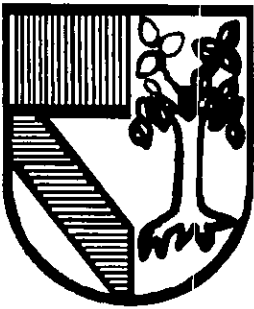


308917



UNIVERSIDAD PANAMERICANA

9

2ej.

ESCUELA DE INGENIERIA
CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

DISEÑO DE UN CABEZAL PARA BROCAS

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

AREA: INGENIERIA ELECTROMECHANICA

P R E S E N T A :

FRANZ BÜCHELER NAVARRO

L

DIRECTOR: ING. ALFREDO GONZALEZ RUIZ

MEXICO, D.F.

1998

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

264060



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

A mis papás que quiero mucho, y siempre me han dado su apoyo. Este trabajo es en parte de ellos.

A mi hermano Paul, con quien he compartido momento muy importantes.

Al Ingeniero Oscar Cervantes, agradezco su amistad y su valiosa ayuda en la elaboración de esta tesis.

A mis amigos y compañeros que indirectamente colaboraron para la realización de este trabajo.

Al Ingeniero Alfredo Gonzáles
Ruiz por su valiosa colaboración
en la presentación de esta tesis.

A todas aquellas personas que con
su apoyo hicieron posible este
trabajo.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN

CAPITULO 1	EL PROCESO DE TALADRADO	1
1.1	CARACTERÍSTICAS DEL TALADRO Y DEL CABEZAL	1
1.2	CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DEL CABEZAL	2
1.2.1	Alimentación y Velocidades	3
1.2.2	Fuerzas Cortantes, Potencia y Tiempo	4
1.2.3	Capacidad de Taladrado del Cabezal	6
CAPITULO 2	DISEÑO DEL TREN DE ENGRANES	8
2.1	LOS ENGRANES Y EL TREN DE ENGRANES	8
2.2	BASES DEL DISEÑO DE LOS ENGRANES	8
2.2.1	El Taladro	8
2.2.2	Características del Cabezal	9
2.3	TEORÍA DEL DISEÑO DE ENGRANES RECTOS	9
2.3.1	Nomenclatura y Característica de los Dientes de los Engranés	9
2.3.2	Diseño de los Engranés	13
2.4	RESUMEN DE RESULTADOS	23
CAPITULO 3	DISEÑO DE LAS FLECHAS	24
3.1	LAS FLECHAS	24
3.2	BASES DEL DISEÑO DE FLECHAS O EJES	24
3.3	FUERZAS QUE EJERCEN ELEMENTOS DE MÁQUINAS SOBRE LOS EJES	29
3.3.1	Ruedas Dentadas	29
3.3.2	Coples Flexibles	30
3.4	CONCENTRACIÓN DE TENSIONES EN LOS EJES	31
3.4.1	Valores Preliminares de Diseño para K_t	32
3.4.2	Cañeros	32
3.4.3	Chaflanes de Hombros	33
3.4.4	Ranuras para Anillos de Sujeción	35
3.5	TENSIONES DE DISEÑO PARA FLECHAS O EJES	36
3.5.1	Tensión Normal de Diseño	37
3.5.2	Factor de Diseño, N	39
3.6	FLECHAS Y EJES SÓLO EN FLEXIÓN Y TORSIÓN	40
3.7	DISEÑO DE LAS FLECHAS DEL CABEZAL	43
3.7.1	Diseño de Flechas Principales	43
3.7.1.1	Flecha Central	44
3.7.1.2	Flecha del Engrane Loco	47
3.7.1.3	Flecha Lateral	48
3.7.2	EJE O FLECHA DE UNIÓN	51
3.7.3	EJE DE LONGITUD VARIABLE	52
3.7.3.1	Elemento Interno	52
3.7.3.2	Elemento Externo	53
3.7.3.3	Características del Eje de Longitud Variable	53

CAPITULO 4	JUNTAS UNIVERSALES	56
4.1	UTILIZACIÓN DE JUNTAS UNIVERSALES EN EL CABEZAL	56
4.1.2	Características de la Junta Universal	56
4.2	SELECCIÓN DE LAS JUNTAS UNIVERSALES	57
CAPITULO 5	DISEÑO DE LAS CUNAS	59
5.1	CUÑAS DE UNIÓN	59
5.2	SELECCIÓN DISEÑO E INSTALACIÓN DE CUÑAS Y CUÑEROS	60
5.2.1	Cuñas para los Ejes del Cabezal	61
CAPITULO 6	RODAMIENTOS	64
6.1	BALEROS DE RODILLOS CÓNICOS	65
6.1.1	Selección de Baleros para Flechas	
CAPITULO 7	ELEMENTOS ESPECIALES DEL CABEZAL	72
7.1	ESTRUCTURA	72
7.2	EL SEMI-ANILLO	73
7.3	LAS PLACAS GIRATORIAS	73
7.4	PORTA BALERO Y TUERCA	74
7.5	PORTABROCAS	74
7.6	ELEMENTOS DE APOYO	76
7.7	SUJETADORES	77
CAPITULO 8	TOLERANCIAS Y AJUSTES	78
8.1	CLASES DE AJUSTES	78
8.2	SELECCIÓN DE AJUSTES	79
8.3	ACABADOS	84
CAPITULO 9	PLANOS DE DISEÑO DEL CABEZAL Y SUS ELEMENTOS	85
	CONCLUSIONES	110
	ANEXOS	113
	BIBLIOGRAFÍA	134

INTRODUCCIÓN

Desde que el hombre inventó la máquina de vapor, la cual cambió por completo el rumbo de la historia y al mismo tiempo el estilo de vida al cual estaba acostumbrado, se han venido desarrollando e inventando diversos tipos de máquinas de las cuales se vale el hombre para realizar trabajos que sin la ayuda de las máquinas serían casi imposibles de llevar a cabo.

Una de las áreas en las que el hombre más ha trabajado con el fin de desarrollar máquinas de utilidad para facilitarse los trabajos, es en el perfeccionamiento e invención de máquinas herramienta. Hoy en día podemos contar con máquinas herramientas y herramientas de corte que van desde los taladros caseros hasta los fantásticos tornos de control numérico que pueden maquinarse una gran cantidad de piezas en tiempos muy reducidos. Sin embargo las máquinas herramientas de control numérico tienen ciertas desventajas como son un precio elevado, alto costo de mantenimiento, requieren ciertos conocimientos de matemáticas y de programación del técnico operador, elevado costo de refacciones que además deben ser importadas del país de origen, etc. Debido a todas estas desventajas y al hecho de que un buen operador puede hacer piezas de gran calidad con una máquina herramienta tradicional, en las diferentes industrias de todos los países del mundo este tipo de máquinas herramientas siguen siendo útiles, además de que con el paso del tiempo estas máquinas reciben mejoras en su diseño, principalmente las máquinas más importantes y más utilizadas como lo son la máquina fresadora, el torno y el taladro.

En el caso del taladro, es increíble ver el extenso campo de aplicaciones que se le da dentro de la industria y claro en el hogar. Hoy día se fabrican taladros y brocas para diferentes tipos de aplicación como son los taladros caseros que generalmente son utilizados para hacer agujeros en concreto y madera; tenemos los taladros de uso industrial que además de tener la capacidad de taladrar la madera y el concreto también pueden taladrar diversos metales como aceros, aluminios, bronces y latones, entre otros, aunque claro es justo señalar que el hecho de que un taladro pueda taladrar algún tipo de material depende también de la broca ya que las brocas también se fabrican de diferentes materiales, geometrías y diámetros, por lo que una broca fabricada específicamente para taladrar concreto no podrá taladrar el acero o bien requerirá de mayor potencia de parte del motor del taladro.

En algunas industrias se fabrican piezas de maquinaria que requieren de varios agujeros de un mismo diámetro y que están distribuidos con un cierto orden dentro de la pieza, como pueden ser rines para automóviles, carcazas de bombas hidráulicas, cajas metálicas, "monobloks" para los motores de los diferentes vehículos, cubiertas de máquinas y otros elementos de máquinas y es precisamente en esta clase de industrias donde surge la necesidad de ahorrar tiempo y energía en los diferentes equipos y máquinas herramienta. En este trabajo se estudia un dispositivo capaz de ser acoplado a un taladro columna con el cual se pueden generar hasta 4 agujeros de un solo paso, ahorrando tiempo y energía, además de tener la ventaja de que las flechas de los husillos son independientes y pueden

ser colocados en diferentes posiciones gracias al empleo de uniones universales y ejes de longitud variable.

El objetivo de este trabajo es el de proponer el diseño de este dispositivo mecánico que ahorra tiempo y energía cuyos costos de inversión y operación son relativamente bajos, además de que a no muy largo plazo también ayudará al fabricante a ahorrar dinero. El costo de mantenimiento es muy bajo puesto que en su mayoría las diferentes piezas que lo componen son fácilmente maquinadas o en algunos casos fáciles de conseguir en el mercado. Como todos los diseños nuevos éste no está libre de sufrir futuras mejoras. Es posible que en un futuro el tema sea la base para un nuevo trabajo de tesis en el cual se eficiente el dispositivo estudiado en el presente trabajo.

CAPÍTULO 1

EL PROCESO DE TALADRADO

1.1 CARACTERÍSTICAS DEL TALADRO Y DEL CABEZAL

Para el diseño del cabezal de 4 husillos que se va a desarrollar, se decidió basarse en un taladro de columna en específico, esto debido a que para hacer el cálculo de las diferentes partes del cabezal debemos conocer básicamente la potencia, las velocidades máxima y mínima y la distancia que existe entre el eje y la columna y la distancia que existe entre el eje y la base del taladro. El diseño en particular se basa en el taladro modelo A-4008-M Fabricado por LEON WEILL. S.A., este taladro es un taladro de columna arboga con cabezal engranado de piso y cuyas características podemos leer a continuación:

Capacidad de taladrado.	1 37/64 pulgadas
Carrera de husillo.	7 31/64 plg
Distancia del eje a la columna.	14 plg.
Distancia del eje a la mesa.	30 3/4 plg
Distancia del eje a la base.	47 5/8 plg
No. de velocidades.	8
Rango en R.P.M..	105 - 1790
Alimentación del eje.	automático
Cono morse No.	4
Motor C.F. (HP).	2
Voltios.	220/440
R.P.M.	1400
Fuerza de Empuje Máximo (Lb).	6680
Peso neto aproximado en Kgs.	310

El hecho de basarse en este taladro se debe a 4 razones principalmente, que son:

- 1) La distancia que existe entre el eje y la base que es de 1210 mm (47.63 plg.) es suficientemente grande para permitir que el cabezal que es de aproximadamente 19 plg. entre bien ya que de esta forma las piezas que podrían ser maquinadas podrán ser relativamente grandes. Además de que la distancia del eje a la columna que es de 14 plg. también permite que el cabezal se adapte perfectamente al taladro ya que se supone que el radio mayor del cabezal no es mayor de 14 plg.
- 2) La potencia de 2 HP es suficientemente grande para que cada uno de los 4 husillos del cabezal tenga 0.5 HP de potencia lo que puede producir agujeros de hasta 1 plg. en acero de 200 BHN que es algo muy aceptable.
- 3) El cono morse del 4, es suficientemente grande para permitirnos instalar la flecha principal o impulsora del cabezal que es de aproximadamente 1 pulgada o un poco menor.
- 4) El rango de velocidades que el taladro maneja es suficiente para producir el torque necesario para trabajar aceros de diferente dureza. A bajas velocidades el torque es mayor y podemos usar brocas grandes. A altas velocidades el torque es menor y debemos utilizar brocas pequeñas.

1.2 CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DEL CABEZAL

Nuestro cabezal obtendrá una potencia de hasta 0.5 caballos de fuerza en cada uno de sus 4 husillos de parte del taladro, por lo que es suficientemente potente para llevar a cabo distintos tipos comunes de operación como son los siguientes:

- a) Taladrado.- es la forma más fácil de cortar un agujero en metal sólido.
- b) Contratadrado.- se hace para agrandar agujeros ya existentes.
- c) Taladrado Escalonado.- cuando se corta un agujero de dos o más diámetros.
- d) Horadado.- es el agrandamiento de un agujero, algunas veces con la indicación de producir un agujero más exacto que por el taladrado.

- e) **Contrahoradado.**- es el agrandamiento de un agujero en una profundidad limitada.
- f) **Avellanado.**- es el corte en una abertura angular en el borde de un agujero.
- g) **Rimado.**- es el proceso de agrandar agujeros, sólo que su propósito específico es el de producir un agujero de tamaño exacto y con un buen acabado en la superficie y la remoción de material es poca.

1.2.1 Alimentación y Velocidades

Las pruebas de muchos materiales hechas a diferentes condiciones nos han mostrado que la vida de la herramienta es más corta conforme la velocidad de corte es más alta. En la mayoría de los casos se sigue la siguiente relación:

$$VT^n = C \quad (1-1)$$

En esta expresión V representa la velocidad de corte en pies por minuto (fpm) y la T la vida de la herramienta en minutos. C es una constante que es diferente para cada cambio en el material de trabajo, material de la herramienta, forma y perfil de la herramienta, tamaño y forma de corte y fluido de corte. El exponente n también varía con los mismos cambios, pero para cualquier combinación de herramienta y material de trabajo, n tiene un valor que no varía mucho con los cambios en otros factores.

La vida de la herramienta comparada con las relaciones de velocidad (fig. 1-1) no indica por sí sola cual es la mejor velocidad para una operación. La velocidad que es mejor depende de las otras condiciones, como alimentación, profundidad de corte, material, etc., y el criterio para optimizar la operación. Un criterio común es el costo más bajo. Para un conjunto dado de otras condiciones que se mantienen constantes hay sólo una velocidad que resulta en el costo total más bajo para la operación. Esto lo vemos en la figura 1-2. Cuando la velocidad de corte es baja, las herramientas duran largo tiempo, y el costo de la herramienta es bajo. Al mismo tiempo la remoción de metal es lenta y los costos de corte y total son altos. Por otra parte, el costo de corte es bajo a velocidades altas, pero el costo de la herramienta es alto debido a que la vida de la herramienta se acorta. El resultado neto es que el costo total es alto. A cierta velocidad intermedia o bien óptima de corte, el costo total es mínimo. La vida de la herramienta correspondiente a esta velocidad de corte se llama vida económica de la herramienta.

La alimentación de una broca es la distancia que avanza en una revolución. Las alimentaciones dependen principalmente de la resistencia de la broca, determinado por su tamaño y el material del trabajo. Como guía general, la Cleveland Twist Drill Co. nos recomienda una alimentación de 0.001 a 0.002 plg/rev(ipr) para brocas de 1/8 a 1/4 plg, 0.004 a 0.007 ipr. para brocas de 1/4 a 1/2 plg, 0.007 a 0.015 ipr. para brocas de 1/2 a 1 plg., y 0.015 a 0.025 para brocas más grandes de 1 plg.. El acero duro y de aleación generalmente debemos taladrarlo con alimentaciones más ligeras que las dadas arriba, en tanto que el hierro fundido, latón y el aluminio generalmente pueden taladrarse con alimentaciones más pesadas que las dadas arriba.

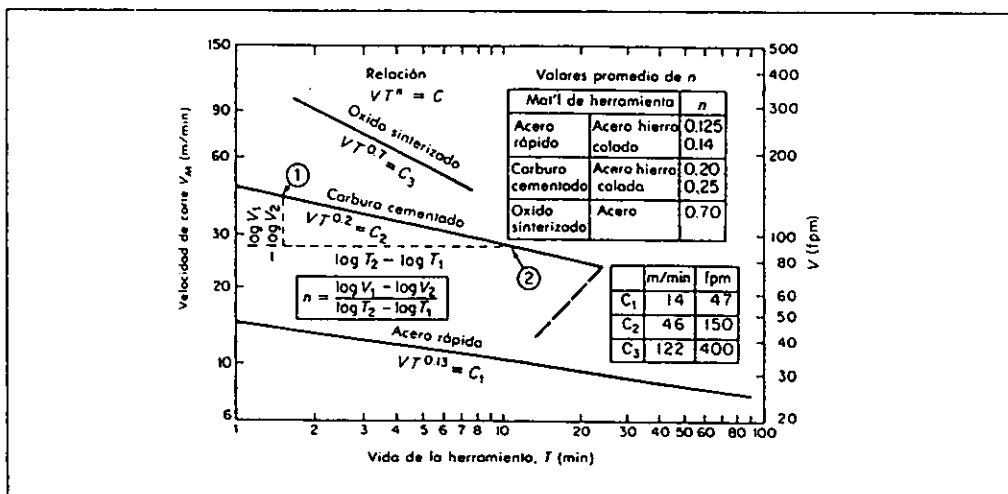


Figura 1-1. Curvas típicas de vida de la herramienta con base en las velocidades de corte.

Las herramientas de horadado y operaciones similares podemos llevarlas a cabo aproximadamente a las mismas velocidades y alimentaciones que las brocas, algunas veces ligeramente más bajas. Como regla, el rimado debe hacerse a bajas velocidades con altas alimentaciones para los mejores resultados.

1.2.2 Fuerzas Cortantes, Potencia y Tiempo.

La dos componentes de la fuerza en las operaciones de taladrado y horadado son el empuje T en libras, en la dirección axial de la herramienta y el par de torsión o momento M en lb-plg. Las diferentes

investigaciones que se han llevado a cabo nos muestran que éstas dependen de la alimentación f en plg/rev (ipr), el diámetro de la broca d en pulgadas, el filo del cincel con longitud c , el material y el número de dientes. Gracias a las investigaciones que se han realizado se han obtenido las siguientes 2 fórmulas simplificadas para las brocas de dos estrías.

$$T = 2Kf^{0.8} d^{0.8} + Ld^2 \quad (1-2)$$

$$M = Kf^{0.8} d^{1.8} \quad (1-3)$$

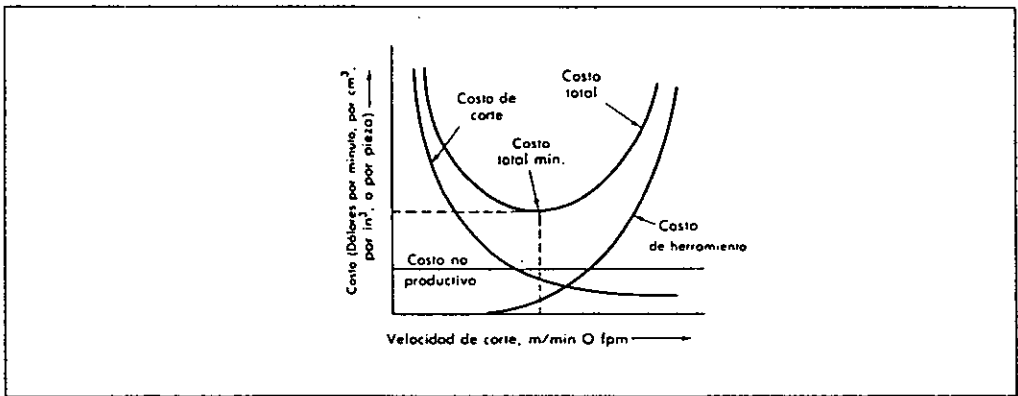


Figura 1-2. Elementos de costo para una operación de corte de metal.

El factor K es 24,000 para acero con dureza de 200 Bhn, 31,000 para acero de 300 Bhn, 34,000 para acero de 400 Bhn, 7,000 para aluminio y latón con plomo, 4,000 para la mayoría de las aleaciones de magnesio y 14,000 para la mayoría de los latones. El valor de L es 625.

La potencia para una operación de taladrado la estimamos en la base de que $P = MR/63,000$, donde R es la velocidad de la broca en RPM. La potencia está dada en caballos de fuerza (HP). Una porción insignificante de la potencia está relacionada con el empuje porque la alimentación es lenta en comparación con la velocidad.

El tiempo de corte es igual a la distancia de alimentación de la herramienta en pulgadas dividida entre la velocidad de alimentación en plg/min, esta relación se aplica al taladrado y al horadado.

1.2.3 Capacidad de Taladrado del Cabezal.

Como ya sabemos el torque máximo que transmite el taladro es de 1,200 lb-plg. lo que nos da un torque de 300 lb-plg en cada husillo del cabezal.

Teniendo 300 lb-plg como máximo y valiéndonos de las ecuaciones 1-2 y 1-3, podemos hacer una tabla (1-1) que nos indique el tamaño máximo de broca a utilizar según el tipo de material en el que vayamos a trabajar así como la alimentación, la fuerza de empuje necesaria y finalmente el torque real que se requiere para la operación.

Tabla 1-1.

Diametro máximo de la broca	material	alimentación	fuerza de empuje	torque
3/4 plg.	acero 200 Bhn	0.007 plg/rev	1071.50 lb.	270.0 lb-plg.
11/16 plg.	acero 300 Bhn	0.007 plg/rev	1162.94 lb.	298.2 lb-plg
5/8 plg.	acero 400 Bhn	0.007 plg/rev	1125.78 lb.	275.5 lb-plg
1 plg	aluminio y latón con plomo	0.015 plg/rev	1111.40 lb.	243.2 lb-plg
1 plg	aleaciones de magnesio	0.025 plg/rev	1043.25 lb.	209.1 lb-plg.
14/16 plg.	aleaciones de laton	0.010 plg/rev	1110.60 lb.	276.5 lb-plg

En esta tabla se puede ver que el empuje total máximo es el que se obtiene al trabajar con acero 300 BHN y broca de 11/16 de pulgada, que al multiplicarlo por el número de husillos(4), obtenemos una fuerza total de empuje necesaria de 4651.76 lb., valor que está por debajo del máximo permisible para el taladro que es de 6680 lb., por lo tanto los valores que podemos ver en la tabla son posibles de realizar por el cabezal.

1.3 UTILIZACIÓN DE MONTAJES PARA MAQUINADO

Es usual en la industria metalmecánica el empleo de montajes y herramientas especiales, que en combinación con la maquinaria y equipo, son necesarias para la generación de superficies geométricas según un proceso predeterminado.

Un montaje de maquinado es un dispositivo especial en el cual se sujeta la pieza a maquinarse y se coloca fijamente a la mesa de trabajo de la máquina herramienta, para facilitar la ejecución de una operación de maquinado en particular.

Para obtener piezas bien maquinadas por medio de nuestro cabezal sugerimos el empleo de montajes especiales para maquinado, ya que debido a las vibraciones que se puedan generar se pueden producir pequeños cambios en la posición de la herramienta de corte. Como un ejemplo de montaje para maquinado tenemos el de la figura 1-3. El montaje que se muestra es para taladrar una pieza prismática que se encuentra apoyada en la base del montaje, orientada por la parte (M) y localizada por el tope; para fijar la pieza al montaje se utiliza un tornillo y para guiar la broca a través del montaje hasta la pieza se tiene un buje guía.

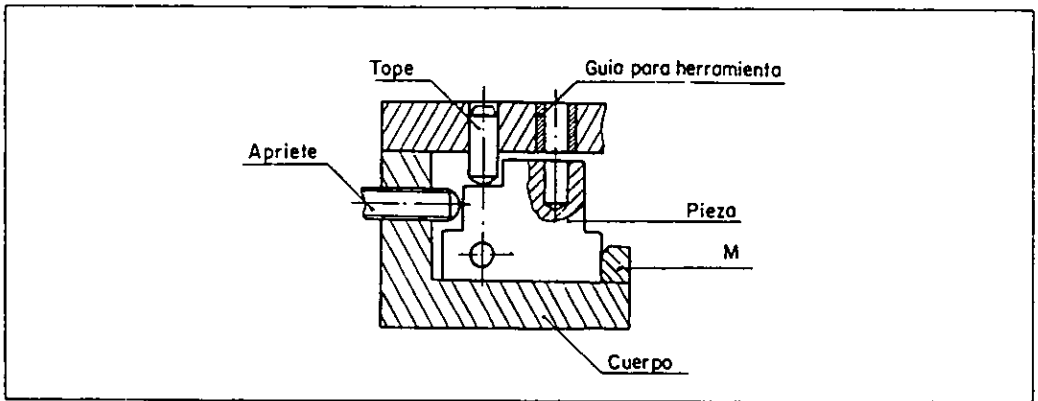


Figura 1-3. Montaje para Taladrado.

CAPÍTULO 2

DISEÑO DEL TREN DE ENGRANES

2.1 LOS ENGRANES Y EL TREN DE ENGRANES

Los engranes son ruedas cilíndricas dentadas que se emplean para transmitir movimiento y potencia desde un eje o flecha giratorio a otro. Los dientes de un engrane impulsor 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 consiguiente se transmite un torque, además, debido a que el engrane está girando, también se transmite potencia.

Un tren de engranes son dos o más engranes que operan juntos para transmitir potencia. Por lo general, hay un cambio de velocidad de un engrane al siguiente debido a los tamaños distintos de los engranes que se enlazan. El elemento fundamental del cambio en la relación de velocidad total en un tren de engranes, es la relación de velocidad entre dos engranes en un solo par.

2.2 BASES DEL DISEÑO DE LOS ENGRANES

2.2.1 El Taladro

Para iniciar el diseño de los engranes es necesario recordar que como se señaló en el capítulo 1, que el diseño se basa en el taladro de columna Arboga con cabezal engranado de piso. Las características de este taladro fueron proporcionadas en el capítulo 1, sin embargo para el diseño de los engranes es necesario recordar que la potencia del motor es

de 2 caballos de fuerza y las velocidades que nos puede proporcionar van desde 105 hasta 1790 revoluciones por minuto.

2.2.2 Características del cabezal

El cabezal requiere de 9 engranes colocados en un mismo plano como puede apreciarse en el Anexo 1, en el dibujo puede apreciarse que el engrane impulsor irá colocado en el centro del cabezal mientras que los 8 engranes restantes van colocados alrededor del engrane impulsor con sus respectivos centros a 90 grados con relación al centro del engrane impulsor.

Es necesario señalar que pretendemos obtener una misma velocidad de giro entre el engrane impulsor y los engranes impulsados y también que los ejes a los cuales se les acopla la broca giren en el mismo sentido, esto debido a que el filo de las brocas comunes cortan en un solo sentido por lo que el tamaño de los engranes en cuanto a diámetros será el mismo para los 9.

2.3 TEORÍA DEL DISEÑO DE ENGRANES RECTOS

Para comprender el diseño de los engranes del cabezal para brocas es necesario tomar en cuenta lo siguiente:

2.3.1 Nomenclatura y Características de los Dientes de los Engranes

El paso circular, p , de un engrane recto está definido como la distancia, sobre el círculo de paso, desde un punto en el diente hasta el punto correspondiente del diente adyacente. El paso diametral está definido por el número de dientes del engrane dividido entre el diámetro del círculo de paso.

De acuerdo a estas definiciones tenemos las siguientes ecuaciones:

$$p = \pi d / N_t \quad (2-1)$$

donde

p = paso circular en pulgadas

d = diámetro del círculo en pulgadas

N_t = número de dientes del engrane.

$$P_d = N_t / d \quad (2-2)$$

donde P_d = paso diametral, y

$$P_d \cdot p = \pi \quad (2-3)$$

El paso diametral determina el tamaño relativo del diente del engrane. Para que dos engranes trabajen juntos deben tener el mismo paso, además, cuando dos engranes están engranados, la distancia entre los centros de los mismos es igual a la mitad de la suma de sus diámetros de paso, en forma de ecuación lo podemos ver de la siguiente forma:

$$c = (d_1 + d_2) / 2 \quad (2-4)$$

Además de los componentes indicados anteriormente los engranes también cuentan con las siguientes características:

Cabeza (a). Es la distancia radial del círculo de paso a la parte exterior de un diente.

Raíz o Pie (b). Es la distancia radial del círculo de paso a la parte inferior del espacio entre dientes.

Espaciamiento (c). Es la distancia radial de la parte superior de un diente a la parte inferior del espacio entre dientes del engrane que embona cuando está accionado por completo. Podemos observar que:

$$c = b - a \quad (2-5)$$

Diámetro Exterior (D_o). Es el diámetro del círculo que encierra la parte exterior de los dientes del engrane. Podemos ver que:

$$D_o = D + 2a \quad (2-6)$$

pero también debido a que tanto el diámetro de paso, D , como la cabeza, a , se pueden definir en términos del paso diametral, P_d . Una vez que se llevan a cabo las sustituciones correspondientes se obtiene la siguiente ecuación:

$$D_o = N/P_d + 2/P_d = (N + 2)/P_d \quad (2-7)$$

Diámetro de la Raíz (DR). Es el diámetro que contiene la parte inferior del espacio del diente. Veamos que:

$$D_R = D - 2b \quad (2-8)$$

Profundidad Total (h_t). Es la distancia radial desde la parte superior de un diente hasta la parte superior del espacio del diente. Observemos que:

$$h_t = a + b \quad (2-9)$$

Profundidad de Trabajo (h_k). Es la distancia radial a la que se proyecta un engrane de un diente hacia el espacio del diente del engrane con el que enlaza. Veamos que:

$$h_k = 2a \quad (2-10)$$

Espesor del Diente (t). Es la longitud de arco, medida en el círculo de paso, de un lado del diente hasta el otro lado y tiene el valor teórico de la mitad del paso circular. Es decir:

$$t = p/2 = p/2P_d \quad (2-11)$$

Espacio de diente. Es la longitud de arco, que es medida en el círculo de paso, del lado derecho de un diente al lado izquierdo del diente siguiente. En teoría, el espacio de diente es igual al espesor del diente. Pero por razones prácticas, el espacio de diente se hace más grande.

Contragolpe. El contragolpe es la diferencia entre el espacio de diente y el espesor de diente y se hace debido a que si fueran del mismo tamaño, la geometría del diente tendría que ser absolutamente precisa para que operen los dientes, y no habría espacio disponible para la lubricación de la superficie de los dientes.

Espesor o ancho de la cara (F). Es el espesor medido en forma paralela al eje del engrane.

Cara. Es la superficie de un diente de un engrane a partir del círculo de paso hasta el círculo externo del engrane.

Flanco. Es la superficie de un diente de un engrane a partir del círculo de paso hasta la raíz del espacio del diente, incluyendo el chaflán.

Distancia central (C). Es la distancia desde el centro del piñón al centro del engrane; es la suma de los radios de paso de los dos engranes enlazados. Es decir:

$$C = D_G/2 + D_p/2 = (D_G + D_p)/2 \quad (2-12)$$

o bien

$$C = (N_G + N_p)/2Pd \quad (2-13)$$

Para conocer mejor la localización de cada una de las partes expuestas anteriormente se puede revisar la figura 2-1.

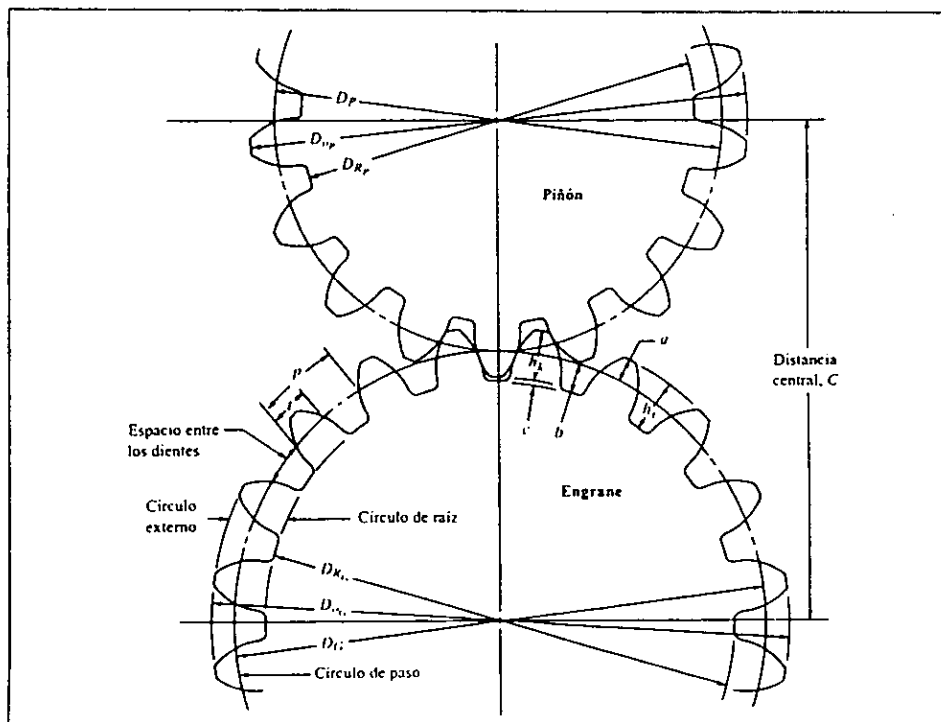


Figura 2-1. Características de un par de engranes.

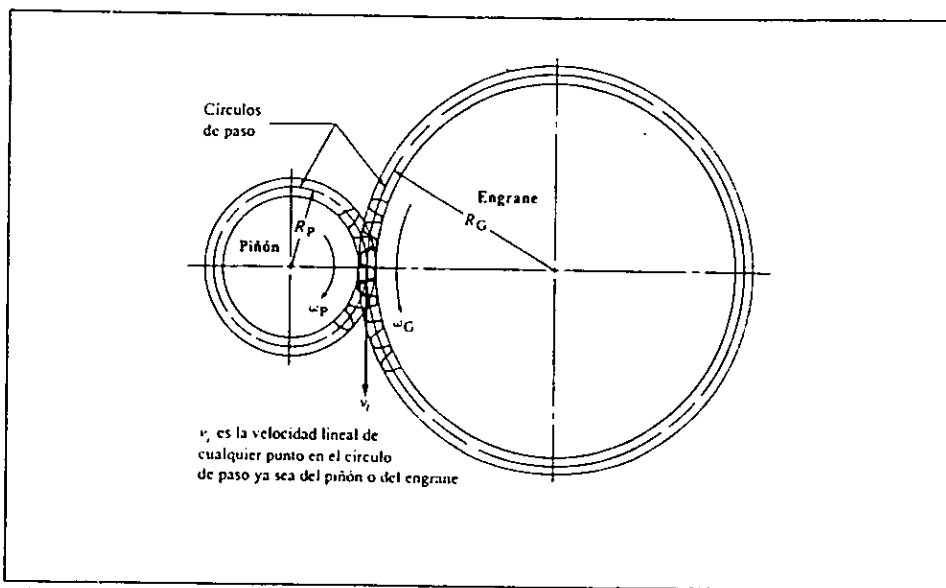


Figura 2-2. Dos engranes enlazados.

2.3.2 Diseño de los engranes.

Los engranes que vamos a diseñar deberán cumplir con los siguientes puntos importantes:

- 1) Los 9 engranes deben tener el mismo número de dientes por lo que girarán a la misma velocidad.
- 2) El par de torsión máximo será cuando la velocidad del taladro sea menor, por lo tanto deberán tener la capacidad de transmitir hasta $2(63000)/105 = 1200$ lb-plg.
- 3) El diseño de los 9 engranes estará basado únicamente en el diseño del engrane impulsor, es decir el engrane que está conectado directamente a la flecha que se acopla a la flecha de salida del taladro.
- 4) La potencia del taladro es de 2 HP, por lo que cada uno de los engranes impulsados deberá transmitir 0.5 HP aproximadamente y ésta será la capacidad de taladrado del cabezal.

5) Como una selección de diseño, se ha decidido que el ángulo de presión para los engranes sea de 20° de profundidad total.

Después de los puntos que hemos señalado anteriormente es posible ahora iniciar el diseño del engrane para determinar entre otras cosas su paso diametral, diámetro de paso, ancho de la cara, y material de fabricación entre otras cosas, por lo que iniciaremos el diseño por medio de los siguientes pasos:

PASO 1) La relación nominal de velocidad será de:

$$VR = n_p/n_g = 105/105 = 1$$

donde n_p = revoluciones por minuto del engrane impulsor

n_g = revoluciones por minuto del engrane impulsado

PASO 2) Se propone que el número de dientes de los engranes sea de 24, por lo tanto $N = 24$ y también que el paso diametral (P_d) sea de 12 por lo tanto el diámetro de paso será de:

$$D = N/P_d = 24/12 = 2 \text{ plg}$$

Debido a esto la distancia central(C) será de:

$$C = (N_p + N_g)/2P_d = (24 + 24)/ 2(12) = 2 \text{ plg}$$

PASO 3) La velocidad en la línea de paso (v_t) se define como la velocidad lineal en un punto del círculo de paso del engrane y que puede apreciarse en la figura 2-2, la calculamos de la siguiente manera:

$$v_t = \pi D n_p / 12 = (\pi)(2)(105)/12 = 54.97 \text{ pie/min.}$$

PASO 4) Cálculo de la carga transmitida (W_t). La carga transmitida o fuerza tangencial, genera un momento de flexión en los dientes del engrane similar a la que se genera en una viga cantiliver. Esta fuerza puede apreciarse mejor en la figura 2-3 y el cálculo es como sigue:

$$W_t = 33000(\text{HP})/v_t = 33000(0.5)/54.97 = 300.16 \text{ lb}$$

donde HP = potencia transmitida en el engrane es decir 0.5 HP.

