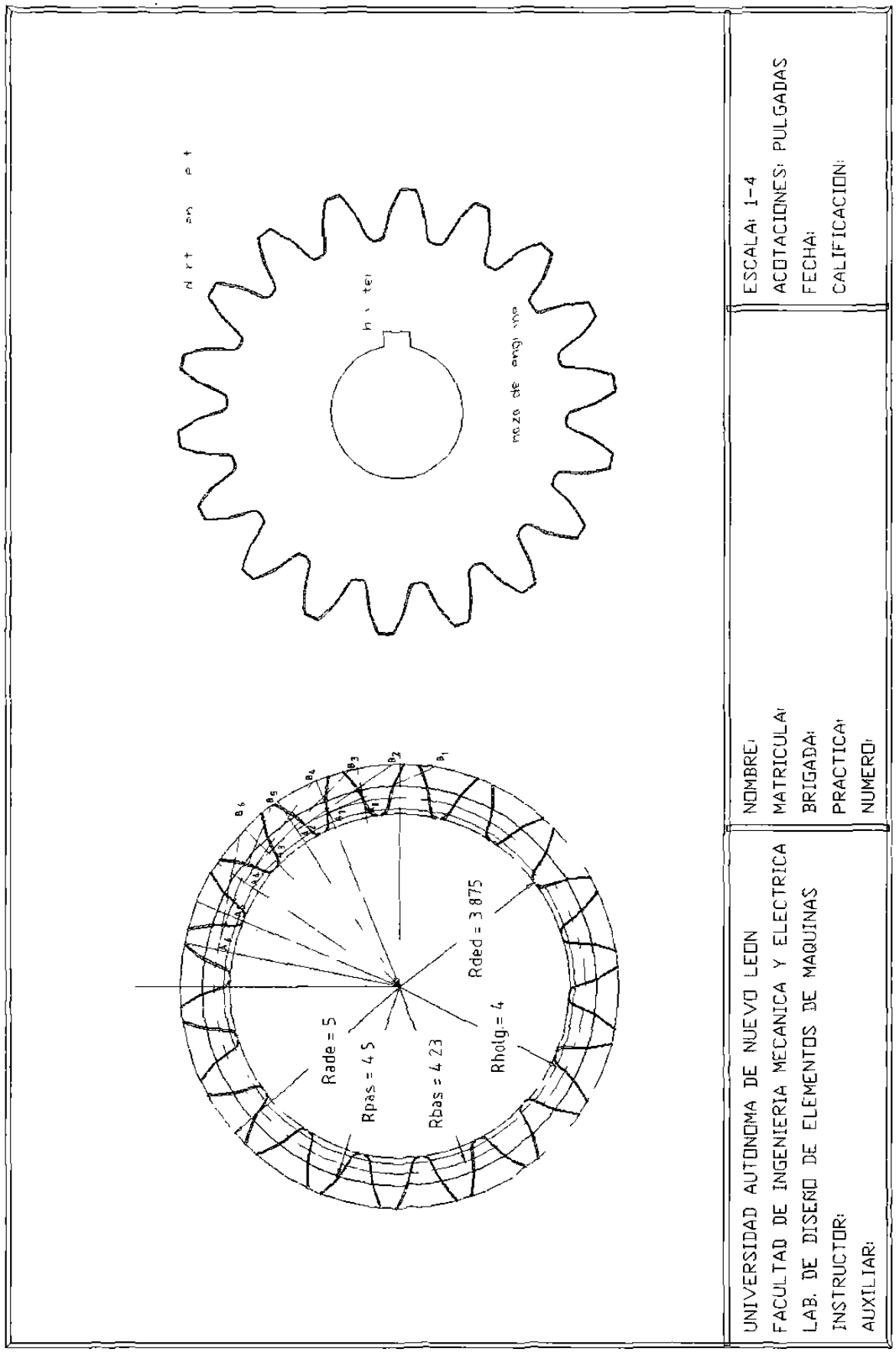


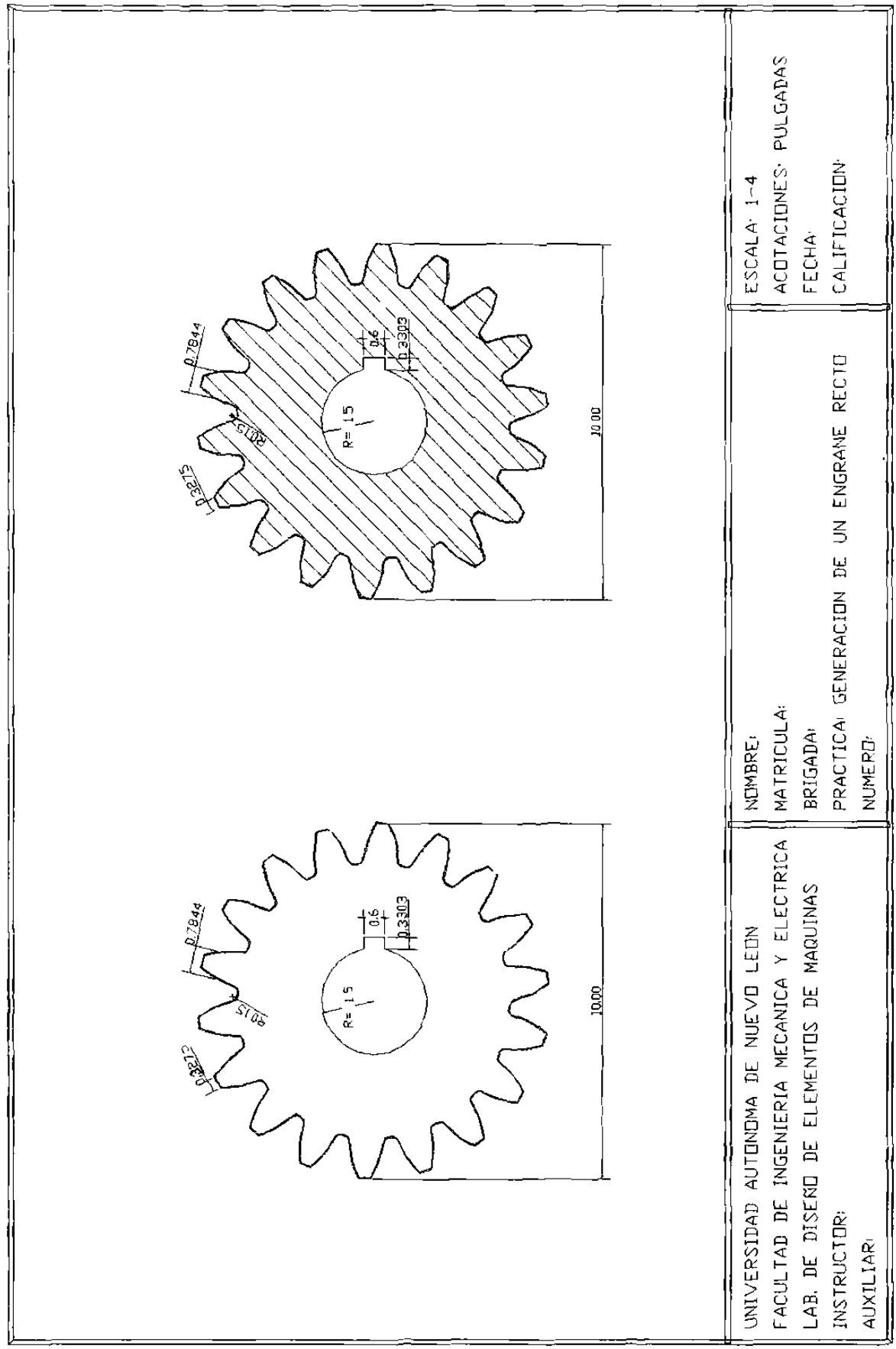
GENERACION DE UNA ENVOLUTA

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
INSTRUCTOR:
AUXILIAR:

NOMBRE:
MATRICULA:
BRIGADA:
PRACTICA: GENERACION DE UN ENGRANE RECTO
NUMERO:

ESCALA: 1-4
ACOTACIONES: PULGADAS
FECHA:
CALIFICACION:


Rade = 5
Rpas = 4 5
Rbas = 4 23
Rded = 3 875
Rholg = 4
ESCALA: 1-4
ACOTACIONES: PULGADAS
FECHA:
CALIFICACION:
NOMBRE:
MATRICULA:
BRIGADA:
PRACTICA:
NUMERO:
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
INSTRUCTOR:
AUXILIAR:


0.7844
0.3125
R0.15
R= .15
0.6
0.3303
10.00
0.7844
0.3125
R0.15
R= .15
0.6
0.3303
10.00
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
LAB. DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
INSTRUCTOR:
AUXILIAR:
NOMBRE:
MATRICULA:
BRIGADA:
PRACTICA: GENERACION DE UN ENGRANE RECTO
NUMERO:
ESCALA: 1-4
ACOTACIONES: PULGADAS
FECHA:
CALIFICACION:

CAPITULO 7

CONCLUSIONES

En las aplicaciones que se realizaron en eje, geometría de impulsor de banda en V y engrane recto, se ve que el paquete AutoCAD v13 es de gran utilidad, para la realización de cualquier necesidad del usuario o de la empresa.

