

1621



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN

DISPOSITIVO UNIVERSAL PARA EL TORNO.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
ELIGIO DE LEON JIMENEZ



DIRECTOR DE TESIS,
ING. JOSE ANTONIO LOPEZ GONZALEZ

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

NOVIEMBRE. 1990



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 está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

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

C O N T E N I D O

INTRODUCCION	1
CAPITULO 1.- CARACTERISTICAS GENERALES	3
CAPITULO 2.- MECANISMOS: LEVA-SEGUIDOR Y CUATRO BARRAS	14
CAPITULO 3.- DISEÑO DEL DISPOSITIVO	29
CAPITULO 4.- MEMORIA DE CALCULO	74
CONCLUSIONES	120
APENDICE	121
BIBLIOGRAFIA	129

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

De entre las máquinas herramientas, el torno paralelo ocupa el primer lugar. Esto se debe a la variedad de piezas que se pueden fabricar con él.

Los tornos de este tipo cuentan con aditamentos que facilitan el torneado de cualquier pieza. Entre los aditamentos que existen podemos mencionar la rectificadora que se fija al poste del portaherramientas, el aditamento copiador ó duplicador, el aditamento para fresar, la torreta de bancada de precisión, etc. Estos aditamentos lo hacen muy versátil, pero presentan problemas al cambiar de un tipo de maquinado a otro, puesto que se tienen que desmontar algunos y montar otros, provocando una pérdida considerable de tiempo; que se refleja en el aspecto económico y en lo más importante al fabricar piezas iguales, estas varían en las dimensiones, esto se advierte cuando se realiza la comparación de unas piezas con otras, es decir, no son precisos y exactos.

Para aliviar este problema, se propone el diseño de un dispositivo universal para el torno, que permite hacer un tipo de maquinado u

otro sin montar ó desmontar alguna otra herramienta ó dispositivo.

El principio de funcionamiento de este dispositivo se basa en el movimiento de los mecanismos leva-seguidor y cuatro barras.

Este dispositivo se monta en el lugar del carro auxiliar. El tipo de maquinado (interno ó externo) que se desea es seleccionado por el perfil que tenga la leva. Una vez posicionado este dispositivo se puede pasar de un tipo de maquinado a otro únicamente cambiando la leva. Esto permite fabricar piezas en serie con una alta exactitud y precisión a un bajo costo.

El torno paralelo se vuelve tan versátil, preciso y exacto que se incrementa su eficiencia, como la de los tornos de control numérico y la de los tornos revólver.

El dispositivo se ha diseñado lo más sencillo posible para reducir al máximo los costos de fabricación, mantenimiento y que puede ser operado por cualquier persona que tenga algún conocimiento para el manejo del torno.

1

C A R A C T E R I S T I C A S

G E N E R A L E S

Considerando, lo generalizado que está el uso del torno paralelo en el conformado de piezas por arranque de viruta, resulta interesante considerar los principios elementales sobre los cuales trabaja esta máquina herramienta. La función principal del torno es la de moldear formas y piezas de trabajo cilíndricas (Fig. 1). Esto se hace mediante la rotación de la pieza montada en un sujetador mientras se aplica una herramienta de corte a la superficie del material que se conformará.

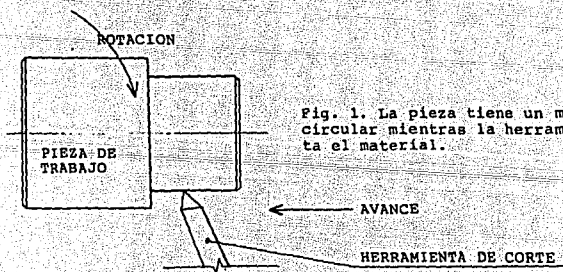


Fig. 1. La pieza tiene un movimiento circular mientras la herramienta corta el material.

Algunas de las operaciones comunes que se efectúan en el torno son: refrentado, torneado de conos, torneado paralelo, corte de rosca,

moleteado, barrenado, rectificación de interiores y exteriores, tronzo, taladrado y escariado. El torno se usa por lo general, para producir piezas individuales a las especificaciones requeridas. También se utiliza cuando se requiere un número pequeño de piezas similares. Este torno (paralelo), es la máquina herramienta indispensable de cualquier taller mecánico.

Este tipo de torno es muy utilizado hoy en día, pero por sus características no es tan versátil, preciso, eficiente y exacto como los tornos de producción en serie y de control numérico, puesto que estos pueden realizar diferentes tipos de maquinados en forma simultánea, teniendo una alta precisión y exactitud.

El dispositivo a diseñar cuenta con ciertas características que, una vez instalado en el torno, hacen que éste sea más versátil, preciso, exacto y eficiente, permitiendo que se puedan fabricar piezas en serie con mucha exactitud y precisión como los tornos de producción en serie y de control numérico.

El principio de funcionamiento de este dispositivo se basa en el movimiento de los mecanismos leva-seguidor y el conocido como cuatro

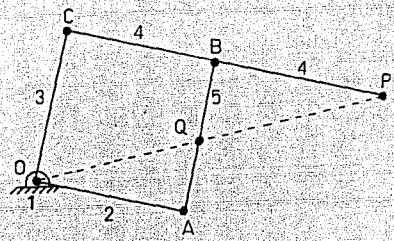
barras. Con el mecanismo leva-seguidor se traza la figura que se desea tornearse y el mecanismo cuatro barras nos proporciona las dimensiones de la pieza.

Para entender la acción y los principios de este dispositivo, debemos recordar que función desempeñan estos dos tipos de mecanismos.

El mecanismo cuatro barras, con la configuración de pantógrafo, se emplea como dispositivo de copiado. Cuando se hace que un punto siga una determinada trayectoria, otro punto del mecanismo traza una trayectoria idéntica, ampliada ó reducida. La figura dos muestra al mecanismo que se hace referencia. Los eslabones 2, 3, 4, y 5 forman un paralelogramo y el punto P está en una extensión del eslabón 4. El punto Q está en el eslabón 5, en donde se interseca la línea trazada desde O hasta P. Cuando el punto P dibuja una trayectoria, el punto Q traza la misma trayectoria pero a escala reducida.

Este mecanismo tiene muchas aplicaciones en los dispositivos de copiado, en especial de grabado y de trazo de perfiles ó contornos.

Fig. 2. Representación esquemática del pantógrafo.



Una leva es un elemento mecánico rígido que tiene una forma determinada de tal manera que cuando el palpador ó seguidor, elemento mecánico complemento de el mecanismo (leva-seguidor), recorre el perfil de la leva describe una cierta trayectoria. El perfil de la leva depende del movimiento que se desea transmitir al seguidor (Fig. 3).

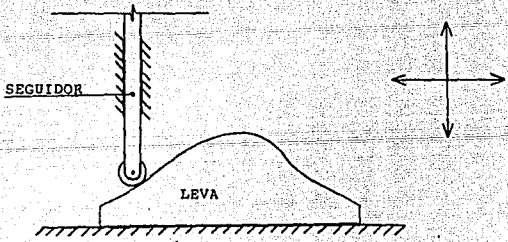


Fig. 3. El movimiento del seguidor es hacia arriba, abajo, a la izquierda y a la derecha.

Antes de que se unicie el funcionamiento del dispositivo, se debe seleccionar la leva que tenga el perfil del maquinado que se desea.

Esto se señala en la figura 4.

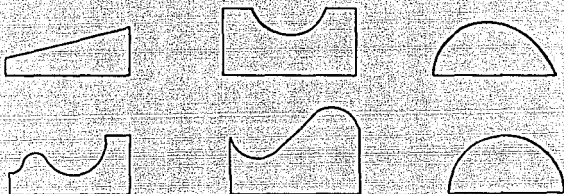


Fig. 4. Algunos tipos de levas para diferentes maquinados.

Cuando se instala la leva en el lugar correspondiente, se cierra la cadena cinemática (Fig. 5).

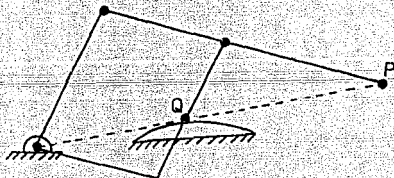


Fig. 5. La leva que tiene el contorno que se desea maquinar se coloca en el punto Q.

Empezando en la posición que se muestra en la figura 5, el seguidor empezará a moverse en dos direcciones, en una horizontal y en otra vertical, la leva permanecerá inmóvil. El seguidor forma parte del mecanismo pantógrafo, con el cual se podrán regular las dimensiones de la pieza a maquinar, en el punto P estará sujeta la herramienta de corte. El punto Q es el seguidor, el cual siempre estará en contacto con el perfil de la leva (Fig. 6).

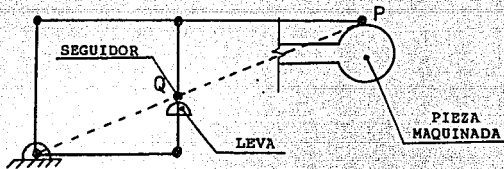


Fig. 6. Conforme se mueva el punto Q por el contorno de la leva, el punto P describe la misma trayectoria.

Al moverse el seguidor por el perfil de la leva, la herramienta de corte presentará el mismo movimiento, pero su desplazamiento será mayor, igual ó menor al del seguidor, según sea el caso. La herramienta irá cortando el contorno de la leva en la pieza de trabajo.

El maquinado en este dispositivo es un método de cortar material

a la forma y tamaño requeridos para lotes de producción en serie. Producirá varias formas de superficies interiores y exteriores (Fig. 7).

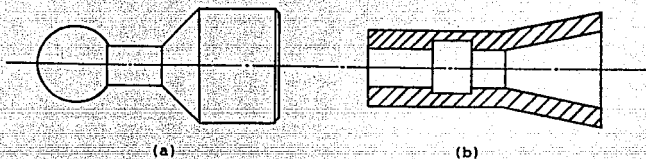


Fig. 7. Tipos de maquinado: (a) maquinado exterior
(b) maquinado interior.

Mientras que el poste de la herramienta de corte ó torreta (Fig. 8) se utiliza sobre todo para desbastar, hacer roscas, moleter, en general, para todos los tipos de maquinados exteriores; este dispositivo tendrá la capacidad de hacer también maquinados interiores con mucha precisión y exactitud. Se podrá utilizar en la última etapa del proceso de maquinado.

Otra ventaja con la que se hace más funcional este dispositivo, es que cuenta con un transportador para posicionar la herramienta en el ángulo requerido para realizar el maquinado. Este transportador es del tipo universal con vernier, es un instrumento utilizado para medir

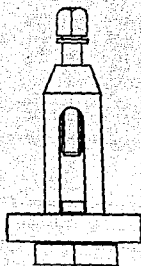


Fig. 8. Poste del portaherramientas
ó torreta.

un ángulo con la precisión de 5 minutos ($1/12$ de grado).

El transportador universal está formado por una base y un disco graduado con una escala vernier en una sola pieza y en el interior del disco se encuentra una placa giratoria que nos indicará el ángulo.

Es importante conocer y comprender las dos escalas por separado:

a) El disco del transportador ó escala exterior está graduado en grados enteros, a la izquierda y a la derecha, desde cero hasta noventa grados. Después la graduación va de noventa a cero grados, de tal manera que la mitad de la circunferencia está completamente graduada. Todas las décimas líneas se enumeraron para hacer sencilla la lectura.

b) La escala vernier es corta y está fija a la giratoria. Tiene doce graduaciones, tanto hacia la derecha como hacia la izquierda de la línea cero. Estas graduaciones representan minutos (60 minutos es igual a un grado). Por lo tanto, cada una de las graduaciones representa 5 minutos ($1/12$ de 60 es igual a 5). Cada tercera graduación, partiendo de cero en la placa de la escala vernier, está numerada con 15, 30, 45 y 60, para simplificar la lectura, (Fig. 10).

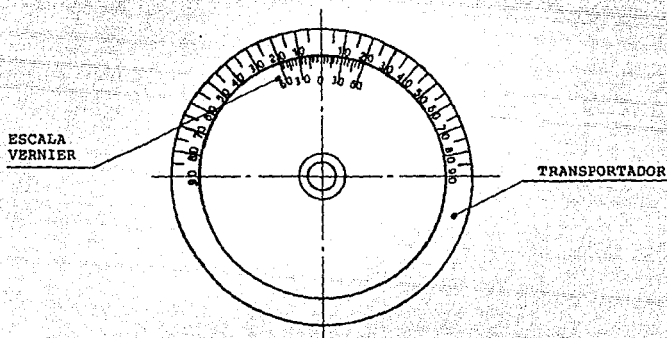


Fig. 10. Partes componentes del transportador universal.

Ya que tanto la escala del transportador como la de vernier, están formadas por graduaciones en direcciones opuestas a partir de la línea de cero grados, puede medirse un ángulo de cualquier tamaño.

El dispositivo cuenta con un sistema de bloqueo al posicionar la herramienta en el ángulo requerido. Este sistema de bloqueo se encuentra formado por una palanca, la cual se afloja para hacer girar al dispositivo y se aprieta para mantenerlo en el ángulo deseado (Fig. 11).

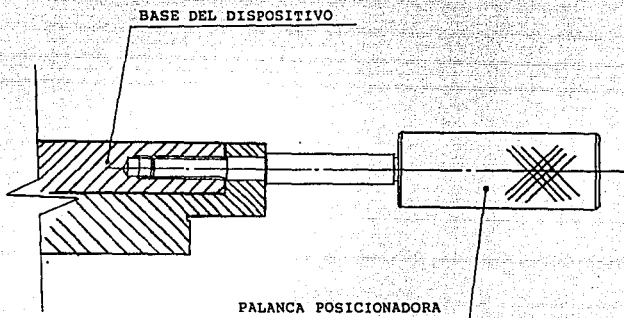


Fig. 11. La palanca realiza dos funciones, una es la de dar el ángulo requerido al dispositivo y la otra es la de mantenerlo firme en su posición.

2

M E C A N I S M O S :

LEVA-SEGUIDOR

Y

CUATRO BARRAS

Para facilitar nuestras actividades en la vida diaria, se aplica el mecanismo cuatro barras. Es llamado así a todas las disposiciones de elementos mecánicos que están interconectados entre sí, que al mover uno de ellos se transmite este movimiento a los otros tres, produciendo el movimiento adecuado a nuestras necesidades.

Este mecanismo se utiliza en el sistema de limpiadores del automóvil (Fig. 12). El elemento que proporciona el movimiento es el número dos, el cual al moverse en vaivén hace que se muevan los elementos tres y cinco, y estos a su vez a los elementos cuatro y seis, en los cuales están sujetas las escobillas de caucho, las cuales tienen un movimiento de vaivén para desalojar el agua que le cae al parabrisas.