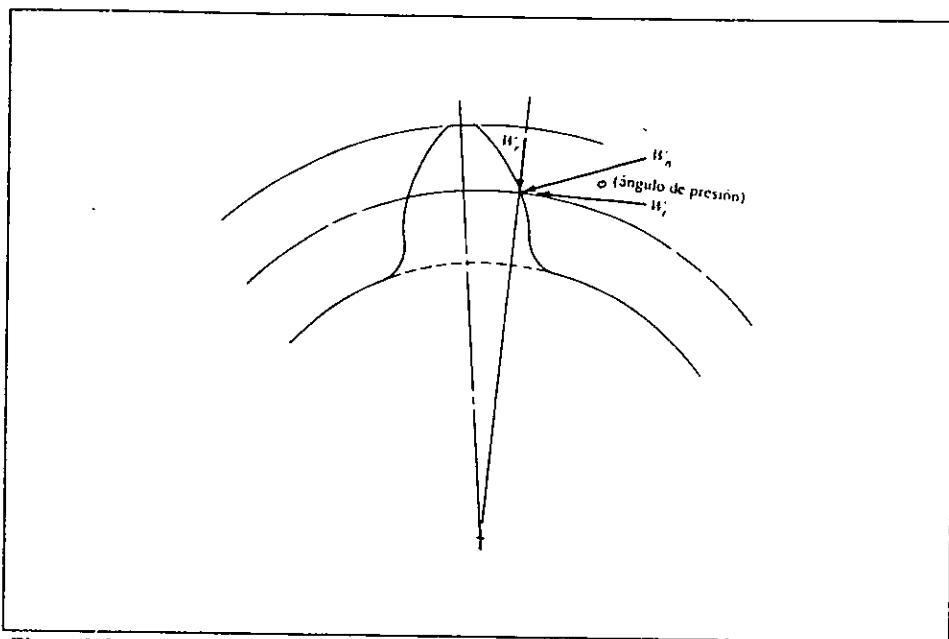


Figura 2-3. Fuerzas que actúan en los dientes de engranes.

PASO 5) Especificación de un número de calidad. Los números nos proporcionan la precisión que por lo regular se ejerce en la fabricación e instalación de engranes. El diseño de todo el sistema de engranes, incluso los ejes, cojinetes y la carcasa deben apegarse a esta precisión. Para especificar un número de calidad nos hemos referido a la tabla 2-1, en la tabla vemos que con v_f igual a 54.97 pie/min debemos escoger un número de calidad de entre 6 y 8 por lo que hemos decidido tomar el número 6 es decir $Q_v = 6$. En la tabla podemos observar que entre las aplicaciones que tienen los engranes de calidad 6 hay entre otros equipos, impulsores para fregadores de acero, grúas, prensas de punzón, etc.

TABLA 2-1. Números de Calidad AGMA que se sugieren

Impulsores para herramientas mecánicas e impulsores para otros sistemas mecánicos de alta calidad.

Velocidad de línea de paso (pies/min)	Número de calidad	Velocidad de línea de paso (m/s)
0-800	6-8	0-4
800-2000	8-10	4-11
2000-4000	10-12	11-22
mas de 4000	12-14	mas de 22

PASO 6) Factor de dinámica (K_v). El factor de dinámica considera el hecho de que la carga es asumida por un diente con cierto grado de impacto y que la carga real a la que se somete el diente es mayor que la carga transmitida sola. El valor de K_v depende de la precisión del perfil del diente, de sus propiedades elásticas y de la velocidad con los dientes que entran en contacto. Para calcular K_v tenemos el Anexo 2 donde podemos ver que el valor de K_v es de aproximadamente 0.955.

PASO 7) Factor de aplicación (K_a). Los factores de aplicación consideran la posibilidad de que las variaciones de carga, vibraciones, el choque, los cambios de velocidad y otras condiciones particulares en una aplicación puedan dar por resultado picos de carga que excedan a W_t cuando se aplican a los dientes de los engranes durante la operación. Para nuestro diseño nos referiremos a la tabla 2-2 donde suponiendo que la fuente de poder es uniforme y que la máquina que es impulsada debe soportar choques fuertes debemos tomar un valor de K_a de 1.5.

Tabla 2-2. Factores de aplicación sugeridos, K_a

fuente de poder	Máquina que es impulsada			
	uniforme	choque ligero	choque moderado	choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

PASO 8) Factor de tamaño (K_s). La AGMA nos indica que el factor de tamaño puede considerarse como 1.00 para la mayor parte de los engranes, sin embargo es posible referirnos a la tabla 2-3 donde para un $P_d \geq 5$, el valor de K_s es de 1.00; como nosotros utilizamos un $P_d = 12$ entonces K_s de nuestro diseño deberá ser de 1.00.

Tabla 2-3 Factores de tamaño que se sugieren, K_s

Paso Diametral, P_d	módulo Métrico, m	Factor de tamaño, K_s
mayor o igual a 5	menor o igual a 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

PASO 9) Ancho o espesor de la cara (F). El espesor de la cara se puede especificar una vez que se ha elegido el paso diametral. Si bien es posible utilizar una amplia gama de espesores de cara los límites que se indican enseguida se utilizan para impulsores de engrane mecánicos a nivel general:

$$8/P_d < F < 16/P_d$$

$$\text{Valor nominal de } F = 12/P_d$$

A su vez, por lo regular, el espesor de la cara no es mayor que el diámetro de paso del engrane impulsor o piñón. Se le asigna un valor limite al ancho de la cara para reducir a su mínima expresión los problemas de alineación. Un espesor de cara en extremo ancho incrementa la oportunidad de que la carga en la cara de los dientes sea menor que la total. Primeramente probamos con $12/12 = 1$ plg de ancho sin embargo después de realizar los cálculos pertinentes nos hemos dado cuenta de que este valor está un poco bajo ya que requeriría de un material demasiado fuerte por lo que después de hacer cálculos con un ancho de 1.125 plg. este valor nos permite seleccionar un material accesible en el mercado. Para nuestro diseño entonces, $F = 1.125$ plg, que es un valor que podemos aceptar puesto que está dentro del rango permitido.

PASO 10) Factor de distribución de carga (K_m). El cálculo del factor de carga se basa en muchas variables en el diseño de los propios engranes así como en los ejes, cojinetes, carcazas, y en la estructura en la que se instala el impulsor de engrane. Por tanto es uno de los factores más difíciles de especificar. Se requiere de mucho trabajo analítico y experimental para calcular los valores de K_m . El Anexo 3 proporciona valores correspondientes a K_m .

Sabiendo que trabajamos con engranes abiertos, que $F = 1.125$ plg y $D_p = 2$ plg tenemos que:

$F/D_p = 1.125/2 = 0.5625$ con esta relación podemos ver en el Anexo 3 que para estos valores $K_m = 1.3$ aproximadamente.

PASO 11) Factor de espesor de la corona (K_b). Cuando la corona del engrane es muy delgada, puede deformarse y provocar que el punto de tensión máxima cambie del área del chafán de los dientes del engrane a un punto dentro de la corona.

La figura 2-4 puede utilizarse para estimar el grado de influencia del espesor de la corona. El parámetro geométrico clave se denomina "relación de respaldo o apoyo", m_B , donde:

$$m_B = t_R/h_t$$

t_R = espesor de la corona

h_t = profundidad total de los dientes del engrane

para $m_B > 1.2$ la corona es lo suficientemente resistente y rígida para soportar los dientes y $K_b = 1.0$, por lo tanto para nuestro diseño el valor de K_b es igual a 1.0 debido a que se usará un disco sólido para fabricar el engrane con $K_b = 1$.

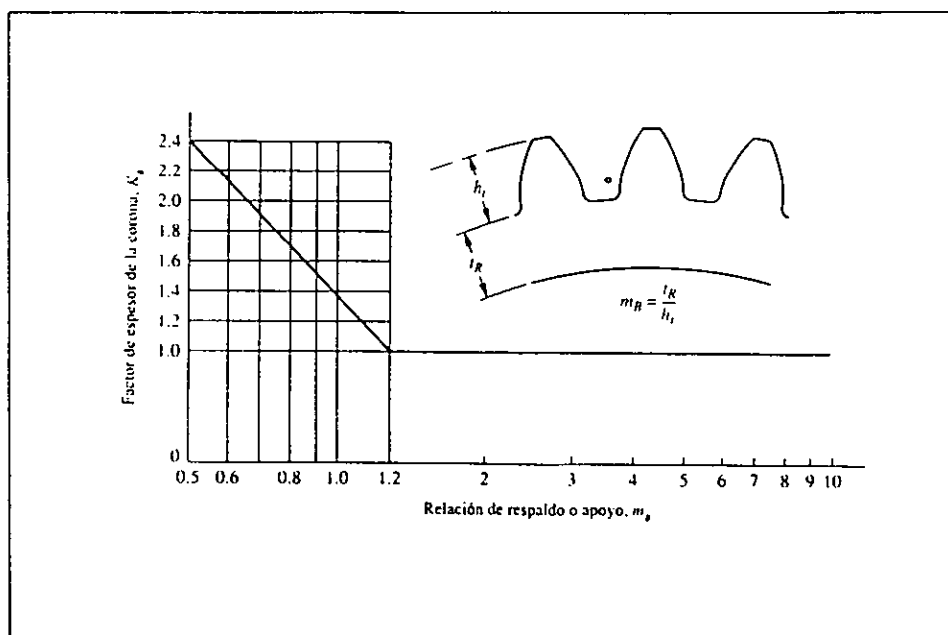


Figura 2-4. Factor de espesor de la corona, K_B . (Tomada del estándar AGMA-2001-B88 Factores fundamentales para calificación y métodos de cálculo para dientes evolventes de engranes de talla recta o cilíndricos y helicoidales.)

PASO 12) Factor de geometría (J). El valor para el factor de concentración de tensión (K_t) depende de la forma de los dientes, la forma y el tamaño del chaflán en la raíz del diente, y el punto de aplicación de la fuerza en el diente. El valor del factor de la forma de Lewis (Y), también depende de la geometría de los dientes. Por lo tanto, los dos factores se combinan en un solo término, el factor de geometría, J , donde $J = Y/K_t$. El Anexo 4

muestra la gráfica para el factor de geometría de dientes evolventes de profundidad 20° . El valor más seguro para utilizarse es aquel que corresponde a la carga que se aplica en la punta del diente. En nuestro diseño, refiriéndonos al Anexo 4, vemos que teniendo $N = 24$ tanto en el engrane impulsor como en el enlazado, las líneas de la gráfica para cada engrane coinciden donde $J = 0.34$, por lo que tomamos este valor para continuar con el diseño.

PASO 13) Cálculo de la tensión por flexión. La fuerza tangencial, W_t , genera un momento de flexión en los dientes. La tensión por flexión resultante es máxima en la base de los dientes en el chaflán que une al perfil evolvente con la parte inferior del espacio entre dientes. Tomando en cuenta la geometría detallada del diente, Wilfred Lewis desarrolló la ecuación para la tensión en la base del perfil evolvente, que actualmente conocemos como ecuación de Lewis.

$$\sigma_t = (W_t \cdot P_d) / (F \cdot Y) \quad (2-14)$$

En tanto presenta la base teórica para el análisis de tensiones de los dientes de engranes, la ecuación de Lewis debe modificarse para el diseño y el análisis prácticos. Una limitación importante es que no toma en cuenta la concentración de tensión que existe en el chaflán del diente. Comparar la tensión real en la raíz con la que se predice mediante la ecuación de Lewis permite determinar el factor de concentración de tensión, K_t , para el área del chaflán. Al colocar esto en la ecuación anterior se obtiene

$$\sigma_t = (W_t \cdot P_d \cdot K_t) / (F \cdot Y) \quad (2-15)$$

Al utilizar el factor de geometría, J , en la ecuación tendremos

$$\sigma_t = (W_t \cdot P_d) / (F \cdot J) \quad (2-16)$$

a esta ecuación se le puede dar el nombre de ecuación de Lewis modificada. Otras modificaciones de la ecuación son sugeridas por AGMA en el estándar 2001/B88 para el diseño práctico con el fin de que se considere la variedad de condiciones que pueden encontrarse durante el servicio. Como resultado de estas modificaciones tenemos la siguiente ecuación:

$$\sigma_t = (W_t * Pd/F * J)(K_a K_s K_m K_b/K_v) \quad (2-17)$$

Por medio de esta ecuación y contando con los valores anteriormente obtenidos tenemos que

$$\sigma_t = (300.16 * 12)/(1.125 * 0.34)(1.5 * 1 * 1.30 * 1)/(0.955)$$

$$\sigma_t = 19227.98 \text{ lb/plg}^2$$

PASO 14) Resistencia a la corrosión de dientes de engranes. Los dientes de engranes deben asegurarse contra fallas por fractura, y también deben ser capaces de operar durante la vida útil que se desea sin que exista corrosión significativa de la forma del diente. La corrosión es el fenómeno en el cual pequeñas partículas se eliminan de la superficie de los dientes debido a las altas fuerzas de contacto que se presentan entre los dientes de engranes. En realidad la corrosión es la falla por fatiga en la superficie de los dientes. Una operación prolongada después de que ha ocurrido corrosión provoca que la forma de los dientes se modifique en forma asombrosa, lo cual origina ruido y vibración.

La propiedad más importante de los dientes de los engranes que proporciona resistencia a la corrosión es la dureza de la superficie de los dientes.

Al igual que en la ecuación para tensión por flexión en dientes de engranes, un factor de aplicación, C_a , un factor de tamaño, C_s , un factor de dinámica, C_v , y un factor de distribución de carga, C_m , deben incluirse en la ecuación de tensión por contacto. Los valores de estos factores pueden considerarse como iguales a los factores correspondientes para el análisis de tensión K_a , K_s , K_m y K_v . El desarrollo de la ecuación que corresponde a la tensión por contacto en los dientes de los engranes se basa en el análisis de dos cilindros que se someten a la acción de una carga radial. Los radios de los cilindros se considera que son los radios de curvatura de las formas evolventes de los dientes que embonan en el punto de contacto. La ecuación es la siguiente:

$$\sigma_c = C_p ((C_a * C_s * C_m * W_t)/(C_v * F * D_p * I))^{1/2}$$

donde C_p = es el coeficiente elástico que depende de las propiedades del material, los valores de C_p se pueden encontrar en el Anexo 5, para esto hemos decidido que los

engranes estarán hechos de acero, por lo tanto $C_p = 2300$. I es el factor de geometría, y depende de la geometría del diente y de la relación de engrane. Los valores para I se pueden encontrar en el Anexo 6; en el caso de nuestro diseño sabemos que $N = 24$ y que la relación de engrane es de 1 por lo que refiriéndonos a la tabla vemos que el valor de I deberá ser de 0.08. Conociendo esto y conociendo el valor de los factores de tensión por contacto los cuales son:

$$C_a = 1.5$$

$$C_s = 1.0$$

$$C_m = 1.3$$

$$C_v = 0.955$$

utilizando la ecuación anterior tenemos entonces que el esfuerzo por tensión o contacto es:

$$\sigma_c = 2300((1.5)(1)(1.30)(300.16)/((0.955)(1.125)(2)(0.08)))^{1/2}$$

$$\sigma_c = 134209.60 \text{ psi}$$

conociendo ya el valor de los esfuerzos que se deben tomar en cuenta al diseñar engranes podemos ver que $\sigma_c > \sigma_t$ por lo tanto el esfuerzo de tensión por contacto será el que controle el diseño de los engranes. Observando el Anexo 7 encontramos un acero de grado 2 con dureza de 300 BHN el cual tiene un esfuerzo de tensión permisible de hasta 135000 psi aproximadamente, este valor es más grande que el de 134209.60 psi encontrado para el esfuerzo de tensión por contacto por lo que los engranes diseñados deberán aguantar el esfuerzo que podría presentarse de aproximadamente 134209.60 psi.

PASO 15) Para el diseño de los engranes es posible especificar cualquier acero que pueda endurecerse hasta 3000 BHN; a partir del Anexo 8 podemos especificar para todos los engranes un acero AISI 4140 OQT 1100.

2.4 RESUMEN DE RESULTADOS

Potencia transmitida: 2 HP de un motor eléctrico(0.5 HP por engrane impulsado)

Velocidad de engrane impulsado: 105 RPM: velocidad del engrane = 105 RPM.

Relación de velocidad: 1

Piñón: $P_d = 12$; $N_p = 24$; $D_p = 3$ plg; $F = 1.125$ plg

Engranes: $P_d = 12$; $N_g = 24$; $D_g = 3$ plg; $F = 1.125$ plg

Velocidad de la línea de paso: $v_t = 54.97$ pies/min

Carga transmitida: $W_t = 300.16$ lb

Numero de Calidad: $Q_v = 6$; factor de dinámica: $K_v = 0.955$

factor de aplicación: $K_a = 1.50$; factor de tamaño: $K_s = 1.0$

Factor de distribución de carga: $K_m = 1.30$

Factor de espesor de la corona = $K_b = 1.00$

Factor de vida útil: $K_L = 1.00$ para 10^7 ciclos

Factor de confiabilidad: $K_R = 1.00$ para confiabilidad de 99 %

Número de tensión o esfuerzo por flexión de los 9 engranes: $\sigma_t = 19228.18$ lb/plg²

Número de tensión debida al contacto para los 5 engranes: $\sigma_c = 134210.27$ psi

Dureza que se requiere en acero de Grado 2 igual a 300 BHN con base en la tensión por contacto permisible

Especificación del material: AISI 4140 OQT 1100, 300 BHN mínimo

Para el diseño se pueden utilizar otros materiales.

CAPÍTULO 3

DISEÑO DE LAS FLECHAS

3.1 LAS FLECHAS

Una flecha o eje es el componente de los dispositivos mecánicos que transmite energía rotacional y potencia. Es parte integral de dispositivos o artefactos como reductores de velocidad tipo engrane, impulsores de banda o cadena, transportadores, bombas, ventiladores, a una velocidad de giro o velocidad rotacional específica, el eje se sujeta, de manera inherente, a un momento de torsión o torque. Por consiguiente, en el eje se genera tensión por esfuerzo de corte por torsión. A su vez, por lo regular, un eje soporta componentes transmisores de potencia como engranes, poleas acanaladas para bandas o ruedas dentadas de cadena, que ejercen fuerzas sobre el eje en sentido transversal, es decir perpendicular a su eje. Estas fuerzas transversales provocan que se generen momentos de flexión en el eje, ello requiere de un análisis de tensión debida a la flexión.

3.2 BASES DEL DISEÑO DE FLECHAS O EJES

Debido a la aparición simultánea de tensiones por esfuerzo de corte por torsión y tensiones normales que se deben a la flexión, el análisis de una flecha o eje virtualmente implica siempre el uso de un enfoque combinado para el aspecto de las tensiones. El

método que se sugiere y que utilizaremos para el diseño de los ejes es el de la teoría de la falla por distorsión de la energía.

Las actividades específicas que debemos llevar a cabo en el diseño y análisis de nuestras flechas o ejes dependen del diseño que se haya propuesto, así como de la forma en que se cargue y se soporte. Sabiendo esto, es sugerible el procedimiento siguiente para el diseño de un eje:

1. Determinar la velocidad de giro del eje o flecha.
2. Calcular la potencia o torque que va a transmitir el eje.
3. Determinar el diseño de los componentes transmisores de potencia u otros dispositivos que se pretenda montar en la flecha y especifique la ubicación que se necesita dar a cada dispositivo.
4. Precisar la ubicación de los cojinetes en los que se apoyará el eje. Se supone que las reacciones en los cojinetes que soportan cargas radiales ejercen acción en el punto medio de los cojinetes.

Otro concepto importante es que casi siempre se utilizan dos cojinetes para dar soporte a una flecha. Deben colocarse, de ser posible, en cualquier extremo de los elementos que transmiten potencia para proporcionar soporte estable a la flecha y generar una carga razonable bien balanceada en los cojinetes, éstos se deben colocar cerca de los elementos que transmiten potencia a fin de minimizar los momentos de flexión. Además, la longitud total de la flecha debe ser mínima para mantener las deflexiones en un nivel aceptable.

5. Proponer la forma general de la geometría para el eje, considerando de qué manera se mantendrá en posición axialmente y cómo se llevará a cabo la transmisión de potencia a partir de cada elemento hacia el eje. Por ejemplo, consideremos la flecha o eje de la

figura 3-1, que debe soportar dos engranes como el eje intermedio en un reductor de velocidad de doble reducción del tipo de engranaje recto o cilíndrico. El engrane A recibe potencia del engrane P mediante el eje de entrada. La potencia se transmite del engrane A hacia el eje por medio de la cuña en la interface entre la masa del engrane y el eje. Después, la potencia se transmite a lo largo del eje hacia el punto C, donde, mediante otra cuna, pasa al engrane C. A continuación, el engrane C transmite potencia al engrane Q, y en consecuencia, al eje o flecha de salida.

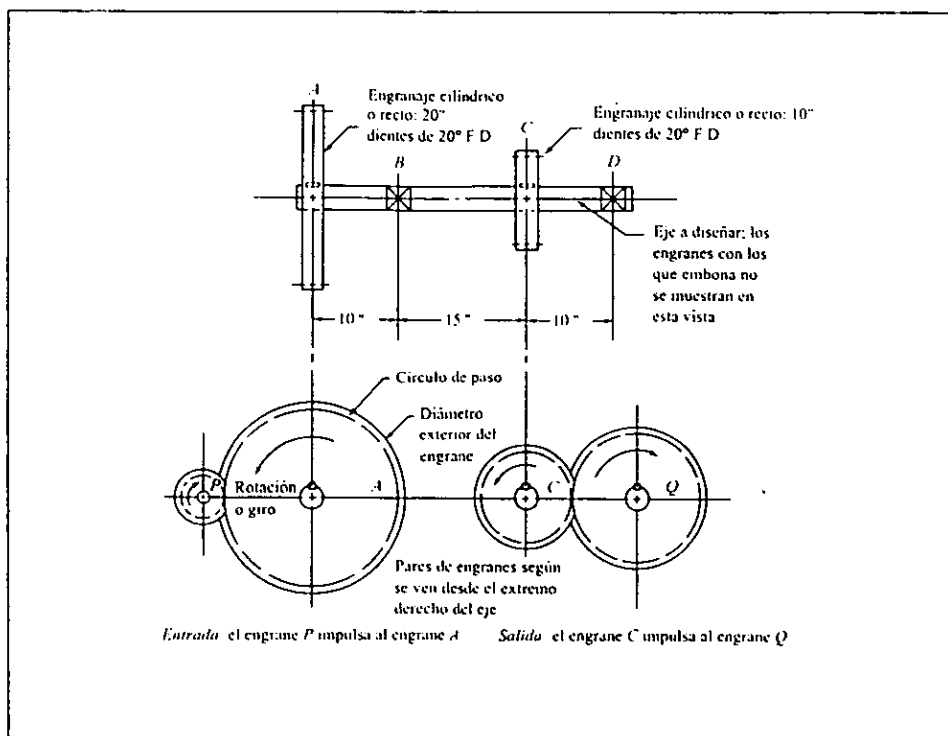


Figura 3-1. Eje intermedio para un reductor de velocidad tipo engranaje cilíndrico o recto de doble reducción.

Ahora hemos optado por colocar los cojinetes en los puntos B y D en el eje que se va a diseñar. No obstante, ¿cómo ubicaremos los cojinetes y los engranes de manera que se asegure que permanecerán en su sitio durante la operación, el manejo, el embarque y demás. Desde luego éstos pueden hacerse recurriendo a distintos métodos. En la figura 3-2 proponemos uno de ellos. Es necesario maquinarse hombros en el eje donde asentarán los cojinetes y los engranes en un lado de cada elemento.

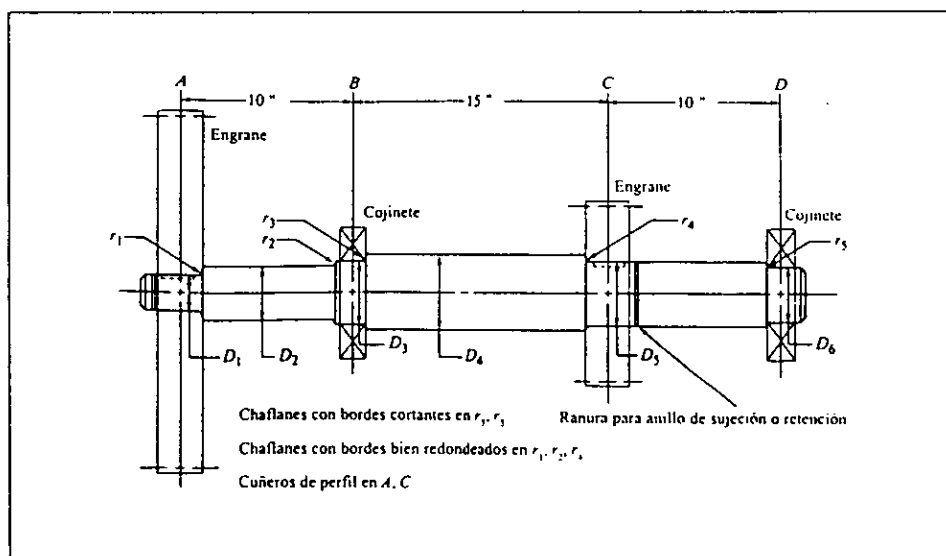


Figura 3-2. Geometría propuesta para el eje de la figura 3-1.

Los engranes se afianzarán en el otro lado mediante anillos de retención que se insertan en ranuras que se hacen en el eje. Los cojinetes se fijarán en su posición por medio de la carcasa que actúa sobre los canales exteriores de los cojinetes. En el eje se maquinarán

asientos para las cuñas en el lugar donde se coloque cada engrane. Esta geometría que es sugerida permite la ubicación positiva de cada elemento.

6. Calcular la magnitud del torque que se observa en todos los puntos del eje. Es sugerible elaborar una gráfica de torque.

7. Calcular las fuerzas que ejercen acción sobre el eje, tanto radial como axialmente.

8. Determinar las fuerzas radiales en componentes en sentidos perpendiculares, por lo regular tanto vertical como horizontalmente.

9. Calcular las reacciones en todos los cojinetes de soporte en cada uno de los planos.

10. Elaborar las gráficas completas de fuerza de corte y de momento de flexión para determinar la distribución de los momentos de flexión sobre el eje.

11. Elegir el material con el cual se va a fabricar el eje y especificar su condición: extruido en frío, con tratamiento térmico etc..

12. Calcular una tensión de diseño adecuada, considerando la manera en que se aplica la carga (suave, de choque, sucesiva e inversa de otro tipo).

13. Analizar cada punto crítico de eje para determinar el diámetro mínimo aceptable del eje para verificar la seguridad bajo aplicación de carga en cada punto. En general, los puntos críticos son numerosos e incluyen aquellos donde tiene lugar un cambio de diámetro, donde se generan los valores más altos de torque y de momento de flexión y donde se presentan concentraciones de tensión.

14. Especificar las dimensiones finales para cada punto en el eje. Por lo regular, se utilizan los resultados del paso 13 a manera de parámetro, después se eligen los valores convenientes. Deben especificarse, a su vez, detalles como tolerancias, radio de los chaflanes, altura de los hombros, y dimensiones de los cuneros. A veces, el tamaño y la

tolerancia para el diámetro de un eje son dictados por el elemento que va a montarse ahí. Por ejemplo, los catálogos de los fabricantes de cojinetes incluyen límites que se sugieren para los diámetros de los asientos de los engranes de los ejes.

3.3 FUERZAS QUE EJERCEN ELEMENTOS DE MAQUINARIA SOBRE FLECHAS O EJES

Los engranes, las poleas acanaladas para bandas, y otros elementos que casi siempre son soportados por ejes o flechas, ejercen fuerzas sobre los ejes que dan lugar a momentos de flexión. A continuación mostraremos un análisis de los métodos que se utilizan para calcular estas fuerzas, únicamente para los casos que hemos contemplado para el diseño del cabezal para brocas. En general, se tendrán que utilizar los principios de la estadística y la dinámica para determinar las fuerzas para cualquier elemento en particular.

3.3.1 Ruedas Dentadas

Como lo vimos anteriormente y podemos observar en la figura 3-3, la fuerza que se ejerce sobre los dientes de un engrane mientras se transmite potencia actúa de manera normal, es decir perpendicular, al perfil evolvente de los dientes. En el análisis de ejes, conviene considerar los componentes rectangulares de esta fuerza que ejercen su acción en sentido radial así como tangencial. Más convenientemente aún es calcular la fuerza tangencial, W_t ,

directamente del torque que se conoce, el cual es transmitido por el engrane. Para unidades del sistema inglés:

$$T = 63000(P)/n \quad (3-1)$$

$$W_t = T/(D/2) \quad (3-2)$$

donde P es la potencia que se transmite en caballos de fuerza (HP), n es la velocidad de giro en revoluciones por minuto (RPM), T es el torque en libras por pulgada y D es el diámetro de holgura del engrane en pulgadas.

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

$$W_r = W_t \tan \phi \quad (3-3)$$

y no es necesario calcular la fuerza total. Para engranes, el ángulo de presión por lo regular es de 14.5° , 20° o 25° . En nuestro caso como ya lo vimos en el capítulo anterior los engranes son de 20° .

3.3.2 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 lo tanto, los ejes subyacentes a los coples se sujetan a torsión, pero las desalineaciones no generan cargas axiales o por flexión. Más adelante hablaremos de la conocida como "junta universal o Hooke", puesto que la emplearemos como un elemento importante en el diseño de nuestro cabezal porta brocas.

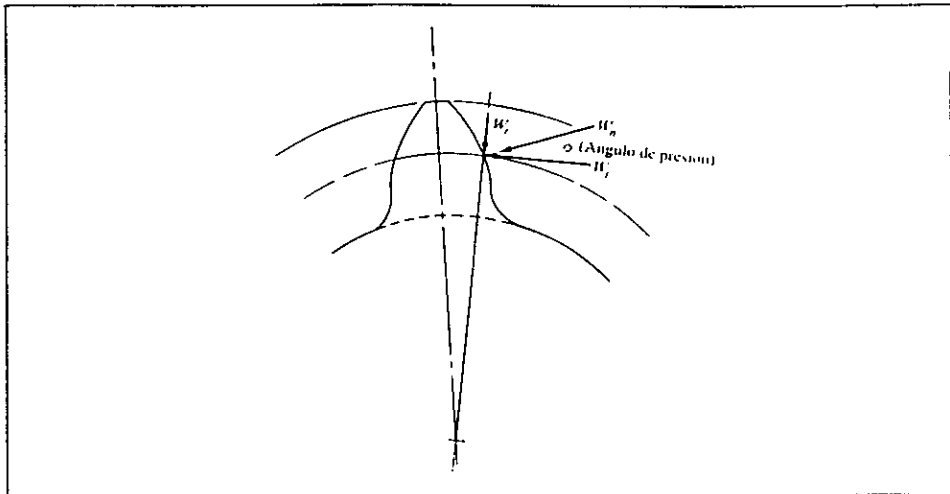


Figura 3-3. Fuerzas en los dientes de engranes.

3.4 CONCENTRACIONES DE TENSIONES EN LAS FLECHAS.

Para poder montar y ubicar en forma correcta los distintos tipos de elementos mecánicos en los ejes, por lo regular, el diseño final incluye varios diámetros, cuneros, ranuras para anillos y otras discontinuidades geométricas que dan lugar a concentraciones de tensión o esfuerzo. Estas concentraciones de esfuerzo deben ser tomadas en cuenta durante el análisis de diseño. Sin embargo, se presenta un problema debido a que cuando se inicia el proceso de diseño se desconocen los valores reales de diseño correspondientes a los factores de concentración de tensión. La mayor parte de los valores depende de los diámetros del eje y de la geometría de los chaflanes y, las ranuras de éstos, son los objetivos del diseño. El

problema puede superarse estableciendo 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 ya 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 nos permitirá juzgar la aceptabilidad del diseño. Las gráficas a partir de las cuales podemos calcular los valores finales están incluidas en los Anexos 9 y 10.

3.4.1 Valores preliminares de diseño para K_t

Aquí consideramos los tipos de discontinuidades geométricas que se encuentran con mayor frecuencia en ejes que transmiten potencia: cuñeros, chaflanes de hombros y ranuras para anillos de sujeción. En cada caso, de un valor de diseño que se sugiere relativamente alto se obtiene un resultado conservador para la primera aproximación hacia el diseño. De nuevo, hacemos énfasis que en el diseño final debe verificarse la seguridad. Esto es, si el valor final es más bajo que el valor original de diseño, el diseño aún es seguro. Por el contrario, si el valor final es más alto, tendremos que analizar una vez más las tensiones para el diseño.

3.4.2 Cuñeros.

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

Los dos tipos de cuñeros que se utilizan con mayor frecuencia son: el de perfil y el de corredera o rastra. El cuñero de perfil se fresa en el eje o flecha utilizando una punta en la fresa con diámetro igual al ancho de la cuña. La ranura que resulta 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 cortadora 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 de cuñero de perfil. Los valores de diseño que por lo general se utilizan según Mott (*Diseño de Elementos de Maquinas*, Robert L. Mott.) son:

$$K_t = 2.0 \text{ (perfil)}$$

$$K_t = 1.6 \text{ (de corredera o rastra)}$$

Cada uno de estos valores debe aplicarse al cálculo de esfuerzo o tensión por flexión de la flecha o eje. Los factores consideran tanto la reducción en sección transversal, como el efecto de la discontinuidad. Si la tensión por esfuerzo de corte por torsión es variable en lugar de constante, el factor de concentración de tensión también se aplica a ello.

3.4.3 Chaflanes de Hombros

Cuando en un eje se presentan cambios de diámetro para producir un hombro en el cual apoyamos un elemento mecánico, se genera una concentración de tensión que depende de la relación entre los dos diámetros y del diámetro del chaflán (ver figura 3-4). Es sugerible que el diámetro del chaflán sea lo más grande posible para minimizar la concentración de tensión; sin embargo, a veces el diseño del engrane, el cojinete u otro elemento afecta el

radio que podemos utilizar para fines de diseño. Los chaflanes se clasifican de acuerdo con dos categorías: con bordes cortantes y con bordes redondeados.

En este caso, el término con bordes cortantes en realidad no significa eso, es decir, sin ningún radio de chaflán en absoluto. Tal configuración de hombro tendría un factor de concentración de tensión en extremo alto y esto debemos evitarlo. Por el contrario, con bordes cortantes describe un hombro con un radio de chaflán relativamente pequeño. Una situación en la que es probable que se presente el caso anterior es donde se va a colocar un

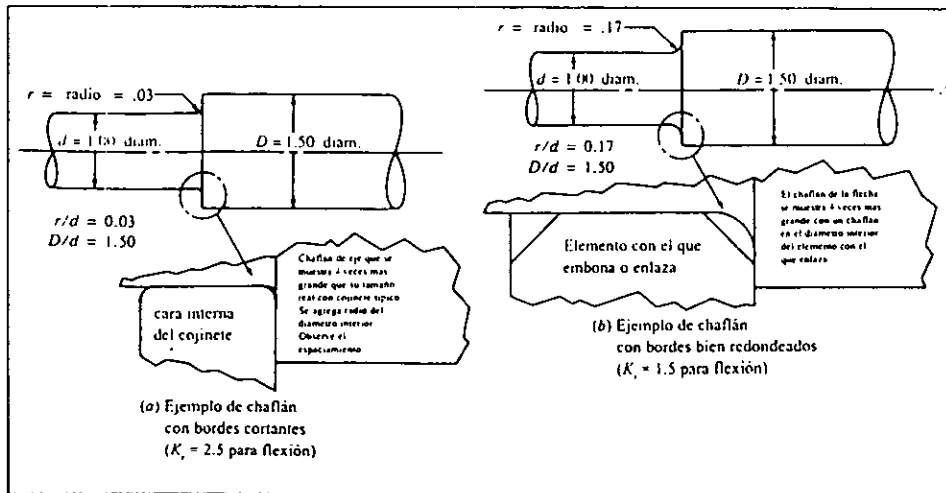


Figura 3-4. Chaflanes en ejes.

cojinete de bola. El canal interno del cojinete tiene un radio que se produce en la fábrica; no obstante, es pequeño. El radio del chaflán en el eje debe ser aún más pequeño para que el cojinete asiente debidamente contra el hombro. Cuando colocamos un elemento con un chaflán más grande en su diámetro interior que asienta contra el hombro o cuando no se asienta nada que se apoye en el hombro, el radio del chaflán puede ser mucho más grande,

bien redondeado, y el factor de concentración de esfuerzo es más pequeño. Para el diseño de flexión utilizaremos los valores propuestos por Mott (*Diseño de Elementos de Máquinas*; Pg. 295, Robert L. Mott):

$K_t = 2.5$ (chaflán con bordes cortantes)

$K_t = 1.5$ (chaflán bien redondeado)

En la gráfica para factores de concentración de tensión que se incluye en el Anexo 9, podemos observar que estos valores corresponden a relaciones de r/d aproximadamente de 0.03 para el caso del chaflán con bordes cortantes y de 0.17 para el chaflán con los bordes bien redondeados para una relación D/d de 1.50.

3.4.4 Ranuras para Anillos de Sujeción.

Los anillos de sujeción se utilizan en muchos tipos de aplicaciones en los ejes. Los anillos se colocan en ranuras que se hacen en las flechas o ejes, después que se ubica en su lugar el elemento que se va a sujetar. La geometría de la ranura la establece el fabricante del anillo. 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. Se puede obtener una idea aproximada del comportamiento de la flecha en el área que circunda la ranura si se consideran dos hombros con chaflán de bordes cortantes colocados casi juntos. En consecuencia, el factor de concentración de tensión o esfuerzo para una ranura es alto.

Cuando existe flexión, se usa $K_t = 3.0$ (*Diseño de Elementos de Máquina*; Pg. 295, Robert L. Mott) para diseño preliminar como un factor estimado que considera los chaflanes y la reducción en diámetro para calcular el diámetro nominal del eje o flecha

antes de correr la ranura. Cuando se nos presenta torsión junto con la flexión o cuando sólo existe torsión en una sección que nos interesa, el factor de concentración de la tensión no se aplica a la tensión por esfuerzo de corte por torsión porque ésta es constante. Sin embargo para que podamos considerar la disminución de diámetro en la ranura debemos aumentar el diámetro resultante que hemos calculado en aproximadamente 6%, un valor típico para anillos de sujeción comerciales. Pero después de que haya especificado el diámetro final del eje y la geometría de la ranura, debemos calcular la tensión o esfuerzo en la ranura con el factor de concentración de tensión adecuado para la geometría de la ranura.