Se vio la necesidad de incluir algunos temas teóricos para el diseño (dimensional) de elementos de máquinas, es con el fin, de trazar los elementos de acuerdo con él calculo que se obtuvo según la aplicación.

Es necesario contar con una computadora adecuada, es decir: con la capacidad de memoria RAM y disco duro, velocidad y un plotter. Esto es para no tener problemas durante la utilización del paquete al estar realizando una aplicación.

El dibujo realizado en AutoCAD puede ser utilizado en otro software para diferentes aplicaciones.

Con la presente información, se tiene la certeza, de que será de gran utilidad para cualquier persona, ya sea profesional o en el campo académico, he aquí la razón de este trabajo.

CAPITULO 8

RECOMENDACIONES

El usuario debe leer la información del paquete en cuanto a los comandos (ordenes) y conocer cada uno de ellos. Esto es de gran utilidad para facilitar el entendimiento del paquete en la aplicación a realizar. Ya sea en el campo de diseño mecánico, civil, arquitectura, electrónica, etc..

Para trabajar en tercera dimensión (3D), es necesario manejar muy bien el sistema de coordenadas del usuario (SCU), con el fin, de trazar en el lugar deseado. Ya que si no es así el trazo se realiza en otra posición y ubicación.

El paquete da un listado de propiedades físicas en función de la masa esto puede ser de gran utilidad para la empresa en los departamentos de diseño, embarque y ventas. Además se puede obtener un listado de todos los comandos que se utilizaron en la aplicación.

BIBLIOGRAFÍA

Autor	Texto	Editorial	Fecha de edición
Aaron D. Deutschman, walter J. Michels y Charles E. Wilson.	Diseño de Máquinas.	CECSA.	1996
Alan R. Miller.	El ABC de AutoCAD v 12.	Ventura.	1992
Frederick E. Giesecke y Alva Mitchell.	Dibujo técnico.	Limusa.	1990
Michael Beall y Dennis Balagtas.	AutoCAD v13 para principiantes.	Prentice Hall.	1996
R. C. Hibbeler.	Mecánica para Ingenieros.	CECSA.	1992
Robert L. Mott.	Diseño de Elementos de Máquinas	Prentice Hall.	1995
Singer.	Resistencia de Materiales.	Harla.	1994

LISTADO DE TABLAS

Capítulo 3.

Tabla	Descripción	Página
3.1	Momentos de Inercia.	3-14

Capítulo 4.

Tabla	Descripción	Página
4.1	Grados de tolerancia.	4-21
4.2	Tolerancias para algunos grados de tolerancia.	4-21

Capítulo 5.

Tabla	Descripción	Página
5.1	Factores de servicio para bandas en V.	5-10
5.2	Longitudes de banda estándar para bandas 3V, 5V y 8V.	5-14

Capítulo 6.

Tabla	Descripción	Página
6.1	Módulos estándar seleccionados con sus pasos diametrales equivalentes	6-12
6.2	Número de dientes en el piñón para asegurar que no exista interferencia	6-15

LISTADO DE FIGURAS

Capítulo 1.

Figura	Descripción	Página
1.1	Como se entra en AutoCAD.	1-1
1.2	Pantalla de editor de dibujo.	1-2
1.3	Barra de herramienta flotante.	1-4
1.4	Barra de herramienta para dar de alta a la barra flotante.	1-4
1.5	Sistema de coordenadas cartesiano.	1-6
1.6	Distintos aspectos del icono del sistema de coordenadas.	1-6

Capítulo 2.

Figura	Descripción	Página
2.1	Menú desplegable: Archivo.	2-2
2.2	Menú desplegable: Editar.	2-3
2.3	Menú desplegable: Vista.	2-3
2.4	Menú desplegable: Datos.	2-4
2.5	Menú desplegable: Opciones.	2-4
2.6	Menú desplegable: Herramientas.	2-5
2.7	Menú desplegable: Ayuda.	2-5
2.8	Listado de propiedades fisicas.	2-25

Capítulo 3.

Figura	Descripción	Página
3.1	Sistema de n partículas.	3-1
3.2	Centro de gravedad de un sistema de partículas.	3-2
3.3	Centroide de un cuerpo en función del volumen.	3-5
3.4	Centroide para un área superficial de una placa.	3-5
3.5	El centroide para una línea o alambre.	3-6
3.6	El momento de inercia de un área.	3-9
3.7	Teorema de los ejes paralelos para un área.	3-11
3.8	Momentos de inercia para un área por integración.	3-12
3.9	Producto de inercia para un área.	3-16
3.10	Momento de inercia de dos diferenciales.	3-17
3.11	Momento de inercia en distintos cuadrantes.	3-17

Capítulo 4.