También este mecanismo se aplica en las persianas (Fig. 13). Podemos observar en la figura 13a que la persiana está abierta, mientras

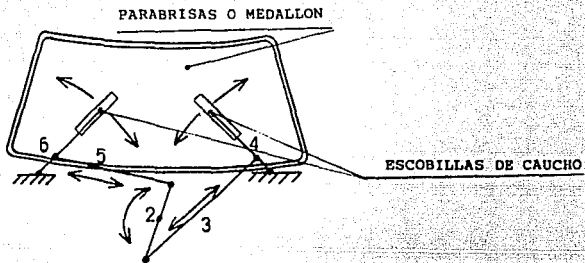


Fig. 12. Sistema de limpiadores de un automóvil.

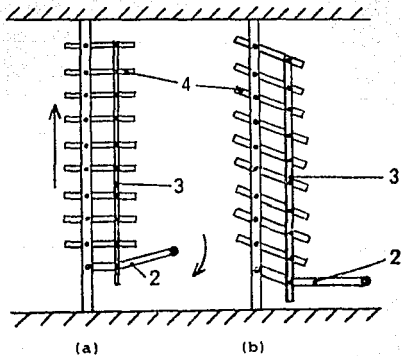


Fig. 13. En las persianas se aprecia mejor este tipo de mecanismo.

que en la figura 13b se muestra entrecerrada. Con la palanca que tiene el número dos, proporcionamos el movimiento a los cristales (4), los cuales están sujetos al elemento uno, el cual a su vez está sujeto en forma rígida a la pared, el elemento tres sirve para transmitir el movimiento de la palanca dos a cada uno de los cristales y también sirve para mantenerlos unidos a una cierta distancia, unos de otros.

En la figura 14 podemos observar al instrumento de dibujo llamado pantógrafo y que está compuesto de cuatro barras: A, B, C y D y los puntos 1, 2 y 3 que sirven para apoyar el pantógrafo en la mesa de dibujo, sujetar el punto trazador y sostener el lápiz ó la pluma, respectivamente.

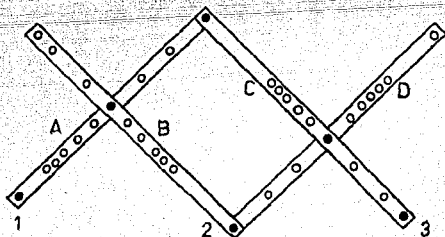


Fig. 14. Dibujo aproximado del pantógrafo.

Se podrían seguir mencionando más ejemplos de la aplicación de este tipo de mecanismo; pero el objetivo primordial es el de mostrar el funcionamiento del pantógrafo.

El pantógrafo está formado por dos pares de barras dispuestas de modo que si un punto se mueve sobre una línea cualquiera, algún otro punto está obligado a describir una línea semejante, ampliada o reducida. En la figura 15 se muestra un esquema de este tipo de mecanismo, en el cual las barras forman un rombo ó un rectángulo, dependiendo de la variación de la longitud de las barras. El pantógrafo está fijo al punto O. Un punto sobre ab, que también pertenece a la línea recta que une a P y a O, se moverá sobre una trayectoria semejante a la descrita

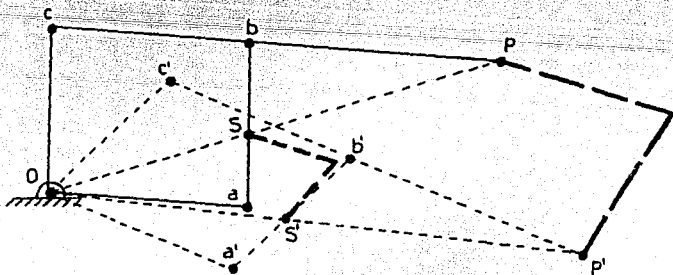
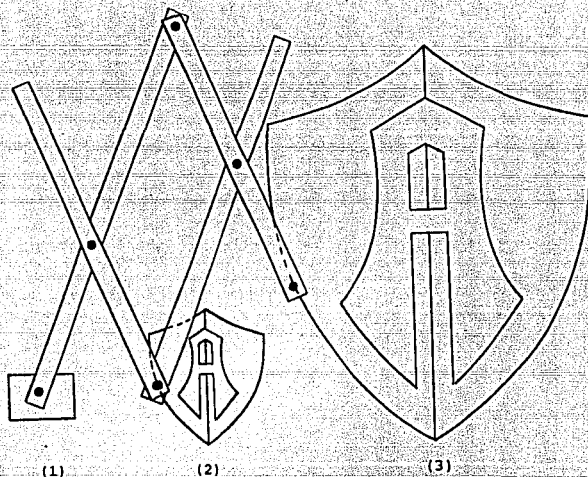


Fig. 15. Mecanismo cuatro barras en su forma de pantógrafo.

por P. Supongamos que P se mueve hasta P' por el camino indicado por la línea interrumpida, entonces S pasa a S' por un camino semejante.



Este mecanismo es utilizado para copiar cualquier figura aumentando ó disminuyendo su tamaño. Esto se logra variando la longitud de las barras que lo forman. Veamos como se puede aumentar el tamaño de la figura anterior. El dibujo que va a ser reproducido a mayor escala se coloca debajo del punto trazador (2) y el papel en el cual va a realizarse la copia se coloca debajo de la puntilla del lápiz (3). Una

vez hecho esto, se guía el pantógrafo con la puntilla del lápiz, permitiendo que el trazador siga libremente las líneas que forman el dibujo original.

Como vemos en la figura anterior, las barras que forman el pantógrafo presentan perforaciones a diferentes distancias. Estas perforaciones sirven para elegir la escala a la cual se desea ampliar ó reducir el dibujo. Por ejemplo, juntando cada par de barras e insertando los ejes en las perforaciones marcadas con el número cuatro de cada barra, una línea de un centímetro de longitud del dibujo original aumentará ó disminuirá a cuatro centímetros su longitud.

Ahora, invirtiendo las posiciones del punto trazador y la puntilla del lápiz, y procediendo de la misma forma que en la ampliación, solamente que en este caso se debe de llevar el movimiento del pantógrafo con el punto trazador, se obtendrá el dibujo pero a menor escala que el original (Fig. 16).

El otro mecanismo que es también importante, es el conocido como leva-seguidor. Este mecanismo se encuentra aplicado al sistema de en-

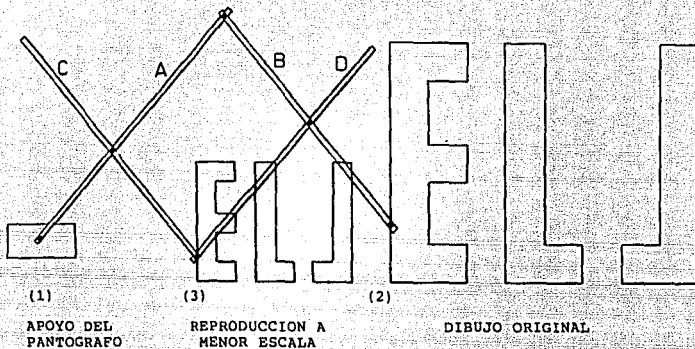


Fig. 16. Posición de la puntilla y el punto trazador para reducir la escala de cualquier dibujo por medio del pantógrafo.

cendido del automóvil (Fig. 17), en la máquina de coser (Fig. 18) y en muchas otras máquinas. Este mecanismo se diferencia del anterior en el tipo de movimiento que realiza y las partes que lo forman.

El mecanismo leva-seguidor esencialmente consta de dos elementos, uno de ellos sirve para definir el movimiento (leva) y el otro para transmitir el movimiento (palpador ó seguidor) producido por el anterior (Fig. 19). Al girar la leva sobre su eje provoca, debido a su contorno irregular, que el palpador tenga un movimiento de vaivén. Este movimiento de vaivén depende del contorno de la leva.

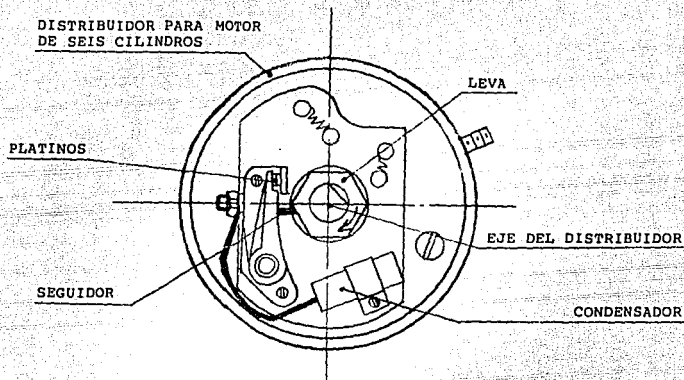


Fig. 17. Distribuidor de corriente utilizado en los motores de combustión interna.

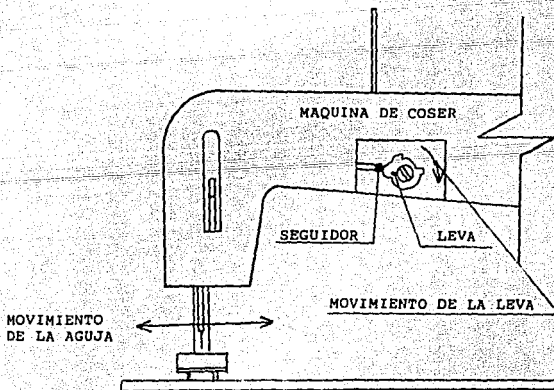
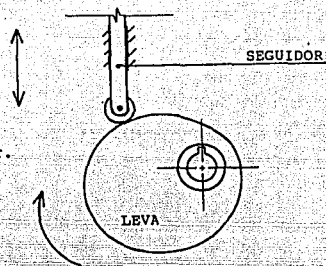


Fig. 18. En la máquina de coser, este mecanismo se utiliza para generar diferentes tipos de bordado.

Fig. 19. Mecanismo leva-seguidor.



En la leva está definido el movimiento del palpador, es decir, con la leva tenemos un dominio completo de la trayectoria que describirá el palpador al ser estimulado por esta (Fig. 20).

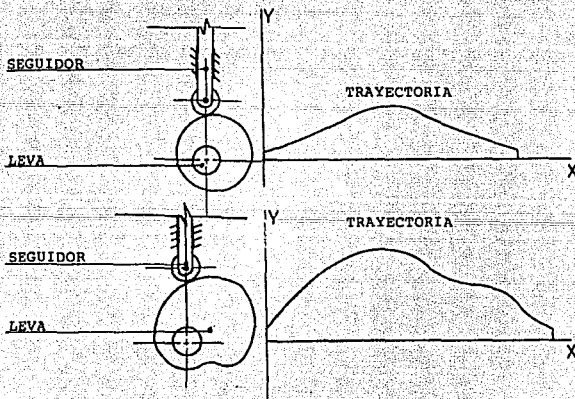


Fig. 20. Vemos que podemos hacer que el palpador describa cualquier trayectoria.

Los dos mecanismos que se describieron anteriormente se emplean en forma conjunta para obtener el aditamento que se propone.

Veamos ahora, como ejemplo, la secuencia que se sigue para maquinar un cono:

Existen cuatro formas de torneear un cono, las cuales son: el desplazamiento del cabezal del contra punto, el uso de un aditamento para conicidades, empleando el soporte compuesto (carro auxiliar) y por medio de una herramienta conformadora.

El método más sencillo y utilizado en los talleres mecánicos es el de descentrar el cabezal del contra punto. Este cabezal consta de dos partes, la inferior, que ajusta en las guías de la bancada y la superior, que es móvil. Para torneear conos, la parte superior se desplaza la cantidad necesaria para formar el cono, pero existen dos desventajas al hacer esto:

a) El contra-punto debe ser movido fuera de su alineamiento con el punto centrador del cabezal principal (fijo) (Fig. 21). Si continúa otra operación de maquinado en la misma pieza de trabajo, será necesario realinear el contrapunto. Esto requiere tiempo y destreza.

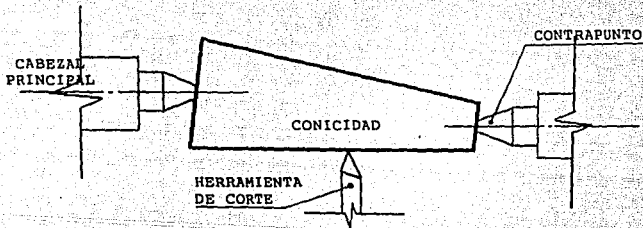


Fig. 21. El cono se puede tornearse desplazando el contrapunto.

b) Los barrenos de los centros en los extremos de la pieza de trabajo quedan fuera de alineamiento con los puntos centradores del torno en consecuencia, se reduce la superficie de giro (Fig. 22). Algunas ve

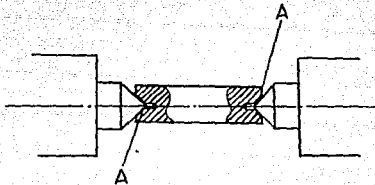
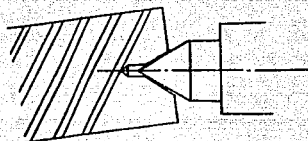


Fig. 22. Observe que los barrenos en los extremos del material no están alineados con el centro del torno cuando se desplaza el contrapunto para tornearse conicidad.

ces se utiliza una broca de centros de tipo campana para los barrenos de centros. Esto ayuda a proporcionar soporte adicional para la pieza de trabajo (Fig. 23).

El uso del aditamento para conicidades es un método más preciso, pero presenta también ciertas desventajas; como se instala en la parte

Fig. 23. Un barreno de centro acampanado proporciona mayor área de soporte para la pieza de trabajo.



posterior de la bancada del torno, esto refleja, al instalarlo una pérdida de tiempo por el operario. Este dispositivo se utiliza principalmente para torneado de conicidad de longitud que no se pueden maquinar por el método anterior ni por el siguiente.

Las conicidades cortas y los ángulos pronunciados se realizan empleando el carro auxiliar. Esto es posible debido a que en éste está marcada una escala en grados y se gira a cualquier ángulo con la línea de centro o eje de la pieza de trabajo (Fig. 24).

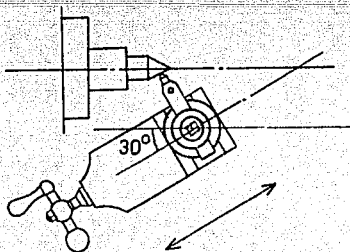


Fig. 24. El carro auxiliar ha sido girado 60° desde su posición original hacia el cabezal principal.

Y por último el método por medio de una herramienta conformadora. Este método es el que menos se utiliza debido a que aparte de posicionar la herramienta en el torno, se debe afilar con mucho cuidado y conforme al tamaño de la conicidad que se requiere (buril de forma).