3.5 TENSIONES DE DISEÑO PARA FLECHAS O EJES

En una flecha o eje en particular pueden existir al mismo tiempo condiciones distintas que generan esfuerzo o tensión. Para cualquier parte del eje que transmite potencia, habrá 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 sólo se generen tensiones por esfuerzos de flexión. Algunos puntos tal vez no se sujeten a flexión, tampoco a torsión pero experimentarán tensión por esfuerzo de corte vertical. Sobre las otras tensiones o esfuerzos pueden sobreponerse esfuerzos por tracción o por compresión. Entonces habrá algunos puntos en los que no se genere en absoluto tensiones o esfuerzos significativos.

En consecuencia, decidir qué tensión de diseño se debe utilizar depende de la situación particular en el punto que nos interesa. En muchos proyectos de diseño y análisis de flechas o ejes deben hacerse cálculos en distintos puntos para considerar en su totalidad la variedad de condiciones de carga y de geometría que existen.

3.5.1 Tensión Normal de Diseño, Carga que Genera Fatiga.

Para la flexión inversa sucesiva en un eje provocada por cargas transversales que se aplican a un eje que gira, la tensión de diseño se relaciona con la resistencia por durabilidad del material con el que fabriquemos el eje. Las condiciones reales bajo las cuales se fabrica y opera el eje deberán tenerse en cuenta cuando especifiquemos la tensión de diseño. El procedimiento que emplearemos nosotros es el siguiente:

1. Calculamos la resistencia máxima a la tracción del material, σ_u , a partir de los resultados de pruebas que se realizan, de las especificaciones del fabricante o de información publicada. Es necesario utilizar la información más exacta y confiable. Cuando surjan dudas de la exactitud de la información tendremos que utilizar factores de diseño mayores que el promedio.
2. Calculamos la resistencia estimada por durabilidad, σ_u , del material, con base en la figura 3-5. Vemos que en los datos de esta figura se considera la manera en que se fabrica el eje objeto de estudio, además de la relación entre la resistencia por durabilidad básica y la resistencia máxima. Si la resistencia máxima es mayor que el límite que se indica en la figura 3-7, es decir, 220 Ksi o 1500 Mpa, debemos utilizar los valores que corresponden a $\sigma_u = 220\text{Ksi}$.

3. Aplicamos un factor de tamaño C_s , para considerar el gradiente de tensión dentro del material y las probabilidades que una sección particular presente una oclusión específica que puede ser el lugar en que se inicie una fractura por fatiga. La American Society of Mechanical Engineers sugiere lo siguiente:

Para diámetros de menos de 2.0" (D en pulgadas).

$$C_s = (D/0.3)^{-0.068}$$

Para diámetros de más de 2.0" hasta 10.0" (D en pulgadas)

$$C_s = 1.85D^{-0.19}$$

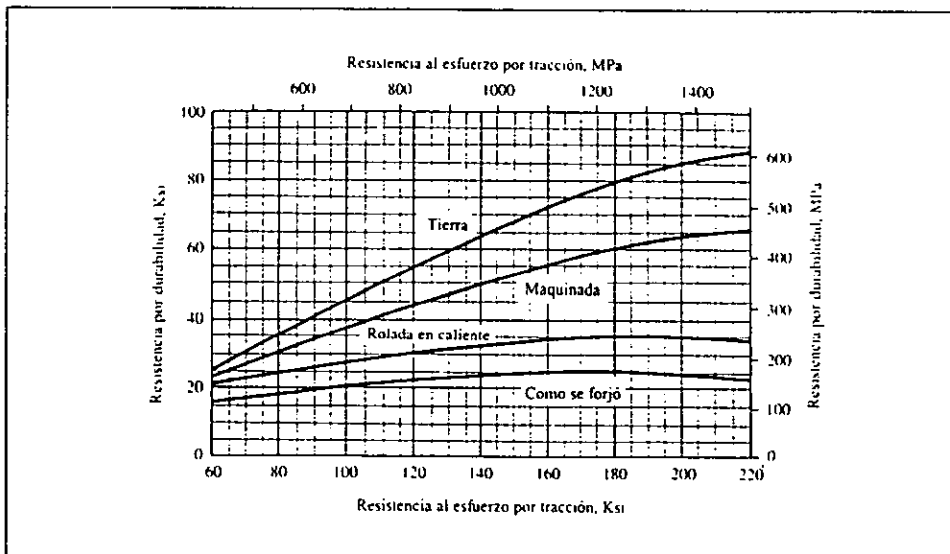


Figura 3-5. Tensión por durabilidad contra resistencia al esfuerzo por tracción para acero forjado para varias condiciones superficiales.

4. Aplicamos 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 en varias pruebas, lo cual implica una confiabilidad de (50 %). Suponiendo que la

información real de las fallas sigue una distribución normal, podemos utilizar los factores siguientes de ajustes para un alto grado de confiabilidad

<u>Confiabilidad que se Desea</u>	<u>Factor de Confiabilidad, CR</u>
0.50	1.00
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Observemos que cualquier factor de concentración de tensión que se presente lo consideraremos en la ecuación de diseño que desarrollaremos más adelante.

5. Calculamos $s'_n = s_n C_s C_R$.

6. Para piezas del eje o flecha que sólo están sujetas a flexión inversa, la tensión de diseño es igual a

$$\sigma_d = s'_n / N \quad (3-4)$$

3.5.2 Factor de diseño, N

Bajo condiciones industriales típicas Mott (*Diseño de Elementos de Máquinas; Pg 298*, Robert L. Mott) sugiere el factor de diseño de $N = 3$. Si la aplicación es en extremo suave, tal vez se justifique un valor tan bajo como $N = 2$. Bajo condiciones de choque o impacto debe emplearse $N = 4$ o más alto y recomienda llevar a cabo pruebas exhaustivas.

3.6 FLECHAS Y EJES SÓLO EN FLEXIÓN Y TORSIÓN

Aquellos que soportan engranajes rectos o cilíndricos, poleas acanaladas en forma de V o ruedas dentadas de cadena son ejemplos de flechas o ejes que sólo se ven sujetos a flexión o torsión. 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 debemos elaborar las gráficas de momento de flexión para dos planos perpendiculares. Después, calcularemos el momento de flexión resultante en cada punto que nos interesa.

A continuación desarrollaremos 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. La ecuación de diseño se basa en el principio que se muestra de manera gráfica en la figura 3-6, en la que el eje vertical es la relación del esfuerzo por tensión inverso con la resistencia por durabilidad del material. El eje horizontal es la relación de la tensión por esfuerzo de corte por torsión con la resistencia a punto cedente del material ante esfuerzo de corte. Los puntos que tienen valor de 1.0 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, en general, la trayectoria de la curva que conecta estos dos puntos, ello obedece a la ecuación:

$$(\sigma/s'_n)^2 + (\tau/s_{ys})^2 = 1 \quad (3-5)$$

Utilizaremos $S_{ys} = S_y/(3)^{1/2}$ para la teoría de distorsión de la energía. A su vez, se puede introducir un factor de diseño para cada término en el lado izquierdo de la ecuación para obtener una expresión basada en tensiones de diseño:

$$(N\sigma/s'_n)^2 + (N\tau(3)^{1/2}/s_y)^2 = 1 \quad (3-6)$$

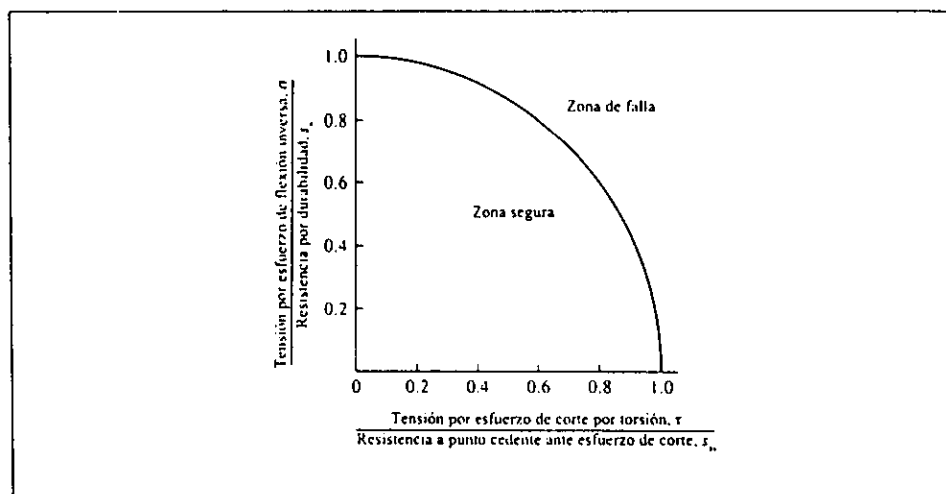


Figura 3-6. Base para la ecuación de diseño de ejes para tensión por esfuerzo de flexión inversa sucesiva y tensión por esfuerzo de corte por torsión.

Ahora, podemos introducir un factor de concentración correspondiente a flexión sólo en el primer término, porque este esfuerzo o tensión es sucesivo. No requerimos de ningún factor para el término de la tensión por esfuerzo de corte por torsión porque se supone que es constante y las concentraciones de tensión surten efecto mínimo, o ninguno en absoluto, en el potencial de falla. Así,

$$(K_t N \sigma / s'_n)^2 + (N \tau (3)^{1/2} / s_y)^2 = 1 \quad (3-7)$$

Para ejes circulares sólidos, giratorios, la tensión por flexión debida a un momento de flexión M, es

$$\sigma = M/Z \quad (3-8)$$

donde $Z = (\pi D^3)/32$ es el coeficiente de la sección rectangular. La tensión por esfuerzo de corte por torsión es

$$\tau = T/Z_p \quad (3-9)$$

donde $Z_p = (\pi D^3)/16$ es el coeficiente de la sección polar. Observemos que $Z_p = 2Z$ y que, por lo tanto,

$$\tau = T/(2Z)$$

Al sustituir estas relaciones en la ecuación (3-7) se obtiene:

$$[K_t N M / Z s'_n]^2 + [N T (3)^{1/2} / 2 Z s_y]^2 = 1 \quad (3-10)$$

ahora, los términos N y Z se pueden factorizar y los términos $3^{1/2}$ y 2 se pueden sacar de los corchetes en el término que corresponde a torsión:

$$[N/Z]^2 [[K_t M / s'_n]^2 + 3/4 [T/s_y]^2] = 1$$

ahora tomamos la raíz cuadrada de la ecuación completa

$$[N/Z] [[K_t M / s'_n]^2 + 3/4 [T/s_y]^2] = 1$$

sea $Z = (\pi D^3)/32$

$$32N/\pi D^3 [[K_t M / s'_n]^2 + 3/4 [T/s_y]^2] = 1 \quad (3-11)$$

ahora podemos despejar para el diámetro D.

$$D = [32N/\pi] [[K_t M / s'_n]^2 + 3/4 [T/s_y]^2]^{1/3} \quad (3-12)$$

La ecuación (3-12) es la que utilizaremos para determinar el diámetro mínimo de un flecha en el diseño de las flechas del cabezal para brocas.

3.7 DISEÑO DE LAS FLECHAS DEL CABEZAL

Nuestro cabezal consta de flechas principales que son las que se encuentran en la parte superior del cabezal y que como característica común está el hecho de que llevan cada una un engrane, las otras flechas son las secundarias que se encuentran en la parte inferior del cabezal.

3.7.1 Diseño de las Flechas Principales.

Antes de realizar cualquier cálculo matemático es necesario mencionar que este diseño se ha basado primeramente en su geometría, es decir, hemos propuesto las medidas que deberán tener las flechas y partir de ahí, calcularemos con esas medidas si la flecha será lo suficientemente resistente para aguantar tanto los momentos de flexión, torques y esfuerzos de corte que pudieran presentarse; en resumen el valor que vamos a obtener al final de cada cálculo no será el diámetro del eje puesto que éste ya lo tenemos, sino que será el valor de N lo que se debe obtener y para esto el valor de N no deberá ser menor a 4 que como se vio anteriormente éste es el valor del factor de diseño mínimo en condiciones de choque o impacto, sin embargo valores entre 3.5 y 4 son aún permitidos.

3.7.1.2 Flecha Central.

La flecha central que nuestro cabezal requiere con sólo una pieza de este tipo es la que debe ir unida directamente al taladro por lo que deberá ser lo suficientemente resistente para aguantar el torque máximo que puede presentarse.

Primero determinaremos las propiedades del material con el cual fabricaremos el eje, para esto hemos decidido utilizar acero AISI 4140 OQT 1000, a partir del Anexo 8 vemos que $s_y = 133,000$ psi, $s_u = 147,000$ psi y la elongación porcentual es de 18% por lo tanto el material presenta buena ductilidad. Recurriendo a la figura 3-5 podemos estimar que $s_n = 52,000$ psi para flechas maquinadas.

Ahora calculemos el factor de tamaño C_s , utilizando la fórmula $C_s = (D/0.3)^{-0.068}$ para cada uno de los 3 diámetros con los que cuenta este eje cuyas medidas pueden observarse en el dibujo (3-1, al final de este capítulo). Vemos que tiene 4 diferentes diámetros: 11/16", 3/4", 7/8" y 13/16". Los valores de C_s obtenidos son los siguientes:

- A) $D = 3/4$ in, $C_s = 0.939$
- B) $D = 14/16$ in, $C_s = 0.929$
- C) $D = 13/16$ in, $C_s = 0.934$
- D) $D = 11/16$ in, $C_s = 0.945$

Seleccionaremos ahora un valor para el factor de confiabilidad (C_R) y hemos escogido un valor de 0.9.

Una vez que tenemos estos valores, podemos calcular la resistencia por durabilidad modificada, para lo cual haremos uso únicamente de $C_s = 0.939$ que es el valor del factor de tamaño obtenido con el diámetro más pequeño que se nos presenta en la flecha y por lo

tanto el que tiene mayores posibilidades de fallar. La resistencia por durabilidad modificada es:

$$s'_n = s_n C_s C_R = 52,000(0.939)(0.9) = 43945.2 \text{ PSI}$$

Al calcular ahora el torque máximo que puede presentarse en la flecha, si contamos con un taladro de 2 HP y una velocidad mínima de 105 RPM, entonces el torque es:

$$T = 2(63000)/105 = 1200 \text{ lb-in}$$

Observemos en el dibujo (3-2) que sólo la sección comprendida entre A y D está sometida a la acción de este torque ya que a partir del engrane D hasta F el torque es equivalente a 0.

Fuerzas en los Engranes. La figura (3-7) muestra las fuerzas que se presentan en los engranes, ahí podemos ver que los sentidos de las fuerzas que además tienen la misma magnitud son contrarias por lo que éstas se anulan y podemos considerar que no existe flexión en la flecha, además de que las reacciones en los baleros también pueden despreciarse.

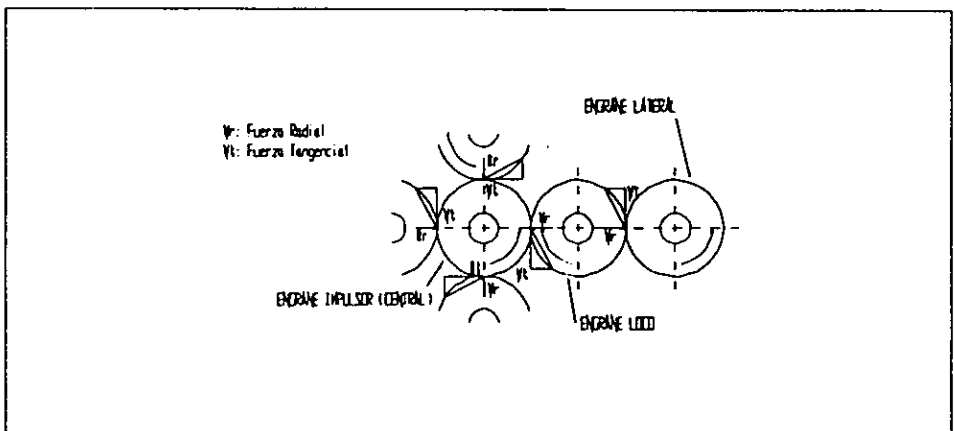


FIGURA 3-7. Fuerzas en los Engranes del Cabezal.

En el punto A las mordazas del taladro aprisionan a la flecha, aquí no hay ni momentos de flexión ni tampoco torque. Las concentraciones de tensión pueden omitirse pero el torque es constante, entonces, a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\tau_d = (0.577s_y)/N \quad (3-13)$$

$$\pi = T/Z_p \quad (3-14)$$

donde $Z_p = \pi D^3/16$ y sabiendo que $D_5 = 11/16$ in y que $s_y = 133,000$ PSI tenemos:

$$D_5 = 11/16 = (16Z_p)^{3/\pi}$$

despejamos Z_p y nos tenemos que $Z_p = 0.0638040$

$Z_p = T/\tau_d$ sabiendo que $T = 1200$ lb-in, despejamos τ_d :

$$\tau_d = 18807.59 \text{ y sabiendo que } \tau_d = (0.557s_y)/N \text{ despejamos } N$$

$$N = (0.577)(133,000)/18807.59 = 4.08$$

que $N = 4.08$ que es mayor a 4 por lo que es aceptado.

En el punto B se coloca un cojinete con un chaflán de bordes bien redondeados a la izquierda y otro de bordes cortantes a la derecha y pretendemos que su diámetro D_4 sea menor a D_1 ya que éste servirá como asiento para el cojinete.

En este punto B las fuerzas que se ejercen sobre el balero son nulas debido a que las cuatro fuerzas en el engrane son de igual magnitud y en sentidos opuestos, sin embargo si existe momento de torsión de 1200 lb-in. El valor de N que obtenemos es el siguiente:

$$D_4 = \left[\left[\frac{32N}{\pi} \right] \left[\frac{3}{4} \left(\frac{T}{s_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$\frac{3}{4} = \left[\left[\frac{32N}{\pi} \right] \left[\frac{3}{4} \left(\frac{1200}{133,000} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$N = 6.74$$

A la derecha se encuentra el hombro de 13/16 plg. para el balero que está sometido únicamente al torque de 1200 lb-plg y debido a que el diámetro es mayor a D_4 sí será seguro.

En el punto D se encuentra el engrane D con un chaflán a la derecha, una ranura para anillo de sujeción a la izquierda, un cuñero de corredera en el engrane y una ranura para anillo de sujeción a la derecha.

$$M_c = 0$$

a la izquierda de D existe el torque de 1200 lb-in y un cuñero de perfil con $K_t = 1.6$ pero como el momento es igual a cero tenemos el siguiente resultado:

$$D_3 = 13/16 = \left[\frac{32N}{\pi} \right] \left[\frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/3}$$

despejamos N y tenemos como resultado que $N = 6.739$ que es muy seguro.

A la derecha del punto D no se genera torque pero a la izquierda en la ranura para el anillo de sujeción sí, para lo cual $K_t = 3$, sin embargo al no existir momento de flexión este valor no lo tomamos en cuenta.

El punto E es el asiento del engrane y del otro balero, aquí no existe torque ni tampoco momento de flexión y las reacciones en el cojinete en F podemos considerarlas como inexistentes.

3.7.1.3 Flecha del Engrane Loco.

La flecha para los engranes locos cuyo diseño puede apreciarse en el dibujo No. (3-3) tiene como única finalidad la de transmitir la potencia a la flecha lateral para que ésta gire en el mismo sentido de la flecha central y del taladro y no sea necesario introducir brocas

especiales ya que las brocas más comunes están diseñadas para penetrar en un solo sentido (el sentido de las manecillas del reloj).

En la flecha no se produce ningún momento de torsión y las fuerzas entre los engranes son en direcciones opuestas y con la misma magnitud, por lo cual podemos decir que no existen momentos de flexión en la flecha. También podemos despreocupar las reacciones en los cojinetes. El material que hemos decidido utilizar para estas flechas es el AISI 4140 OQT 1100. Debemos señalar que el diseño del cabezal requiere 4 flechas con estas características.

3.7.1.4 Flecha Lateral.

La flecha lateral (dibujo 3-4) transmitirá hasta 0.5 Hp a la mordaza que sostiene a la broca o herramienta de corte que se utilice. El material que emplearemos en la construcción de esta flecha es acero AISI 4140 OQT 1100. Para saber si nuestro diseño resistirá a los esfuerzos de corte, momentos de flexión y de torsión vamos a realizar los siguientes cálculos:

El torque total transmitido es de 1200 lb-in por lo que al dividirlo entre 4 nos da un total de 300 lb-in.

En esta flecha contamos con 4 diámetros diferentes: 1/2, 3/4, 13/16 y 7/8 de pulgada, para los cuales debemos calcular el factor de tamaño obteniendo los siguientes resultados:

a) $D_1 = D_5 = 3/4$ plg, $C_s = 0.939$

b) $D_3 = 7/8$ plg, $C_s = 0.929$

c) $D_2 = D_4 = 13/16$ plg, $C_s = 0.934$

$$d) D_6 = 1/2 \text{ plg}, C_s = 0.965$$

Podemos ver en el dibujo (3-5) que sólo la parte comprendida entre el punto B y el D está sometida a la acción del torque máximo de 300lb-plg.

A continuación presentamos los cálculos para obtener las fuerzas entre los engranes y reacciones en los cojinetes de las flechas laterales.

$$W_{tB} = T/(D/2) = 300/(2/2) = 300 \text{ lb}$$

$$W_{rB} = 300 \tan 20$$

$$W_{rB} = 109.2 \text{ lb}$$

Para encontrar el valor de las reacciones en los cojinetes hacemos el análisis de momento con respecto al punto A en el eje x.

$$R_{Ax}(0) + 109.2(1.6425) + R_{Cx}(2.655) = 0$$

$$R_{Cx} = -67.55 \text{ lb.}$$

Hacemos la suma de fuerzas e igualando a cero:

$$W_{rB} + R_{Cx} + R_{Ax} = 0$$

$$109.2 - 67.55 = -R_{Ax}$$

$$R_{Ax} = -41.65 \text{ lb}$$

Ahora hagamos el análisis de momento con respecto a A pero en el eje y

$$R_{Ay}(0) + W_{tB}(1.6425) + R_{Cy}(2.655) = 0$$

$$R_{Cy} = -185.6 \text{ lb.}$$

Hacemos la suma de fuerzas e igualando a cero:

$$W_{tB} + R_{Ay} - R_{Cy} = 0$$

$$300 + R_{Ay} - 185.6 = 0$$

$$R_{Ay} = -114.4 \text{ lb.}$$

Punto A. En este punto hay un cojinete y un chaflán de bordes cortantes a la derecha que sirve como hombro al cojinete. No hay ni momentos de torsión o de flexión en este punto, únicamente la fuerza cortante horizontal que se presenta en el cojinete.

$$V_A = [R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2]^{1/2}$$

$$V_A = [(41.65)^2 + (114.4)^2]^{1/2} = 121.74 \text{ lb}$$

$$.577s_y/N = 4/3(V_A/A)$$

$$\text{donde } A = \pi D^2/4 = \pi(11/16)^2/4 = 0.785 \text{ plg}^2$$

$$.577(133000)/N = 4/3(121.74/0.785)$$

despejamos N y tenemos que $N = 371.12$ que es un valor sumamente elevado por lo que estamos seguros que el eje no debe fallar en este punto.

Punto B. En el punto B tenemos además del torque un momento de flexión. El análisis nos lleva a lo siguiente:

$$M_{By} = 1.6425(R_{Ay}) = 187.9 \text{ lb-plg}$$

$$M_{Bx} = 1.6425(R_{Ax}) = 68.41 \text{ lb-plg}$$

$$M_B = [(187.9)^2 + (68.41)^2]^{1/2} = 199.96 \text{ lb-plg}$$

$$D_2 = 13/16 = [(32N/\pi)[(K_t M/s'_n)^2 + 3/4(T/s_y)^2]^{1/2}]^{1/3}$$

$$13/16 = [(32N/\pi)[1.5(199.96)/43945.2]^2 + 3/4(300/133000)^2]^{1/2}]^{1/3}$$

despejamos N y tenemos que $N = 7.47$

Punto C. En este punto tenemos un diámetro D_5 de $3/4$ plg. y un cojinete con un chaflán de bordes cortantes a la izquierda y otro de bordes redondeados a la derecha. Pretendemos que D_4 sea mayor a D_5 ya que éste servirá como hombro al cojinete. En el punto C tenemos

además del torque de máximo de 300 lb-plg, una fuerza cortante horizontal igual a la reacción en el cojinete.

$$D_5 = [32N/\pi[3/4(T/S_y)^2]^{1/2}]^{1/3}$$

$$D_5 = [32N/\pi[3/4(300/133000)^2]^{1/2}]^{1/3} = 3/4$$

despejando N tenemos que $N = 21.2$ lo que lo hace sumamente resistente en base al torque.

Punto D. En este punto extremo del eje por ser el punto en el que se ubica la junta universal no existen fuerzas, momentos o torques así como tampoco momentos de flexión en D. Las concentraciones de tensión pueden omitirse porque independientemente del valor del torque éste sería constante. Sabiendo que en este punto el valor del diámetro es $D_6 = 1/2$ plg.

se tiene que:

$$t_d = .577S_y/N$$

$$Z_p = T/t_d = \pi D^3/16 = \pi(1/2)^3/16 = 0.02454$$

$$Z_p = 0.02454 = T/t_d = 300/t_d \text{ despejamos } t_d$$

$$t_d = 12224.93$$

$$N = .577S_y/t_d = .577(133000)/12224.93 = 6.27$$

con este factor de seguridad se puede asegurar que la flecha no fallará en el punto D.

3.7.2 Eje o Flecha de Unión.

Este eje lo hemos diseñado con el propósito de unir el eje de longitud variable con la unión universal. Las dimensiones de la flecha las podemos ver en el dibujo No. (3-6).

El eje estará sometido básicamente a torsión y cuenta con 2 cuñeros de corredera, uno en cada extremo del eje. Sabiendo que el torque máximo al que se podrá ver sometido el eje

es de 300 lb-in y que el material del que está hecho es acero AISI 4140 OQT 1100 con un $s_y = 133,000$ PSI, verificaremos si el eje es suficientemente resistente, para esto el valor del factor de diseño N deberá ser mayor que 4.

El eje tiene un diámetro de $\frac{1}{2}$ pulgada de diámetro por lo tanto:

$$D = \frac{1}{2} = [(32N/\pi)[3/4(T/s_y)^2]^{1/2}]^{1/3}$$

$$\frac{1}{2} = [(32N/\pi)[3/4(300/133000)^2]^{1/2}]^{1/3}$$

despejando N tenemos que $N = 6.28$

$N = 6.28 > 4$ por lo que la flecha sí es lo suficientemente resistente.

3.7.3 Eje de Longitud Variable.

El eje de longitud variable está compuesto por 2 elementos: un elemento interno o eje interno que irá acoplado mediante una cuna y un tornillo Allen a la junta universal y un elemento exterior o eje externo al que le acoplaremos un eje de unión como el descrito anteriormente. Tanto el eje interno como el externo estarán hechos de acero AISI 4140 OQT 1100.

3.7.3.1 Elemento Interno.

El elemento interno cuyas características y dimensiones podemos ver en el dibujo No. (3-7) debe acoplarse a la junta universal por lo que en esta sección del eje el diámetro es de sólo $\frac{1}{2}$ plg y la otra sección del eje es una sección ranurada con 10 ranuras SAE. El diámetro mayor D es de $\frac{7}{8}$ plg, el diámetro menor es de $0.86D$ y la profundidad h de la ranura es de $0.070D$.

Tabla 3-1 Fórmulas para Ranuras SAE Rectas

número de ranuras	W para todos los ajustes	A ajuste permanente		B para que se deslice sin carga		C Para que se deslice si se somete a carga	
		h	d	h	d	h	d
Cuatro	0.241D	0.075D	0.850D	0.125D	0.750D	-	-
Seis	0.250D	0.050D	0.900D	0.075D	0.850D	0.100D	0.800D
Diez	0.156D	0.045D	0.910D	0.070D	0.860D	0.095D	0.810D
Diez y seis	0.098D	0.045D	0.910D	0.070D	0.860D	0.095D	0.810D

estas fórmulas dan las dimensiones máximas para W, h y d

3.7.3.2 Elemento Externo

El elemento externo o eje externo es un eje hueco con 2 secciones diferentes, una de ellas tiene como diámetro interno 1/2 plg donde se alojará el eje de unión, por lo que tiene un cunero de corredera. La otra sección es ranurada internamente precisamente para alojar al eje interno también ranurado que deberá deslizarse con cierta facilidad cuando en él no exista carga alguna. Para ver con más detalle el diseño de esta flecha construida podemos ver el dibujo No. (3-8).

3.7.4 Características del Eje de Longitud Variable.

Una vez que tengamos acoplados los dos elementos que componen a nuestro eje de longitud variable, la longitud de contacto mínima que deberán guardar es de 1.5 plg. El torque máximo como ya sabemos será de 300 lb-plg por lo que debemos comprobar si las

dimensiones que le hemos dado a nuestros elementos son suficientes para que nuestra flecha resista los esfuerzos a los que estará sometido.

La capacidad del torque para las ranuras SAE se basa en el límite de 1,000 PSI de tensión de apoyo en los lados de la ranura, de lo cual obtenemos la fórmula siguiente.

$$T = 1000NRh$$

donde N = número de ranuras

R = radio medio de las ranuras

h = profundidad de la ranura

(ver tabla 3-1)

La capacidad de torque es por pulgada de longitud de la ranura.

Observemos que $R = (D+d)/4$

Para nuestra flecha hemos optado por utilizar 10 ranuras y un diámetro D de 7/8 plg por lo que $d = 0.7525$ plg. y $h = 0.06125$ plg., por lo tanto:

$$R = (0.875 + 0.7525)/4 = 0.406875 \text{ plg}$$

$$T = 1000(10)(0.406875)(0.06125)(1.5)$$

$T = 373.74 \text{ lb-plg} > 300 \text{ lb-plg}$. por lo tanto las ranuras son lo suficientemente fuertes para transmitir el torque de 300 lb-plg.

Ahora es necesario comprobar que el diámetro de 0.7525 plg. que es el menor en el eje interno y el eje externo sean lo suficientemente resistentes. Primero veamos el eje interno:

$$D = 0.7525 = \left[\frac{(32N/\pi)[3/4(300/133000)^2]}{1.5} \right]^{1/3}$$

despejando N, tenemos que $N = 21.42$.

$N = 21.42 > 4$ por lo tanto el eje sí resiste al torque.

Ahora, para saber si el eje externo resistirá obtendremos el torque máximo al que puede ser sometido si este es mayor a 300 lb-plg entonces si será lo suficientemente resistente, para esto tomaremos como diámetro interno a 0.0875 plg. y como diámetro externo tenemos 1.275 plg.

El esfuerzo máximo de corte para acero AISI 4140 OQT 1100 es:

$$\sigma_s = 0.577\sigma_y/N$$

$$\sigma_s = 0.577(133,000)/4 = 19,285 \text{ PSI}$$

Valiéndonos de la ecuación de torsión elástica obtenemos el torque máximo:

$$T = J\sigma_s/c \text{ donde } T = \text{torque máximo}$$

$$J = \text{momento polar de inercia para sección circular}$$

$$c = \text{radio}$$

$$J = 1/2\pi(c^4) \text{ para ejes sólidos}$$

$$J = 1/2\pi(c_2^4 - c_1^4) \text{ para ejes huecos.}$$

en nuestro caso tenemos lo siguiente:

$$T_{\max} = \sigma_s(1/2\pi(c_2^4 - c_1^4))/c_2$$

$$T_{\max} = 19285(1/2\pi[(0.6375)^4 - (0.4375)^4])/0.6375$$

$$T_{\max} = 6107.5 \text{ lb-plg} > 300 \text{ lb.}$$

Lo que significa que el torque máximo que puede aguantar el eje está muy por encima del máximo torque al que estará sometido y por lo tanto este elemento resistirá.

CAPÍTULO 4

JUNTAS UNIVERSALES

4.1 UTILIZACIÓN DE JUNTAS UNIVERSALES EN EL CABEZAL PARA BROCAS

La utilización de juntas en el cabezal es totalmente necesario ya que al variar la posición de la broca dentro del límite permisible los ángulos son demasiado grandes como para utilizar un cople, además se requiere que la velocidad de giro de la broca no cambie con respecto al ángulo que se presente por lo que en cada extremidad se cuenta con 2 juntas, es decir que el cabezal requiere de un total de 8 juntas.

4.1.2 Características de las Juntas Universales.

Las juntas universales permiten la transmisión positiva de potencia a ángulos mayores de los que son permitidos con complejos flexibles. La junta Hooke o Cardan es la más común de las juntas universales. Está formada de 2 cubos con yugo en forma de U unidos por una pieza en forma de cruz con cuatro muñoneras, cada una ajustada a cada brazo del yugo. En la tabla 4-1 podemos ver diferentes medidas para juntas fabricadas por la compañía norteamericana Bausch Machine Tool Co., Springfield Mass.

La junta tiene sin embargo un defecto básico, un pulsación cíclica de la velocidad angular de la flecha motriz. La variación total es de 3% a 10 grados, 13% a 20 grados, 29% a 30 grados, de 55% a 40% y de 71% a 45 grados. Mientras que el ángulo de trabajo se mantenga abajo de los 15 grados es posible trabajar con maquinaria, pero si los ángulos

exceden 30 grados hasta los 45 grados es recomendable que la flecha gire a velocidades muy bajas.

Cuando se requiere, como en el caso del cabezal, la velocidad angular uniforme puede obtenerse compensando el movimiento de una junta con una segunda junta; el uso de las dos juntas permite que los ángulos puedan incrementarse y que la velocidad y potencia transmitida sean uniformes. Por lo general las dos juntas son unidas por un eje de longitud variable.

Para asegurar la uniformidad en el movimiento, es esencial que los pernos de articulación de los dos yugos internos estén ensamblados en paralelo y que el eje intermedio haga el mismo ángulo tanto con el eje impulsor como con el impulsado.

Para que el torque pueda transmitirse a las juntas éstas cuentan con un cuero y orificio para un prisionero que garantiza que los elementos a los que va unida o incluso la misma junta no se salga de su lugar. Sin embargo uno de los extremos de las 4 juntas que se unirán a la flecha cónica inferior serán provistas mediante un cepillado de 4 ranuras además de contar con el orificio para la introducción del prisionero.

4.2 SELECCIÓN DE LAS JUNTAS UNIVERSALES

En la tabla 4-1, como lo mencionamos anteriormente, podemos observar 4 diferentes especificaciones para juntas universales de la compañía Bausch Machine Tool Co., en este caso vemos que la que tiene un agujero para eje de 1/2 in y que aguanta hasta 2 HP a 100 RPM es la indicada para nuestro cabezal ya que tanto su resistencia como sus dimensiones y peso son tales que pueden aplicarse a nuestro cabezal. Así que utilizaremos 8 juntas cuyo

diámetro para el eje es de 1/2 in y pesa 0.67 lb. Para más detalles sobre las especificaciones de la junta, podemos ver el dibujo No. (4-1).

Tabla 4-1. Proporciones y Capacidades de Juntas Universales
(Baush Machine Tool Co., Springfield, Mass.)

Máximo		Dimensiones (plg.)							Diámetros (plg.)			peso aprox. (lb.)
Flecha (plg.)	HP a 100 rpm	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	
3/16	0.07	1 2/4	7/8	3/8	17/64	7/32	7/32	3/16	0.1065	0.0595	...	0.05
1/2	2.0	3 3/8	1 11/16	1	1 1/16	9/16	9/16	1/2	5/16	7/32	1/8	0.67
1	16	5 7/16	2 23/32	2	1 7/16	1 3/32	1 3/16	1 1/16	11/16	7/16	1/8	4.0
2 1/4	103	10 5/8	5 5/16	4	2 1/4	2 3/16	2 1/16	1 7/8	1 1/16	1/4	1/4	31

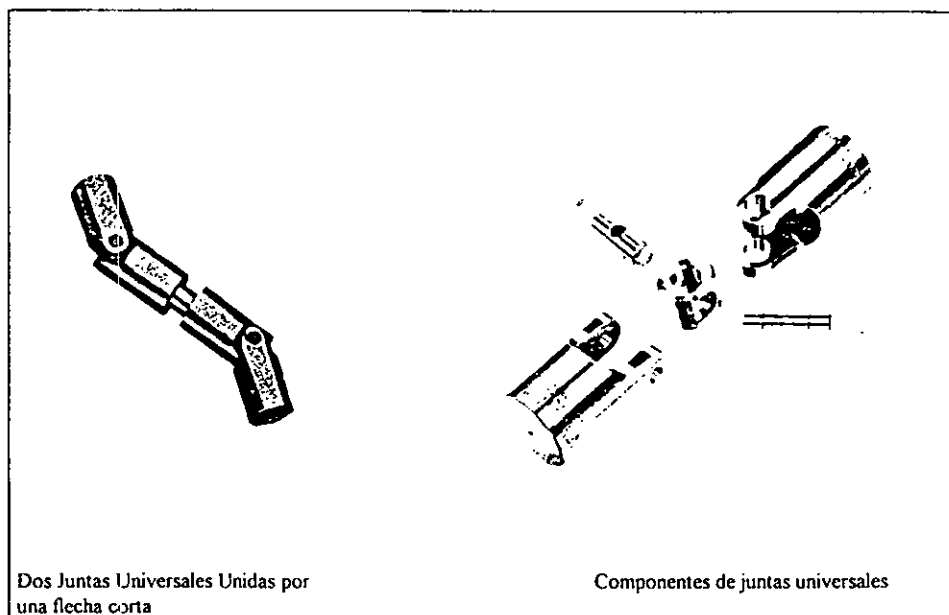


Figura 4-1. Juntas Universales

CAPÍTULO 5 DISEÑO DE LAS CUÑAS

5.1 CUÑAS DE UNIÓN

Una cuña de unión es un componente de maquinaria que se coloca en la interfase entre el eje y la masa de una pieza que transmite potencia con el fin de transmitir torque. La cuña es desmontable para facilitar el ensamble y desarmado del sistema de eje. Se instala dentro de una ranura axial que se maquina en el eje, la cual se denomina cuñero. A una ranura similar en la masa de la pieza que transmite potencia se le da el nombre de asiento de la cuña, si bien, propiamente, es también un cuñero. Por lo regular la cuña se instala primero en el cuñero del eje; luego el cuñero de la masa se alinea con la cuña y la maza se desliza hasta quedar en su sitio.