Figura	Descripción	Página
4.1	Fuerza en los dientes de engranes.	4-5
4.2	Fuerzas en ruedas dentadas en cadena.	4-6
4.3	Fuerzas en poleas acanaladas para bandas.	4-7
4.4	Factores de concentración de tensión para ejes redondos de pasos.	4-10
4.5	Factores de concentración de tensión para orificios de un eje.	4-11
4.6	Tipos de cuñeros.	4-12
4.7	Chaflanes en ejes.	4-13
4.8	Tensión por durabilidad contra resistencia al esfuerzo por tracción para acero forjado para varias condiciones superficiales.	4-16
4.9	Base para la ecuación de diseño de ejes para tensión por esfuerzo de flexión inversa sucesiva y tensión por esfuerzo de corte por torsión.	4-19

Capítulo 5.

Figura	Descripción	Página
5.1	Geometría básica de un impulsor de banda.	5-1
5.2	Ejemplos de formas de bandas en V.	5-2
5.3	Sección transversal de una banda en V y una ranura de polea acanalada.	5-3
5.4	Bandas en V industriales para trabajo pesado.	5-5
5-5	Bandas en V industriales de sección estrecha.	5-5
5.6	Bandas en V para trabajo ligero a potencia fraccionaria (FHP).	5-6
5.7	Bandas en V automotrices.	5-6
5.8	Gráfica de selección para bandas en V industriales de sección estrecha.	5-9
5.9	Especificación de potencia: Bandas 3V.	5-11
5.10	Especificación de potencia: Bandas 5V.	5-11
5.11	Especificación de potencia: Bandas 8V.	5-12
5.12	Potencia agregada contra relación de velocidades: Bandas 5V.	5-12
5.13	Factor de corrección del ángulo de la envolvente, C_θ.	5-13
5.14	Factor de corrección de longitud de la banda, C_L.	5-13

Capítulo 6.

Figura	Descripción	Página
6.1	Engranes de talla recta o cilíndrica.	6-2
6.2	Generación de gráfica de una curva envolvente.	6-4
6.3	Método para construir una curva envolvente.	6-4
6.4	Envolventes que coinciden.	6-5
6.5	Nomenclatura de engranes rectos.	6-6
6.6	Contorno de un par de engranes rectos.	6-10
6.7	Tamaños de diente de engranes como función del paso diametral.	6-11
6.8	Angulo de presión.	6-13
6.9	Forma de diente envolvente para distintos ángulos de presión.	6-14
6.10	Representación del acotamiento de un engrane.	6-16

GLOSARIO DE TÉRMINOS

AutoCAD: es un paquete de dibujo (diseño dimensional) muy abierto, es un programa de propósito general, que por medio de procedimientos se puede obtener el programa especifico para satisfacer cualquier necesidad.

Conmutar: cambiar.

Explícito: respuesta clara y formal.

Forzcursor (snap): es un comando que permite forzar la posición del cursor mediante saltos.

Icono: botón que tiene impresa una imagen que depende de la función a realizar.

Implícito: dicese de lo que va incluido en algo sin necesidad de expresarlo.

Interactiva: comunicación en ambos sentidos (usuario y computadora).

Prototipo: es el primer dibujo o diseño que se realiza, es decir un modelo.

Ordenes transparentes: ordenes o comandos que se pueden ejecutar en medio de otro comando

Ortogonal (ortho): cuando se encuentra activado este comando se puede dibujar líneas perpendiculares (horizontales y verticales).

Rejilla o malla (grid): es un comando que permite colocar un mallado para tener una referencia.

Versatilidad: es la gran variedad de formas de hacer algo.

Zoom: comando que establece un tamaño relativo a la pantalla.

RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

Ing. Rubén Chávez Castillo

Candidato para el grado de: Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en Diseño Mecánico.

Tesis: Aplicación del Software AutoCAD en el Diseño Dimensional de Elementos de Máquina.

Campo Profesional: Mecánica de Materiales y Ensayos Mecánicos Destructivos.

Datos Personales: Nacido en la Ciudad de Monterrey, Nuevo León. El 19 de Abril de 1958. Hijo del Sr. Rubén Chávez Sillas y la Sra. Juanita Castillo de Chávez.

Educación: Preparatoria No. 7 de la U. A. N. L. egresado de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la U. A. N. L. en la carrera de Ingeniero Mecánico y Electricista. Además de la Escuela Electrónica Monterrey en la carrera de Técnico Automotriz y Diesel.

Experiencia Profesional: Catedrático de tiempo completo y Jefe de la Academia de Pruebas Mecánicas de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la U. A. N. L..

Organizaciones Profesionales: Ninguna.