Como vemos, los métodos anteriores son utilizados, por separado, para torneare la conicidad requerida, es decir, ó muy pronunciada ó muy larga, etc. El dispositivo que presento, está diseñado pensando en reducir al máximo las desventajas y en reunir las ventajas que presentan los métodos anteriores para que no únicamente podamos maquinare cono sino que también cualquier otro tipo de maquinado, ya sea interior ó exterior.

Las ventajas que presenta este dispositivo son las siguientes:

1.- Los centros del torno se mantienen alineados, ya que no se tiene que desplazar el cabezal móvil del contrapunto, en consecuencia, es fácil cambiar de maquinado.

2.- Una vez colocada la leva con el perfil del maquinado requerido, puede ser realizado en cualquier tamaño de pieza.

3.- Este dispositivo, una vez ajustado en forma permanente se ma

quinan piezas en serie.

4.- Se pueden torneear piezas tan largas conforme a las características del mecanismo cuatro barras y de formas tan diversas como lo sea el perfil de la leva.

5.- Permite, aparte del maquinado que se realiza por medio de la leva, hacer otras operaciones, tales como el torneado cilíndrico, el roscado y el refrentado sin cambiar la colocación del dispositivo.

Las principales desventajas que presenta son: la longitud máxima de maquinado, la cual es de 18 centímetros y el tamaño de la leva.

3

DISEÑO

DEL

DISPOSITIVO

El diseño básico de este dispositivo es similar al de otros aditamentos, dado que cumple con la función de soportar y mantener unidas las piezas que lo componen. Las diferencias principales del diseño, se derivan de la necesidad de calidad y cantidad de las diferentes piezas que se pueden maquinar con él. En la lámina uno se ilustran las partes que forman el dispositivo en conjunto.

En primer lugar, este dispositivo debe instalarse sobre el carro transversal, en el lugar del carro auxiliar, por consiguiente, debe de contar con una base. Esta base está formada por dos piezas maquinadas, fabricadas con acero EX17, el cual es un acero aleado de bajo contenido de carbono. En la lámina número dos y cuatro se ilustran las partes que forman a la base con sus respectivas dimensiones.

El segundo componente importante es el elevador del portaherramienta. No sólo contiene el potaherramienta, sino que aloja a la mayo-

ría de las piezas que forman parte del dispositivo. En él están interconectados los dos mecanismos antes mencionados.

El tercer componente es el husillo 1, que junto con la manivela, posiciona al elevador portaherramienta. Su tarea principal es subir o bajar el elevador, dando la posibilidad de maquinar piezas especiales.

El último componente principal que forma parte de este dispositivo es un transportador con escala de vernier. El dispositivo es accionado por medio de una palanca con la cual se hace girar al transportador, junto con el elevador, para posicionar en un cierto ángulo la herramienta de corte y poder elaborar el maquinado deseado.

Los componentes del dispositivo deberán ser fabricados de acero, el tipo de acero adecuado se indica en la lámina correspondiente.

Este dispositivo está formado esencialmente por los cuatro principales sistemas, los cuales son:

- 1.- El sistema de elevación, que permite posicionar en el plano vertical, a la herramienta de corte.

2.- El sistema para maquinar la pieza deseada, el cual está formado por los mecanismos leva-seguidor y el cuatro barras.

3.- El sistema de movimiento del portaherramienta que proporciona la fuerza suficiente para realizar el corte del material.

4.- El sistema de giro, que permite posicionar al dispositivo en el plano horizontal.

Veamos como funciona cada sistema por separado:

- SISTEMA DE ELEVACION.

Como ya hemos visto, el husillo 1 permite subir ó bajar el elevador por medio de un mecanismo articulado, formado por barras. Este mecanismo está controlado por una manivela, la cual permite dar el giro suficiente al husillo 1 para mover al elevador. De esta forma, se han identificado a los cuatro componentes principales que forman el sistema de elevación. Estos componentes son:

- + Elevador
- + Manivela
- + Mecanismo articulado
- + Husillo 1

Estas partes pueden apreciarse en la lámina 1.

A medida que hacemos girar la manivela, ya sea a la izquierda ó

a la derecha, el husillo 1 hace que ascienda ó descienda el elevador por medio del mecanismo articulado, según sea el caso. Tan pronto como el elevador tiene la altura adecuada, se deja de accionar la manivela cesando el movimiento. Una parte del mecanismo articulado, cuenta con una tuerca integrada, la cual es el complemento del husillo 1.

-SISTEMA PARA MAQUINAR LA PIEZA DESEADA.

Este sistema está formado por los dos mecanismos descritos en el capítulo anterior, los cuales proporcionan el movimiento del portaherramienta y el tamaño de la pieza a maquinar. El mecanismo cuatro barras, en su forma de pantógrafo, cuenta con barrenos distribuidos a diferentes distancias unos de otros, en las cuatro barras. El tamaño de la pieza está controlado por las posiciones de los barrenos. Para piezas pequeñas, los barrenos se encuentran muy separados, esto es en relación con la separación de los barrenos para piezas grandes. Las diferentes posiciones hacen que varíen las longitudes de las barras que tienen varios barrenos para maquinar piezas de longitud de hasta quince centímetros de longitud.

Con el otro mecanismo (leva-seguidor) se define la forma del ma-

quinado por medio del perfil de la leva. Este mecanismo, junto con el de cuatro barras está instalado en el elevador, la leva es del tipo cuna. Está sujeta por dos tornillos y es posicionada por los mismos. El palpador está instalado en la unión de dos barras del pantógrafo. La leva permanece inmóvil, mientras que el seguidor recorre el perfil de la leva, cuando esto ocurre, el portaherramienta, instalado en otra barra, en un punto donde se describe la misma trayectoria, pero a diferente escala, que el palpador, tiene la capacidad de poder moverse hacia adentro y hacia afuera del elevador, por poseer una guía en forma de cola de milano. La ventaja que presenta este mecanismo, es que se puede cambiar la leva que tenga otro perfil para hacer un maquinado diferente al anterior. La leva es de tamaño adecuado al elevador, es decir, este tamaño se tomará como escala natural que se puede ampliar ó reducir por medio del pantógrafo.

- SISTEMA DE MOVIMIENTO DEL PORTAHERRAMIENTA.

Proporciona la fuerza necesaria para mover en forma normal y segura al portaherramienta. Está formado por los siguientes elementos:

- + Manivela
- + Corredera
- + Husillo 2

Este sistema permite desplazar a la corredera a lo largo de la carrera. La carrera está determinada por el sistema analizado anteriormente. Durante el maquinado de la pieza se crean fuerzas de corte, las cuales actúan en la herramienta, por lo tanto, este sistema es de vital importancia. Al ser accionada la corredera por medio de la manivela y el husillo 2, el seguidor, que está integrado al mecanismo cuatro barras, comienza a recorrer el perfil de la leva, el cual se refleja en la punta de la herramienta de corte, produciéndose así el maquinado de la pieza. La corredera tiene un movimiento de vaivén según se gire la manivela ya sea a la derecha ó a la izquierda.

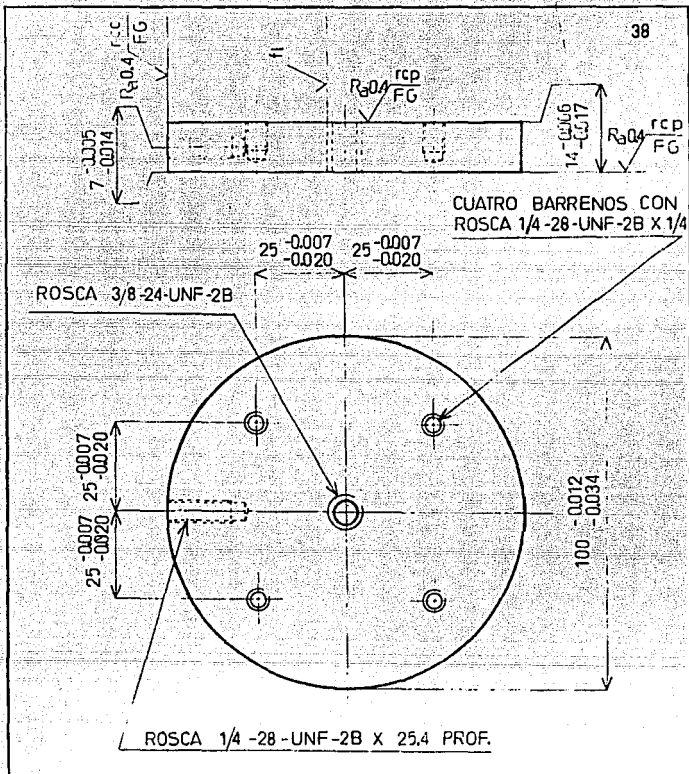
- SISTEMA DE GIRO.

Es un sistema vital. Consta de una palanca, un tornillo y una base. Su función es la de proporcionar movimiento circular al dispositivo para posicionar la herramienta a cualquier ángulo. Esto se hace por medio de la palanca, la cual está interconectada con la base y esta a su vez con el mecanismo articulado, por medio de un tornillo. Una vez que ha sido instalado el dispositivo en el lugar del carro auxiliar, se acciona este sistema, el cual permite hacer giros de hasta noventa

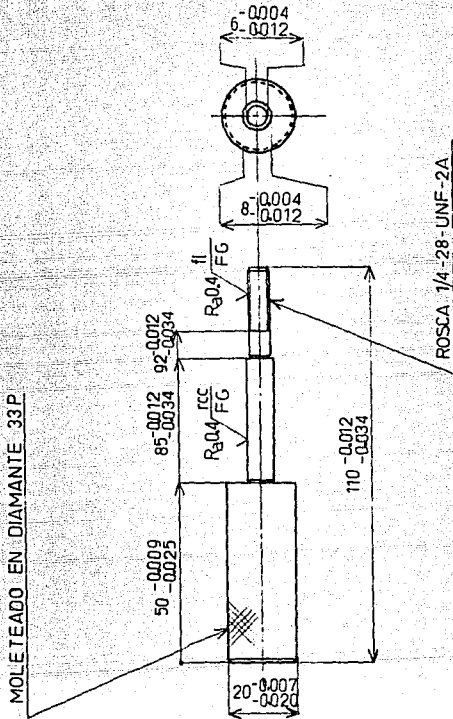
grados con respecto al eje de centros del torno. Al hacer el giro del dispositivo, la palanca se afloja, quedando éste libre, en ese momento se jala ó empuja la palanca en forma perpendicular con respecto a su eje. Una vez que se ha girado el dispositivo al ángulo requerido, se aprieta la palanca, quedando éste firme y seguro a la base.

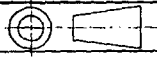
La leva estará sujeta al elevador por medio de la pieza 47, la cual hace que se pueda cambiar la leva sin ningún problema y pérdida de tiempo excesivo, y posicionarla en el lugar adecuado del elevador.

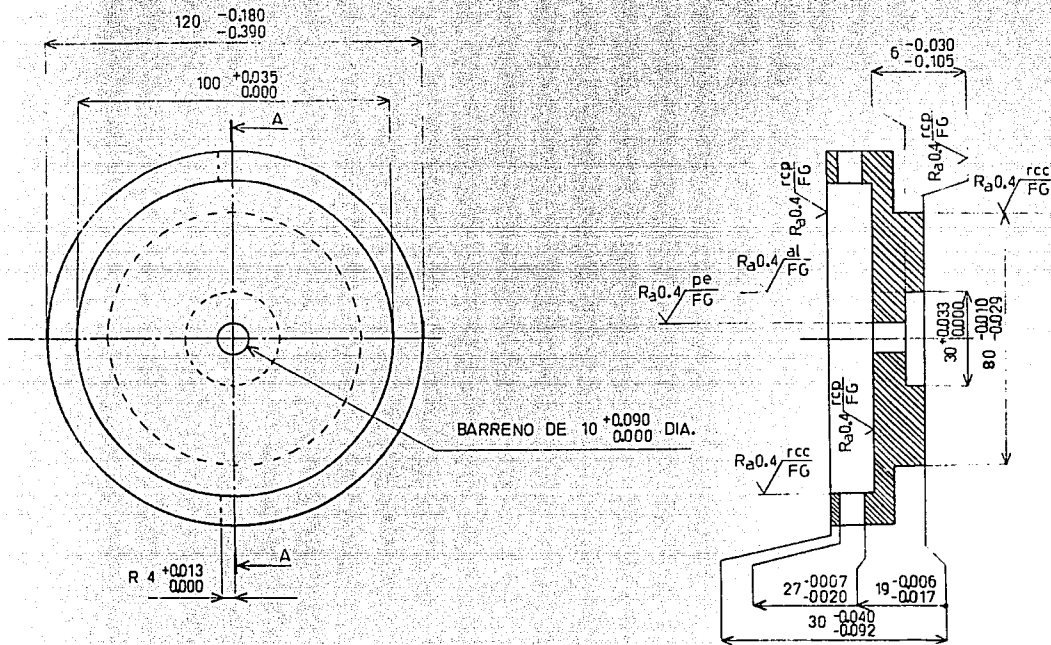
Las dimensiones generales de la leva están indicadas en la lámina 37, el perfil que se muestra no es el único que se puede utilizar, por lo que el usuario de este dispositivo puede fabricar levas con diferentes perfiles, pero tomando en cuenta las dimensiones generales.