La tabla 5-1 proporciona las dimensiones que se prefieren para cuñas paralelas como una función del diámetro del eje, como se especifica en la norma ANSI B17.1-1967. Nominalmente, el ancho o espesor es de un cuarto del diámetro del eje.

TABLA 5-1. Tamaño de cuña contra tamaño de flecha.

Diámetro Nominal de la Flecha			Tamaño Nominal de la Cuña	
Mas de	Hasta	Espesor, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 ¼	¼	¼	3/16
1 ¼	1 3/8	5/16	5/16	¼
1 3/8	1 ½	3/8	3/8	¼
1 ½	2 ¼	1/2	1/2	3/8

5.2 SELECCIÓN, DISEÑO E INSTALACIÓN DE CUÑAS Y CUÑEROS

La cuña y el cuñero para una aplicación específica casi siempre se diseñan después de que se ha especificado el diámetro del eje, teniendo este diámetro como parámetro, se selecciona el tamaño de la cuña de la tabla 5-1 de la página anterior. Las únicas variables que resta especificar son la longitud y el material con el cual se fabricará la cuña.

Por lo regular, la longitud de una cuña se especifica como una parte sustancial de la longitud de la maza de la pieza que se instala para dar margen a una alineación satisfactoria y una operación estable. Pero si el cuñero en el eje debe estar cerca de otros cambios geométricos como chaflanes de los hombros y ranuras para anillos de sujeción, se debe prever cierto espaciado axial entre ellos de manera que los efectos de las concentraciones de tensión no se multipliquen.

La cuña puede cortarse a escuadra en sus extremos, o bien, se le asigna un radio en cada extremo cuando se instala en un cuñero de perfil para mejorar su ubicación. Las cuñas que se cortan a escuadra se utilizan, por lo general, con el tipo de cuñero de corredera deslizante o rastra.

En ocasiones, la cuña se mantiene en su sitio mediante un tornillo de ajuste en la maza sobre la cuña. Sin embargo, la confiabilidad de este método es cuestionable debido a la posibilidad de que el tornillo de ajuste presente cierto retroceso debido a la vibración del ensamble. Es necesario prever la ubicación axial del ensamble por medios más positivos como hombros, anillos de sujeción o separadores.

Para el diseño de una cuña cuadrada y determinar la longitud de la misma se utiliza la siguiente ecuación:

$$L = 4TN/DW\sigma_y \quad (5-1)$$

donde

T = torque

N' = factor de diseño

D = diámetro de la flecha

W = espesor de la cuña

σ_y = esfuerzo de cedencia del material

Haciendo uso de la fórmula (5-1) es posible calcular la longitud de las cuñas y cuñeros para los diferentes diámetros que tienen los ejes que emplea el cabezal y que son los que transmiten torque. Éstos son de 1/2 y 13/16 pulgadas de diámetro.

Las cuñas se fabrican por lo general de acero extruido en frío al bajo carbón. Si el acero al bajo carbón no es lo suficientemente resistente, puede emplearse acero con un contenido más alto de carbón como por ejemplo el AISI 1040, o bien, el 1050 del tipo extraído en frío. Los aceros a los que se les da un tratamiento térmico pueden utilizarse para obtener una resistencia aún mayor. No obstante, el material debe conservar una buena ductilidad como podría indicarlo un valor de elongación porcentual de 10% o mayor, en particular cuando es posible que se presenten cargas de choque o impacto.

5.2.1 Cuñas para los Ejes del Cabezal.

Los ejes que tienen secciones con diámetro de 13/16 y 1/2 de pulgada y que en estas secciones deban llevar cuñeros son el eje central, los ejes para el engrane loco, los ejes laterales, el eje de unión y el eje de longitud variable. Para conocer el número de cuñas así como el diámetro de la sección con la que cuenta cada eje y por supuesto determinar la longitud de la cuña en base a la fórmula (5-1) y a las tablas de la norma ANSI B17.1, se tiene la siguiente tabla.:

Para ejes con sección de 1/2 pulgada de diámetro.

EJE	lateral	ranurada	unión
TIPO DE CUÑA	cuadrada	cuadrada	cuadrada
MATERIAL	ACERO AISI 1050		OQT 400
FACTOR DE DISEÑO	3	3	3
ESPESOR DE CUÑA	1/8 plg.	1/8 plg.	1/8 plg.
TORQUE	300 lb-plg	300 lb-plg	300 lb-plg
LONGITUD CALCULADA	0.52 plg.	0.52 plg.	0.52 plg.
LONGITUD SUGERIDA	0.5 plg.	0.5 plg.	0.5 plg.
CANTIDAD	4	4	8

Para la sección en la que se tiene el engrane de 1.125 plg. de ancho se sabe que el torque máximo es de 300 lb-plg. aproximadamente el factor de seguridad es de 3, la resistencia a punto cedente del acero AISI 1040 extraído en frío es de 71 KSI con una elongación porcentual de 12% y del acero AISI 1050 OQT 400 es de 110 KSI con una elongación porcentual de 10%. El hecho de proponer 2 tipos de materiales para la fabricación de las cuñas radica en que en algunos casos al utilizar un acero como el 1050 la longitud de la cuña sería muy pequeña con respecto al ancho de la masa como puede ser el engrane y si se utiliza otro material con una resistencia menor, la longitud de la cuña puede ser demasiado grande como lo es en el caso de las cuñas que se ajustan entre las sección de los ejes de ½ plg de diámetro y las juntas universales.

Como ejemplo, se tienen los cálculos de la longitud de la cuña que se pueden hacer para los ejes laterales:

En la sección de este eje donde se tiene el engrane y el diámetro del eje es de 13/16 plg. se tiene que:

$$L = 4TN/DWS_y = 4(300)(3)/(13/16)(3/16)(71000) = 0.332 \text{ plg.}$$

Debido a que la longitud calculada de la cuña es mucho más pequeña que el ancho del engrane se recomienda utilizar cuñas con una longitud de 1 plg.

En la sección del eje donde el diámetro es de ½ plg. y se sabe se acoplará una junta universal se tiene el siguiente cálculo:

$$L = 4TN/DWS_y = 4(300)(3)/(1/2)(1/8)(110000) = 0.525 \text{ plg. de longitud, puesto que este valor supera el largo máximo que puede acoplarse en la junta, las cuñas en esta sección serán de ½ plg. de longitud.}$$

Para los ejes que llevarán engranes y que por lo tanto cuentan con una sección de 13/16 pulgadas de diámetro y tendrán un cuñero en este lugar, se desarrolló la tabla que se aprecia al final del capítulo.

La longitud de una pulgada es la suficientemente grande para abarcar parte de la longitud axial de la masa o engrane.

En los dibujos de los diferentes elementos mecánicos se pueden apreciar las dimensiones de los cuñeros así como su ubicación en los diferentes tipos de ejes que se requieren para el cabezal.

Para ejes con sección de 13/16 pulgadas de diametro .

EJE	eje central	eje lateral	eje loco
TIPO DE CUNA	cuadrada	cuadrada	cuadrada
MATERIAL	acero AISI 1050 OQT 400	acero AISI 1040	extraído en frío
FACTOR DE DISEÑO	3	3	3
ESPESOR DE LA CUNA	3/16 plg.	3/16 plg.	3/16 plg.
TORQUE	1200 lb-plg.	300 lb-plg.	300 lb-plg.
LONGITUD CALCULADA	0.859 plg.	0.332 plg.	0.332 plg.
LONGITUD SUGERIDA	1 plg.	1 plg.	1 plg.
CANTIDAD	1	4	4

CAPÍTULO 6 RODAMIENTOS

El cabezal para brocas como se dijo anteriormente requiere de flechas para transmitir potencia por medio de engranes y hacer girar a las brocas, por lo tanto las flechas estarán sometidas tanto a cargas axiales como a cargas radiales. Estas cargas también se harán sentir en los baleros o rodamientos que sostienen a las flechas, debido a esto es necesario seleccionar baleros que puedan resistir tanto cargas radiales como cargas axiales cuando la flecha gira a altas velocidades. Después de haber analizado las características de los diferentes tipos de rodamientos que hay en el mercado se decidió utilizar rodamientos de rodillos cónicos pues son la mejor elección.

También serán necesarios baleros en la parte inferior del cabezal, sin embargo en este caso la resistencia a la carga axial es muy importante por lo que tal vez se podría utilizar el mismo tipo de baleros. El lugar en donde se alojan los baleros puede verse en el dibujo No. (6-1).

6.1 SELECCIÓN DE BALEROS DE RODILLOS CÓNICOS

En el anexo 11 se muestran los diferentes tipos de baleros de rodillos cónicos disponibles. Específicamente estos rodamientos están diseñados para resistir cargas radiales altas, cargas axiales altas, y combinaciones de carga radial y axial a velocidades moderadas y altas. En la figura 6-1 se pueden observar las diferentes partes que constituyen un balero de rodillos cónicos. Se puede ver que el balero de una sola hilera de rodillos cónicos es capaz de soportar carga axial en una sola dirección. Por lo tanto la flecha donde esté instalado un balero de una hilera de rodillos cónicos debe trabajar con otro balero de una hilera de rodillos cónicos colocado en sentido opuesto o con un balero de bolas de contacto-angular, o con un balero de bolas de ranura profunda o tipo Conrad. Si se instalan baleros de dos o cuatro hileras de rodillos cónicos podrán soportarse cargas axiales en ambas direcciones y los tipos adicionales antes mencionados no serán necesarios.

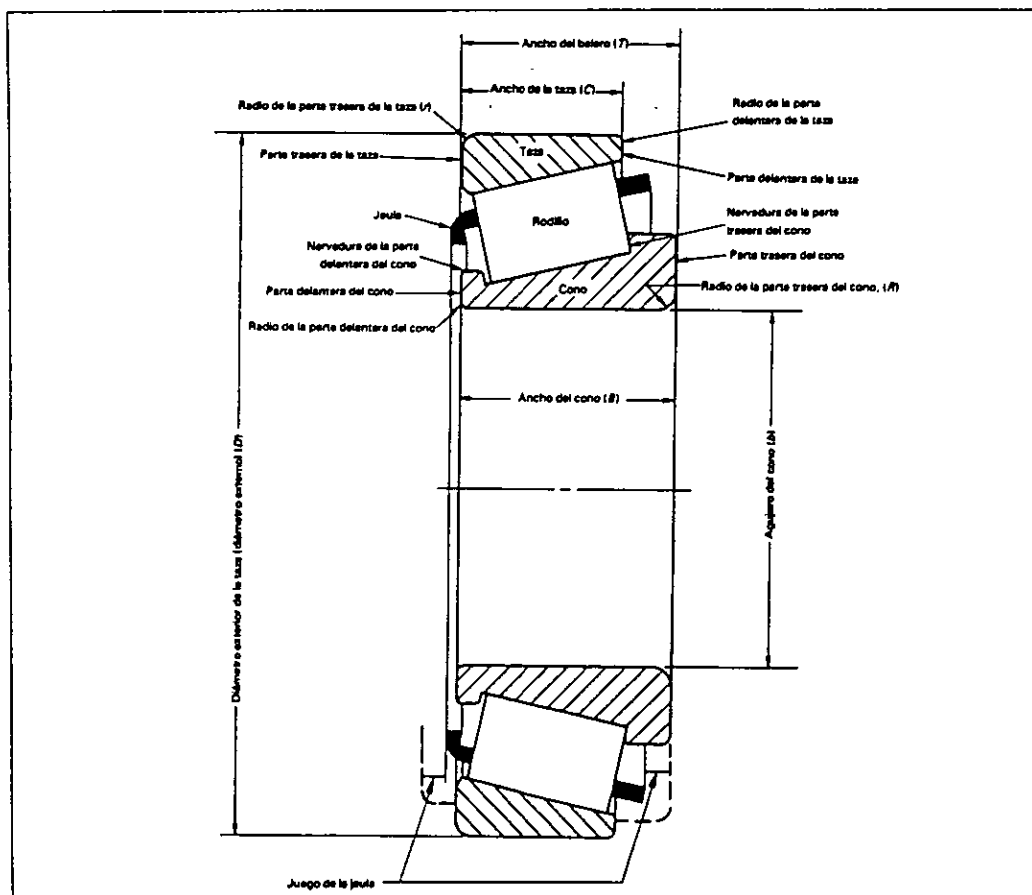


Figura 6-1. Nomenclatura usada en baleros de rodillos cónicos.

El principio de operación de los baleros de rodillos cónicos es similar a la operación de los engranes cónicos. Esta idea se muestra en la figura 6-2. En esta figura se muestra que las superficies cónicas de la taza o copa, rodillos y conos representan troncos de conos, elementos que convergen en un punto común sobre el eje del balero. Al igual que con los engranes cónicos se tiene acción de rodamiento puro (o aproximado debido a las tolerancias) cuando debido a cualquier tipo de carga

radial o axial, o combinación de las mismas, los rodillos son presionados contra la nervadura de la parte trasera del cono (véase la fig. 6-1), ésta actúa como guía para los rodillos.

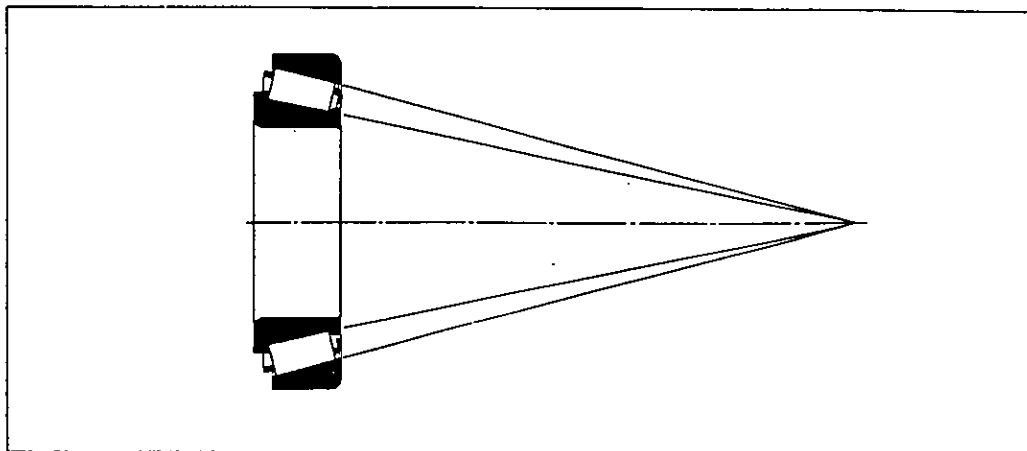


Figura 6-2. El principio básico para la operación del balero de rodillos cónicos es que las superficies cónicas converjan en un vértice común sobre el eje del balero.

Los baleros de rodillos cónicos son ideales para soportar cargas de choques fluctuantes que pueden tenerse en diferentes aplicaciones (por ejemplo, en ruedas y transmisiones de automóviles, en flechas de molinos de laminación, en carros de ferrocarril, etc.) Además, la forma de instalar un par de baleros de una hilera de conos, es muy importante para determinar la rigidez del ensamble de los baleros. Esto queda mejor explicado en la figura 6-3 en la que se muestran dos arreglos de montajes. Al arreglo esquemático de los dos baleros arriba de la línea de centros se le llama montaje indirecto (observe que los elementos cónicos convergen hacia vértices que están entre los baleros). Al arreglo esquemático abajo de la línea de centros se le llama montaje directo (observe que en este caso, los elementos cónicos convergen en vértices que están fuera de los baleros).

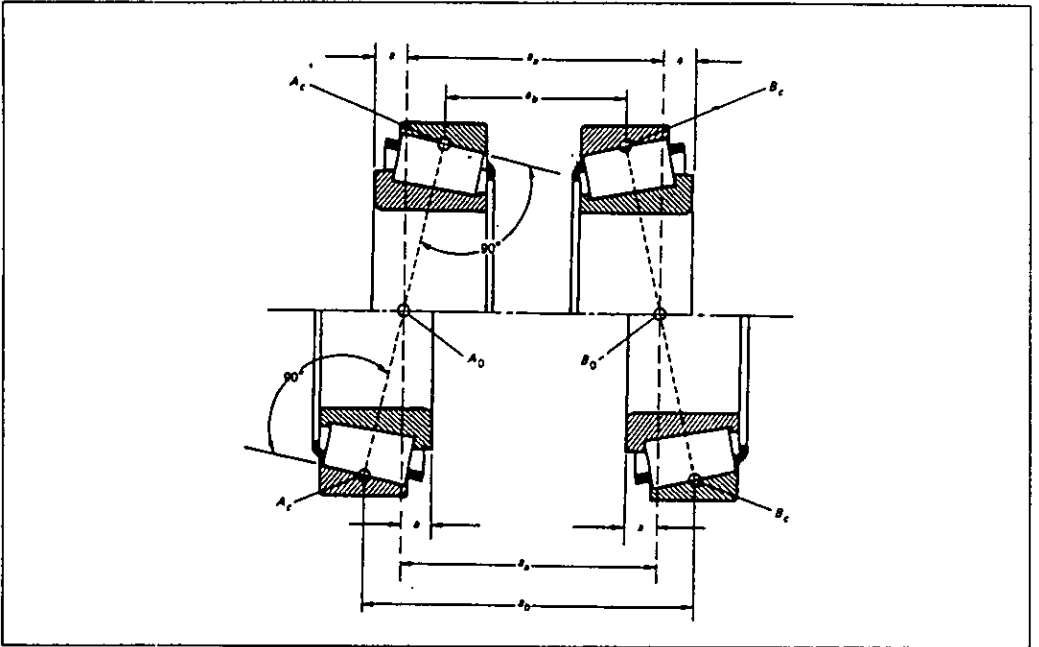


Figura 6-3. En la parte superior de la línea de centros se muestra un montaje "indirecto" de baleros y en la parte inferior de la misma un montaje "directo".

En la Fig. 6-3 se puede ver las líneas perpendiculares que han sido trazadas respectivamente desde el punto A_c del balero A y desde el punto B_c del balero B hacia los puntos A_o y B_o sobre la línea de centros de la flecha. Los puntos A_c y B_c son puntos centrales de las respectivas tazas de los baleros de rodillos. Por tanto, se obtiene una distancia a (es decir, el despliegue efectivo del balero) que es una medida de la rigidez del montaje de los baleros. Fácilmente puede verse que el espaciamiento ab en el balero de montaje directo (abajo de la línea de centro) es mayor que el espaciamiento ab para el balero de montaje indirecto (arriba de la línea de centro).







Tipo	Subtipo	Límites aproximados del tamaño de agujero (pig)	
Una hilera TS		TST – agujero cónico TSS – ángulo excesivo TS – juego de pernos TSE, TSK – conos cufieros TSF, TSSF – taza brida de TSG – mecanismo de dirección (sin cono)	0.3125 66.6000 0.9375 17.0000 0.6250 50.0000 – 0.4720 14.8750 0.3125 42.0000
Dos hileras, doble cono, taza simples TDI		TDIX, TDIT, TDITP – agujero cónico TDIE, TDIXE – cono doble ranurado TDIS – ángulo excesivo	1.1875 47.2500 1.1866 33.7656 0.9375 27.0030 2.1650 20.5000
Dos hileras, taza doble, conos simples, no ajustables TDO		TDOC, TDOD (sólo un agujero en la taza para lubricación) TDDS – ángulo excesivo	0.3125 72.0000 0.9600 56.3750 0.7500 56.3750
Dos hileras, taza doble, conos simples, no ajustables TNA		TNAD, TNADC (sólo un agujero en la taza para lubricación) TNASW – conos ranurados TNAU, THASWE – nervio del cono extendido TNAH, THASWH – conos ranurados, sellados TNAS – ángulo excesivo	0.7500 24.0000 1.3125 24.0000 1.1805 10.2500 0.7500 12.0000 0.3125 2.7559 0.7500 4.5000
Cuatro hileras, taza ajustable, TOO		TOOK, TOOT – agujero cónico	2.7500 47.2500 9.7500 47.2500
Cuatro hileras, taza ajustable, TOI		TOIX, TOIT – agujero cónico	– –

Figura 6-4. Formas típicas de baleros de rodillos cónicos.

De esta comparación geométrica vemos que el montaje indirecto proporciona mayor rigidez cuando el par de baleros se usan estando más próximos entre sí, por ejemplo, con poleas locas, tambores, poleas, ejes, ejes delanteros de las ruedas de automóvil, engranes en flechas cortas, etc. Por otra parte, el montaje directo proporciona mayor rigidez cuando los baleros no están muy cercanos y se utilizan en

montajes para transmisiones de automóviles, cajas de engranes de máquinas herramientas, reductores de velocidad, rodillos de maquinaria, etc.

Además con el balero de dos hileras de cono doble y taza simple y el balero de dos hileras de taza doble y cono simple ajustable (ver figura 6-4), se pueden soportar cargas axiales en dos direcciones. Estos baleros pueden ser precargados para proporcionar mayor rigidez en el soporte de la flecha. El precargado de los baleros de taza doble produce un ensamble de mayor rigidez (o sea alta rigidez radial) en la flecha que con la precarga del balero de doble cono. Los baleros ajustables de cuatro hileras (fig. 6-4) se utilizan en servicio extrapesado.

6.1.1 Selección de Baleros para Flechas

Los baleros que sostienen las flechas, principalmente las flechas laterales estarán sometidas a cargas radiales y un poco también a cargas axiales debido al peso de los elementos que sostiene y a la fuerza de empuje que es producida cuando la broca empieza a penetrar el material que se está trabajando. El diámetro en la sección de la flecha en donde deberán colocarse los baleros es de $\frac{3}{4}$ plg., por esto se han seleccionado tentativamente los rodamientos de rodillos cónicos SKF K-LM 11949/K-LM 11910 serie LM 11900 cuyas características geométricas pueden verse en la figura 6-5.

Analizando el uso que les dará a los rodamientos podemos decir que se requieren rodamientos para máquinas herramientas con servicio diario de 8 horas, cuya duración es de $L_h = 20,000$ a $30,000$ horas.

Ahora bien, sea L la vida nominal expresada en revoluciones:

Al hacer el cálculo para la velocidad menor, es decir para 105 RPM y para el número de horas más alto que es de 30,000 horas, si el valor de la carga nominal obtenido es menor al máximo que puede aguantar el balero entonces nuestro rodamiento es el adecuado y tenemos:

$$L = L_h(\text{RPM})^6(60) = 30,000(105)(60) = 189E6 \text{ rev.}$$

$$L = 1E6(C/P)^b \quad \text{donde } b = 10/3 \text{ para rodamientos de rodillos}$$

C = capacidad de carga dinámica, en lb.

P = carga dinámica equivalente, en lb.

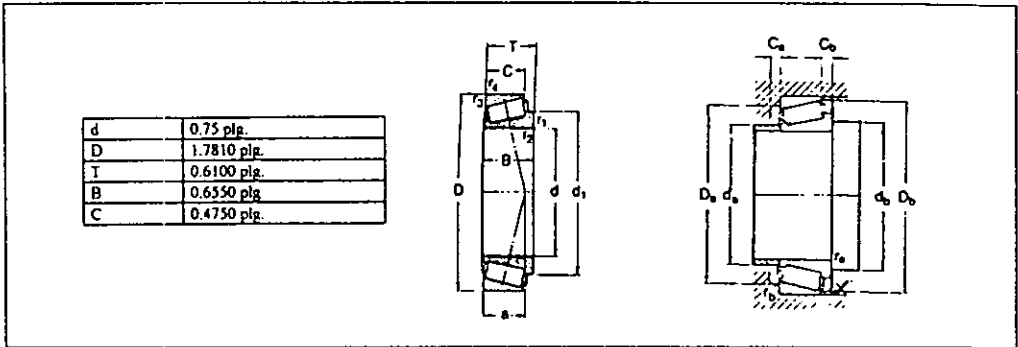


Figura 6-5. Características Geométricas de los Rodamientos de rodillos cónicos SKF K-LM 11949/K-LM 11910 serie LM 11900.

En condiciones normales de operación, la fuerza radial máxima a la que van a ser sometidos es:

$R_c = 197.51$ lb. En rodamiento en el punto C de las flechas laterales.

De hecho la distribución de las reacciones en cada uno de los rodamientos de la flecha lateral es la siguiente: $R_c = 197.51$ lb $R_A = 121.74$ lb.

La fuerza radial que debemos utilizar para los cálculos es la mayor de estas dos fuerzas, es decir :

$$R_c = 197.51 \text{ lb}$$

Se analizará ahora la influencia de la carga axial sobre los rodamientos. Para esto se ha supuesto que el peso aproximado de los elementos que soportará cada balero es de 2 libras más un 33% de la fuerza de empuje que será generada cuando ya se esté trabajando. Para calcular esta fuerza de empuje nos hemos basado en la fuerza necesaria para taladrar una pieza de acero de 300 BHN con una broca de 11/16 plg. con una velocidad de entrada de 0.007 pulgadas por revolución y por supuesto a una velocidad de 105 RPM, al hacer el cálculo empleando la formula (1-2) tenemos una fuerza de empuje de 1162 lb. Por lo tanto la fuerza axial que tenemos en el balero es de:

$$F_a = .33(1125)/2 - 2 = 189.73 \text{ lb}$$

Para encontrar el valor de los coeficientes radial y axial de rodamiento (X y Y respectivamente), es necesario calcular la siguiente relación:

$$F_a/F_r = 189.73/197.51 = 0.96 > e$$

Las principales características para rodamientos de rodillos cónicos SKF serie LM 11900, son las siguientes:

Diámetro Interno (d)	0.75 plg.
Diámetro Externo (D)	1.7810 plg.
Capacidad Estática (C ₀)	6183 lb.
Capacidad Dinámica (C)	6183 lb.
Coefficiente Radial (X)	0.4
Coefficiente Axial (Y)	2
e	0.30
Velocidad Máxima	N/D

por tener carga combinada, el valor de la carga equivalente P está dada por $P = X(F_r) + Y(F_a)$, sin embargo, la carga radial en rodamientos de rodillos cónicos, origina una fuerza axial, la cual debe tomarse en cuenta en este cálculo cuando se cumple la condición $F_a/F_r > e$. Esta componente adicional de la carga axial, está dada por la relación:

$$F_a' = 0.5(F_r)/Y = 0.5(197.51)/2 = 49.37 \text{ lb y ahora, por lo tanto:}$$

$$F_A = F_a' + F_a = 49.37 + 189.73 = 239.10 \text{ lb}$$

$$P = X(F_r) + Y(F_A) = 0.4(197.51) + 2(239.1) = 518.38 \text{ lb}$$

Entonces el valor obtenido de capacidad dinámica será:

$$C = P(L/1E6)^{1/b} = 518.38(189E6/1E6)^{3/10} = 2469.05 \text{ lb que es menor al máximo de 6183 lb por lo tanto el balero es aceptado.}$$

CAPÍTULO 7

ELEMENTOS ESPECIALES DEL CABEZAL

El diseño del cabezal requiere para su buen funcionamiento de ciertas piezas especiales que se deben diseñar como lo son la estructura de hierro, las placas giratorias, los semi-anillos, portadoras etc., y otros elementos que se pueden encontrar en el mercado como son los sujetadores hemos decidido integrarlos en este último capítulo.

7.1 ESTRUCTURA

La estructura tiene como finalidad la de servir de apoyo a las flechas principales como son la flecha central, flechas para engranes locos y flechas laterales. Está compuesta de 2 partes iguales con igual número de agujeros hechos para colocar los baleros en los que irán apoyadas las flechas como se observa en el dibujo 9-1. Como ambas partes de la estructura son iguales, únicamente mostramos una de ellas en el dibujo 7-1. La estructura está hecha de fundición de hierro y está bien maquinada por dentro. Las dos partes de la estructura se unen mediante 3 tuercas que se colocan en las orejas soldadas que se encuentran alrededor de la estructura a 120° una de la otra. También a la estructura se unirán mediante tornillos y tuercas los tirantes que sujetan la parte inferior del cabezal. El tipo de pernos que se utilizarán para unir las dos partes se pueden apreciar en el dibujo 7-1.

7.2 EL SEMI-ANILLO

Los semi-anillos al ser unidos uno con otro sirven para dar apoyo a las placas giratorias y permitir que éstas puedan tener movimiento rotacional. Es decir que mediante la unión de dos semi-anillos iguales se obtiene un anillo en el cual se encontrarán las placas. Los anillos están hechos de acero AISI 4140 OQT 1100 que es bastante resistente y lo suficientemente flexible y maleable. Los dos semi-anillos se unen mediante dos tornillos y sus respectivas tuercas, que estarán colocados de manera horizontal en cada uno de los extremos de los semi-anillos, también, cada uno de ellos cuenta con dos orificios roscados para prisioneros que al apretarse contra los discos evitarán que éstos cambien de posición debido a las vibraciones que se pudieran presentar cuando el cabezal esté trabajando. En el dibujo 7-2 se puede apreciar mejor el diseño de esta pieza.

7.3 LAS PLACAS GIRATORIAS

La función principal de las placas giratorias, es la de permitir el posicionamiento del portabrocas en el lugar que se desea para trabajar. La placa puede girar dentro del anillo y debido a que está maquinada de tal forma que contiene un eje o guía que permite el movimiento del portabrocas a través de este eje. El disco fabricado de acero AISI 4140 es lo suficientemente resistente para soportar cargas de hasta el 66% de la necesaria para

generar un orificio en la pieza que se desee maquinar. Para el cabezal se requiere fabricar 4 discos iguales y cuyo diseño podemos ver en el dibujo 7-3.

7.4 PORTA BALERO Y TUERCA

Con el fin de mantener una cierta posición del portabrocas en un punto fijo cuando se desee maquinar alguna pieza hemos diseñado el porta-balero que sirve para sujetar un balero en el cual irá acoplado el portabrocas y a la vez el porta-balero estará acoplado al eje de su respectiva placa giratoria, pudiendo ser transportada a través del eje en cualquier posición y mantenida en un punto fijo por medio de una tuerca especial por lo que la parte externa superior del portabalero es roscada como se indica en el dibujo 7-4. El diseño de la tuerca se puede ver en el dibujo 7-5. La fabricación de ambas piezas es con acero AISI 4140 OQT 1100.

7.5 PORTA BROCAS

El método que se ha elegido para sujetar las brocas es el de alojamiento cónico o dispositivo con cola cónica. Es decir que se ha diseñado un dispositivo especial para sujetar las brocas de cola cónica. Este dispositivo lo podemos observar en el dibujo 7-6. El funcionamiento es muy sencillo: la cola cónica de la broca se introduce en el alojamiento cónico del husillo y se sujeta con la fuerza de rozamiento que surge entre las superficies

cónicas. La mecha de la cola entra en la ranura del husillo y evita que la cola pueda girar libremente en el alojamiento cónico de éste (ver figura 7-1).

Este método de colocación de la herramienta cortante es el más simple, cómodo y preciso. Pero no siempre pueden ser empleados los alojamientos cónicos del husillo para sujetar directamente la cola cónica de la herramienta ya que sus dimensiones pueden ser mayores o menores que las dimensiones del alojamiento del husillo. En este caso se emplean manguitos cortos o largos en los que las superficies externas e internas son conos normalizados. Cuando es imposible resolver con un solo manguito se hace uso de varios, metiendo unos en los otros. En la cola cónica de la herramienta se pone un manguito corto menor y otro mayor consecutivamente y se procede a sujetarlos en el husillo de la máquina. Sin embargo, debe procurarse no sujetar la herramienta con varios manguitos cortos, ya que disminuye la precisión del trabajo. El dispositivo tiene en un extremo una sección ranurada para permitir que este extremo se pueda introducir en la junta universal y no permitir que el dispositivo gire y de esta forma transmita el torque. El diseño del husillo con alojamiento cónico se puede ver en el dibujo (7-6).

Los manguitos de paso y la herramienta se sacan del cono del husillo con la cuchilla cuneiforme.

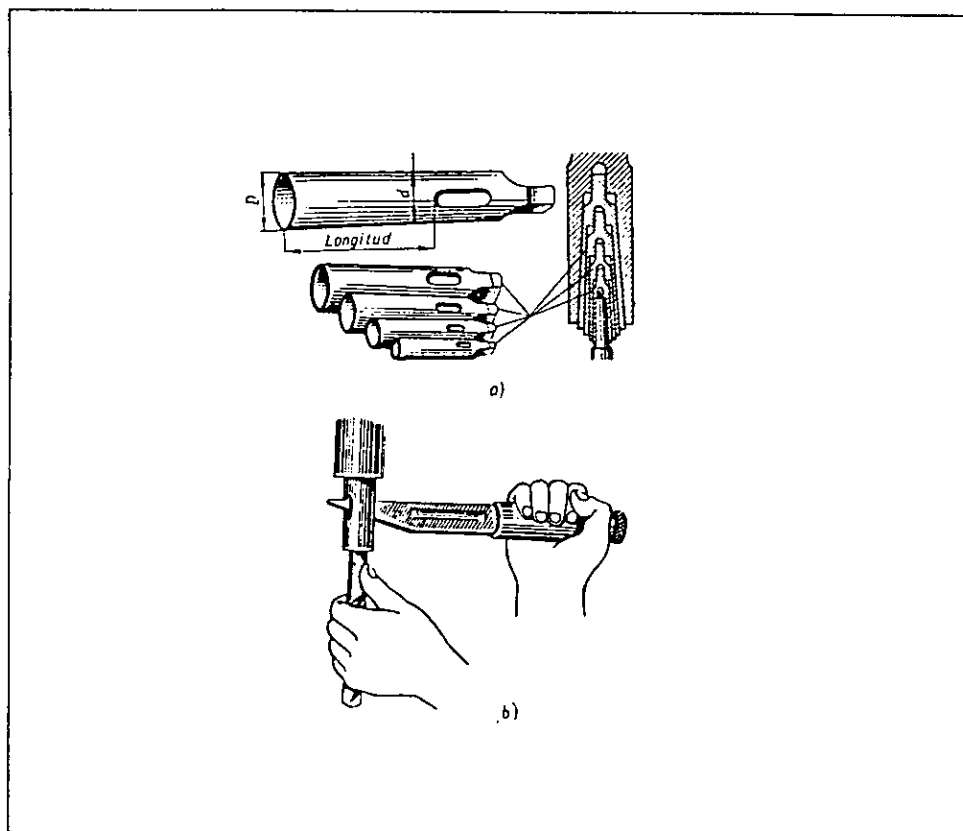


Fig. 7-1. Colocación de las brocas: a) en un manguito; b) manera de quitar la broca.

7.6 ELEMENTOS DE APOYO

Para que el cabezal pueda trabajar en el taladro es necesario que esté sujetado mediante 2 tirantes de acero al cabezal ajustable del taladro. Esto se puede ver en el dibujo 9-2. De igual forma para tener una mayor resistencia en las placas giratorias y los semi-anillos a éstos se les han unido otros elementos. A las placas giratorias se le ha colocado una barra

cilíndrica en el centro que se puede apreciar en el dibujo 7-7 con el fin de que éstas estén mejor apoyadas, con el mismo propósito se han colocado 2 tirantes de sección cuadrada a 180° una de otra para sujetar los semi-anillos a la estructura del cabezal como se aprecia en el dibujo 9-1.

7.7 SUJETADORES

Un sujetador es cualquier dispositivo que se utilice para conectar o unir 2 o más componentes. En el mercado se dispone de cientos de tipos. Los más comunes son los sujetadores con cuerda a los que se hace mención con múltiples nombres: entre ellos pernos, tornillos, tuercas, pernos prisioneros, pijas y tornillos de ajuste.

Un perno es un sujetador provisto de cuerda que se diseña de manera que pase a través de orificios en las piezas que se enlazan y se asegure al apretar una tuerca desde el extremo opuesto a la cabeza del perno.

Un tornillo es un sujetador que se diseña para ser insertado a través de un orificio provisto de una cuerda en una pieza que se va a enlazar a otra.

Los diferentes tipos de sujetadores que son necesarios utilizar en el diseño se especifican en cada uno de los dibujos de las diferentes piezas que componen el cabezal.

CAPÍTULO 8

TOLERANCIAS Y AJUSTES

La mayor parte de los procedimientos de diseño tienen por objetivo determinar el tamaño geométrico mínimo aceptable con el que un componente es seguro o rinde en forma satisfactoria bajo condiciones particulares. De igual forma es necesario especificar las dimensiones finales de los componentes, incluyendo las tolerancias para esas dimensiones.

El término tolerancia se refiere a la desviación permisible de una dimensión respecto al tamaño básico que se especifica. El rendimiento correcto de una máquina depende de las tolerancias que se señalan para sus piezas, en particular de las que deben conectarse para colocarlas o para que su movimiento relativo sea el adecuado.

El término ajuste se refiere al juego relativo, holgura para ajuste, o apriete, ajuste de interferencia, de las piezas que embonan. En particular respecto a su efecto en el movimiento de las piezas o la fuerza que se genera entre ellas después del ensamble.

8.1 CLASES DE AJUSTES

La referencia básica para tolerancias y ajustes en la que hemos basado el diseño, es en el estándar ANSI B4.1 usado en los Estados Unidos. En ésta se incluyen 5 tipos de ajustes que son:

- 1) Ajuste por deslizamiento o corrimiento (RC, *running clearance* o *sliding clearance fit*). Se utiliza cuando debe existir una separación entre las piezas que embonan, se especifica una separación o claro para realizar ajustes. Son nueve clases las que hay dentro de este estándar, de RC1 hasta RC9; RC1 proporciona la holgura o juego mínimo o más pequeño y RC9 el máximo o más grande.
- 2) Ajuste de holgura para ubicación (LC, *Location Clearance*). Se emplea en piezas normalmente fijas que se pueden ensamblar o desensamblar libremente. El estándar incluye 11 clases. Las cuatro

primeras, LC1 a LC4, tienen holgura cero, de tamaño a tamaño, como el límite inferior del ajuste, independientemente de tamaño o clase. El límite superior de ajuste se incrementa tanto con el tamaño de las piezas como con el número de clase. Las clases LC5 a LC11 proporcionan alguna holgura positiva para todos los tamaños, lo cual se incrementa con el tamaño de las piezas y con la clase.

- 3) Ajuste de interferencia (LN). Se usan donde la exactitud de colocación es muy importante y para piezas que requieren alineación de acuerdo a requisitos especiales por presión tenida en el agujero. Estos ajustes no son adecuados para partes diseñadas para transmitir cargas friccionales de una a otra parte debido a lo apretado del ajuste.
- 4) Ajuste de fuerza (FN). Los ajustes por fuerza o ajustes por contracción constituyen un tipo especial de ajuste por interferencia, caracterizado normalmente porque mantiene una presión constante en el agujero a través de la variación de tamaños. Por lo tanto, la interferencia casi siempre varía directamente con el diámetro y la diferencia entre sus valores mínimo y máximo es pequeña pero mantiene la presión resultante dentro de límites razonables. Existen 5 tipos de FN1 hasta FN5.
- 5) Ajuste de transición (LT). Constituyen una transición entre los ajustes por juego localizado e interferencia para aplicaciones donde la exactitud de colocación es importante, pero que permiten tener juego pequeño o interferencia. Existen clase de LT1 a LT6.

8.2 SELECCIÓN DE AJUSTES

A continuación presentamos un cuadro en el que resumimos la clase de ajuste que consideramos el mejor para cada juego de piezas:

JUEGO	AJUSTE
rodamientos-estructura	LT2
flecha-rodamientos	LN1
flecha longitud variable parte interna-externa	RC4
flecha-junta universal	RC2
flecha de longitud variable-junta universal	RC2
flecha de unión-flecha de longitud variable	RC2
flecha de unión-junta universal	RC2
flecha-engrane	RC3
balero-portabalero	RC1
placa giratoria-semi anillo	RC5
canal de la placa giratoria-porta balero	RC1
perno-oreja de la estructura	LC4
perno-orejas del semi-anillo	LC4

Como se puede ver, en algunos casos el tipo de ajuste y diámetro nominal es el mismo para algunos juegos de piezas por lo que realizamos el cálculo una sola vez. Las tablas de ajustes se pueden ver en los anexos 12 a 19.

Rodamientos - Estructura

Los rodamientos en su parte exterior deben entrar en los agujeros de la estructura diseñados para ello, la parte exterior del rodamiento no debe resbalar dentro de la estructura.

En este caso el ajuste que se considera como el mejor es LT2, ver anexo 16.

$$D_{\text{nom}} = 1.7810 \text{ plg.}$$

$$\text{En el balero: } D_{\text{max}} = 1.7815 \text{ plg.}$$

$$\text{En la estructura: } D_{\text{max}} = 1.7826 \text{ plg.}$$

$$D_{\text{min}} = 1.7805 \text{ plg.}$$

$$D_{\text{min}} = 1.7810 \text{ plg.}$$

$$\text{Ajuste más flojo: } 1.7826 - 1.7805 = 0.0776 \text{ plg.}$$

$$\text{Ajuste más apretado: } 1.7810 - 1.7815 = -0.0005 \text{ plg.}$$

Flecha - Rodamientos

El ajuste seleccionado es un LN1 del anexo 17.

$$D_{\text{nom}} = 0.75 \text{ plg.}$$

$$\text{En la flecha: } D_{\text{max}} = 0.7511 \quad \text{En el rodamiento: } D_{\text{max}} = 0.7506$$

$$D_{\text{min}} = 0.75056 \quad D_{\text{min}} = 0.7500$$

$$\text{Ajuste más flojo: } 0.7506 - 0.7506 = 0.000 \text{ plg.}$$

$$\text{Ajuste más apretado: } 0.7500 - 0.7511 = -0.0011 \text{ plg}$$

Flecha ranurada, parte externa - flecha ranurada, parte interna

En este caso se ha seleccionado un ajuste RC4 del anexo 12 como el más adecuado.

$$D_{\text{nom}} = 0.875 \text{ plg.}$$

$$\text{En la parte interna: } D_{\text{max}} = 0.8742 \quad \text{En la parte externa: } D_{\text{max}} = 0.8762$$

$$D_{\text{min}} = 0.8734 \quad D_{\text{min}} = 0.8750$$

$$\text{Ajuste más flojo: } 0.8762 - 0.8734 = 0.0028 \text{ plg.}$$

$$\text{ajuste más apretado: } 0.8750 - 0.8742 = 0.0008 \text{ plg.}$$

Flecha - Junta Universal.

En este caso se sabe que el diámetro nominal es de 1/2 plg. y que el tipo de ajuste seleccionado es el RC2 (anexo 12), esto coincide con otros juegos de piezas que se tiene y que son: flecha ranurada parte interna - junta universal, flecha de unión - flecha ranurada parte externa, flecha de unión - junta universal; por lo cual los siguientes cálculos son válidos también para los juegos de piezas mencionados.

$$D_{\text{nom}} = 0.5 \text{ plg.}$$

$$\text{En la flecha: } D_{\text{max}} = 0.49975 \quad \text{En el agujero: } D_{\text{max}} = 0.5004 \text{ plg.}$$

$$D_{\text{min}} = 0.49945 \quad D_{\text{min}} = 0.5000 \text{ plg.}$$

$$\text{Ajuste más flojo: } 0.5004 - 0.49945 = 0.00095 \text{ plg.}$$

$$\text{Ajuste más apretado: } 0.5000 - 0.49975 = 0.00025 \text{ plg.}$$

Flecha - Engrane

El ajuste que se ha seleccionado es un RC3, (anexo 12).

$$D_{\text{nom}} = 0.8125 \text{ plg}$$

$$\text{En la flecha: } D_{\text{max}} = 0.8117$$

$$\text{En el engrane: } D_{\text{max}} = 0.8133$$

$$D_{\text{min}} = 0.8112$$

$$D_{\text{min}} = 0.8125$$

$$\text{Ajuste más flojo: } 0.8133 - 0.8112 = 0.0021 \text{ plg.}$$

$$\text{Ajuste más apretado: } 0.8125 - 0.8117 = 0.0008 \text{ plg.}$$

Balero - Portabalero

Ajuste RC1, (anexo 12).

$$D_{\text{nom}} = 0.1.780 \text{ plg}$$

$$\text{En el balero: } D_{\text{max}} = 1.7796$$

$$\text{En el portabalero: } D_{\text{max}} = 1.7804$$

$$D_{\text{min}} = 1.7793$$

$$D_{\text{min}} = 1.7800$$

$$\text{Ajuste más flojo: } 1.7804 - 1.7793 = 0.0011$$

$$\text{Ajuste más apretado: } 1.7800 - 1.7796 = 0.0004$$

Placa giratoria - Semi-anillo

Ajuste RC5, anexo 13.

$$D_{\text{nom}} = 22.850 \text{ plg.}$$

$$\text{En la placa: } D_{\text{max}} = 22.845$$

$$\text{En el semi-anillo: } D_{\text{max}} = 22.853$$

$$D_{\text{min}} = 22.843$$

$$D_{\text{min}} = 22.850$$

$$\text{Ajuste más flojo: } 22.853 - 22.843 = 0.01$$

$$\text{Ajuste más apretado: } 22.850 - 22.845 = 0.005$$

Canal en la placa - Portabaleró

Ajuste RC1 del anexo 12.

$$D_{\text{nom}} = 2 \text{ plg}$$

En el portabaleró: $D_{\text{max}} = 1.9996$ En el canal de la placa: $D_{\text{max}} = 2.0005$

$$D_{\text{min}} = 1.9993$$

$$D_{\text{min}} = 2.0000$$

Ajuste más flojo: $2.0005 - 1.9993 = 0.0012$ Ajuste más apretado: $2.0000 - 1.9996 = 0.0004$ **Perno - Orejas de la estructura**

Ajuste LC4, (anexo 14).

$$D_{\text{nom}} = 0.5 \text{ plg}$$

En el perno: $D_{\text{max}} = 0.500$ En las Orejas: $D_{\text{max}} = 0.5028$

$$D_{\text{min}} = 0.4984$$

$$D_{\text{min}} = 0.5000$$

Ajuste más Flojo: $0.5028 - 0.4984 = 0.0044$ Ajuste más apretado: $0.5000 - 0.5000 = 0.0000$ **Perno - Orejas del semi-anillo**En el perno: $D_{\text{max}} = 0.500$ En las Orejas: $D_{\text{max}} = 0.5028$

$$D_{\text{min}} = 0.4984$$

$$D_{\text{min}} = 0.5000$$

Ajuste más Flojo: $0.5028 - 0.4984 = 0.0044$ Ajuste más apretado: $0.5000 - 0.5000 = 0.0000$

8.3 ACABADOS

Es esencial que en la selección de una tolerancia, se debe saber cuáles son las exactitudes que se puedan obtener en las operaciones efectuadas con las máquinas del taller y de otros procesos de fabricación, tales como vaciados, moldeados, forjados, etc. (ver tabla A y tabla B del anexo 20) La tolerancia seleccionada de la tabla determina el grado de trabajo del maquinado requerido. Una vez conocido este grado, es posible determinar la operación de maquinado adecuada y que se puede ver en la tabla A del anexo 20.

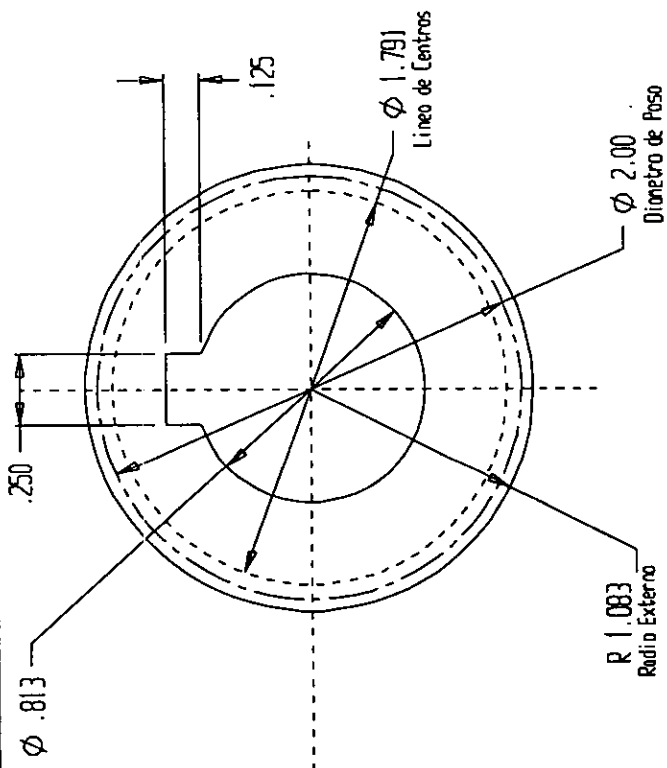
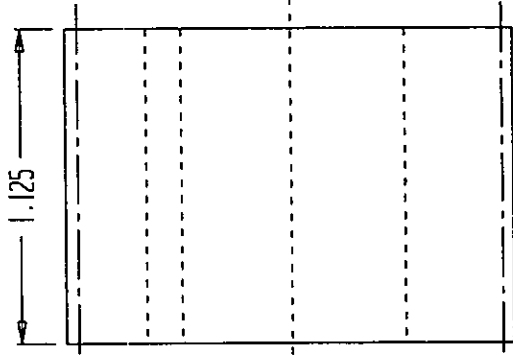
En la tabla 9-1 hemos resumido el grado y tipo de maquinado que se requiere para algunas de las piezas del cabezal, en relación a las tablas A y B del anexo 20.

Tabla 9-1

	grado	acabado
Estructura	11	Fresado
Flecha en rodamientos.	7	Torneado
Flecha en junta universal.	7	Torneado
Flecha ranurada, parte interna.	10	Acepillado
Flecha ranurada, parte interna sección que se acopla a la junta universal.	7	Torneado
Eje de unión.	7	Torneado
Flecha ranurada, parte externa.	10	Acepillado


CAPÍTULO 9

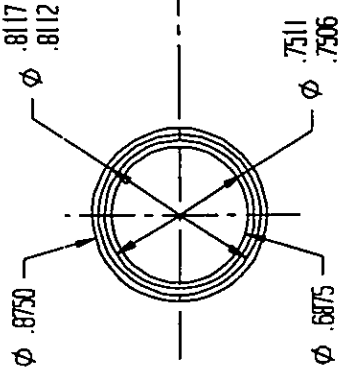
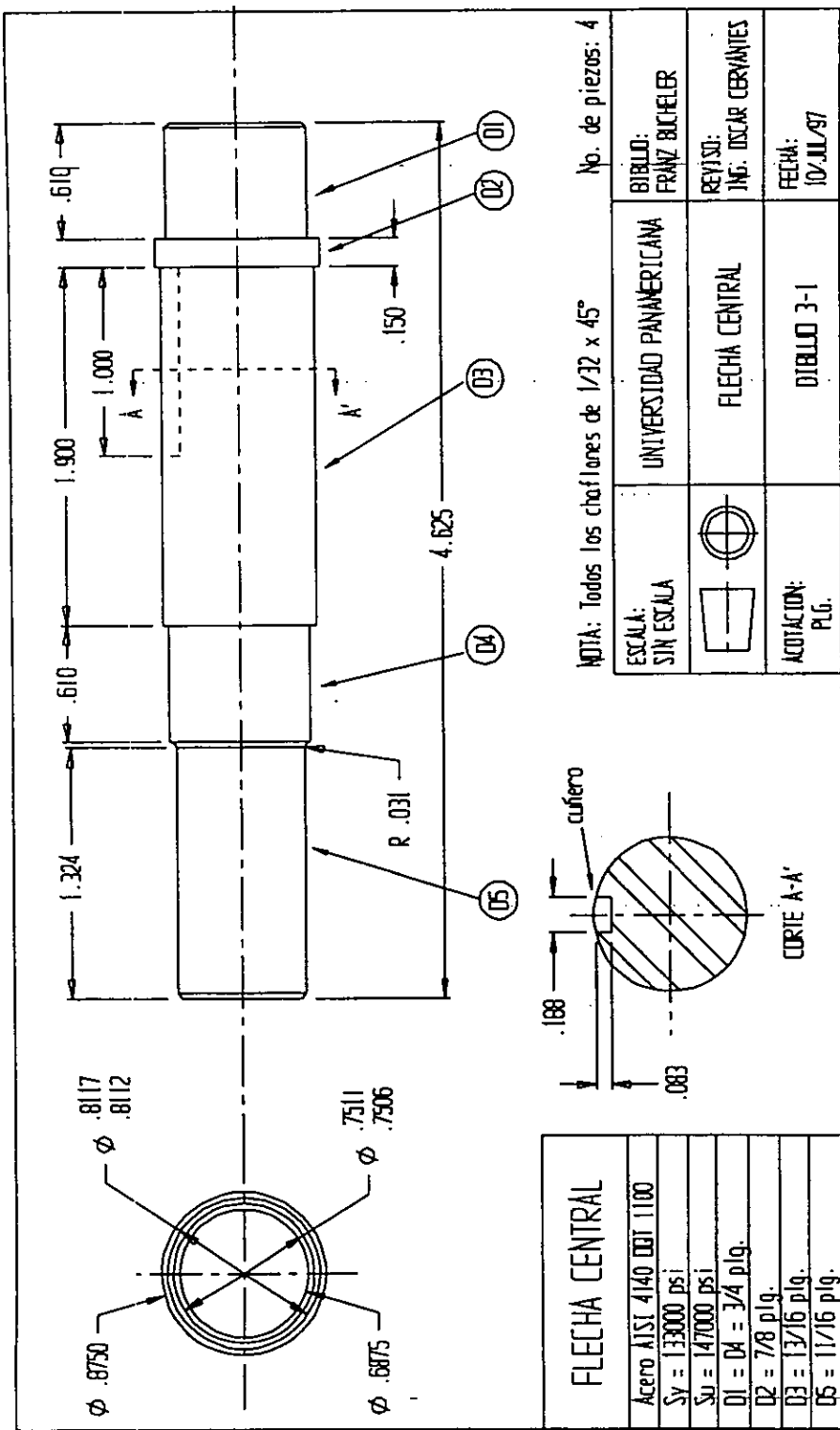
PLANOS DE DISEÑO DEL CABEZAL Y SUS ELEMENTOS



ENGRANE RECTO

Acero AISI 4140 COT 1100. 300 BAH
Poso Diametro: 12
Numero de Dientes: 24
Ancho del Engrane: 1.125 PLG.
Adarbo: 1/12 PLG.
Dendado: 5/48 PLG.
Profundidad de Trabajo: 1/6 PLG.
Profundidad Total: 9/48 PLG.
Coefficiente de Calidad: 6
Factor de Dinamico: 0.9550

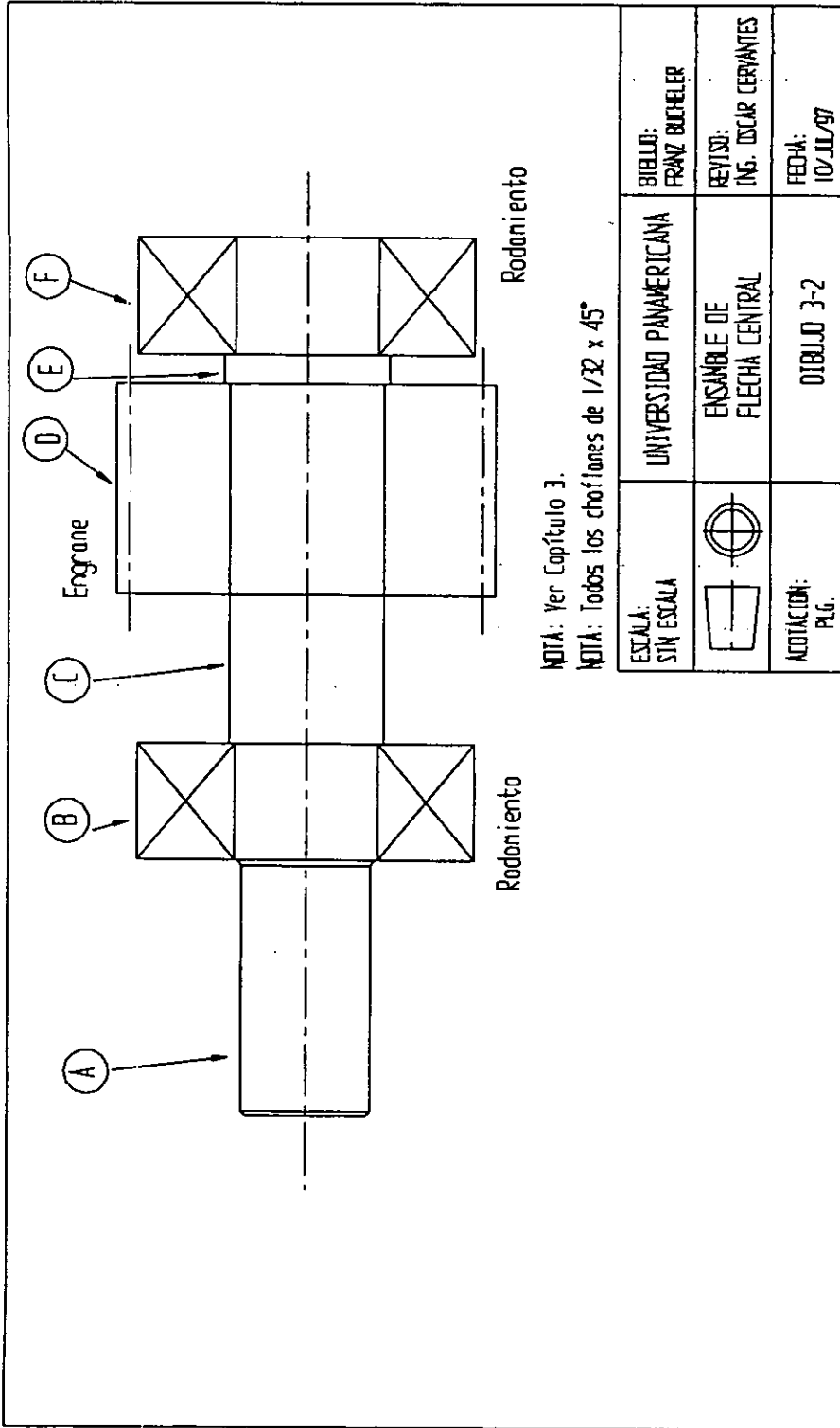
ESCALA: 5 in-Escala	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	Dibujó: Fronz Bacheiler
- - - 	ENGRANE RECTO	Revisó: Ing. Oscar Cervantes
NOTACION: Fig.	DIBUJO 2-1	Fecha: 10/JUL/1997

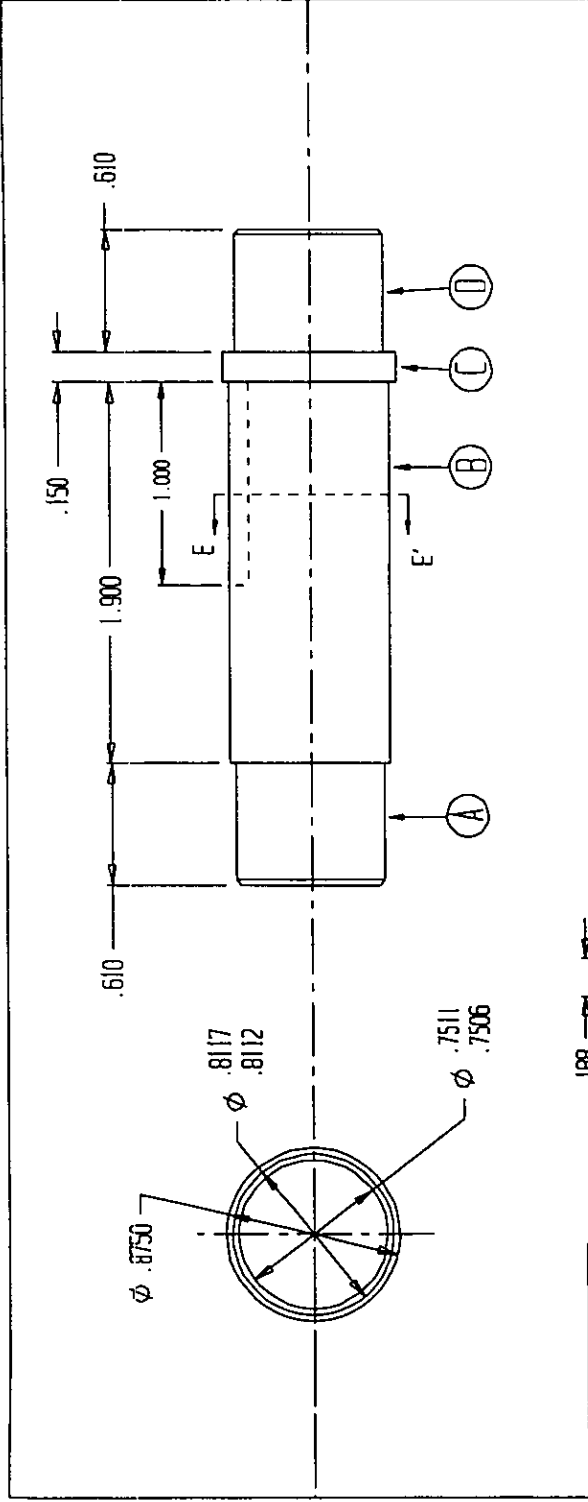


FLECHA CENTRAL	
Aceero AISI 4140	DBT 1100
Sy =	133000 psi
Su =	147000 psi
D1 = D4 =	3/4 plg.
D2 =	7/8 plg.
D3 =	13/16 plg.
D5 =	11/16 plg.

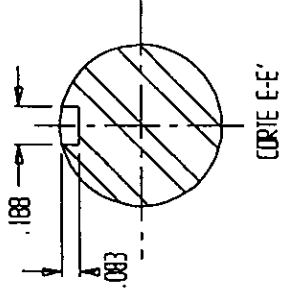
NOTA: Todos los chaflores de 1/32 x 45° No. de piezas: 4

ESCALA: SIN ESCALA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	BIBLIO: FRANZ BUCHELER
	FLECHA CENTRAL	REVISOR: ING. OSCAR CERVANTES
ACOTACION: PLG.	DIBUJO 3-1	FECHA: 10/2 JUL/97





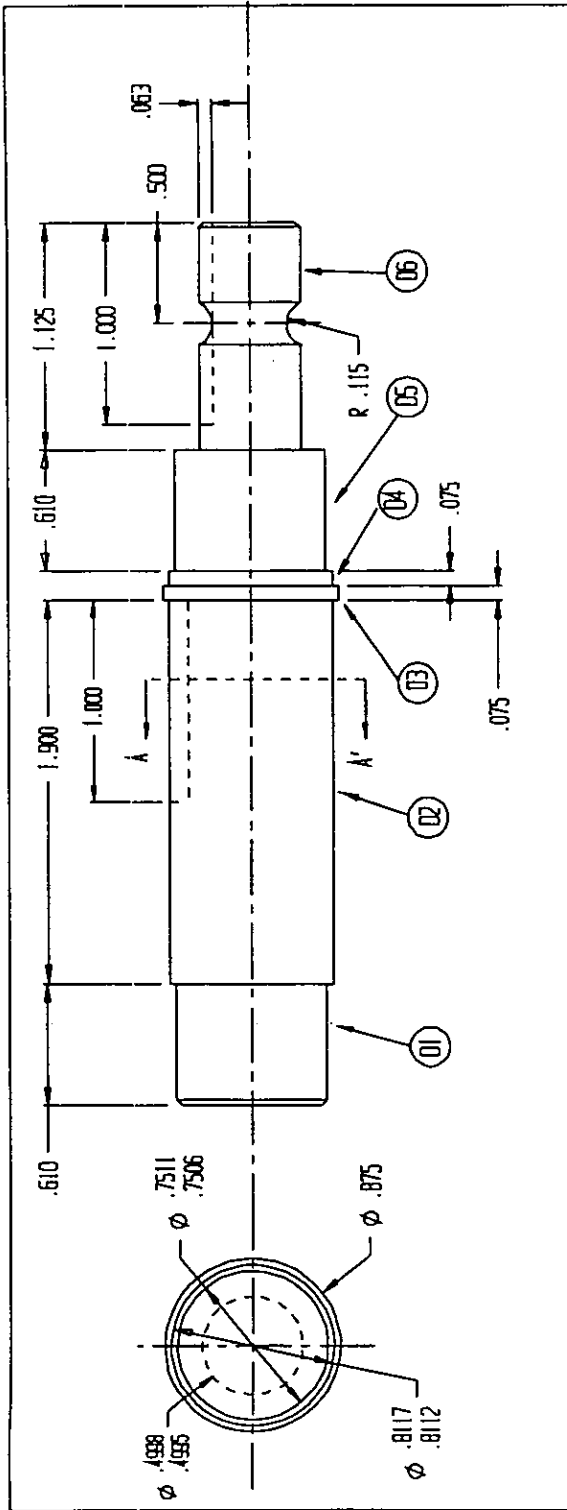
FLECHA PARA ENGRANE LOCO	
Acero A151 4140 DBT 1100	
S _y = 13300 PSI	
S _u = 147000 PSI	
D1 = D2 = 3/4 plg.	
D2 = 13/16 plg.	
D3 = 7/8 plg.	



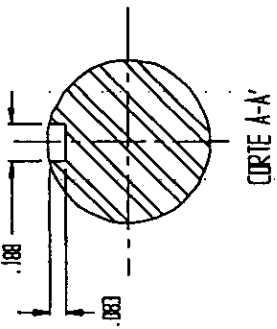
NOTA: Todos los choflones de 1/32 x 45°

No. de Piezas: 4

ESCALA: SIN ESCALA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	DIB: FRANZ BUEHLER
	FLECHA PARA ENGRANE LOCO	REVISO: ING. OSCAR CERVIANTES
ACOTACION: PLG.	DIB: 3-3	FECHA: 10/JUL/97



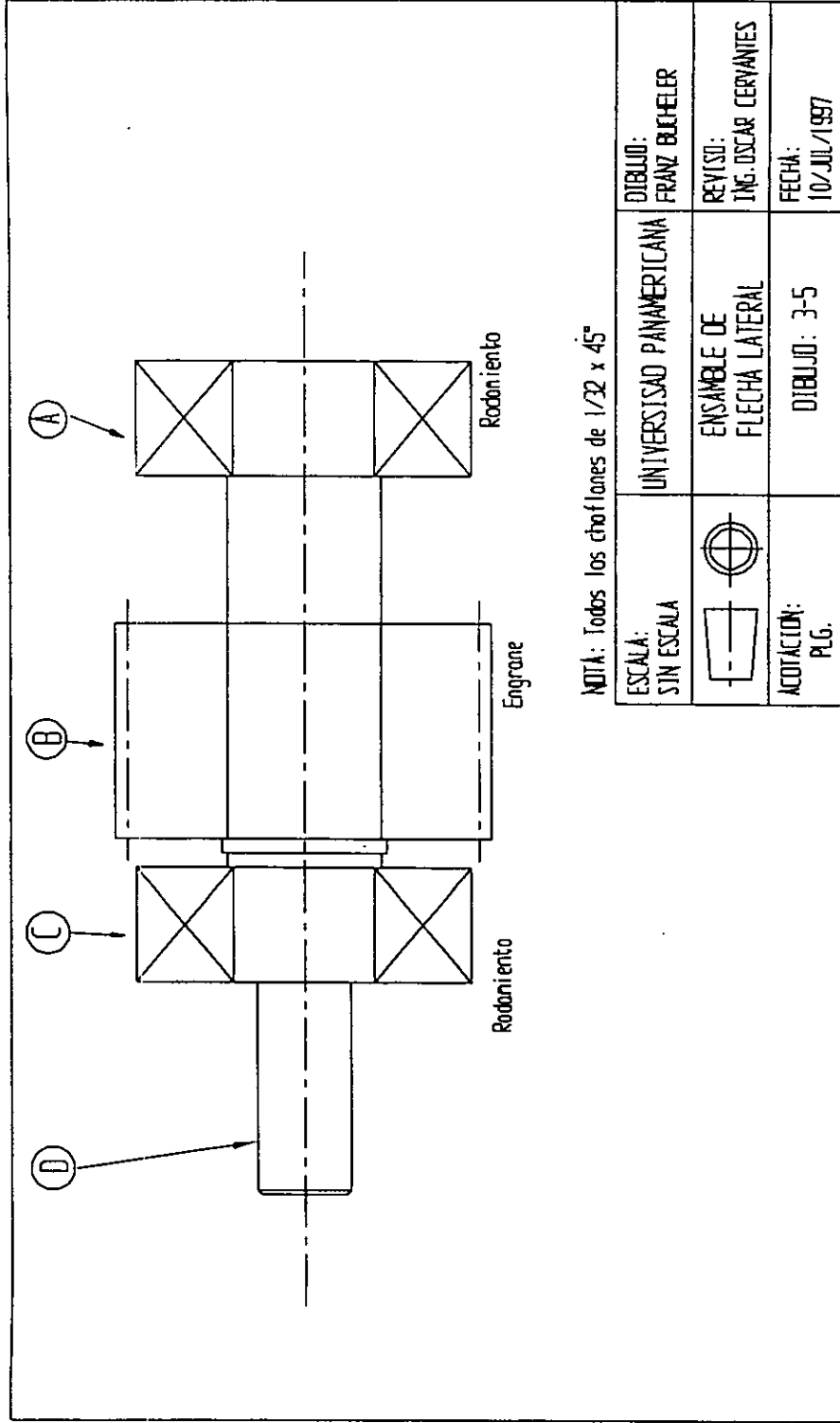
FLECHA LATERAL	
Acero AISI 4140 AISI 1100	
Sy = 133000 psi.	
Su = 147000 psi	
01 = 05 = 3/4 plg.	
02 = 04 = 13/16 plg.	
03 = 7/8 plg.	
06 = 1/2 plg	



NOTA: Todos los chaflanes de 1/32 x 45°

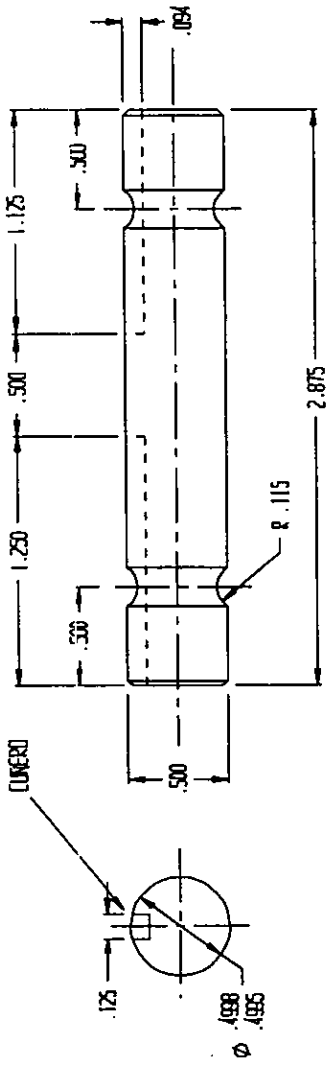
No. de piezas: 4

ESCALA: SIN ESCALA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	DIBUJO: FRANZ BUCHELER
	FLECHA LATERAL	REVISO: ING. OSCAR LERVANTES
ACOTACION: PLG.	DIBUJO: 3-4	FECHA: 10/JUL/1997



NOTA: Todos los chafloanes de 1/32 x 45"

ESCALA: SIN ESCALA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	DIBUJO: FRANZ BUEHLER
	ENSAMBLE DE FLECHA LATERAL	REVISO: ING. OSCAR CERVANTES
ACTUACION: P.L.G.	DIBUJO: 3-5	FECHA: 10/JUL/1997

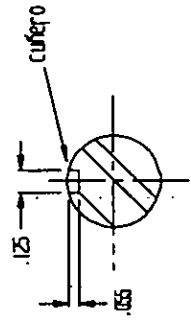
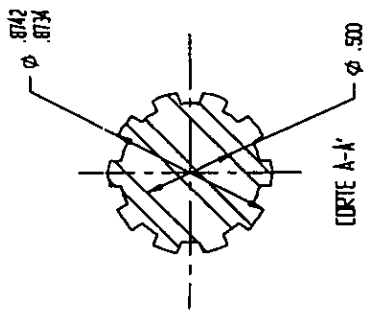
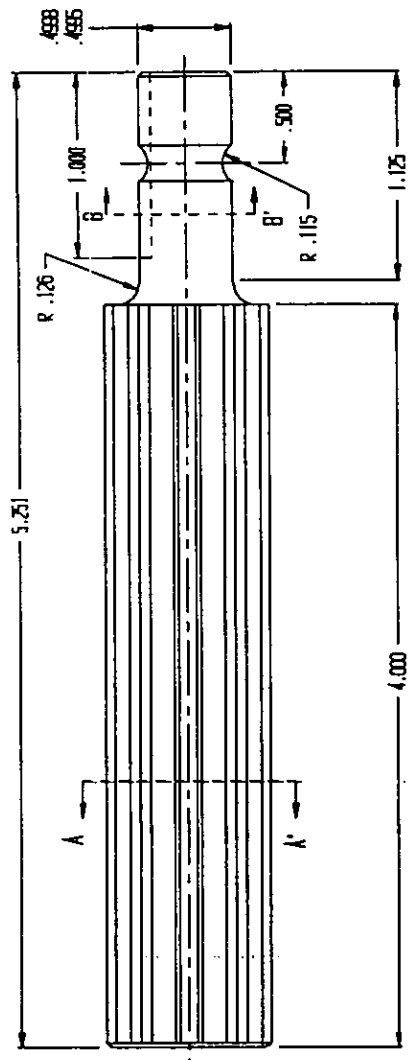


No. de piezas: 4

NOTA: Todos los chaflanes de 1/32 x 45°

ESCALA: SIN ESCALA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	DIBUJO: FRANZ BUCHER
	FLECHA DE UNION	REVISO: ING. OSCAR CERVANTES
ACOTACION: PLG.	DIBUJO: 3-6	FECHA: 10/JUL/1997

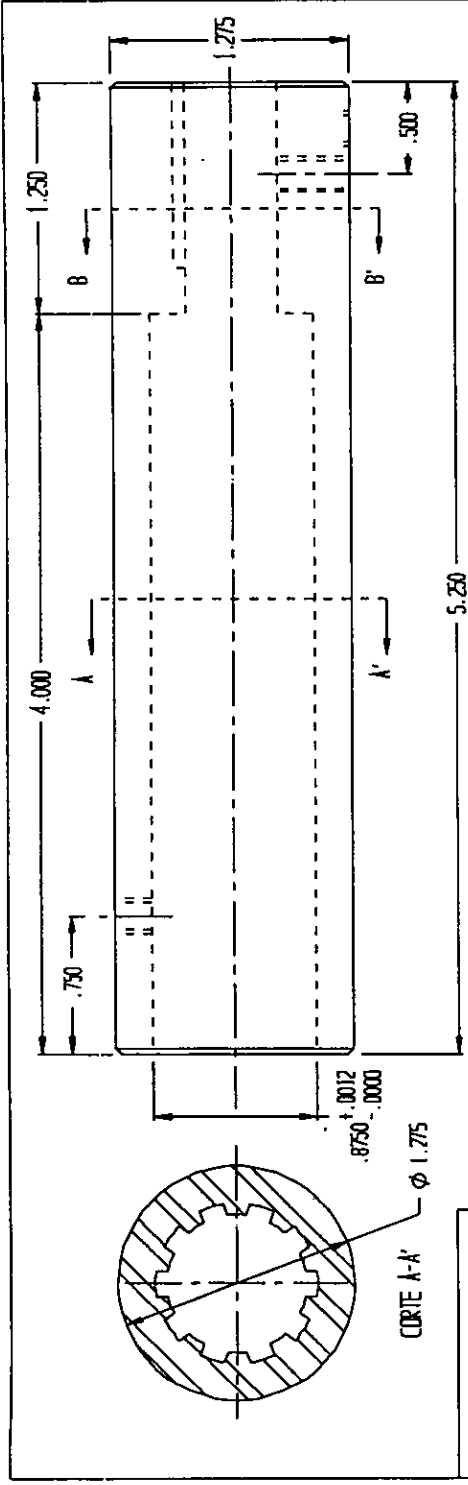
FLECHA DE UNION
Aceros AISI 4140 AISI 1100
Sy = 130000 psi.
Su = 147000 psi.