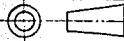


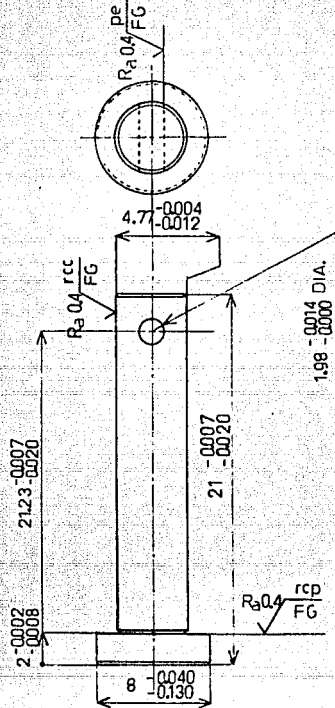
1	1	BASE	ACERO Ex17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN				U.N.A.M.
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
		B A S E		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 2



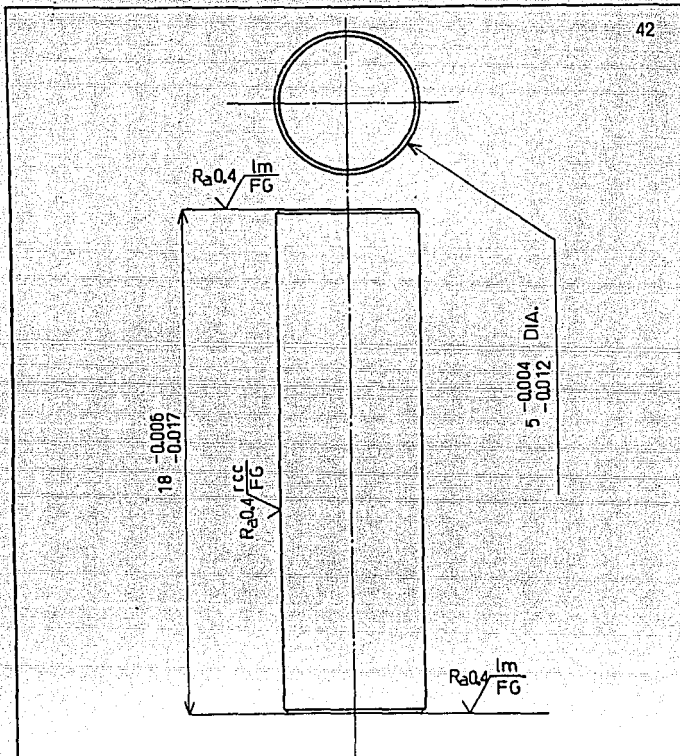
2	1	PALANCA	ACERO EX 17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.				
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
			DE LEÓN	
			JIMÉNEZ ELIGIO	
			LÁMINA: 3	



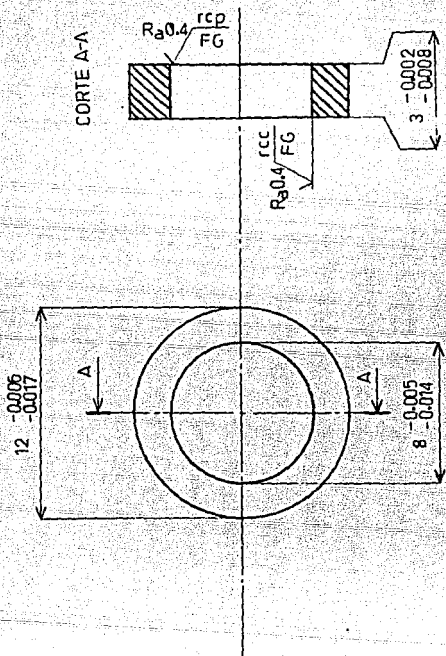
3	1	TRANSPORTADOR	ACERO Ex 17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
		FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN	U.N.A.M.	
ESCALA: 1:1		ACOTACION:mm	16 - x - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
		TRANSPORTADOR		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 4

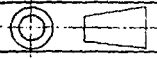


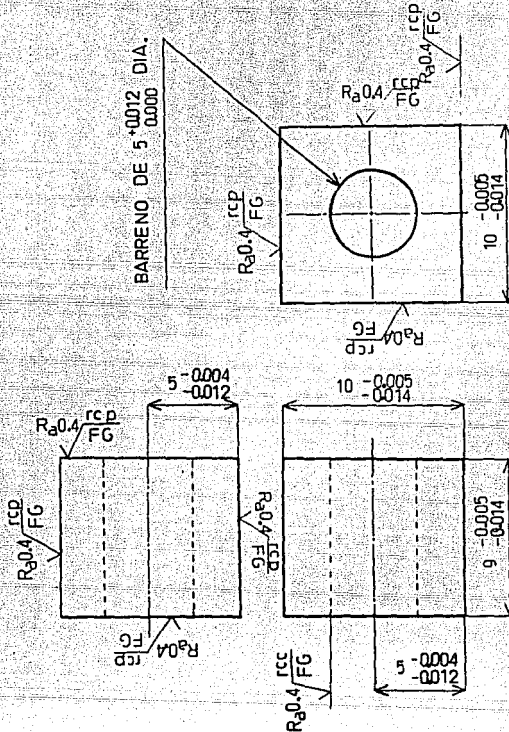
5	8	PASADOR A	ACERO ASTM-A514	MAQUINAR	
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	
FACULTAD DE		ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN		U. N. A. M.	
ESCALA: 1: 25		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:	
		PASADOR A		DE LEÓN	
				JIMÉNEZ ELIGIO	
				LAMINA: 5	



6	2	PERNO	ACERO EX17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.				
ESCALA:	1:125	ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJÓ Y DISEÑO:
		PERNO		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 6

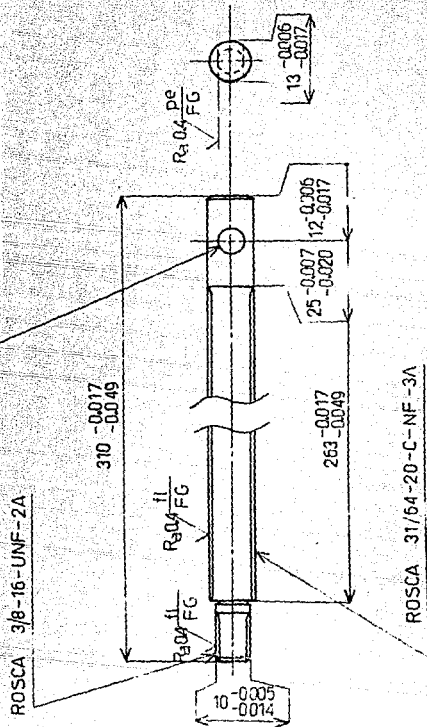


8	4	SEPARADOR	ACERO EX17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.				
ESCALA: 1:2		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
			DE LEÓN	
			JIMÉNEZ ELIGIO	
			LAMINA: 7	

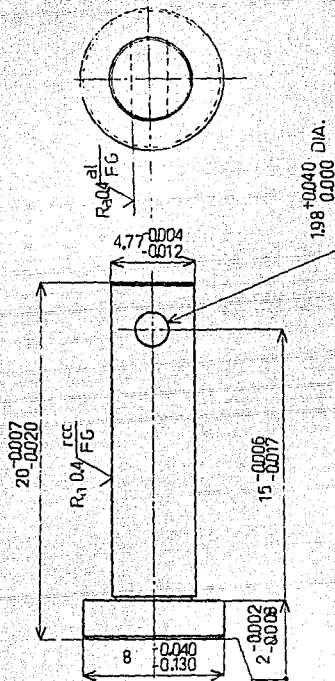


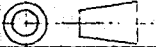
11	2	REFUERZO	ACERO EX17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN		U.N.A.M.		
ESCALA: 1:2		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
		REFUERZO		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 8

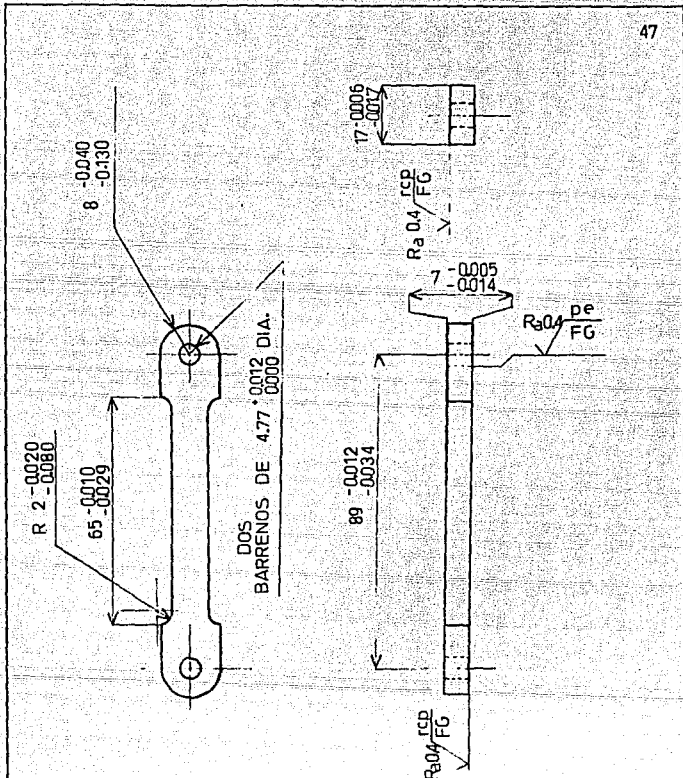
BARRENO DE $75^{+0.015}$
 0000 CIA.




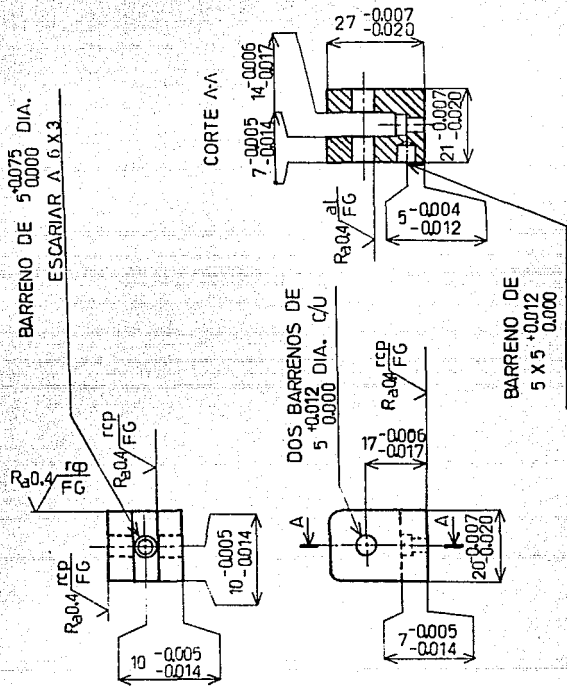
13	1	HUSILLO 1	ACERO EX 17	MAQUINAR	
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSEVACIONES	
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.					
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:	
		HUSILLO 1		DE LEÓN	
				JIMÉNEZ ELIGIO	
				LAMINA: 9	



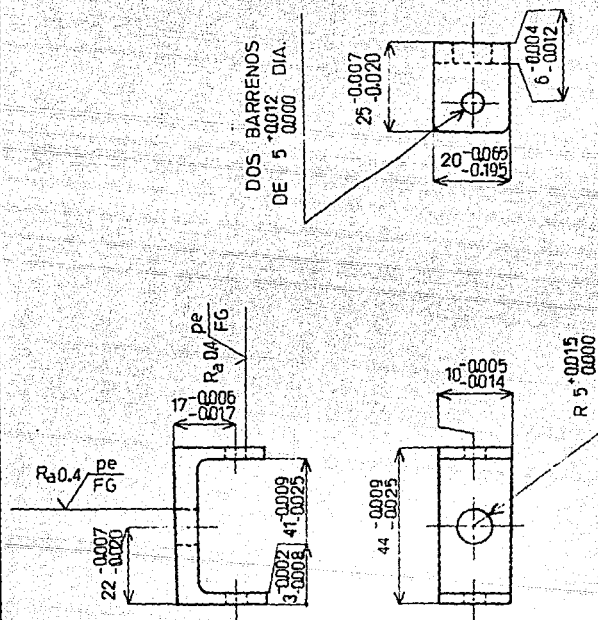
14	4	PASADOR B	ACERO ASTM-A514	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN		U.N.A.M.		
ESCALA: 1:2	ACOTACION: mm	15 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:	
	PASADOR B			DE LEON
				JIMENEZ ELIGIO
			LAMINA: 10	



15	4	BRAZO A	ACERO EX17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.				
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO
 B R A Z O A				DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 11

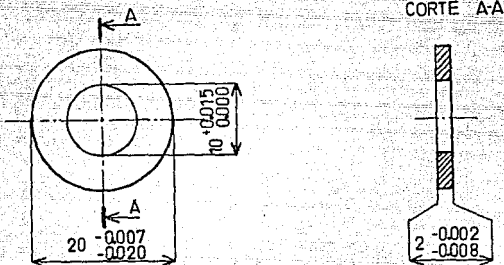


16	8	SOPORTE	ACERO EX 17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.				
ESCALA: 1:1	ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:	
	SOPORTE			DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 12



NOTA: LA RUGOSIDAD DE LAS SUP. PLANAS ES: $R_a 0.4 \frac{rcp}{FG}$

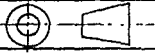
17	1	UNION A	ACERO EX17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.				
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DISAÑO Y DISEÑO:
		UNION A		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 13

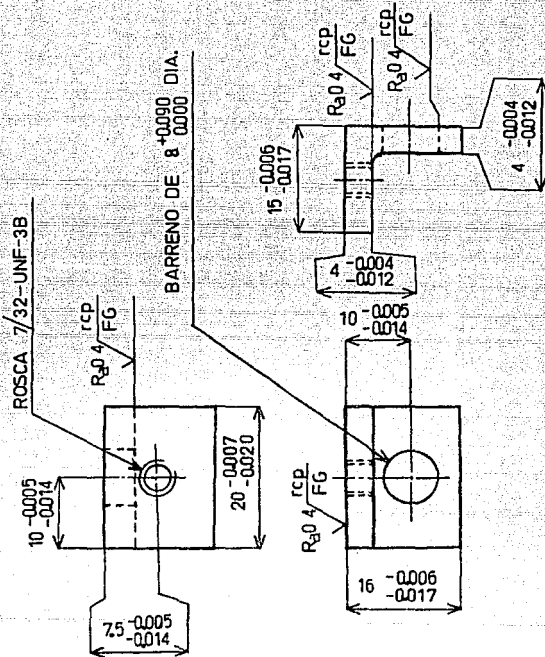


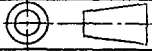
NOTA: LAS SUP. PLANAS CON RUGOSIDAD DE:

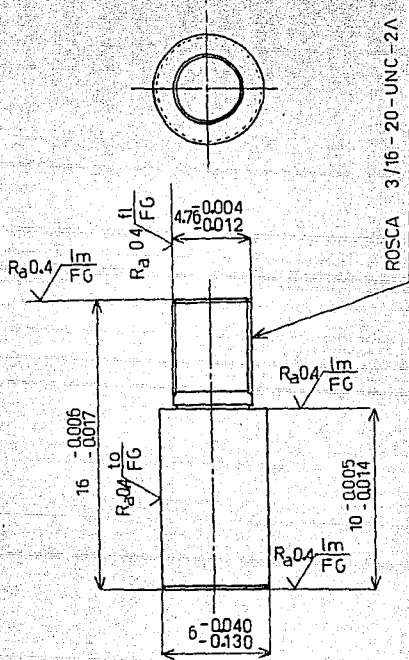
LAS SUP. CILINDRICAS CON RUGOSIDAD DE:

$Ra 0,4 \frac{RCD}{FG}$
 $Ra 0,4 \frac{RCC}{FG}$

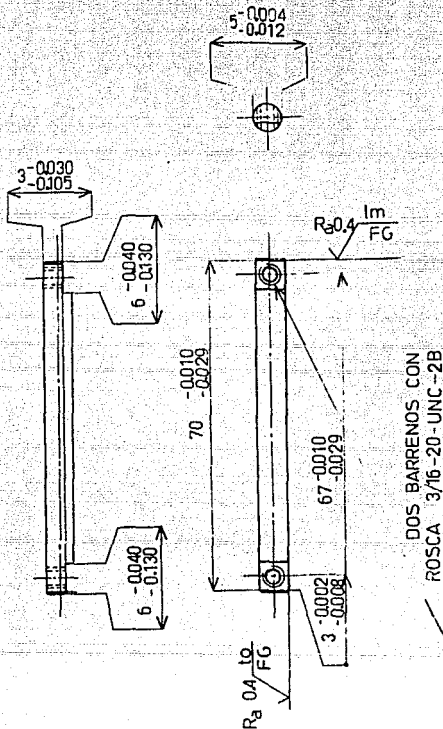
18	1	RONDANA	ACERO EX17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U. N. A. M.				
ESCALA: 1: 50	ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:	
 RONDANA			DE LEÓN	
			JIMÉNEZ ELIGIO	
			LAMINA: 14	

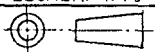


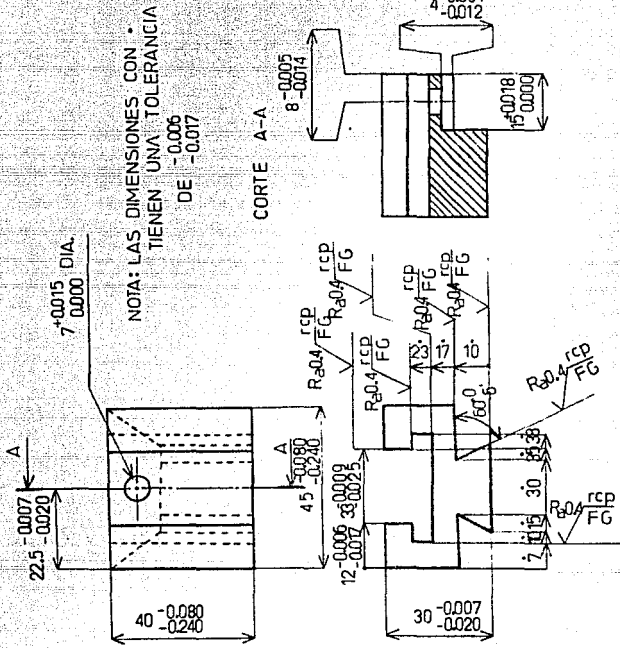
21	1	POSICIONADOR 1	ACERO EX17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.				
ESCALA:	1:5	ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
 POSICIONADOR 1				DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 15



22	2	MANIJA A	ACERO EX17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN U.N.A.M.				
ESCALA: 1: 20	ACOTACION: mm	. 16 - X - 90		DIBUJÓ Y DISEÑÓ:
		MANIJA A		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 16



23	1	MANIVELA A	ACERO EX 17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U. N. A. M.				
ESCALA: 1:75		ACOTACION: mm	16 - X - 95	DIBUJÓ Y DISEÑO:
 MANIVELA A				DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 17

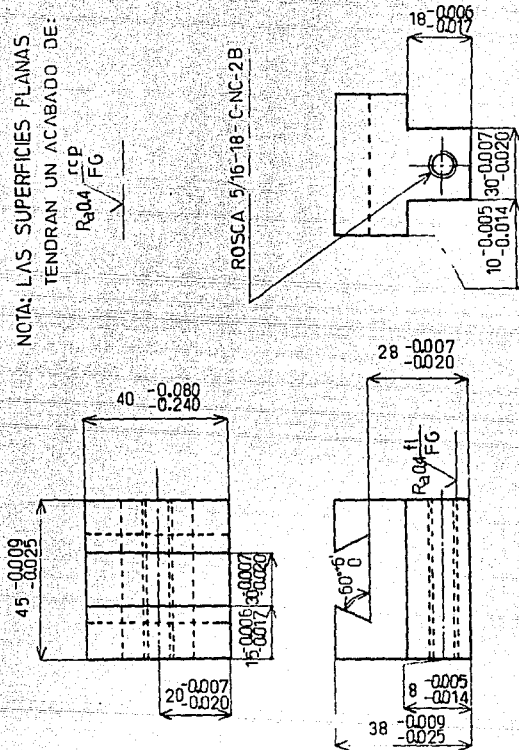


24	1	PORTAHERRATA	ACERO EX 17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN				U. N. A. M.
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	15 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
				DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LÁMINA: 18

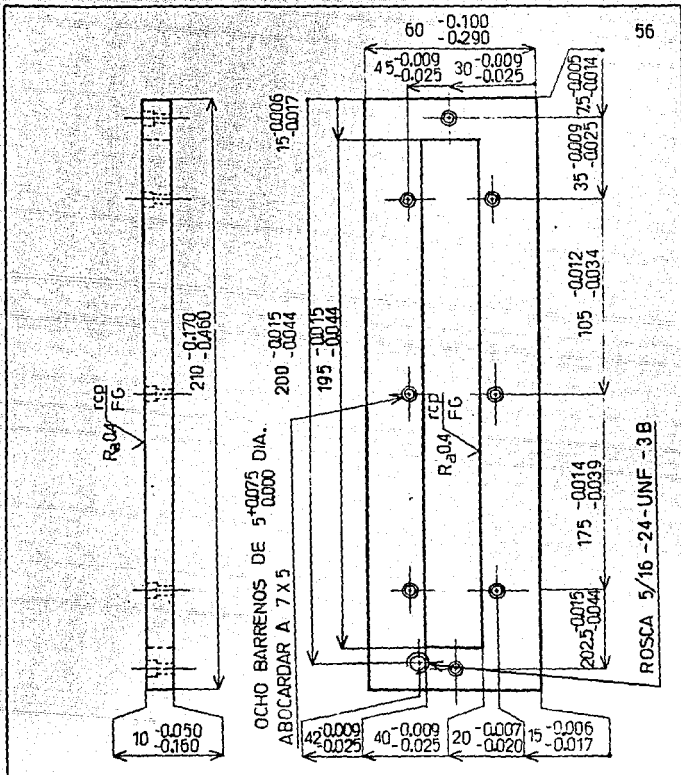
NOTA: LAS SUPERFICIES PLANAS
TENDRAN UN ACABADO DE:



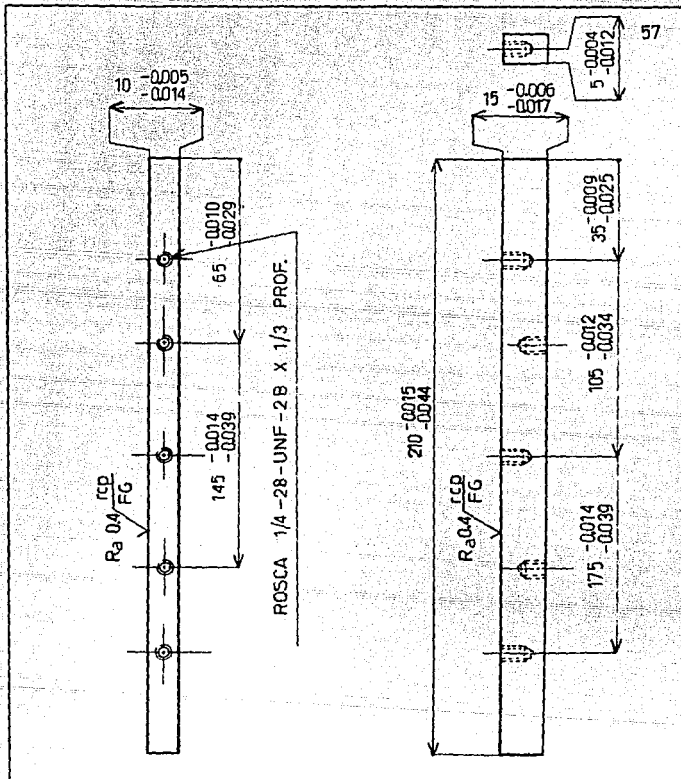
ROSCA 5/16-18 C-NC-2B

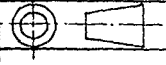


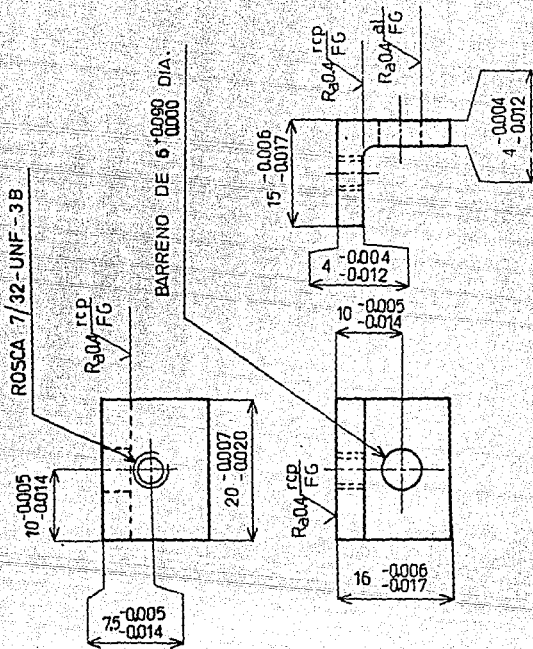
25	1	CORREDERA	ACERO Ex17	MAQUINAR		
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION:	MATERIAL	OBSERVACIONES		
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.						
ESCALA: 1:1	ACOTACION: m.m.	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:			
		CORREDERA				
					DE LEÓN	
					JIMÉNEZ ELIGIO	
		LAMINA: 19				



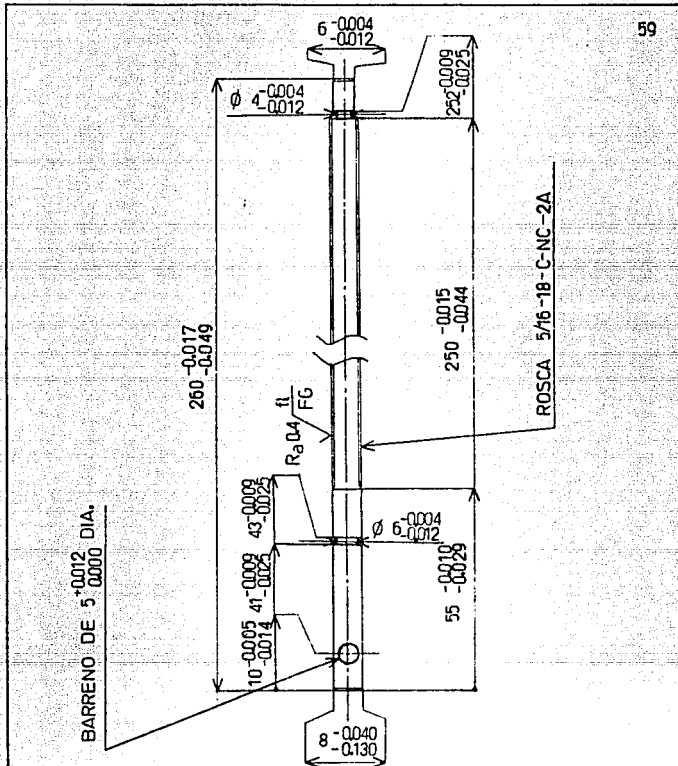
26	1	GUIA 1	ACERO EX17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.				
ESCALA: 1: 125	ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:	
		GUIA 1	DE LEÓN	
			JIMÉNEZ ELIGIO	
			LAMINA: 20	

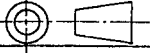


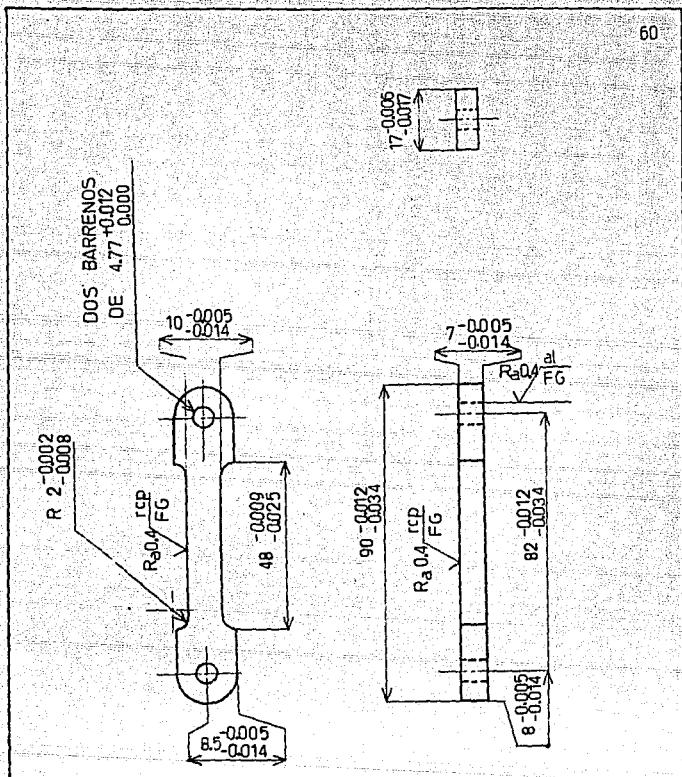
27	2	TRAVESAÑO	ACERO ASTM-A514	MAQUINAR
N°	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN				U.N.A.M.
ESCALA: 1:125		ACOTACION: mm	15 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
				DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 21



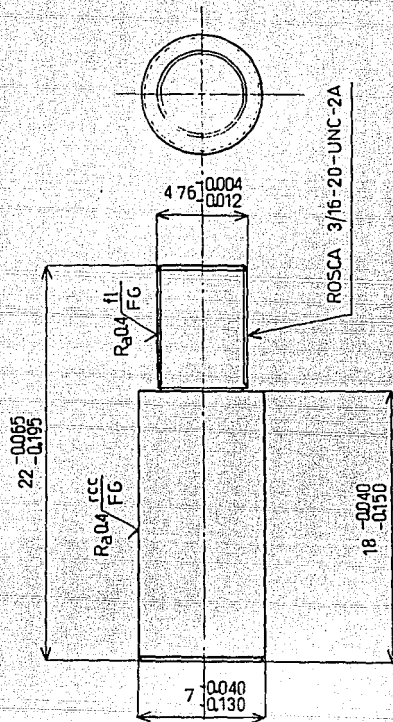
28	1	POSICIONADOR 2	ACERO EX 17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.				
ESCALA: 1:5	ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:	
		POSICIONADOR		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 22



29	1	HUSILLO 2	ACERO ASTM-A242	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.				
ESCALA: 1:1	ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJÓ Y DISEÑÓ:	
			DE LEÓN	
			JIMÉNEZ ELIGIO	
			LAMINA: 23	