NOTA: Todos los choflanes de 1/2 x 45° No. de piezas: 4

FLECHA RANURADA PARTE INTERNA	
Acero AISI 4140 OBT 1100	
S _y = 133000 psi	
S _u = 147000 psi	
No. de Ranuras: 10	
D = 7/8 plg.	
V = 0.1365 plg	
h = 0.6126 plg.	
d = 0.7525 plg.	

ESCALA: SIN ESCALA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	BIBLIO: FRANZ BUDDELER
	FLECHA RANURADA PARTE INTERNA	REVISO: ING. OSCAR CERVANTES
ACOTACION: P.L.G.	DIBUJO 3-7	FECHA: 10/JUL/97

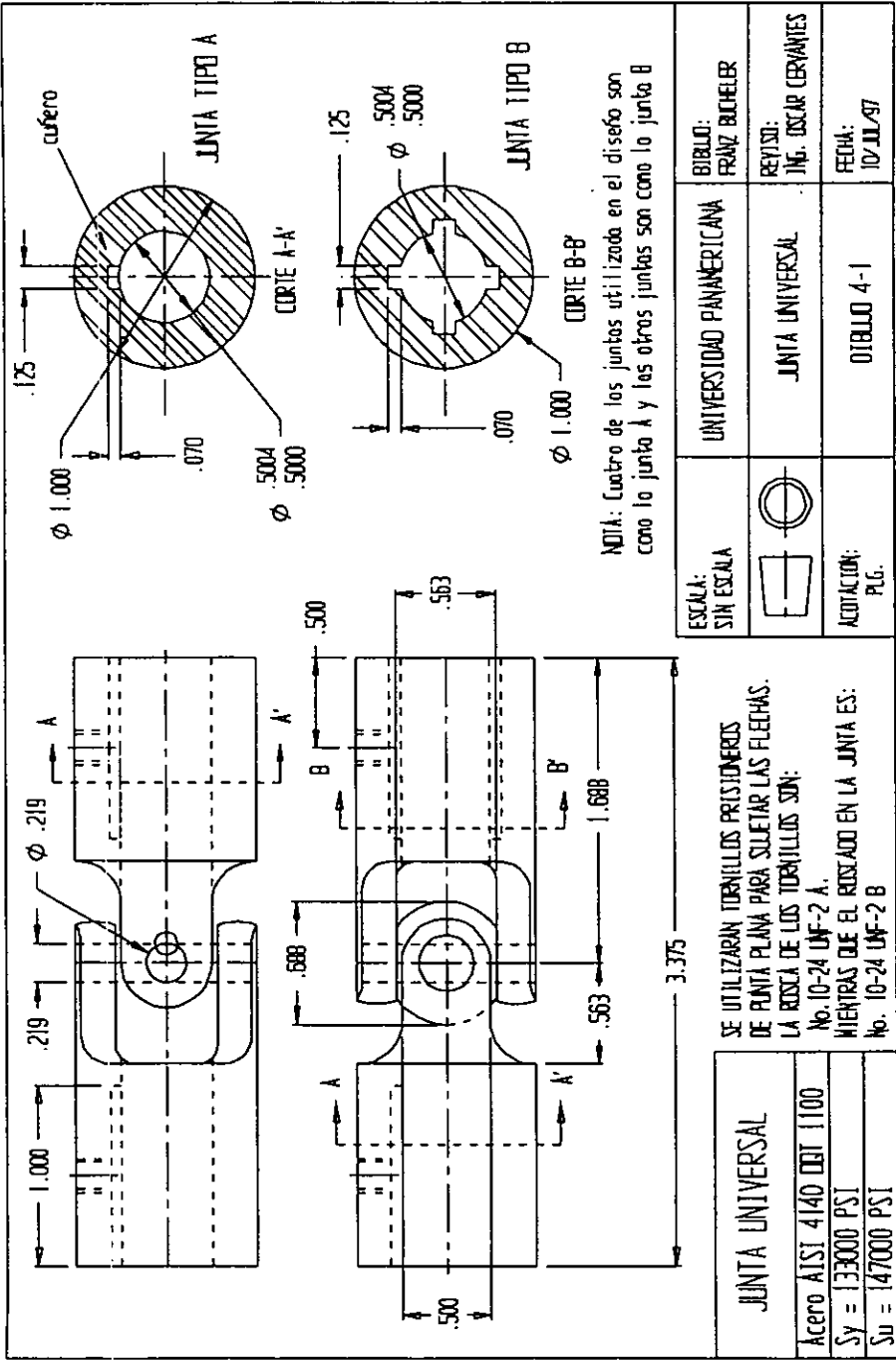


FLECHA RANURADA PARTE EXTERNA	
Acero AISI 4140 Q&T 1.00	
S _y = 133000 psi	
S _u = 147000 psi	
No. de Ranuras: 10	
D = 7/8 plg.	
V = 0.1365 plg.	
h = 0.6126 plg.	
d = 0.7525 plg.	

NOTA: Todos los chaflanes de 1/32 x 45°
Todos los rascos: No. 10-24 UNF-2 B

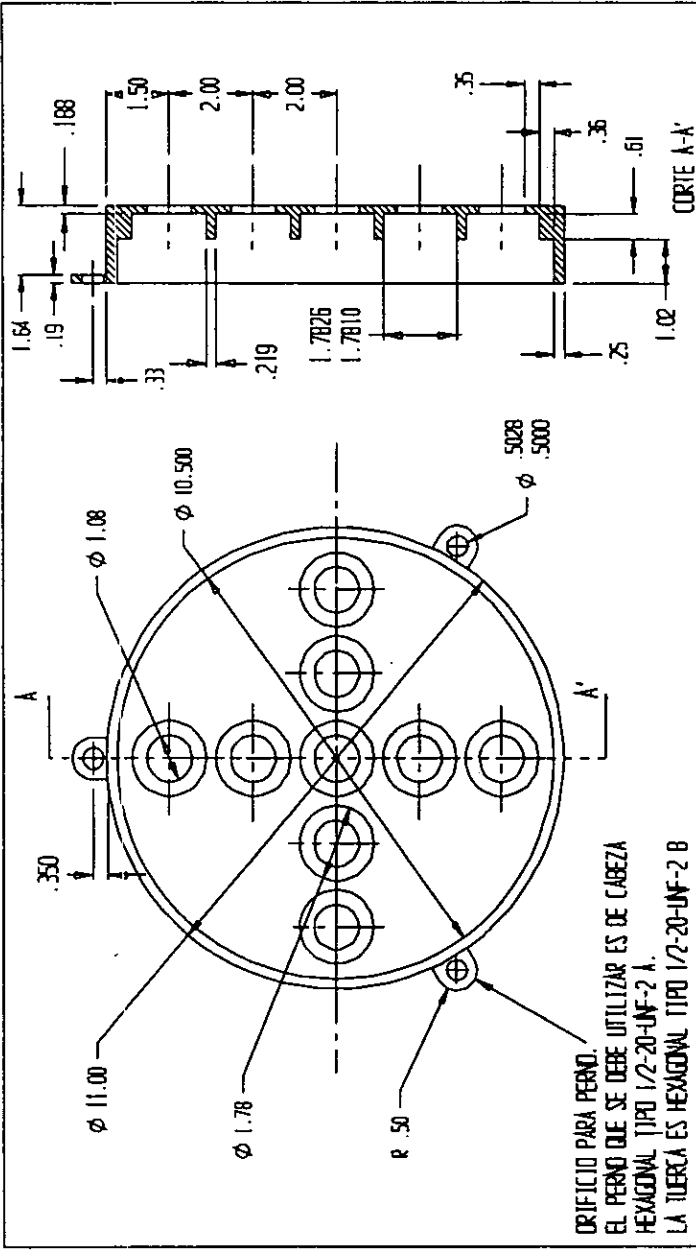
No. de piezas: 4

ESCALA: SIN ESCALA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	BIBLIO: FRANZ BODELER
	FLECHA RANURADA PARTE EXTERNA	REVISO: ING. OSCAR CERVANTES
ACOTACION: P.L.G.	DIBUJO 3-8	FECHA: 10/JUL/97



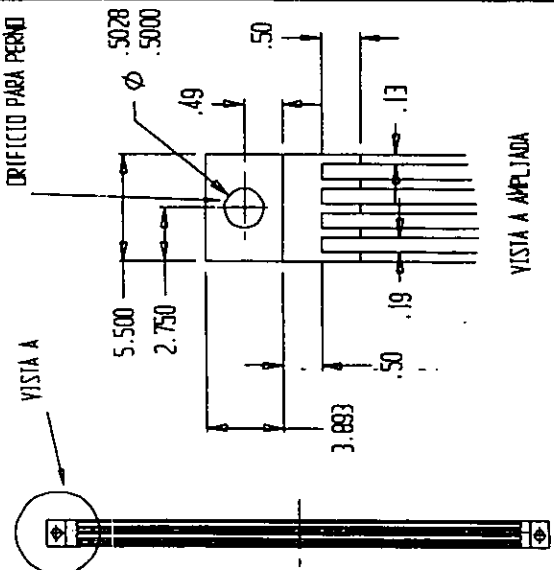
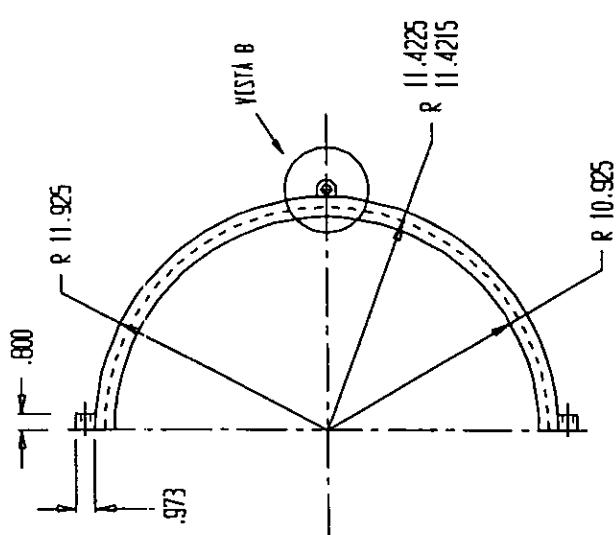
ESCALA: SIN ESCALA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	BIBLIO: FRANZ RUCHELER
	JUNTA UNIVERSAL	REVISO: ING. OSCAR CERVANTES
ADAPTACION: P.L.G.	OTEBLLO 4-1	FECHA: 10/ JUL/97

JUNTA UNIVERSAL
Acero AISI 4140 OBT 1100
Sy = 13000 PSI
Su = 147000 PSI



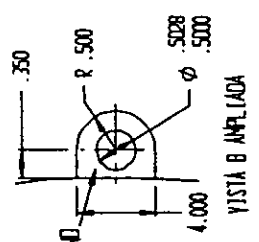
ORIFICIO PARA PERNO.
 EL PERNO DE SE DEBE UTILIZAR ES DE CABEZA
 HEXAGONAL TIPO 1/2-20-UNF-2 A.
 LA TUBERIA ES HEXAGONAL TIPO 1/2-20-UNF-2 B

ESCALA: SIN ESCALA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	BIBLIO: FRANZ BUCHLER
	ESTRUCTURA	REVISO: ING. OSCAR CERVANTES
ADICION: P.G.	DIBUJO 7-1	FECHA: 10/JUL/97
ESTRUCTURA		
HIERRO FUNDIDO		



VISTA A AMPLIADA

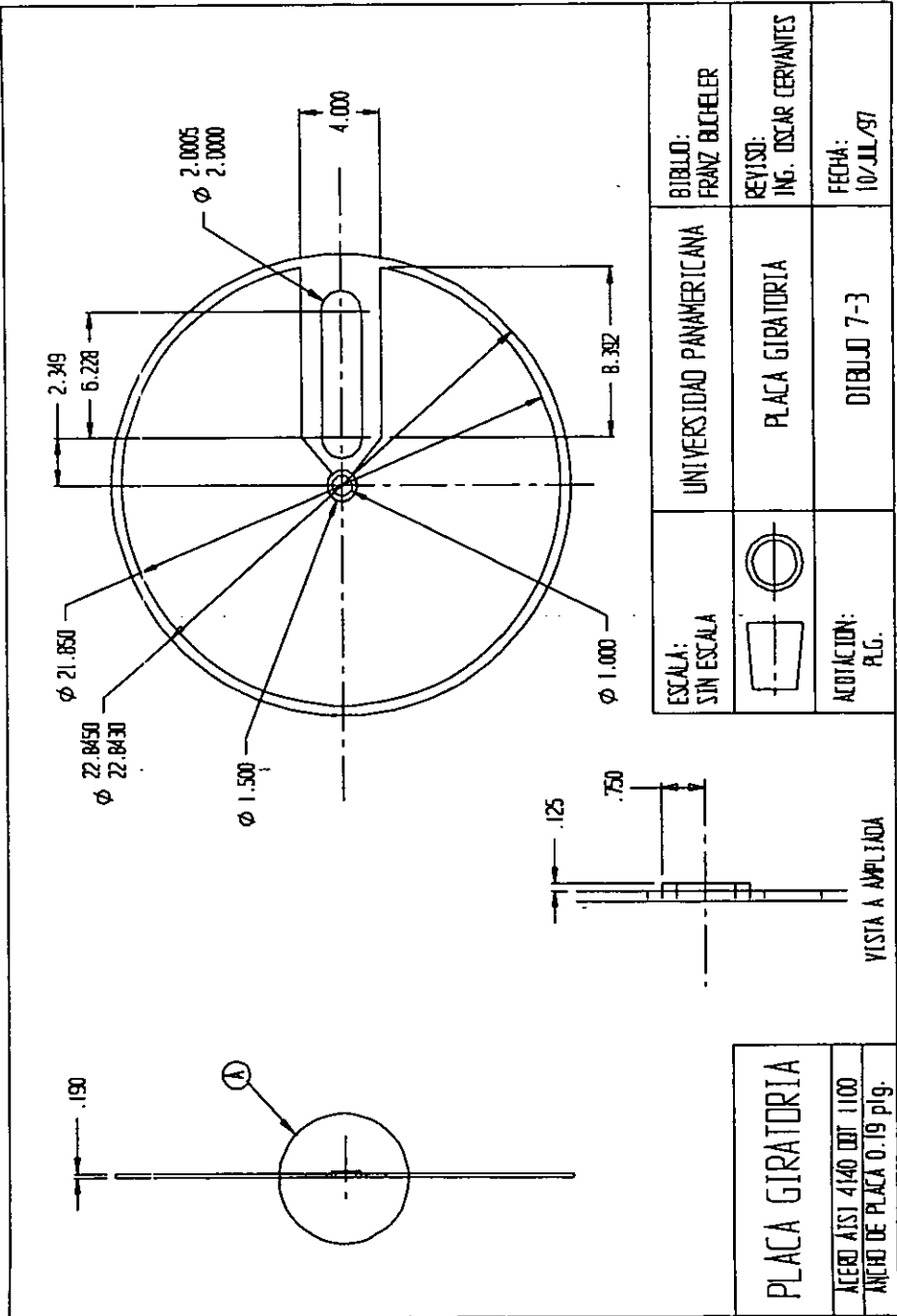
EL TIPO DE PERNO QUE SE UTILIZARA ES DE CABEZA HEXAGONAL 1/2-20-UNF-2 A. PARA LA TUERCA TENEMOS QUE SERA 1/2-20-UNF-2 B

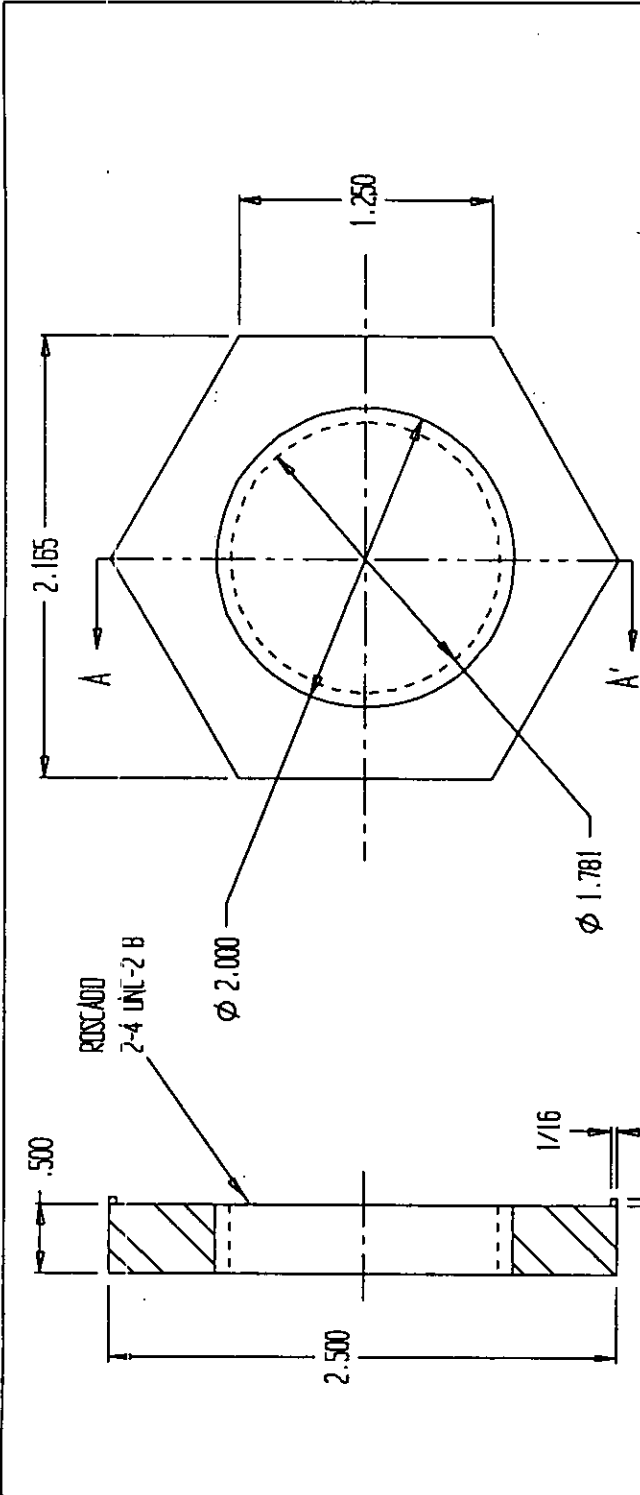


ORIFICIO PARA PERNO

SEMI-ANILLO
ACERO AIST 4140 DDI 1100
No. de piezas: 2

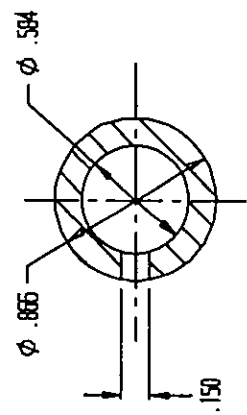
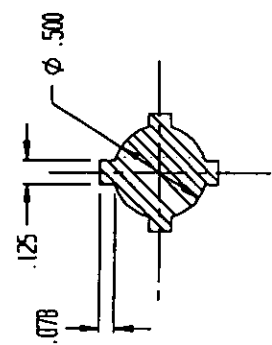
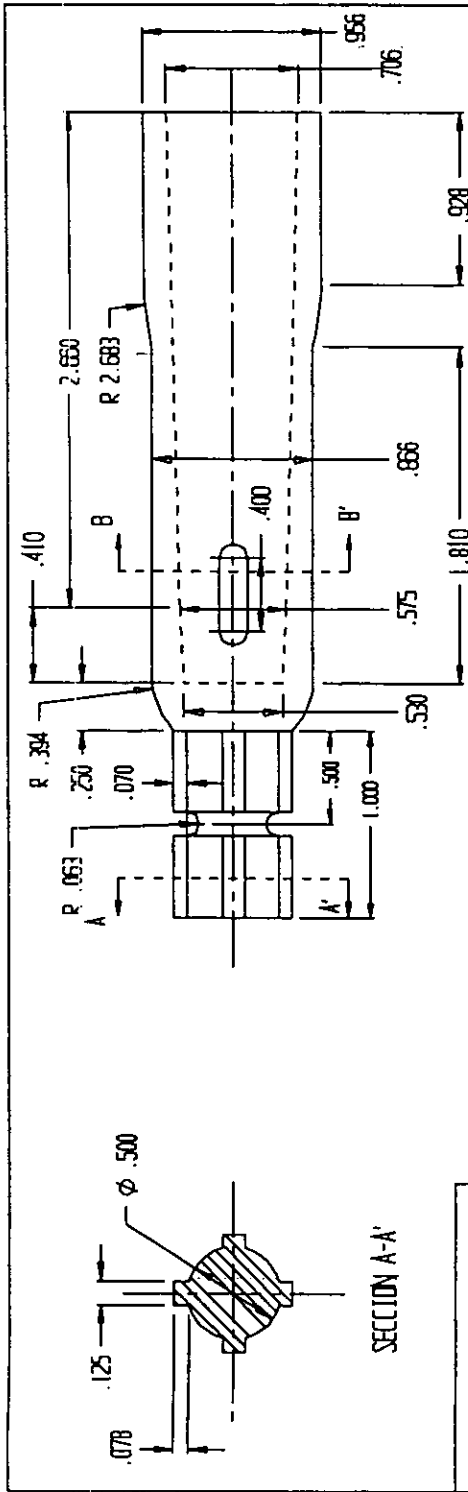
ESCALA: SIN ESCALA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	DIBUJO: FRANZ BUCHELER
	SEMI-ANILLO	REVISO: ING. OSCAR CERVANTES
ACOTACION: PLG.	DIBUJO 7-2	FECHA: 10/JUL/97





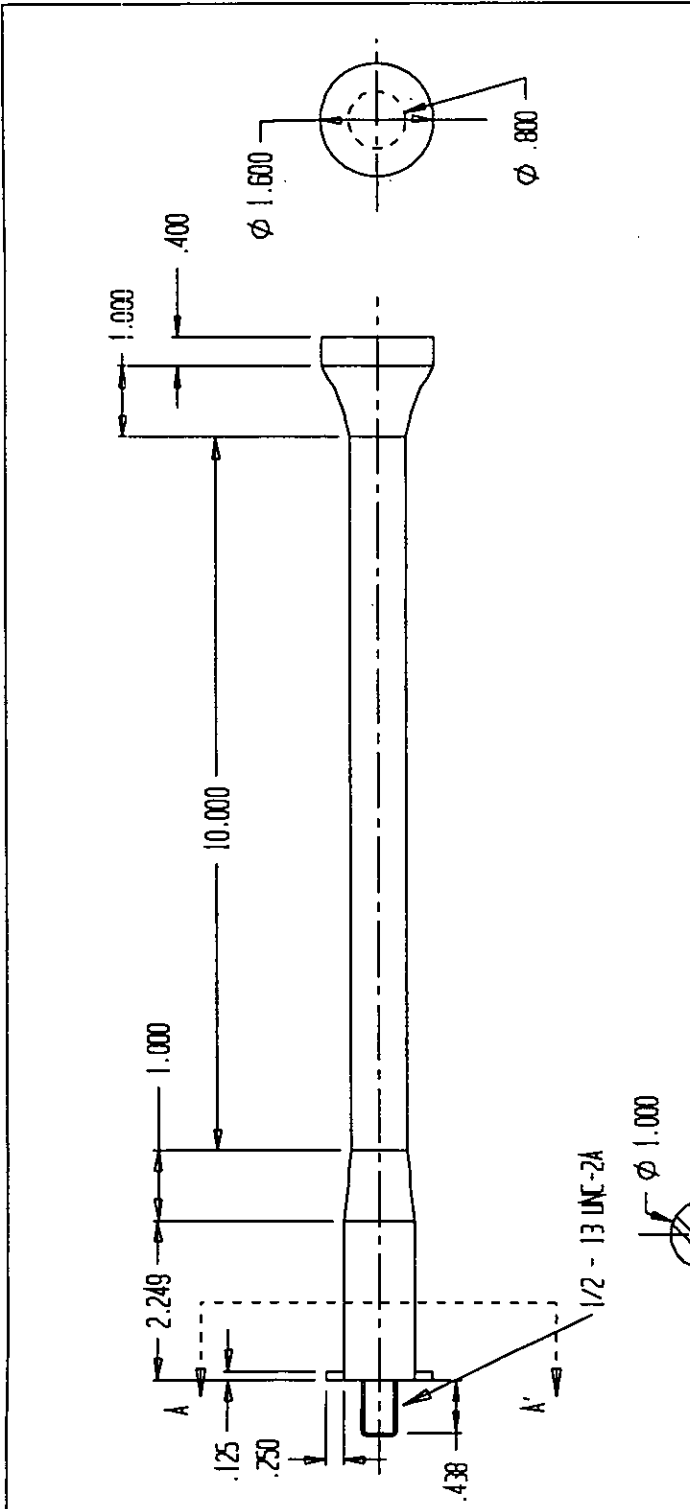
ESCALA: SIN ESCALA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	DIBUJO: FRANZ BUCHLER
	TUERCA	REVISO: ING. OSCAR CERVANTES
ACOTACION: PLG.	DIBUJO 7-5	FECHA: 10V JUL/97

TUERCA
ACERO A15T 4140 QQT 1100



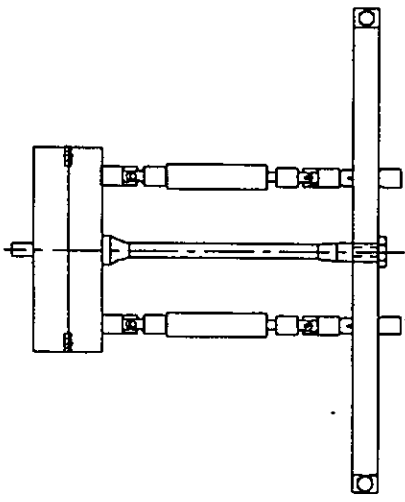
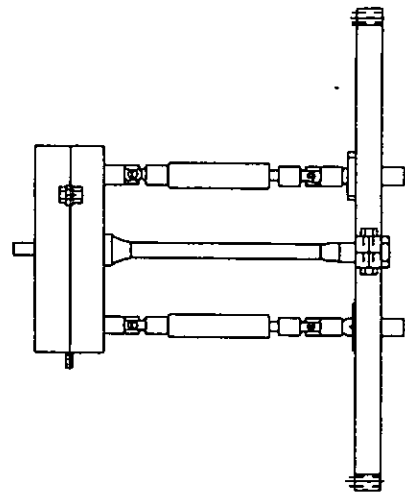
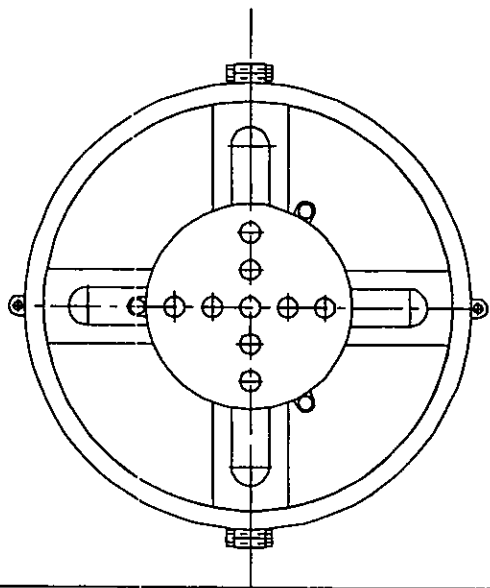
FLECHA CON BROQUERO CONICO	
Acero AISI 4140 OBT 1100	
Sy = 13000 psi	
Su = 147000 psi	
No. de Ranuras: 4	
CONO MORSE No. 2	

ESCALA: SIN ESCALA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	BIBLIO: FRANZ BOHLER
	FLECHA CON BROQUERO CONICO	REVISO: ING. OSCAR CERVANTES
ACTUACION: P.L.G.	01/BUJO 7-6	FECHA: 10/ JUL/97

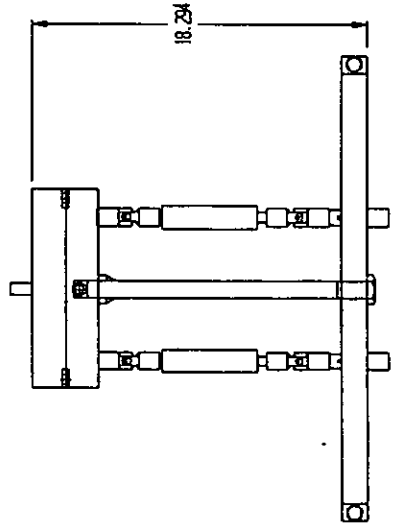
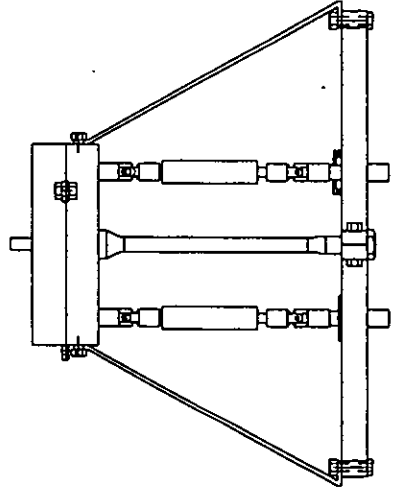
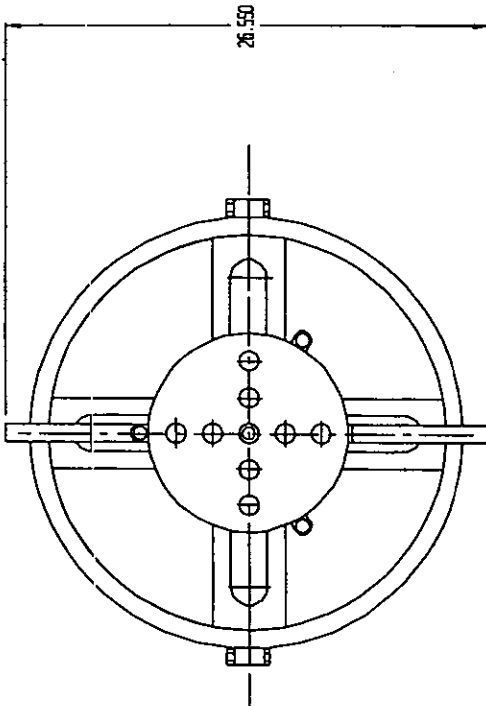


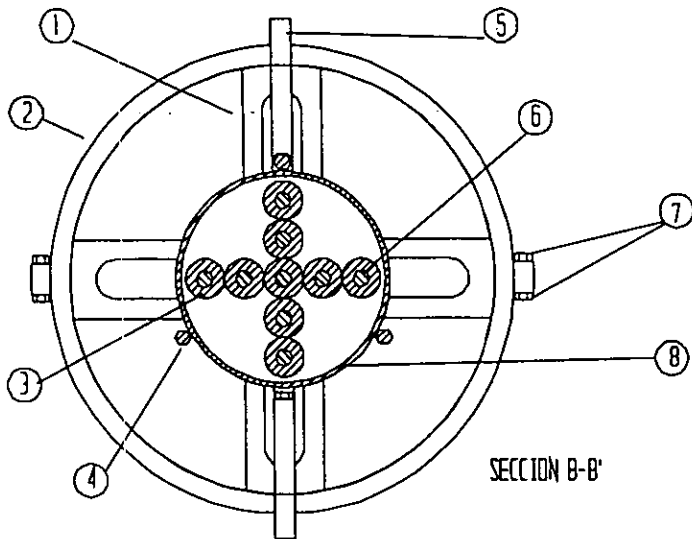
ESCALA: SIN ESCALA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	DIBUJO: FRANZ BUCHELER
	BARRA DE APOYO	REVISO: ING. OSCAR CERVANTES
ACOTACION: PLG.	DIBUJO 7-7	FECHA: 10/JUL/1997

UNIVERSIDAD PANAMERICANA	UNIV. PANAMERICANA
CARRERA DE INGENIERIA EN ELECTRICIDAD	ING. EN ELECTRICIDAD
PROYECTO DE DISEÑO DE UN SISTEMA DE ALIMENTACION DE ENERGIA	PROYECTO DE DISEÑO DE UN SISTEMA DE ALIMENTACION DE ENERGIA
GRUPO: 9-1	GRUPO: 9-1
FECHA: 10/11/88	FECHA: 10/11/88

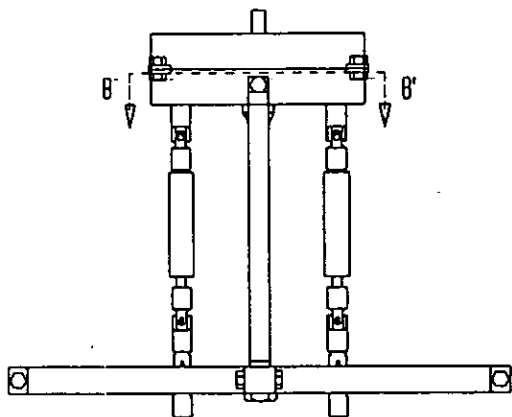


ESCALA EN FECHA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	ESQUEMA PROYECTO
PROYECTO N.º	CINEZAL CON ELEMENTOS DE APTID	ING. Oscar Grajeda
	DISEÑO 9-7	FECHA 1972-02-28



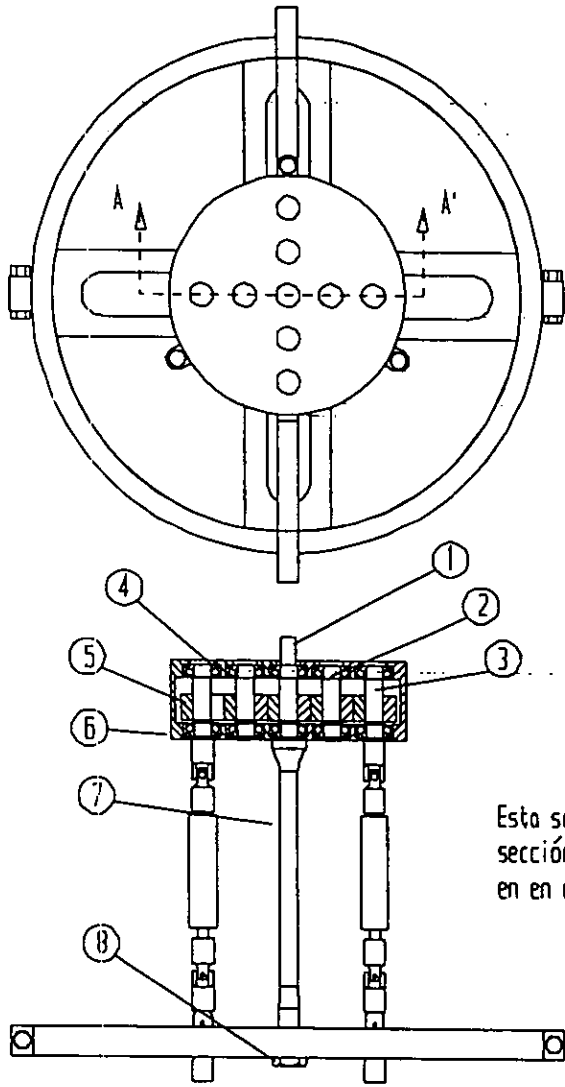


SECCION B-B'



UNIVERSIDAD PANAMERICANA	INSTITUCION
CABEZA CON ELEMENTOS DE APOYO	PROFESOR
OTIBLLO 9-3	ING. Oscar Cruzantes
	FECHA: 1970/10/10

	Nombre	No. de Piezas	Dibujo
1	Placa Giratoria	4	7-3
2	Semi-anillo	2	7-2
3	Engrane Recto	9	2-1
4	Tornillo para unir estructura	3	
5	Tirante	2	
6	Flecha Lateral	4	3-4
7	Tornillo y tuerca	2	
8	Estructura	2	7-1

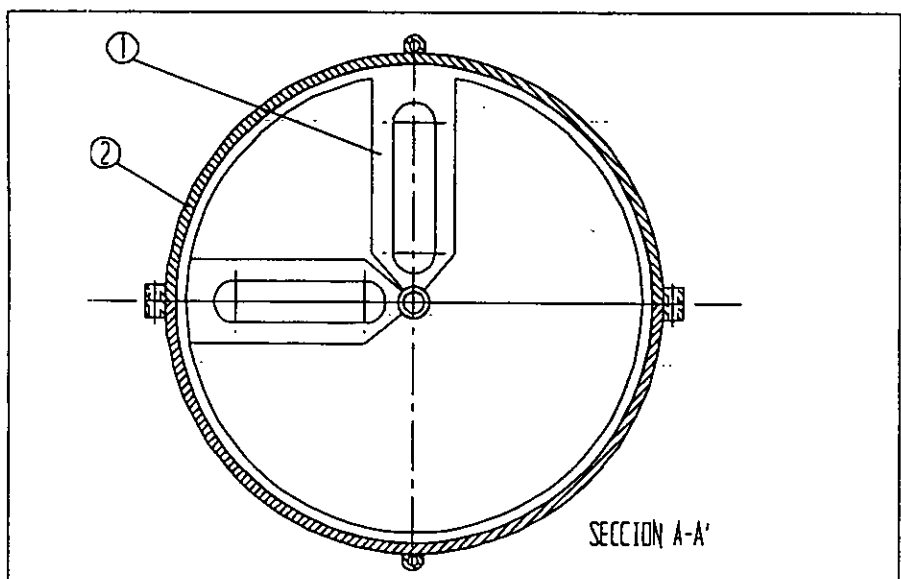


Esta sección no incluye la sección de los tirantes mostrada en el dibujo superior

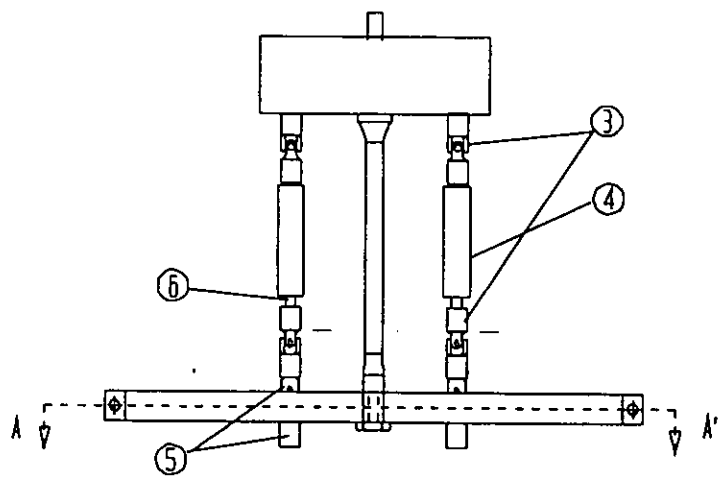
SECCION A-A'

UNIVERSIDAD PANAMERICANA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA
CABEZAL (corte superior)	PROFESOR: Ing. Oscar Conzatti
DIBUJO 9-4	FECHA: 19/1/1988

Nombre	No. de piezas	Dibujo
1 Flecha Central	1	3-1
2 Flecha para engrane loco	4	3-3
3 Flecha Lateral	4	3-4
4 Balero de rodillos cónicos	18	
5 Engrane Recto	9	2-1
6 Estructura	2	7-1
7 Barro de Apoyo	1	7-7
8 Tuerca 1/2-13 UNF-2A	1	

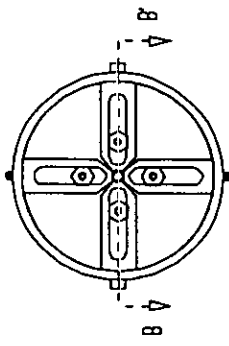


SECCION A-A'

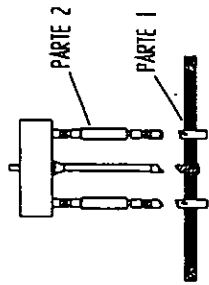


ESCALA: 1:1	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	TITULO: Estruct. Mecanica
PROYECTO: M.E.	CABEZA SECCION INFERIOR (2)	REVISOR: Ing. Oscar Corvino
FECHA: P.E.	DIBUJO 9-5	FECHA: 10/1/58

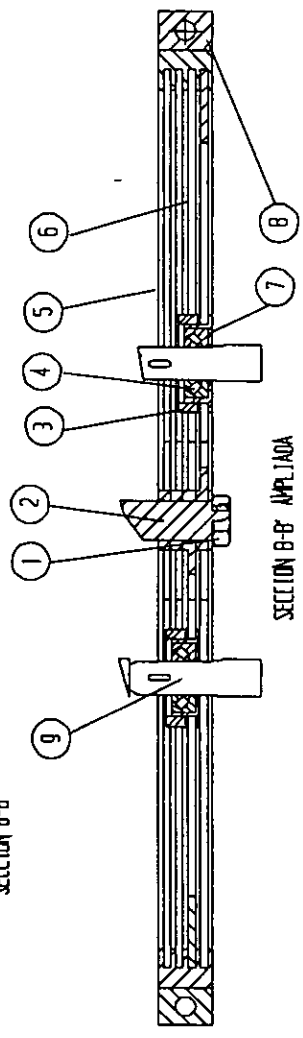
	Nombre de Piezo	No. de piezas	Dibujo
1	Placa giratoria	4	7-3
2	Estructura	2	7-1
3	Junto universal	4	4-1
4	Flecha ranurada parte externa	4	3-8
5	Portabrocas	4	7-6
6	Flecha de unión	4	3-6



VISTA SUPERIOR DE PARTE 1



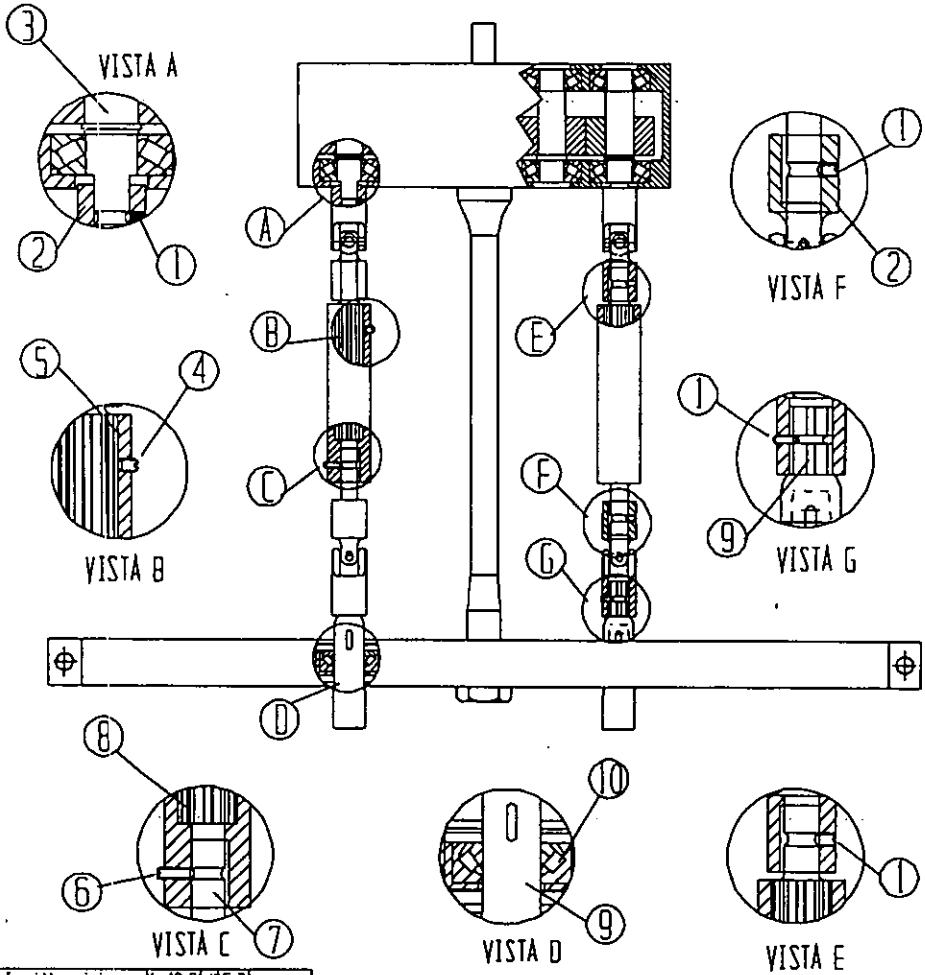
SECCION B-B'



SECCION B-B' AMPLIADA

NOMBRE DE PIEZA	Cantidad	Dibujo
1. Iruera 1/2-13 UNC-2B	1	
2. Barra de Apoyo	1	7-7
3. Iruera 2-4 UNC-2 B	4	7-5
4. Balero SKF IN 12700	4	
5. Semi-entillo	2	7-2
6. Placa Giratoria	4	7-3
7. Soporte para Balero	4	7-4
8. Semi-entillo	2	7-2
9. Broquero Cónico	4	7-6

UNIVERSIDAD PANAMERICANA	UNIVERSITY OF PANAMA
CARRERA DE INGENIERIA EN METALURGIA	ENGINEERING IN METALLURGY
SECCION DE INGENIERIA EN METALURGIA	SECTION OF METALLURGY ENGINEERING
PROFESOR: DR. ROBERTO GONZALEZ	PROFESSOR: DR. ROBERTO GONZALEZ
ESTUDIANTE: []	STUDENT: []
FECHA: []	DATE: []
DISEÑO 9-5	



1	Tornillo prisionero No.10-24 UNF 2A
2	Junta Universal
3	Flecha Lateral
4	Tornillo prisionero No.10-24 UNF 2A
5	Flecha Ranurada seccion ranurada
6	Tornillo prisionero No.10-24 UNF 2A
7	Flecha de Union
8	Flecha Ranurada Seccion Interna
9	Broquera
10	Batera SKF KLM 12749/30 H 12710

ESCALA: SIN ESCALA	UNIVERSIDAD PANAMERICANA	DIBUJO: Franz Bucheler
	CABEZAL (UNION DE ELEMENTOS)	REVISO: Ing. Oscar Cervantes
ACTUACION: PLG.	DIBUJO 9-7	FECHA: 10/1/1958

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

Dentro de la industria, existen muchas causas a favor y otras en contra en cuanto a la utilización de máquinas herramientas, en este caso nos referimos al cabezal para 4 brocas. Favorables porque su empleo facilita y permite fabricar un mayor número de piezas en un periodo de tiempo determinado a diferencia de lo que podemos hacer con un taladro columna común, además es un mecanismo con un funcionamiento muy simple y relativamente fácil de acoplar a la mayoría de los taladros columna que pueden encontrarse en el mercado en la actualidad.

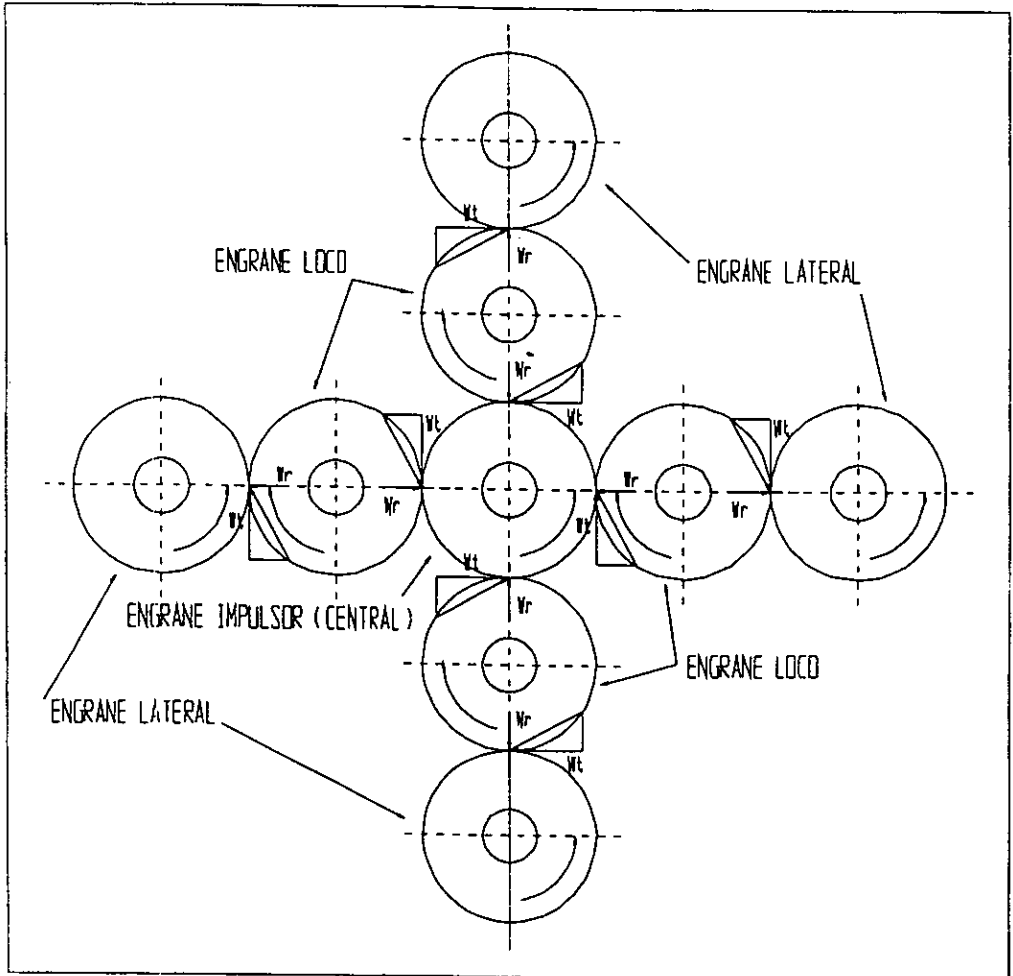
Los contras que podemos encontrar, sin embargo, no son realmente insuperables y éstos los encontramos en el hecho de que son muy pocas las compañías que fabrican este tipo de dispositivos que se acoplan a máquinas herramientas que en este caso se trata de un taladro columna. Debido a lo anterior el encontrar refacciones para estos dispositivos es muy difícil. Lo que si nos resulta difícil es fabricar los elementos que lo pudieran comprender ya que un engrane, una pequeña flecha o un balero son piezas que pueden fabricarse; en el caso del engrane y la flecha con las herramientas con las que se cuenta en algún taller o adquirirse, que es el caso de los baleros en alguno de los muchos locales que hay en el país. Con este trabajo de tesis se propone un dispositivo y un diseño de un cabezal para brocas que en la industria tendría un uso bastante grande, como un ejemplo lo tenemos en la fabricación de bombas hidráulicas donde a menudo es necesario generar orificios en los cuales se introducirán los tornillos que mantendrán unidas las dos partes principales de la carcasa de la bomba, la misma carcasa de nuestro cabezal requiere de varios orificios tanto en la parte inferior como en la parte superior.

Este trabajo es una propuesta que se hace con el propósito de que alguien que cuente con el capital necesario y desee ayudar en el crecimiento económico y tecnológico de México retome este trabajo y comience la fabricación de este dispositivo. Habrá quien desee cambiar algunos detalles de los elementos o incluso cambiar el tipo de material utilizado, todo esto claro que se puede hacer, pero creo que el diseño aquí presentado es bastante bueno y sencillo.

En México contamos con gente con gran iniciativa y muy capaz de llevar a cabo el diseño y fabricación de máquinas herramientas de diferentes formas y para diferentes propósitos. El crecimiento de esta industria ayudaría mucho en el desarrollo económico y tecnológico de México y le daría una imagen de país desarrollado a los ojos de otros países.

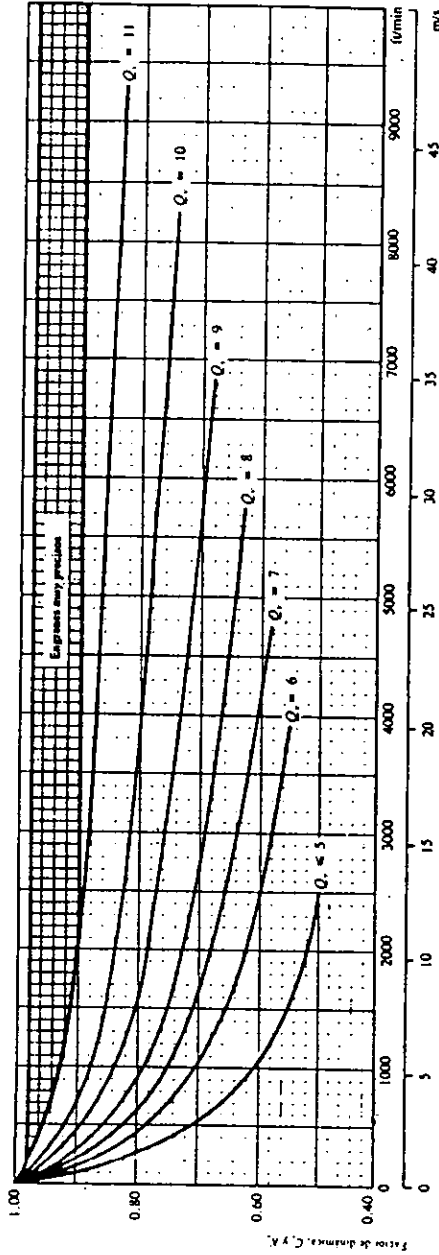
ANEXOS

ANEXO I
Posición y Fuerzas del los Engranes del Cabezal.



ANEXO 2

Factor de Dinámica, C_v y K_v .



Curva 5:

$$C_v = K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{v}} \quad \text{Unidades del sistema inglés}$$

$$C_v = K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200v}} \quad \text{Unidades del sistema SI}$$

donde

$$v_{\text{max}} = \text{Punto extremo de las curvas de } C_v \text{ y } K_v, \text{ pies/min (m/s)}$$

Curvas 6 a la 11:

$$C_v = K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{v}} \right)^B \quad \text{Unidades del sistema inglés}$$

$$C_v = K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200v}} \right)^B \quad \text{Unidades del sistema SI}$$

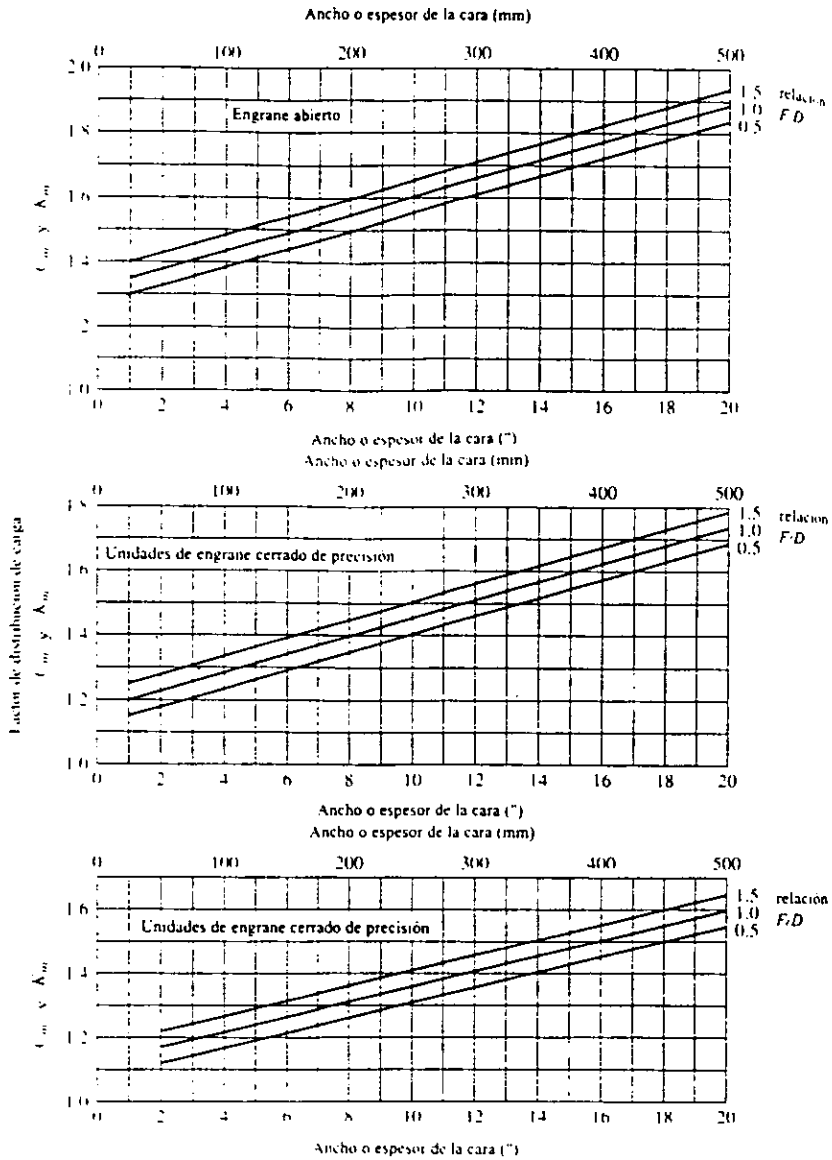
donde

$$A = 50 + 56(1.0 - B)$$

$$B = \frac{(12 - Q)^2 \text{ m/s}^2}{4}$$

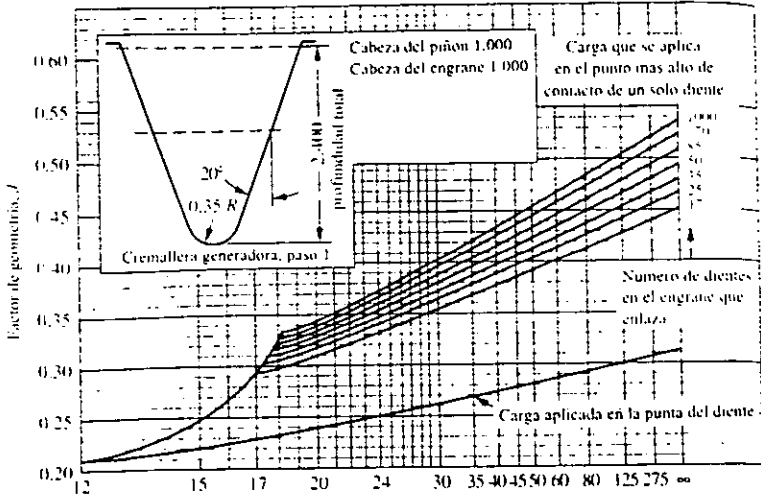
Q = Número de nivel de precisión de la estimación

ANEXO 3

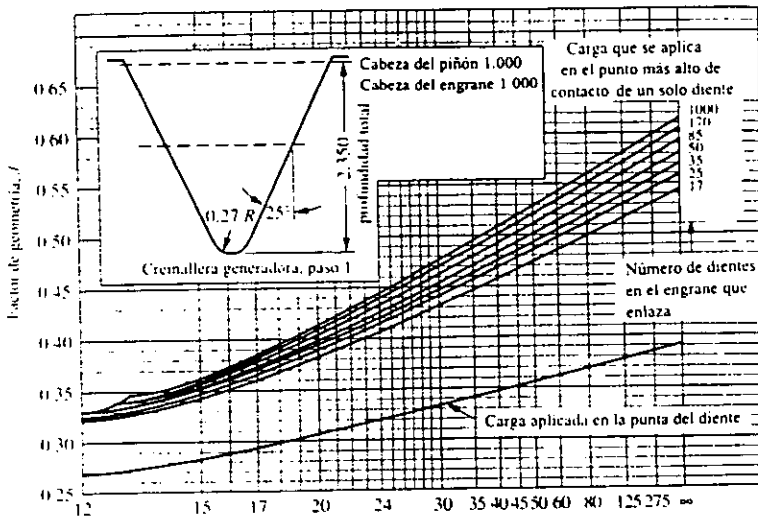
Factor de Distribución de Carga, K_m y C_m .

ANEXO 4

Factor de Geometría, J.



Número de dientes para los cuales se desea factor de geometría
(a) engrane de talla recta o cilíndrico a 20°: cabeza estándar



Número de dientes para los cuales se desea factor de geometría
(a) engrane de talla recta o cilíndrico a 25°: cabeza estándar

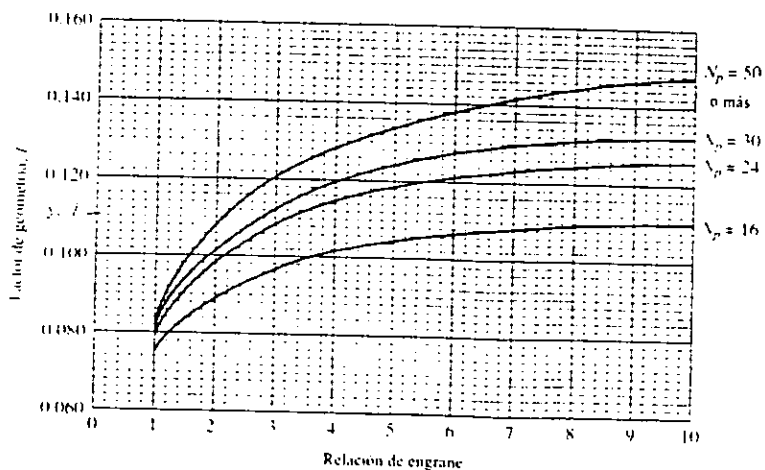
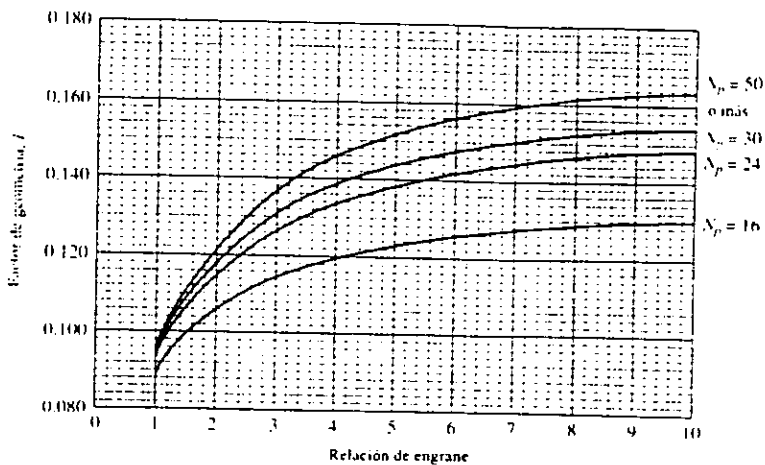
ANEXO 5

Coeficiente Elástico, C_p .

Material para Fabricar Engranés y módulo de elasticidad, E_c , lb/plg ² (MPa)							
Material para el piñón	Módulo de elasticidad, E_p , lb/plg ² (MPa)	Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro Maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro Fundido 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce con Aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce con Estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro Maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro Nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro Fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce con aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce con estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

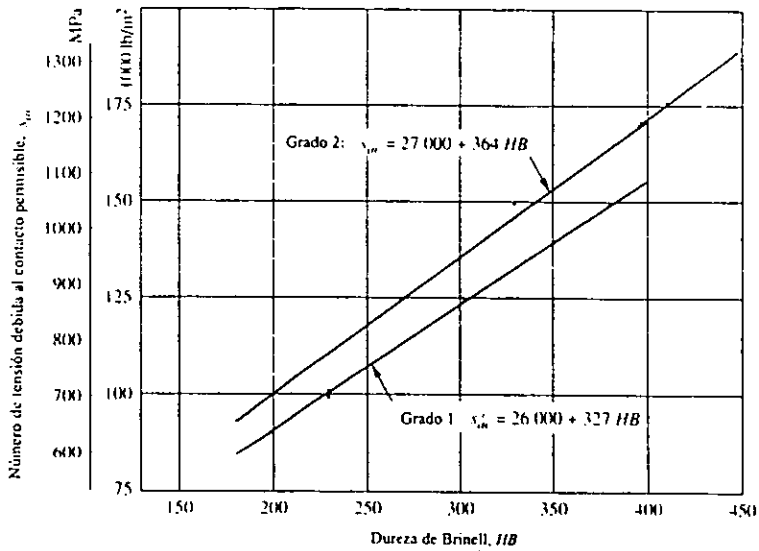
ANEXO 6

Factor de Geometría, I.

(a) ángulo de presión a 20° (diente de profundidad total = $1 \cdot P_d$)(a) ángulo de presión a 20° (diente de profundidad total = $1 \cdot P_d$)

ANEXO 7

Número de Tensión debida al Contacto Permisible, S_{ac} para Engranajes de Acero.



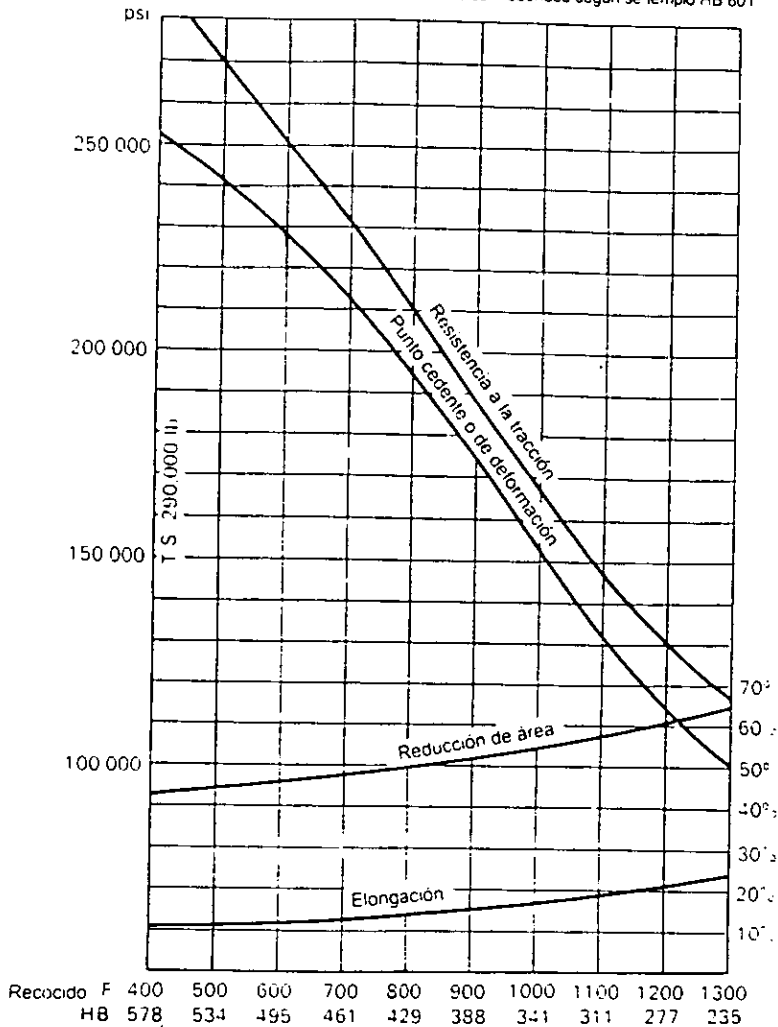
ANEXO 8

Propiedades del Acero AISI 4140 Sometido a Tratamiento Térmico, Inmerso en Aceite y Templado.

RESULTADOS CON CALOR UNICO

	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	Tamaño de grano
Cazo de colada o caldero	41	85	0.24	0.31	20	12	1.01	24	6-8
Puntos críticos	F	Ac	1395	Ac ₁	1450	Ac ₂	1330	Ar ₁	1290

Tratamiento normalizado a 1600 °F, recalentado a 1550 °F, inmerso en aceite agitado, .530" Tratado con redondeo. 505". Probado con redondeo según se tiempo HB 601

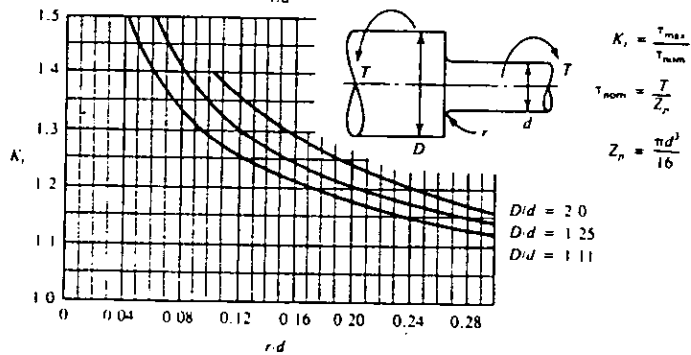
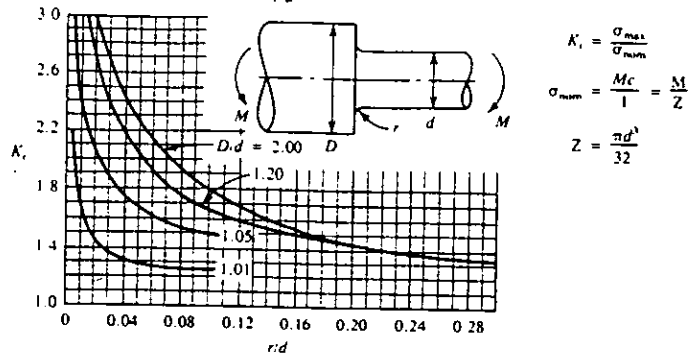
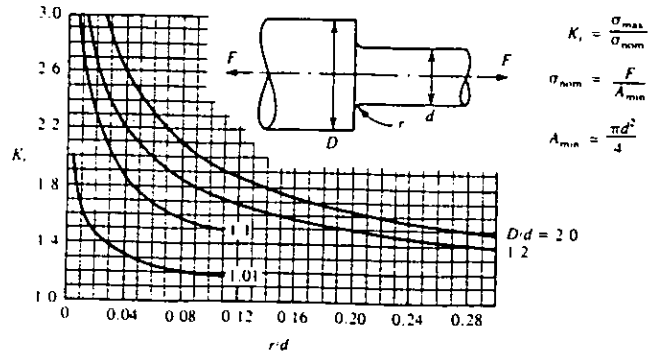


Fuente: *Modern Steels and Their Properties* Bethlehem Steel Co. Bethlehem Pa.

ANEXO 9

Factores de Concentración de Tensión.

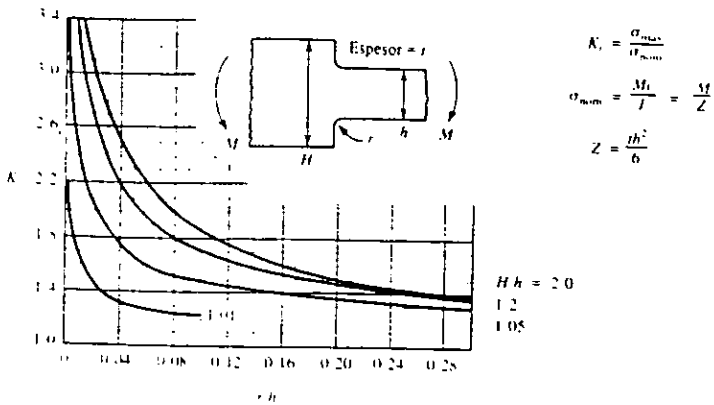
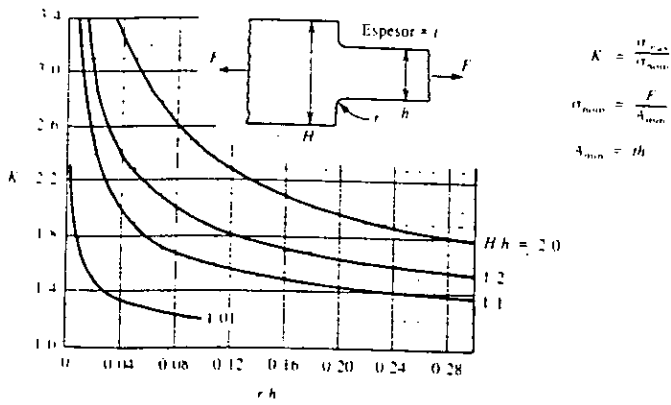
Flecha Redonda de Pasos.



ANEXO 10



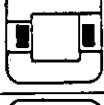
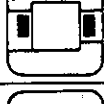


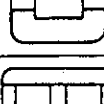



Factores de Concentración de Tensión.

Placa Plana de Pasos con Chaflanes.



ANEXO II

Formas Típicas de Baleros de Rodillos Cónico.