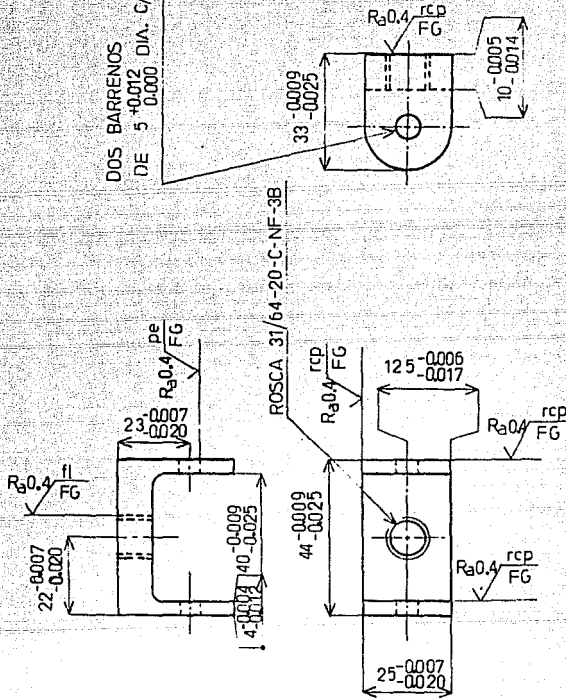


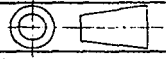
30	4	BRAZO B	ACERO Ex17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN U.N.A.M.				
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJÓ Y DISEÑÓ:
		BRAZO B		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 24

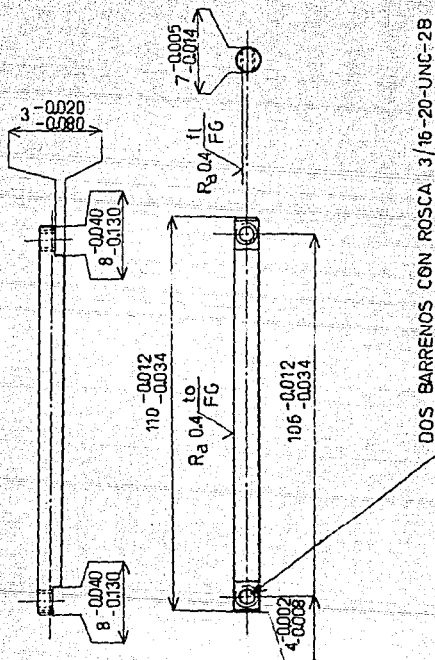


31	2	MANIJA B	ACERO EX17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U. N. A. M.				
ESCALA: 1:2		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJÓ Y DISEÑÓ:
		MANIJA B		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 25

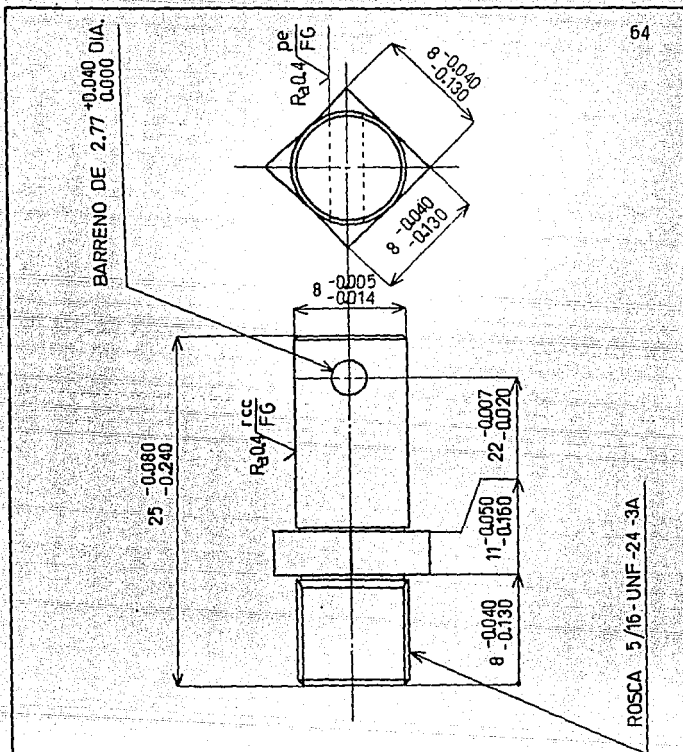
DOS BARRENOS
DE 5 $^{+0.012}$ DIA. C/U



32	1	UNION B	ACERO Ex 17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.				
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
				DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LÁMINA: 26

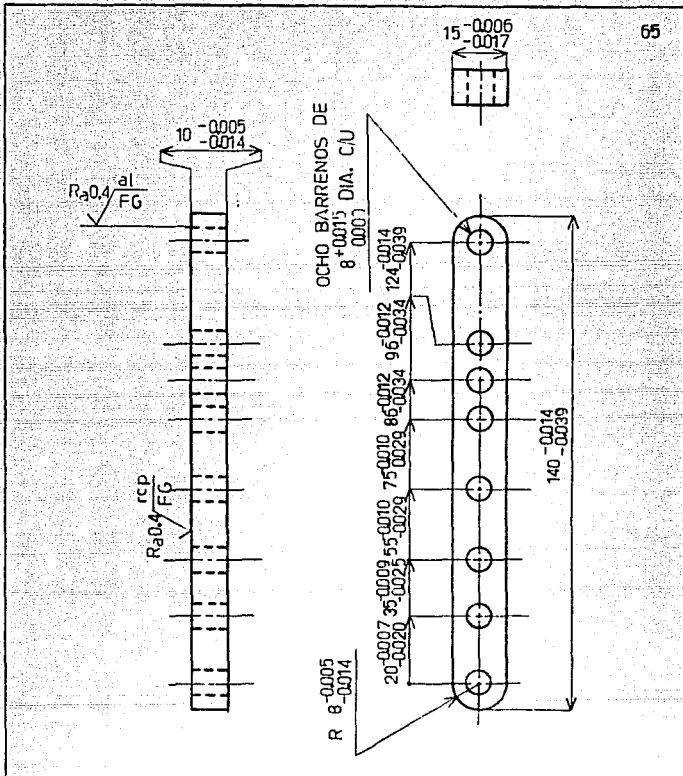


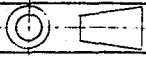
33	1	MANIVELA B	ACERO EX 17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN				U.N.A.M.
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO
		MANIVELA B		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LÁMINA: 27

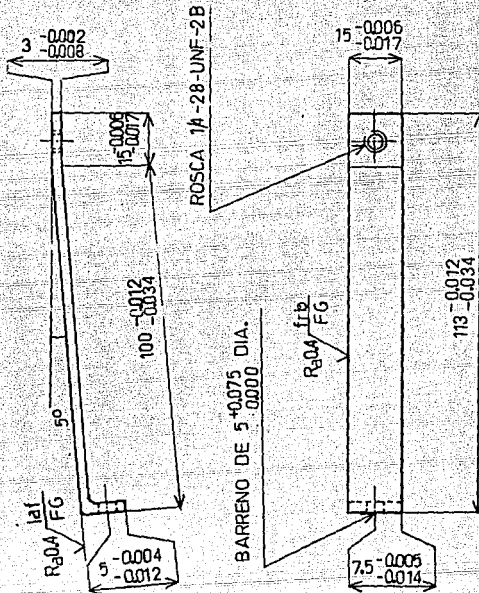


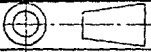
64

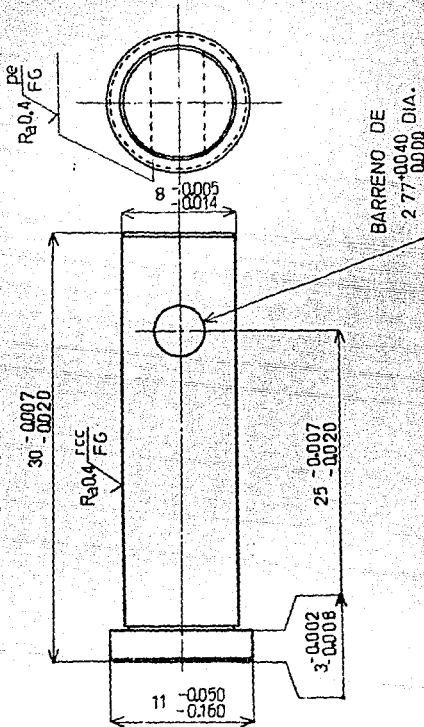
34	1	PASADOR C	ACERO ASTM-A514	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN		U. N. A. M.		
ESCALA: 1: 25		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJÓ Y DISEÑÓ:
		PASADOR C		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
		LAMINA: 28		



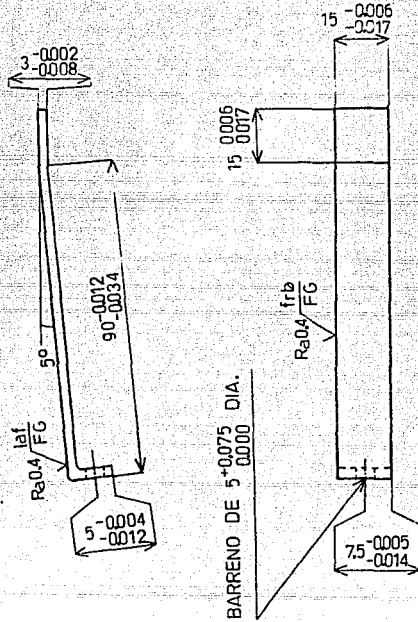
36	3	BARRA 1	ACERO ASTM-A514	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN				U. N. A. M.
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJÓ Y DISEÑO:
			BARRA 1	DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 29



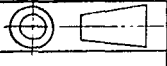
37	1	APOYO A	ACERO EX17	TROQUELAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN				U.N.A.M.
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	15 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO
				DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 30

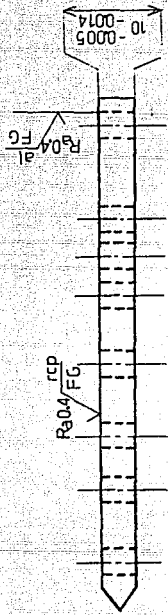


39	1	PASADOR D	ACERO ASTM-A514	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.				
ESCALA: 1:25		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
		PASADOR D		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELÍGIO
				LAMINA: 31

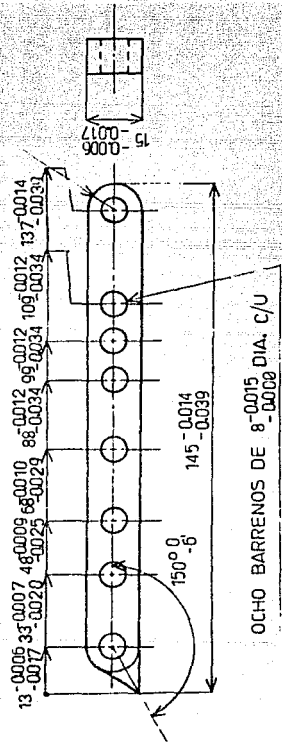


BARRENO DE 5⁺0.075 DIA.

40 Nº	1 CANTIDAD	APOYO B DESIGNACION	ACERO EX 17 MATERIAL	MAQUINAR OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN U.N.A.M.				
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
 <p style="text-align: center;">APOYO B</p>				DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 32

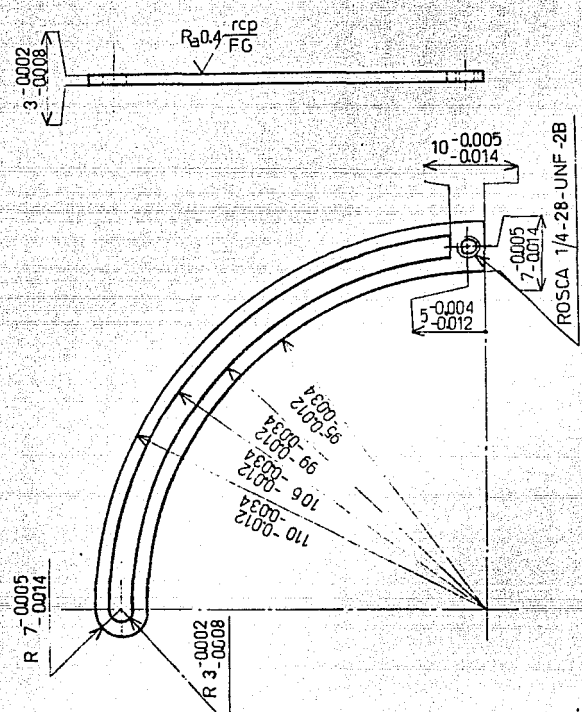


R 8_0.005
0.014

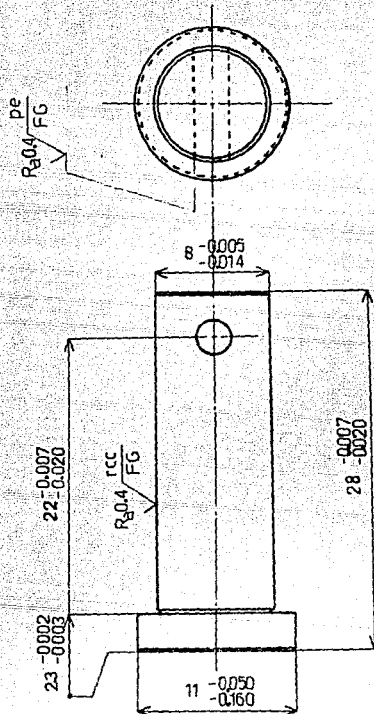


OCHO BARENOS DE 8_0.015 DIA. C/U

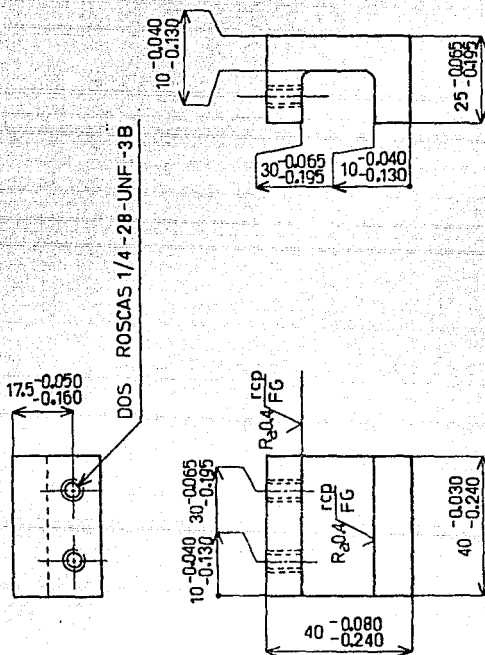
41	1	BARRA 2	ACERO ASTM-A514	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.				
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
		BARRA 2		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 33



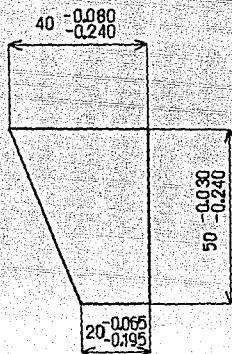
42	1	GUIA 2	ACERO EX17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN				U.N.A.M.
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DISEÑO Y DIBUJÓ:
		GUIA 2		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LA MINA: 34



43	2	PASADOR E	ACERO ASTM-A514	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN				U. N. A. M.
ESCALA: 1:2		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
		PASADOR E		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 35



47	1	ABRAZADERA	ACERO EX17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN				U. N. A. M.
ESCALA: 1 : 1		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
		ABRAZADERA		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LÁMINA: 36



48	1	LEVA	ACERO EX17	MAQUINAR
Nº	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN U.N.A.M.				
ESCALA: 1:1		ACOTACION: mm	16 - X - 90	DIBUJO Y DISEÑO:
		LEVA (DIMENSIONES GRALES.)		DE LEÓN
				JIMÉNEZ ELIGIO
				LAMINA: 37

4

M E M O R I A

D E

C A L C U L O

Para iniciar el desarrollo de la memoria de cálculo, se determinará la fuerza que actúa sobre el filo de la herramienta de corte. Esto se hará tomando en consideración condiciones extremas de operación, las cuales son: profundidad de corte muy grande, un avance de la herramienta muy grande, una velocidad de corte también muy elevada y el valor de una constante K (este valor depende del material a maquinarse) será el máximo.