Tipo		Límites aproximados del tamaño del agujero, (pulg)		Capacidad reserve		Factor limitante de velocidad	Tolerancia al desalineamiento
		Mín	Máx	Radial	Axial		
Anillo exterior separable, de no empuje RN, RIN		0.3937	12.5984	1.55	0	1.20	$\pm 0^{\circ}5'$
Anillo interior separable, de no empuje RU, RIU		0.4724	10.6850	1.85	0	1.20	$\pm 0^{\circ}5'$
Anillo exterior separable, de empuje una dirección RF, RIF		1.5748	7.000	1.55	De empuje (1 dirección)	1.15	$\pm 0^{\circ}5'$
Anillo interior separable, de empuje una dirección DJ, RIJ		0.4724	12.5984	1.55	De empuje (1 dirección)	1.15	$\pm 0^{\circ}5'$
Autoencerrado, de empuje dos direcciones		0.4724	3.9370	1.35	De empuje (2 direcciones)	1.15	$\pm 0^{\circ}5'$
Anillo interior separable de empuje dos direcciones RT, RIT		0.7874	12.5984	1.55	De empuje (2 direcciones)	1.15	$\pm 0^{\circ}5'$
De no empuje, completamente lleno RK, RIK		0.6693	2.9528	2.10	0	0.20	$\pm 0^{\circ}5'$
Doble hilera, exterior separable, de no empuje RD		1.1811	41.7323	1.85	0	1.00	0°
Doble hilera, interior separable, de no empuje		2.7559	41.7323	1.85	0	1.00	0°

ANEXO 12

Ajustes Corredizos de Rotación Libre

Rango de tamaños nominales, pulg		Clase RC 1			Clase RC 2			Clase RC 3			Clase RC 4		
		Límites del juego	Límites estándar		Límites del juego	Límites estándar		Límites del juego	Límites estándar		Límites del juego	Límites estándar	
			Agujero H5	Flecha g4		Agujero H6	Flecha g5		Agujero H7	Flecha f6		Agujero H8	Flecha f7
Más de	Hasta												
0	- 0.12	0.1	+0.2	-0.1	0.1	+0.25	-0.1	0.3	+0.4	-0.3	0.3	+0.6	-0.3
		0.45	0	-0.25	0.55	0	-0.3	0.95	0	-0.55	1.3	0	-0.7
0.12-	0.24	0.15	+0.2	-0.15	0.15	+0.3	-0.15	0.4	+0.5	-0.4	0.4	+0.7	-0.4
		0.5	0	-0.3	0.65	0	-0.35	1.12	0	-0.7	1.6	0	-0.9
0.24-	0.40	0.2	+0.25	-0.2	0.2	+0.4	-0.2	0.5	+0.6	-0.5	0.5	+0.9	-0.5
		0.6	0	-0.35	0.85	0	-0.45	1.5	0	-0.9	2.0	0	-1.1
0.40-	0.71	0.25	+0.3	-0.25	0.25	+0.4	-0.25	0.6	+0.7	-0.6	0.6	+1.0	-0.6
		0.75	0	-0.45	0.95	0	-0.55	1.7	0	-1.0	2.3	0	-1.3
0.71-	1.19	0.3	+0.4	-0.3	0.3	+0.5	-0.3	0.8	+0.8	-0.8	0.8	+1.2	-0.8
		0.95	0	-0.55	1.2	0	-0.7	2.1	0	-1.3	2.8	0	-1.6
1.19-	1.57	0.4	+0.4	-0.4	0.4	+0.6	-0.4	1.0	+1.0	-1.0	1.0	+1.6	-1.0
		1.1	0	-0.7	1.4	0	-0.8	2.6	0	-1.6	3.6	0	-2.0
1.97-	3.15	0.4	+0.5	-0.4	0.4	+0.7	-0.4	1.2	+1.2	-1.2	1.2	+1.8	-1.2
		1.2	0	-0.7	1.6	0	-0.9	3.1	0	-1.9	4.2	0	-2.4
3.15-	4.73	0.5	+0.6	-0.5	0.5	+0.9	-0.5	1.4	+1.4	-1.4	1.4	+2.2	-1.4
		1.5	0	-0.9	2.0	0	-1.1	3.7	0	-2.3	5.0	0	-2.8
4.73-	7.09	0.6	+0.7	-0.6	0.6	+1.0	-0.6	1.6	+1.6	-1.6	1.6	+2.5	-1.6
		1.8	0	-1.1	2.3	0	-1.3	4.2	0	-2.6	5.7	0	-3.2
7.09-	9.85	0.6	+0.8	-0.6	0.6	+1.2	-0.6	2.0	+1.8	-2.0	2.0	+2.8	-2.0
		2.0	0	-1.2	2.6	0	-1.4	5.0	0	-3.2	6.6	0	-3.8
9.85-	12.41	0.8	+0.9	-0.8	0.8	+1.2	-0.8	2.5	+2.0	-2.5	2.5	+3.0	-2.5
		2.3	0	-1.4	2.9	0	-1.7	5.7	0	-3.7	7.5	0	-4.5

Límites en milésimas de pulgada.

ANEXO 13

Ajustes Corredizos de Rotación Libre (continuación)

Rango de tamaños nominales pulg	Clase RC 5				Clase RC 6				Clase RC 7				Clase RC 8				Clase RC 9				
	Límites de juego	Límites estándar		Límites de juego	Límites estándar	Límites de juego	Límites estándar		Límites de juego	Límites estándar	Límites de juego	Límites estándar		Límites de juego	Límites estándar	Límites de juego	Límites estándar		Límites de juego	Límites estándar	
		Agujero H8	Flacha e7				Agujero H9	Flacha e8				Agujero H9	Flacha d8				Agujero H10	Flacha c9			Agujero H11
Más de .125																					
0 - 0.12	0.6 1.6	+0.6 -0	-0.6 -1.0	0.6 2.2	+1.0 -0	-1.0 -1.2	1.0 2.6	+1.0 -0	-1.0 -1.2	1.0 2.6	+1.0 -0	-1.0 -1.2	1.0 2.6	+1.0 -0	-1.0 -1.2	1.0 2.6	+1.0 -0	-1.0 -1.2	1.0 2.6	+1.0 -0	-1.0 -1.2
0.12- 0.24	0.8 2.0	+0.7 -0	-0.8 -1.3	0.8 2.7	+1.2 -0	-0.8 -1.5	1.2 3.1	+1.2 -0	-1.2 -1.5	1.2 3.1	+1.2 -0	-1.2 -1.5	1.2 3.1	+1.2 -0	-1.2 -1.5	1.2 3.1	+1.2 -0	-1.2 -1.5	1.2 3.1	+1.2 -0	-1.2 -1.5
0.24- 0.40	1.0 2.5	+0.9 -0	-1.0 -1.6	1.0 3.3	+1.4 -0	-1.0 -1.9	1.6 3.9	+1.4 -0	-1.0 -1.9	1.6 3.9	+1.4 -0	-1.0 -1.9	1.6 3.9	+1.4 -0	-1.0 -1.9	1.6 3.9	+1.4 -0	-1.0 -1.9	1.6 3.9	+1.4 -0	-1.0 -1.9
0.40- 0.71	1.2 2.9	+1.0 -0	-1.2 -1.9	1.2 3.8	+1.6 -0	-1.2 -2.2	2.0 4.6	+1.6 -0	-1.2 -2.2	2.0 4.6	+1.6 -0	-1.2 -2.2	2.0 4.6	+1.6 -0	-1.2 -2.2	2.0 4.6	+1.6 -0	-1.2 -2.2	2.0 4.6	+1.6 -0	-1.2 -2.2
0.71- 1.19	1.6 3.6	+1.2 -0	-1.6 -2.4	1.6 4.8	+2.0 -0	-1.6 -2.8	2.5 5.7	+2.0 -0	-1.6 -2.8	2.5 5.7	+2.0 -0	-1.6 -2.8	2.5 5.7	+2.0 -0	-1.6 -2.8	2.5 5.7	+2.0 -0	-1.6 -2.8	2.5 5.7	+2.0 -0	-1.6 -2.8
1.19- 1.97	2.0 4.6	+1.6 -0	-2.0 -3.0	2.0 6.1	+2.5 -0	-2.0 -3.6	3.0 7.1	+2.5 -0	-2.0 -3.6	3.0 7.1	+2.5 -0	-2.0 -3.6	3.0 7.1	+2.5 -0	-2.0 -3.6	3.0 7.1	+2.5 -0	-2.0 -3.6	3.0 7.1	+2.5 -0	-2.0 -3.6
1.97- 3.15	2.5 5.5	+1.8 -0	-2.5 -3.7	2.5 7.3	+3.0 -0	-2.5 -4.3	4.0 8.8	+3.0 -0	-2.5 -4.3	4.0 8.8	+3.0 -0	-2.5 -4.3	4.0 8.8	+3.0 -0	-2.5 -4.3	4.0 8.8	+3.0 -0	-2.5 -4.3	4.0 8.8	+3.0 -0	-2.5 -4.3
3.15- 4.73	3.0 6.6	+2.2 -0	-3.0 -4.4	3.0 8.7	+3.5 -0	-3.0 -5.2	5.0 10.7	+3.5 -0	-3.0 -5.2	5.0 10.7	+3.5 -0	-3.0 -5.2	5.0 10.7	+3.5 -0	-3.0 -5.2	5.0 10.7	+3.5 -0	-3.0 -5.2	5.0 10.7	+3.5 -0	-3.0 -5.2
4.73- 7.09	3.5 7.6	+2.5 -0	-3.5 -5.1	3.5 10.0	+4.0 -0	-3.5 -6.0	6.0 12.5	+4.0 -0	-3.5 -6.0	6.0 12.5	+4.0 -0	-3.5 -6.0	6.0 12.5	+4.0 -0	-3.5 -6.0	6.0 12.5	+4.0 -0	-3.5 -6.0	6.0 12.5	+4.0 -0	-3.5 -6.0
7.09- 9.85	4.0 8.6	+2.8 -0	-4.0 -5.8	4.0 11.3	+4.5 -0	-4.0 -6.8	7.0 14.3	+4.5 -0	-4.0 -6.8	7.0 14.3	+4.5 -0	-4.0 -6.8	7.0 14.3	+4.5 -0	-4.0 -6.8	7.0 14.3	+4.5 -0	-4.0 -6.8	7.0 14.3	+4.5 -0	-4.0 -6.8
9.85-12.41	5.0 10.0	+3.0 -0	-5.0 -7.0	5.0 13.0	+5.0 -0	-5.0 -8.0	8.0 16.0	+5.0 -0	-5.0 -8.0	8.0 16.0	+5.0 -0	-5.0 -8.0	8.0 16.0	+5.0 -0	-5.0 -8.0	8.0 16.0	+5.0 -0	-5.0 -8.0	8.0 16.0	+5.0 -0	-5.0 -8.0

Límites en milésimas de pulgada.

ANEXO 14

Ajustes de Juego Localizado

Rango de tornillos nominales, pulg	Clase LC 1				Clase LC 2				Clase LC 3				Clase LC 4				Clase LC 5				
	Límites del juego		Límites estándar		Límites del juego		Límites estándar		Límites del juego		Límites estándar		Límites del juego		Límites estándar		Límites del juego		Límites estándar		
	Agujero H6	Fecha h5	Agujero H7	Fecha h6	Agujero H6	Fecha h7	Agujero H7	Fecha h6	Agujero H6	Fecha h7	Agujero H6	Fecha h7	Agujero H7	Fecha h6	Agujero H6	Fecha h7	Agujero H7	Fecha h6	Agujero H7	Fecha h6	
0 - 0.12	0	+0.25	0	+0.4	0	0	+0.4	0	+0.6	0	0	0	+0.6	0	+1.6	0	0.1	+0.4	0	-0.1	
	0.45	-0	-0.2	-0.25	0.65	1	-0	-0.4	0	-0.4	2.6	-0	-1.0	0.75	-0	-0.35	-0	-0.35	-0	-0.35	
0.12- 0.24	0.5	+0.3	0	+0.5	0	0	+0.5	0	+0.7	0	0	+0.7	0	0.15	+0.18	0	0.15	+0.5	0	-0.15	
	0.8	-0	-0.2	-0.3	0.8	1.2	-0	-0.3	1.2	-0	1.2	-0	-1.2	0.95	-0	-1.2	0.95	-0	-0.45	-0	-0.45
0.24- 0.40	0	+0.4	0	+0.6	0	0	+0.6	0	+0.9	0	0	+0.9	0	0.2	+0.22	0	0.2	+0.6	0	-0.2	
	0.65	-0	-0.25	1.0	-0	-0.4	1.5	-0	-0.6	3.6	-0	-1.4	1.2	-0	-0.6	-0.2	-0.6	-0.2	-0.6	-0.2	
0.40- 0.71	0	+0.4	0	+0.7	0	0	+0.7	0	+1.0	0	0	+1.0	0	0.25	+0.28	0	0.25	+0.7	0	-0.25	
	0.7	-0	-0.3	1.1	-0	-0.4	1.7	-0	-0.7	4.4	-0	-1.6	1.35	-0	-0.65	-0	-0.65	-0	-0.65	-0	-0.65
0.71- 1.19	0	+0.5	0	+0.8	0	0	+0.8	0	+1.2	0	0	+1.2	0	0.3	+0.35	0	0.3	+0.8	0	-0.3	
	0.9	-0	-0.4	1.3	-0	-0.5	2	-0	-0.8	5.5	-0	-2.0	1.6	-0	-0.8	-0.8	-0.8	-0.8	-0.8	-0.8	
1.19- 1.97	0	+0.6	0	+1.0	0	0	+1.0	0	+1.6	0	0	+1.6	0	0.4	+0.40	0	0.4	+1.0	0	-0.4	
	1.0	-0	-0.4	1.6	-0	-0.6	2.6	-0	-1	6.5	-0	-2.5	2.0	-0	-1.0	-1.0	-1.0	-1.0	-1.0	-1.0	
1.97- 3.15	0	+0.7	0	+1.2	0	0	+1.2	0	+1.8	0	0	+1.8	0	0.4	+0.45	0	0.4	+1.2	0	-0.4	
	1.2	-0	-0.5	1.9	-0	-0.7	3	-0	-1.2	7.5	-0	-3	2.3	-0	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	
3.15- 4.73	0	+0.9	0	+1.4	0	0	+1.4	0	+2.2	0	0	+2.2	0	0.5	+0.50	0	0.5	+1.4	0	-0.5	
	1.5	-0	-0.6	2.3	-0	-0.9	3.6	-0	-1.4	8.5	-0	-3.5	2.8	-0	-1.4	-1.4	-1.4	-1.4	-1.4	-1.4	
4.73- 7.09	0	+1.0	0	+1.6	0	0	+1.6	0	+2.5	0	0	+2.5	0	0.6	+0.60	0	0.6	+1.6	0	-0.6	
	1.7	-0	-0.7	2.6	-0	-1.0	4.1	-0	-1.6	10	-0	-4	3.2	-0	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6	
7.09- 9.85	0	+1.2	0	+1.8	0	0	+1.8	0	+2.8	0	0	+2.8	0	0.6	+0.70	0	0.6	+1.8	0	-0.6	
	2.0	-0	-0.8	3.0	-0	-1.2	4.6	-0	-1.8	11.5	-0	-4.5	3.6	-0	-1.8	-1.8	-1.8	-1.8	-1.8	-1.8	
9.85-12.41	0	+1.2	0	+2.0	0	0	+2.0	0	+3.0	0	0	+3.0	0	0.7	+0.80	0	0.7	+2.0	0	-0.7	
	2.1	-0	-0.9	3.2	-0	-1.2	5	-0	-2.0	13	-0	-5	3.9	-0	-1.9	-1.9	-1.9	-1.9	-1.9	-1.9	

Límites en milésimas de pulgada

ANEXO 15

Ajustes de Juego Localizado (continuación)

Rango de tamaños nominales, μ	Clase LC 6			Clase LC 7			Clase LC 8			Clase LC 9			Clase LC 10			Clase LC 11		
	Límites de juego	Apuro PB	Límites estándar	Apuro H10	Fecha eB	Límites estándar	Apuro H10	Fecha dB	Límites de juego	Apuro H11	Fecha C10	Límites estándar	Apuro H12	Fecha	Límites de juego	Apuro H13	Fecha	
Más de . Hasta																		
0 - 0.12	0.3	+1.0	-0.3	+1.6	-0.6	+1.6	-1.6	-2.0	1.0	+2.5	-2.5	+4	+4	-4	4	+6	-5	
	1.9	0	-0.9	3.2	0	-1.6	0	0	3.6	0	-4.1	12	0	-8	17	0	-11	
0.12- 0.24	0.4	+1.2	-0.4	+1.8	-0.8	+1.8	-2.0	-1.2	1.2	+3.0	-2.8	+5	+5	-4.5	6	+7	-6	
	2.3	0	-1.1	3.8	0	-2.0	4.2	-0.4	4.2	0	-4.6	14.5	0	-9.5	20	0	-13	
0.24- 0.40	0.5	+1.4	-0.5	+2.2	-1.0	+2.2	-2.4	-1.6	1.6	+3.5	-3.0	+6	+6	-5	7	+9	-7	
	2.8	0	-1.4	4.8	0	-2.4	5.2	-0	5.2	0	-5.2	17	0	-11	25	0	-16	
0.40- 0.71	0.6	+1.6	-0.6	+2.8	-1.2	+2.8	-2.8	-2.0	2.0	+4.0	-3.5	+7	+7	-6	8	+10	-8	
	3.2	0	-1.6	5.6	0	-2.8	6.4	-0	6.4	0	-6.3	20	0	-13	28	0	-18	
0.71- 1.19	0.8	+2.0	-0.8	+3.5	-1.6	+3.5	-3.6	-2.5	2.5	+5.0	-4.5	+8	+8	-7	10	+12	-10	
	4.0	0	-2.8	7.1	0	-3.6	8.0	-0	8.0	0	-8.0	23	0	-15	34	0	-22	
1.19- 1.97	1.0	+2.5	-1.0	+4.0	-2.0	+4.0	-4.5	-3.0	3.0	+6	-5	+8	+8	-8	12	+16	-12	
	5.1	0	-2.6	8.5	0	-4.5	9.5	-0	9.5	0	-9	28	0	-18	44	0	-28	
1.97- 3.15	1.2	+3.0	-1.2	+4.5	-2.5	+4.5	-5.5	-4.0	4.0	+7	-6	+10	+10	-10	14	+18	-14	
	6.0	0	-3.0	10.0	0	-5.5	11.5	-0	11.5	0	-10.5	34	0	-22	50	0	-32	
3.15- 4.73	1.4	+3.5	-1.4	+5.0	-3.0	+5.0	-6.5	-5.0	5.0	+9	-7	+11	+11	-11	16	+22	-16	
	7.1	0	-3.8	11.5	0	-6.5	13.5	-0	13.5	0	-12	39	0	-25	60	0	-38	
4.73- 7.09	1.6	+4.0	-1.6	+5.5	-3.5	+5.5	-7.5	-6	6	+10	-8	+12	+12	-12	18	+25	-18	
	8.1	0	-4.1	13.5	0	-7.5	16	-0	16	0	-14	44	0	-28	68	0	-43	
7.09- 9.85	2.0	+4.5	-2.0	+6.0	-4.0	+6.0	-8.5	-7	7	+12	-10	+16	+16	-16	22	+28	-22	
	9.3	0	-4.8	15.5	0	-8.5	18.5	-0	18.5	0	-17	52	0	-34	78	0	-50	
9.85-12.41	2.2	+5.0	-2.2	+6.5	-4.5	+6.5	-9.5	-8	8	+12	-12	+20	+20	-20	28	+30	-28	
	10.2	0	-5.2	17.5	0	-9.5	20	-0	20	0	-20	60	0	-40	88	0	-58	

Límites en milésimas de pulgada.

ANEXO 16

Ajustes de Transición Localizada

Rango de límites normales, pig	Clase LT 1		Clase LT 2		Clase LT 3		Clase LT 4		Clase LT 5		Clase LT 6	
	Ajuste	Límites estándar		Ajuste	Límites estándar		Ajuste	Límites estándar		Ajuste	Límites estándar	
		Agujero H7	Fecha ju8		Agujero H8	Fecha ju9		Agujero H7	Fecha n6		Agujero H7	Fecha n7
0 - 0.12	-0.10 +0.30	+0.10 -0.10	+0.6 +0.8	+0.2 -0.2								
0.12 - 0.24	+0.05 +0.65	+0.15 -0.15	+0.7 +0.95	+0.35 -0.35								
0.24 - 0.40	-0.2 +0.8	+0.2 -0.2	+0.9 -0.3	+0.3 -0.3	-0.5 +0.5	-0.6 +0.1	+0.5 +0.8	-0.7 +0.8				
0.40 - 0.71	-0.2 +0.9	+0.2 -0.2	+1.0 +1.35	+0.35 -0.35	-0.5 +0.6	+0.7 +0.9	+0.5 +0.8	-0.8 +0.9				
0.71 - 1.19	-0.35 +1.05	+0.25 -0.25	+1.2 +1.6	+0.4 +0.7	-0.6 +0.7	+0.8 -0.1	+0.6 +0.1	-0.9 +1.1				
1.19 - 1.97	-0.3 +1.3	+0.3 -0.3	+1.6 +2.1	+0.5 +0.5	-0.7 +0.9	+1.0 -0.1	+0.7 +0.1	-1.1 +1.5				
1.97 - 3.15	-0.3 +1.5	+0.3 -0.3	+1.8 +2.4	+0.6 -0.6	-0.8 +1.1	+1.2 -0.1	+0.8 +1.7	-1.3 +1.7				
3.15 - 4.73	-0.4 +1.8	+0.4 -0.4	+2.2 +2.9	+0.7 -0.7	-1.0 +1.3	+1.4 -0.1	+1.4 +1.7	-1.5 +2.1				
4.73 - 7.09	-0.5 +2.1	+0.5 -0.5	+3.0 +3.3	+0.8 -0.8	-1.1 +1.5	+1.6 -0.1	+1.6 +1.7	-1.7 +2.4				
7.09 - 9.85	-0.6 +2.4	+0.6 -0.6	+3.7 +4.0	+0.9 -0.9	-1.4 +1.6	+1.8 -0.2	+1.8 +1.4	-2.0 +2.6				
9.85 - 12.41	-0.6 +2.6	+0.6 -0.6	+4.0 +4.5	+1.0 -1.0	-1.4 +1.8	+2.0 -0.2	+2.0 +1.4	-2.2 +2.8				
12.41 - 15.75	-0.7 +2.9	+0.7 -0.7	+4.5 +5.0	+1.0 -1.0	-1.6 +2.0	+2.2 -0.2	+2.2 +1.6	-2.4 +3.0				
15.75 - 19.69	-0.8 +3.3	+0.8 -0.8	+5.2 +5.7	+1.2 -1.2	-1.8 +2.3	+2.5 -0.2	+2.5 +1.8	-2.7 +3.4				

Límites en milésimas de pulgada.

ANEXO 17

Ajustes de Interferencia Localizada

Rango de tamaños nominales, p/g	Clase LN 1			Clase LN 2			Clase LN 3		
	Límite de interferencia	Límites estándar		Límite de interferencia	Límites estándar		Límite de interferencia	Límites estándar	
		Agujero H6	Fecha r5		Agujero H7	Fecha p6		Agujero H7	Fecha r6
Más de Hasta									
0 - 0.12	0 0.45	+0.25 - 0	+0.45 +0.25	0 0.65	+0.4 - 0	+0.65 +0.4	0.1 0.75	+0.4 - 0	+0.75 +0.5
0.12- 0.24	0 0.5	+0.3 - 0	+0.5 +0.3	0 0.8	+0.5 - 0	+0.8 +0.5	0.1 0.9	+0.5 0	+0.9 +0.6
0.24- 0.40	0 0.65	+0.4 - 0	+0.65 +0.4	0 1.0	+0.6 - 0	+1.0 +0.6	0.2 1.2	+0.6 - 0	+1.2 +0.8
0.40- 0.71	0 0.8	+0.4 - 0	+0.8 +0.4	0 1.1	+0.7 - 0	+1.1 +0.7	0.3 1.4	+0.7 - 0	+1.4 +1.0
0.71- 1.19	0 1.0	+0.5 - 0	+1.0 +0.5	0 1.3	+0.8 - 0	+1.3 +0.8	0.4 1.7	+0.8 - 0	+1.7 +1.2
1.19- 1.97	0 1.1	+0.6 - 0	+1.1 +0.6	0 1.6	+1.0 - 0	+1.6 +1.0	0.4 2.0	+1.0 - 0	+2.0 +1.4
1.97- 3.15	0.1 1.3	+0.7 - 0	+1.3 +0.7	0.2 2.1	+1.2 - 0	+2.1 +1.4	0.4 2.3	+1.2 - 0	+2.3 +1.6
3.15- 4.73	0.1 1.6	+0.9 - 0	+1.6 +1.0	0.2 2.5	+1.4 - 0	+2.4 +1.6	0.6 2.9	+1.4 - 0	+2.9 +2.0
4.73- 7.09	0.2 1.9	+1.0 - 0	+1.9 +1.2	0.2 2.8	+1.6 - 0	+2.8 +1.8	0.9 3.5	+1.6 - 0	+3.5 +2.5
7.09- 9.85	0.2 2.2	+1.2 - 0	+2.2 +1.4	0.2 3.2	+1.8 - 0	+3.2 +2.0	1.2 4.2	+1.8 - 0	+4.2 +3.0
9.85-12.41	0.2 2.3	+1.2 - 0	+2.3 +1.4	0.2 3.4	+2.0 - 0	+3.4 +2.2	1.5 4.7	+2.0 - 0	+4.7 +3.5

Límites en milésimas de pulgada.

ANEXO 18

Ajustes por Fuerza y Contracción

Rango de tamaños nominales, Øg Más de	Clase FN 1			Clase FN 2			Clase FN 3			Clase FN 4			Clase FN 5		
	Límites de referencia	Límites estándar		Límites de referencia	Límites estándar		Límites de referencia	Límites estándar		Límites de referencia	Límites estándar		Límites de referencia	Límites estándar	
		Agujero H16	Flacha h16		Agujero H17	Flacha h16		Agujero H7	Flacha u6		Agujero H7	Flacha u6		Agujero H8	Flacha u7
0	+0.05 -0.5	+0.25 +0.3	+0.5 +0.6	0.2 0.85	+0.4 -0	+0.85 +0.6				0.3 0.95	+0.4 -0	+0.95 +0.7	0.3 1.1	+0.6 -0	+1.1 +0.9
0.12 - 0.24	0.1 0.6	+0.3 +0.4	+0.6 +0.7	0.2 1.0	+0.5 -0	+1.0 +0.7				0.4 1.2	+0.5 -0	+1.2 +0.9	0.5 1.7	+0.7 -0	+1.7 +1.2
0.24 - 0.40	0.1 0.75	+0.4 +0.5	+0.75 +1.0	0.4 1.4	+0.6 -0	+1.4 +1.0				0.6 1.6	+0.6 -0	+1.6 +1.4	0.5 2.0	+0.9 -0	+2.0 +1.4
0.40 - 0.56	0.1 0.8	+0.4 +0.5	+0.8 +1.2	0.5 1.6	+0.7 -0	+1.6 +1.2				0.7 1.8	+0.7 -0	+1.8 +1.4	0.6 2.3	+1.0 -0	+2.3 +1.6
0.56 - 0.71	0.4 1.1	+0.4 +0.7	+0.9 +1.9	0.5 1.9	+0.7 -0	+1.6 +1.4				0.7 2.1	+0.7 -0	+1.8 +1.6	0.8 3.0	+1.0 -0	+2.5 +2.2
0.71 - 0.95	0.2 1.2	+0.5 +0.8	+1.1 +1.9	0.6 1.9	+0.8 -0	+1.9 +1.4				0.8 2.1	+0.8 -0	+2.1 +1.6	1.0 3.3	+1.2 -0	+3.0 +2.5
0.95 - 1.19	0.3 1.3	+0.5 +0.8	+1.2 +1.9	0.6 1.9	+0.8 -0	+1.9 +1.4				0.8 2.6	+0.8 -0	+2.1 +1.8	1.0 3.1	+1.2 -0	+3.3 +2.5
1.19 - 1.58	0.3 1.4	+0.6 +1.0	+1.3 +2.4	0.8 2.4	+1.0 -0	+2.4 +1.8				1.0 2.8	+1.0 -0	+2.6 +2.2	1.5 3.4	+1.6 -0	+3.0 +2.0
1.58 - 1.97	0.4 1.4	+0.6 +1.0	+1.4 +2.4	0.8 2.4	+1.0 -0	+2.4 +1.8				1.2 3.4	+1.0 -0	+2.8 +2.2	1.8 3.4	+1.6 -0	+3.0 +2.0
1.97 - 2.56	0.6 1.8	+0.7 +1.3	+1.8 +2.7	0.8 2.7	+1.2 -0	+2.7 +2.0				1.3 3.2	+1.2 -0	+3.2 +2.5	2.3 4.2	+1.8 -0	+3.2 +2.0

Límites en milésimas de pulgada.

ANEXO 19

Ajustes por Fuerza y Contracción (continuación)

2.56 - 3.15	0.7	+0.7	+1.9	1.0	+1.2	+2.9	-1.8	+1.2	+3.7	2.8	+1.2	+4.7	4.2	+1.8	+ 2.2
	1.9	- 0	+1.4	2.9	- 0	+2.2	3.7	- 0	+3.8	4.7	- 0	+ 4.0	7.2	- 0	+ 6.0
3.15 - 3.94	0.9	+0.9	+2.4	1.4	+1.4	+3.7	2.1	+1.4	+ 4.4	3.6	+1.4	+ 5.9	4.8	+2.2	+ 8.4
	2.4	- 0	+1.8	3.7	- 0	+2.8	4.4	- 0	+ 3.5	5.9	- 0	+ 5.0	8.4	- 0	+ 7.0
3.94 - 4.73	1.1	+0.9	+2.6	1.6	+1.4	+1.9	3.6	+1.4	+ 4.9	4.6	+1.4	+ 6.9	5.8	+2.2	+ 9.4
	2.6	- 0	+2.0	3.9	- 0	+3.0	4.9	- 0	+ 4.0	6.5	- 0	+ 6.0	9.4	- 0	+ 8.0
4.73 - 5.52	1.2	+1.0	+2.9	1.9	+1.6	+4.5	3.4	+1.6	+ 6.0	5.4	+1.6	+ 8.0	7.5	+2.5	+11.6
	2.9	- 0	+2.2	4.5	- 0	+3.5	6.0	- 0	+ 5.0	8.0	- 0	+ 7.0	11.6	- 0	+10.0
5.52 - 6.30	1.5	+1.0	+3.2	2.4	+1.6	+5.0	3.4	+1.6	+ 6.0	5.4	+1.6	+ 8.0	9.5	+2.5	+13.6
	3.2	- 0	+2.5	5.0	- 0	+4.0	6.0	- 0	+ 5.0	8.0	- 0	+ 7.0	13.6	- 0	+12.0
6.30 - 7.09	1.8	+1.0	+3.5	2.9	+1.6	+5.5	4.4	+1.6	+ 7.0	6.4	+1.6	+ 9.0	9.5	+2.5	+13.6
	3.5	- 0	+2.8	5.5	- 0	+4.5	7.0	- 0	+ 6.0	9.0	- 0	+ 8.0	13.6	- 0	+12.0
7.09 - 7.88	1.8	+1.2	+3.8	3.2	+1.8	+6.2	5.2	+1.8	+ 8.2	7.2	+1.8	+10.2	11.2	+2.8	+15.8
	3.8	- 0	+3.0	6.2	- 0	+5.0	8.2	- 0	+ 7.0	10.2	- 0	+ 9.0	15.8	- 0	+14.0
7.88 - 8.86	2.3	+1.2	+4.3	3.2	+1.8	+6.2	5.2	+1.8	+ 8.2	8.2	+1.8	+11.2	13.2	+2.8	+17.8
	4.3	- 0	+3.5	6.2	- 0	+5.0	8.2	- 0	+ 7.0	11.2	- 0	+10.0	17.8	- 0	+16.0
8.86 - 9.85	2.3	+1.2	+4.3	4.2	+1.8	+7.2	6.2	+1.8	+ 9.2	10.2	+1.8	+13.2	13.2	+2.8	+17.8
	4.3	- 0	+3.5	7.2	- 0	+6.0	9.2	- 0	+ 8.0	13.2	- 0	+12.0	17.8	- 0	+16.0
9.85 - 11.03	2.8	+1.2	+4.9	4.0	+2.0	+7.2	7.0	+2.0	+10.2	10.0	+2.0	+13.2	15.0	+3.0	+20.0
	4.9	- 0	+4.0	7.2	- 0	+6.0	10.2	- 0	+ 9.0	13.2	- 0	+12.0	20.0	- 0	+18.0
11.03 - 12.41	2.8	+1.2	+4.9	5.0	+2.0	+8.2	7.0	+2.0	+10.2	13.0	+2.0	+15.2	17.0	+3.0	+22.0
	4.9	- 0	+4.0	7.2	- 0	+7.0	10.2	- 0	+ 9.0	15.2	- 0	+14.0	22.0	- 0	+20.0

Límites en milésimas de pulgada.

ANEXO 20

Tabla A. Procesos de Maquinado esperados para producir un trabajo dentro de una tolerancia dada.

	Grados										
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
Pulido y rectificado											
Esmerilado cilíndrico											
Esmerilado de superficie											
Torneado de diamante											
Taladrado de diamante											
Escarinado											
Rimado											
Torneado											
Taladrado											
Fresado											
Acapillado											
Taladrado											

TABLA B. Tolerancia estándar de acuerdo al tamaño de la pieza y grado de trabajo de la máquina.

Límites del tamaño nominal pulgadas		Grado 4	Grado 5	Grado 6	Grado 7	Grado 8	Grado 9	Grado 10	Grado 11	Grado 12	Grado 13
De	Hasta										
0.04-	0.12	0.15	0.20	0.25	0.4	0.6	1.0	1.6	2.5	4	6
0.12-	0.24	0.15	0.20	0.3	0.5	0.7	1.2	1.8	3.0	5	7
0.24-	0.40	0.15	0.25	0.4	0.6	0.9	1.4	2.2	3.5	6	9
0.40-	0.71	0.2	0.3	0.4	0.7	1.0	1.6	2.8	4.0	7	10
0.71-	1.19	0.25	0.4	0.5	0.8	1.2	2.0	3.5	5.0	8	12
1.19-	1.97	0.3-	0.4	0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6	10	16
1.97-	3.15	0.3	0.5	0.7	1.2	1.8	3.0	4.5	7	12	18
3.15-	4.73	0.4	0.6	0.9	1.4	2.2	3.5	5	9	14	22
4.73-	7.09	0.5	0.7	1.0	1.6	2.5	4.0	6	10	16	25
7.09-	9.85	0.6	0.8	1.2	1.8	2.8	4.5	7	12	18	28
9.85-	12.41	0.6	0.9	1.2	2.0	3.0	5.0	8	12	20	30
12.41-	15.75	0.7	1.0	1.4	2.2	3.5	6	9	14	22	35
15.75-	19.69	0.8	1.0	1.6	2.5	4	6	10	16	25	40
19.69-	30.09	0.9	1.2	2.0	3	5	8	12	20	30	50
30.09-	41.49	1.0	1.6	2.5	4	6	10	16	25	40	60
41.49-	56.19	1.2	2.0	3	5	8	12	20	30	50	80
56.19-	76.39	1.6	2.5	4	6	10	16	25	40	60	100
76.39-	100.9	2.0	3	5	8	12	20	30	50	80	125
100.9-	131.9	2.5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
131.9-	171.9	3	5	8	12	20	30	50	80	125	200
171.9-	200	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

- ASTUDILLO Fidel, Máquinas Herramientas, México, Ed. Representaciones y Servicios de Ingeniería S.A., 1983
- BEER Ferdinand P., et. al., Mecánica de Materiales, México, Ed. Mc Graw Hill, 1992.
- BEER Ferdinand P., et. al., Mecánica Vectorial para Ingenieros, México, Ed. Mc Graw Hill, 1990, (5ª. ed.)
- BLACK Paul, Machine Design, E.U.A., Ed. Mc Graw Hill, 1955, (2ª ed.)
- CHEVALIER A., Dibujo Industrial, México, Ed. UTEHA, 1992, (2ª ed.)
- CORO Juan Ramón y MAJOS Enrique, Tesis: Diseño de un Simulador del Proceso de Extrusión Para Reciclaje de Plásticos, Asesor Ing. Rodolfo Bravo de la Farra, México, 1994, Universidad Panamericana
- DEUTSCHMAN Aaron, et. al., Diseño de Máquinas, México, Ed. CECSA, 1991
- DOBROVOLSKI V., Elementos de Máquinas, U.R.S.S., Ed. MIR, 1980, (3ª. ed.)
- DOYLE Lawrence, et. al., Materiales y Procesos de Manufactura para Ingenieros, México, Ed. Prentice Hall, 1988, (3ª. ed.)
- EDWARDS Kenneth, Fundamentals of Mechanical Component Design, Singapore, Ed. Mc Graw Hill, 1991, (1ª. Ed.)
- FEIRER John, Maquinado de Metales con Máquinas Herramientas, México, Ed. CECSA, 1994
- HALL Allen, Diseño de Máquinas, México, Ed. Mc Graw Hill, 1982.
- JIMENEZ Francisco, Montajes para Maquinado, México, Ed. AGT Editor S.A., 1985.

- LUZADDER Warren, Fundamentos de Dibujo en Ingeniería, México, Ed. Prentice Hall, 1988, (9 ed)
- MOTT Robert, Diseño de Elementos de Máquinas, México, Ed. Prentice Hall, 1992, (2ª. ed.)
- OBERG Erik, et. al., Machinery's Handbook, E.U.A., Ed. Industrial Press, 1992, (24ª. ed.)
- SLAYMAKER R., Diseño y Análisis de Máquinas, México, Ed. Wiley, 1969.
- SPOTTS Franklin, Design of Machine Elements, E.U.A., Ed Prentice Hall, 1978, (5ª. ed.)
- ULLMAN David, The Mechanical Design Process, E.U.A., Ed. Mc Graw Hill, 1992.
- VAN VLACK Laurence H., Materiales para Ingeniería, México, Ed. CECSA, 1985, (6ª ed.)
- WELBOURN D.B., Fundamentos de la Dinámica de las Máquinas Herramientas, España, Ed. Marcombo, 1969