Estos datos se encuentran tabulados, los cuales fueron obtenidos en forma experimental, por lo tanto, son muy aproximados a la realización real del maquinado de cualquier pieza con cualquier material. En las tablas 1, 2 y 3 del apéndice se han tabulado los valores óptimos para la constante K , velocidad de corte, profundidad de corte y avance, para cualquier tipo de material metálico usado en ingeniería.

La potencia en el filo de la herramienta para el torno se expre-

sa con la siguiente ecuación:

$$P = K d f C_s \quad \dots \dots (1)$$

donde: P = Potencia, sus unidades son lbf.pie/seg.

k = Constante que agrupa las características intrínsecas del material y la energía necesaria para maquinarlo.

d = Profundidad de corte, sus unidades son pulg.

f = Avance de la herramienta, sus unidades son pulg/rev.

Cs = Velocidad de corte, sus unidades son pie/min.

Pero la potencia en el filo de la herramienta está relacionada con la fuerza ejercida sobre la herramienta por el material y la velocidad de corte, por lo tanto:

$$P = F C_s / 33000 \quad \dots \dots (2)$$

donde: F = Fuerza ejercida sobre la herramienta, sus unidades son lbf.

Para aplicar la ecuación (1) y conocer la potencia, es necesario conocer el valor de K, d, f y Cs, para esto se consultan las tablas 1, 2 y 3 del apéndice, de las cuales tenemos los siguientes valores:

$$K = 4$$

$$C_s = 1200 \text{ pie/min}$$

$$d = 0.25 \text{ pulg}$$

$$f = 0.030 \text{ pulg/rev}$$

Se han elegido los valores anteriores porque con ellos la herramienta trabajará con la máxima fuerza posible y como consecuencia también el dispositivo.

Aplicando la ecuación (1) tenemos:

$$P = K d f C_s$$

$$P = 4(0.25 \text{ pulg})(0.030 \text{ pulg/rev})(1200 \text{ pie/min})$$

$$P = 36 \text{ lbf.pie/seg}$$

Entonces, la máxima potencia que puede actuar sobre el filo de la herramienta de corte es de 36 lbf.pie/seg (HP). Conociendo este dato, de la ecuación (2) se despeja F y se sustituyen los datos correspondientes tenemos:

$$P = F C_s / 33000$$

$$F = 33000 P / 1200 = 990 \text{ lbf}$$

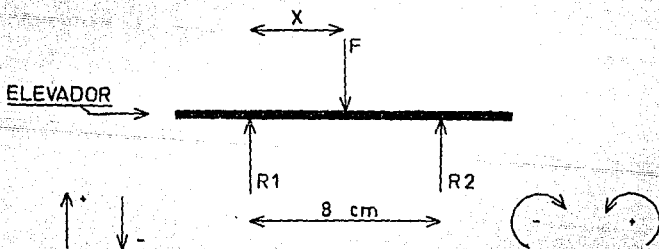
$$F = 990 \text{ lbf}$$

La fuerza máxima que actúa sobre la herramienta es de 990 lbf.

Hechos los cálculos anteriores, procedamos a calcular las fuerzas

de reacción que actúan en los soportes del elevador. Para realizar lo anterior se aplican dos condiciones de Estática, las cuales aseguran que el dispositivo ó cualquier otro objeto al cual se le apliquen, permanecerá estático, es decir, sin movimiento. La primera condición dice la suma vectorial de las fuerzas que actúan sobre un punto u objeto es igual a cero; y la segunda condición dice que la suma vectorial de los efectos de giro (momentos de torsión) producidos por las fuerzas que actúan sobre un punto u objeto es igual a cero.

Expuesto lo anterior, pasemos al análisis de las fuerzas que se ejercen en los soportes de la mesa, hay que representar la situación por medio del diagrama de cuerpo libre (D. C. L.).



La distancia donde se aplica la fuerza F está indicada con la incógnita X . La posición de la corredera va a ser muy importante en el

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

cálculo de los valores de R1 y R2, debido a que en cierta posición R1 y R2 tendrán los valores máximos de reacción.

Aplicando la primera condición del equilibrio:

$$\sum_{n=1}^8 F_n = 0$$

$$R1 + R2 - F = 0$$

pero: F = 990 lbf, entonces,

$$R1 + R2 - F = 0 \quad \dots \dots \dots (3)$$

Aplicando la segunda condición del equilibrio:

$$\sum_{n=1}^8 M_n = 0$$

Tomando momentos de torsión con respecto a R1 tenemos:

$$8R2 - 990F = 0 \quad \dots \dots \dots (4)$$

Se asignaran valores a X para las condiciones extremas, esto es para que los valores de R1 y R2 sean máximos.

Primero veamos qué sucede cuando la fuerza F se aplica en medio de los apoyos R1 y R2, es decir, cuando X = 4 cm:

Sustituyendo X = 4 en la ecuación (4) y despejando R2 se tiene

lo siguiente:

$$(8 \text{ cm}) R_2 - 990 \text{ lbf}(4 \text{ cm}) = 0$$

$$R_2 = 990 \text{ lbf}(4 \text{ cm})/8 \text{ cm} = 495 \text{ lbf}$$

$$\underline{R_2 = 495 \text{ lbf}}$$

Sustituyendo el valor de R_2 en la ecuación (3) y despejando a R_1

tenemos que:

$$R_1 + 495 \text{ lbf} - 990 \text{ lbf} = 0$$

$$R_1 - 495 \text{ lbf} = 0$$

$$\underline{R_1 = 495 \text{ lbf}}$$

Sustituyendo el valor de R_2 en la ecuación (3) y despejando a R_1

tenemos lo siguiente:

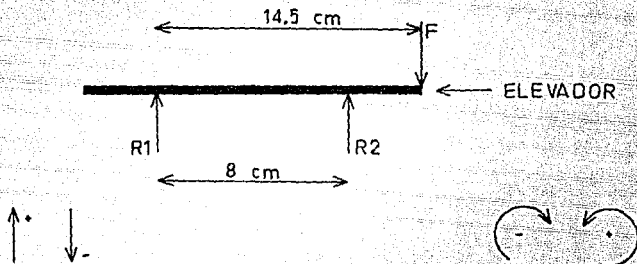
$$R_1 + 495 \text{ lbf} - 990 \text{ lbf} = 0$$

$$R_1 - 495 \text{ lbf} = 0$$

$$\underline{R_1 = 495 \text{ lbf}}$$

Como vemos, las fuerzas de reacción son iguales en R_1 y R_2 , esto

se debe a que F está en el centro de los apoyos. Pero ahora hagamos el análisis cuando F se encuentra en un extremo, como lo muestra el diagrama de cuerpo libre siguiente:



El procedimiento es igual al anterior, sustituyendo a x por 14,5

cm en la ecuación (4)

$$(8 \text{ cm})R2 - 990 \text{ lbf}(14,5 \text{ cm}) = 0$$

$$R2 = 990 \text{ lbf}(14,5 \text{ cm})/8 \text{ cm} = 1794 \text{ lbf}$$

$$\underline{R2 = 1794 \text{ lbf}}$$

$$R1 + R2 - 990 \text{ lbf} = 0$$

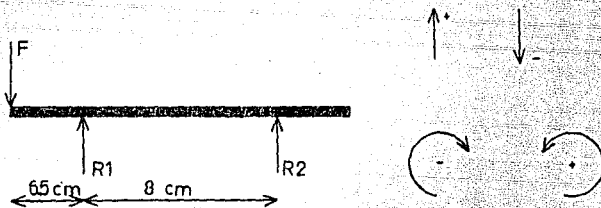
$$R1 + 1794 \text{ lbf} - 990 \text{ lbf} = 0$$

$$R1 + 804 \text{ lbf} = 0$$

$$\underline{R1 = -804 \text{ lbf}}$$

Ahora, en este cálculo vemos que el valor de R_2 es demasiado grande en relación al anterior y el valor de R_1 es un poco más grande, al anterior pero con signo negativo, este signo indica que está jalando hacia abajo al elevador en vez de empujarlo hacia arriba como lo indica el diagrama de cuerpo libre anterior.

Hagamos el análisis para cuando F se aplica en el otro extremo del elevador como lo indica el siguiente diagrama de cuerpo libre:



Aplicando la primera condición del equilibrio:

$$R_1 + R_2 - F = 0$$

sustituyendo el valor de F :

$$R_1 + R_2 - 990 \text{ lb} = 0 \quad \dots \dots (5)$$

Aplicando la segunda condición del equilibrio con respecto a R_1 :

$$(8 \text{ cm})R2 + 990 \text{ lbf}(6.5 \text{ cm}) = 0$$

$$(8 \text{ cm})R2 + 6435 \text{ lbf.cm} = 0$$

$$R2 = - 6435 \text{ lbf.cm}/8 \text{ cm} = - 804 \text{ lbf}$$

$$\underline{R2 = - 804 \text{ lbf}}$$

Sustituyendo el valor de R2 en la ecuación (5) tenemos:

$$R1 - 804 \text{ lbf} - 990 \text{ lbf} = 0$$

$$R1 - 1794 \text{ lbf} = 0$$

$$\underline{R1 = 1794 \text{ lbf}}$$

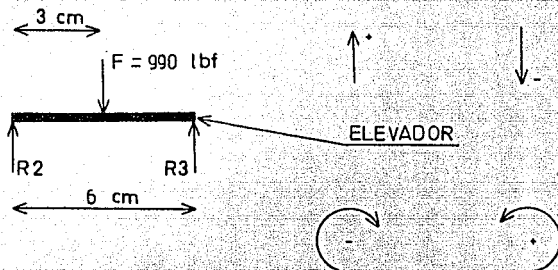
Los resultados de este análisis indican que los valores de las fuerzas de reacción son los mismos que en el análisis anterior, la diferencia que existe es que los valores están cambiados. La máxima fuerza que deben soportar los apoyos del elevador será de 1794 lbf.

Realicemos el análisis de las fuerzas pero a lo ancho del elevador. El diagrama de cuerpo libre siguiente muestra la situación:

Aplicando la primera condición del equilibrio tenemos:

$$R2 + R3 - 990 \text{ lbf} = 0 \quad \dots \quad (6)$$

Aplicando la segunda condición del equilibrio y tomando momentos



de torsión con respecto a R_2 se tiene que:

$$(6 \text{ cm})R_3 - 3 \text{ cm}(990 \text{ lbf}) = 0$$

$$(6 \text{ cm})R_3 - 2790 \text{ lbf.cm} = 0$$

$$R_3 = 2790 \text{ lbf.cm}/6 \text{ cm}$$

$$\underline{R_3 = 495 \text{ lbf}}$$

Sustituyendo el valor de R_3 y despejando R_2 en la ecuación (6),

tenemos que:

$$R_2 + 495 \text{ lbf} - 990 \text{ lbf} = 0$$

$$R_2 - 495 \text{ lbf} = 0$$

$$\underline{R_2 = 495 \text{ lbf}}$$

De acuerdo a los resultados obtenidos de todos los cálculos ante

riores, el valor máximo de la fuerza de reacción de los apoyos, es de 1794 lbf. Este valor se va a utilizar para determinar las dimensiones de las piezas que forman el dispositivo.

Antes de continuar con otros análisis, hay que definir el sistema de unidades con el cual se dimensionará el diseño del dispositivo. El sistema a emplear será el Sistema Internacional de Unidades (SI).

Hecha la aclaración anterior, hay que transformar las unidades de la fuerza F que son libras-fuerza (lbf) a newtons (N), para hacer esto, aplicamos el siguiente factor de conversión de unidades:

$$1 \text{ lbf} = 4.4482 \text{ N}$$

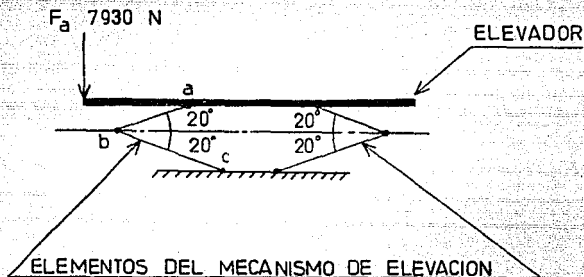
Entonces, el valor de la fuerza en los apoyos F_a es:

$$F_a = 1794 \text{ lbf}(4.4482 \text{ N})/1 \text{ lbf} = 7980 \text{ N}$$

$$\underline{F_a = 7980 \text{ N}}$$

A continuación se determinarán las fuerzas aplicadas en los elementos del mecanismo de elevación (este análisis se cumple para cada uno de los elementos del mecanismo, debido a que es simétrico).

El diagrama de cuerpo libre del mecanismo de elevación se muestra a continuación, se analizará en la posición crítica:

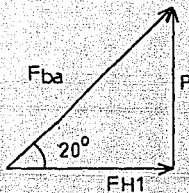


La fuerza F_a de 7980 N, calculada anteriormente, estará dividida entre dos, debido a que estará soportada por dos apoyos del mecanismo de elevación cuando la fuerza de 7980 N se encuentra en un extremo del elevador, entonces:

$$P = F_a / 2 = 7980 \text{ N} / 2 = 3990 \text{ N}$$

$$P = 3990 \text{ N}$$

Con el valor de la fuerza P se analizarán las fuerzas aplicadas en los elementos del mecanismo de elevación.

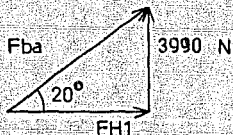


donde: F_{ba} = Fuerza de reacción del brazo ab, sus unidades son los newtons (N).

F_{H1} = Fuerza de reacción del husillo 1, sus unidades son los newtons (N).

P = Fuerza que soportará a la fuerza P_a , sus unidades son los newtons (N).

El ángulo mínimo de inclinación del elemento ab es de 20 grados. Aplicando los procedimientos y ecuaciones matemáticas adecuados tenemos:



Cálculo de la fuerza F_{ba} :

$$\text{Sen } 20^\circ = 3990 \text{ N}/F_{ba}$$

$$F_{ba} = 3990 \text{ N}/0.3420 = 11666 \text{ N}$$

$$\underline{F_{ba} = 11666 \text{ N}}$$

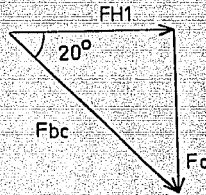
Cálculo de la fuerza F_{H1} :

$$\tan 20^\circ = 3990 \text{ N}/\text{FH1}$$

$$\text{FH1} = 3990 \text{ N}/0.3639 = 10962 \text{ N}$$

$$\underline{\text{FH1} = 10962 \text{ N}}$$

Cálculo de las fuerzas en el otro elemento del mecanismo:

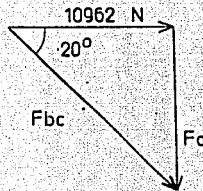


donde: F_{bc} = Fuerza de reacción del elemento bc, sus unidades son los newtons (N).

FH1 = Fuerza de reacción del husillo 1, sus unidades son los newtons (N).

F_c = Fuerza perpendicular a la fuerza FH1 , sus unidades son los newtons (N).

El ángulo de inclinación del elemento bc es de 20 grados, entonces:



Cálculo de la fuerza Fbc:

$$\cos 20^{\circ} = 10962 \text{ N}/Fbc$$

$$Fbc = 10962 \text{ N}/0.9396 = 11666 \text{ N}$$

$$\underline{Fbc = 11666 \text{ N}}$$

Cálculo de la fuerza Fc:

$$\tan 20^{\circ} = Fc/10962 \text{ N}$$

$$Fc = 10962 \text{ N}(0.3639)$$

$$\underline{Fc = 3990 \text{ N}}$$

Con los valores obtenidos, determinamos el área de la sección transversal del elemento donde va a actuar cada fuerza; para poderlo realizar, hay que seleccionar un material que tenga las características mecánicas adecuadas. Del catálogo de Aceros Fortuna S.A. de C.V., el acero con identificación EX17, equivalente con el acero 4320 en la norma AISI, cumple con las características mecánicas principales, debido a que tiene un alto límite de fluencia ó de cedencia, el cual es de 421 MPa, cuando el material se encuentra recocido (810 grados celcius) y 460 MPa cuando se ha normalizado (893 grados celcius). Es un acero para cementación al cromo-níquel-molibdeno de alta templabilidad, se com

pone de 0.2% de carbono, 0.5% de cromo, 1.8% de níquel y de un 0.25% de molibdeno. Tiene las siguientes características mecánicas cuando se encuentra recocido a 810 grados celcius (estado en el cual lo vende el fabricante):

Resistencia a la tensión	$\sigma = 577 \text{ MPa}$
Límite de fluencia	$S_u = 421 \text{ MPa}$
Alargamiento en %	$E = 29$
Reducción de área en %	$E_a = 58.4$
Dureza en HBN (Brinell)	$DBHN = 163$
Maquinabilidad promedio:	
Velocidad de corte	$C_s = 24 \text{ mts/min}$

Las propiedades de este mismo acero pero normalizado a 893 grados celcius son las siguientes:

Resistencia a la tensión	$\sigma = 783 \text{ MPa}$
Límite de fluencia	$S_u = 460 \text{ MPa}$
Alargamiento en %	$E = 20.8$
Reducción de área en %	$E_a = 50.7$
Dureza en HBN (Brinell)	$DBHN = 235$

Procederemos con estos datos a determinar el esfuerzo límite de trabajo, para obtenerlo se aplicará la siguiente ecuación:

$$S = S_u / F_s \quad \dots \dots (7)$$

donde: S = Esfuerzo límite de trabajo, sus unidades son los pascales (Pa).

Su = Resistencia límite de cedencia, sus unidades son los pascales (Pa).

Fs = Factor de seguridad.

Nuestro objetivo es calcular el esfuerzo límite de trabajo, para lo cual hay que seleccionar el factor de seguridad. El factor de seguridad que se utilizará será de 1.40.

Aplicando la ecuación (7), tenemos:

$$S = 421000000 \text{ Pa} / 1.40 = 300714286 \text{ Pa}$$

$$\underline{S = 300714286 \text{ Pa}}$$

Cálculo del área de la sección transversal del elemento ab del

$$S = Pba / A_{ba} \quad \dots \dots (8)$$

donde: S = Esfuerzo límite de trabajo, sus unidades son los pascales (Pa).

Fba = Fuerza de reacción del elemento ab, sus unidades son los newtons (N).

Aba = Área de la sección transversal del elemento ab, sus unidades son los metros cuadrados (mts²).

Sustituyendo datos y despejando Aba de la ecuación (8) tenemos:

$$300714286 \text{ Pa} = 11666 \text{ N} / A_{ba}$$

$$Aba = 11666 \text{ N.mts}^2/300714286 \text{ N}$$

$$Aba = 0.000038794 \text{ mts}^2$$

El área de la sección transversal del elemento ab, será la misma que para el elemento bc y de los demás elementos que forman parte del mecanismo de elevación, debido a que en estos se aplica la misma fuerza de 11666 N que se ejerce en ab. Lo anterior se debe a que como el mecanismo de elevación es simétrico, la fuerza P ejercida sobre el fi-lo de la herramienta estará distribuida en forma uniforme en los sopor-tes del elevador, y estos a su vez con los elementos del mecanismo de elevación, por lo tanto, al obtener el área de la sección transversal de algún elemento, automáticamente se obtiene el área transversal de los demás elementos. Entonces:

$$Abc = Aba = 0.000038794 \text{ mts}^2$$

La forma de la sección transversal es circular, de diámetro:

$$Dbc = Dba = (4Aba/3.1416)^{1/2}$$

donde: Dba = Diámetro de la sección transversal de los elementos, sus unidades son los metros (mts).

Aba = Area de la sección transversal de los elementos, sus uni-dades son los metros cuadrados (mts²).

Sustituyendo datos en la ecuación anterior tenemos:

$$D_{ba} = (4(0.000038794 \text{ mts}^2)/3.1416)^{1/2}$$

$$D_{ba} = (0.00702809 \text{ mts})(1000 \text{ mm})/1 \text{ mts}$$

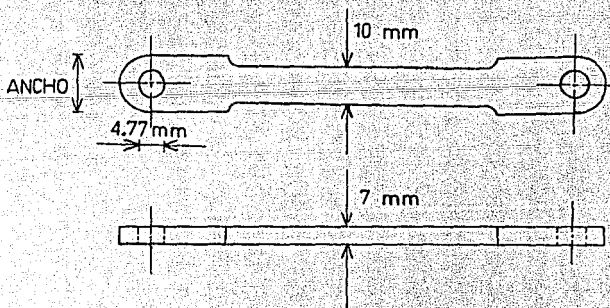
$$\underline{D_{ba} = D_{bc} = 7.028 \text{ mm}}$$

Para tener un mayor margen de confiabilidad:

$$\underline{D_{ba} = 10 \text{ mm}}$$

Las dimensiones de los demás elementos que forman parte del mecanismo de elevación son las mismas de ab, por las razones expuestas.

Las barras del mecanismo de elevación tienen la siguiente forma:



Necesitamos conocer el valor del ancho del extremo de la barra para que esta no falle. De la gráfica 1 del apéndice seleccionamos un va-

lor para el factor de concentración de esfuerzos y poder aplicar la siguiente ecuación:

$$S_{med} = S_{max}/K_t \quad \dots \dots \dots (9)$$

donde: S_{max} = Es el esfuerzo admisible máximo del material, sus unidades son los pascales (Pa).

S_{med} = Es el esfuerzo medio ó promedio, sus unidades son los pascales (Pa).

K_t = Factor de concentración de esfuerzos.

Suponiendo que se tiene un barreno en el extremo, se obtiene de la gráfica antes mencionada un factor de:

$$K_t = 2.2$$

Aplicando la ecuación (9) tenemos:

$$S_{med} = S_{ab} = S_{max}/K_t$$

donde: S_{ab} = Esfuerzo promedio en la sección transversal de las barras del mecanismo de elevación, sus unidades son los pascales (Pa).

$$S_{med} = S_{ab} = 300714286 \text{ Pa}/2.2$$

$$\underline{S_{med} = 136688312 \text{ Pa}}$$

Como: $S_{ab} = F_{ab}/A_{neta} = F_{ab}/(\text{Ancho} - \text{Diámetro del barreno}) (\text{Espesor})$

$$S_{ab} = 11666 \text{ N}/(\text{Ancho} - 0.00477) (0.007) \text{ mts}^2$$

$$136688312 \text{ N}/\text{mts}^2 = 11666 \text{ N}/(\text{Ancho} - 0.00477) (0.007) \text{ mts}$$

$$(\text{Ancho} - 0.00477) \text{ mts} = 11666 \text{ N} \cdot \text{mts}^2 / (136688312 \text{ N}) (0.007) \text{ mts}$$

$$(\text{Ancho} - 0.00477) \text{ mts} = 0.012192494 \text{ mts}$$

$$\text{Ancho} = 0.012192494 \text{ mts} + 0.00477 \text{ mts} = 0.016962 \text{ mts}$$

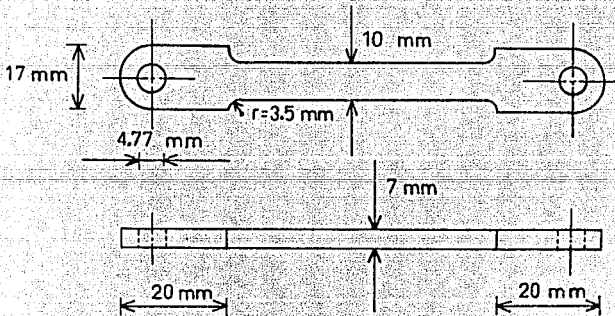
$$\underline{\text{Ancho} = 16.962 \text{ mm}}$$

Pero, redondeando el valor del ancho a 17 mm, entonces los elementos del mecanismo de elevación tendrán en los extremos una sección rectangular con las siguientes dimensiones:

$$\underline{\text{Ancho} = 17 \text{ mm}}$$

$$\underline{\text{Espesor} = 7 \text{ mm}}$$

$$\underline{\text{Diámetro del barreno} = 4.77 \text{ mm}}$$



Comprobemos que el cambio de sección del elemento, no propiciará falla en la sección de menor área.

Primero calculamos la siguiente razón:

$$r/d = 3.5 \text{ mm}/10 \text{ mm} = 0.35$$

De la gráfica 1 del apéndice, se tiene un factor de concentración de esfuerzos de:

$$K_t = 1.5$$

El esfuerzo que soporta un elemento del mecanismo es:

$$S_{ab} = F_{ab}/A_{ab} = 11666 \text{ N}/(3.1416(0.01^2)/4 \text{ mts}^2)$$

$$S_{ab} = 148536125 \text{ Pa}$$

El esfuerzo admisible por el material es:

$$S = 300714286 \text{ Pa}$$

Pero S no debe exceder del valor de S_{max} , por lo tanto, se sustituye el valor de S por S_{max} en la siguiente ecuación:

$$S_{med} = S_{max}/K_t = 300714286 \text{ Pa}/1.5$$

$$S_{med} = 200476191 \text{ Pa}$$

Cálculo de la fuerza máxima que soportará:

$$S_{med} = F/A_{ab}$$

$$P = S_{med} A_{ab} = 200476191 \text{ N}/\text{mts}^2 (3.1416(0.01^2)/4) \text{ mts}^2$$

$$P = 15745 \text{ N}$$

Como el valor de P es mayor que el valor de F_{ba} , el elemento del mecanismo de elevación si soportará la fuerza de 11666 N.

Las barras del mecanismo de elevación se deberán unir por pasadores de horquilla, los cuales tienen las siguientes dimensiones:

$$A = 0.188 \text{ pulg} = 4.77 \text{ mm}$$

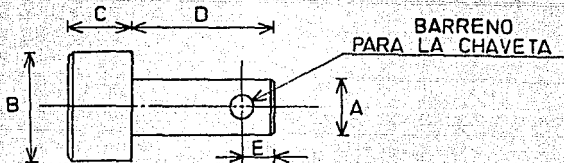
$$B = 5/16 \text{ pulg} = 7.94 \text{ mm}$$

$$C = 1/16 \text{ pulg} = 1.59 \text{ mm}$$

$$D = 45/64 \text{ pulg} = 17.86 \text{ mm}$$

$$E = 7/64 \text{ pulg} = 2.77 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro del barreno} = 5/64 \text{ pulg} = 1.98 \text{ mm}$$

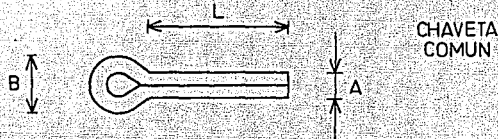


En la tabla 5 del apéndice, se encuentran normalizadas las dimensiones para este tipo de pasadores. De la tabla 6 del mismo apéndice, donde se encuentran las dimensiones de las chavetas de dos patas, he seleccionado una chaveta común con las siguientes dimensiones:

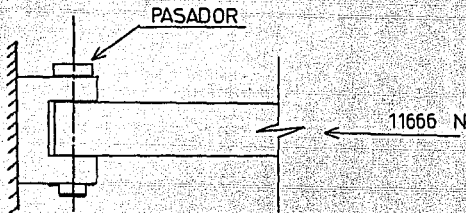
$$A = 0.062 \text{ pulg} = 1.5748 \text{ mm}$$

$$B = 1/8 \text{ pulg} = 3.1750 \text{ mm}$$

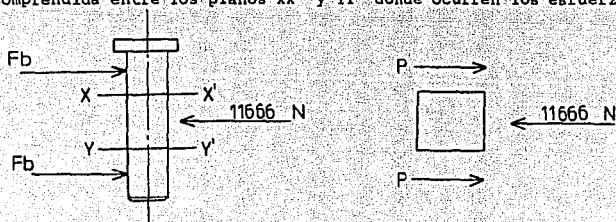
$$L = 5/16 \text{ pulg} = 7.94 \text{ mm}$$



Determinemos el material con el cual se deberán fabricar los pasadores. Se debe determinar el esfuerzo cortante en la unión. Primero se muestran claramente las fuerzas ejercidas por los diferentes elementos que conecta el pasador.



Notamos que el pasador está trabajando a doble cortante. Dibujando los diagramas de cuerpo libre del pasador y de la porción del pasador comprendida entre los planos XX' and YY' donde ocurren los esfuerzos



cortantes, llegamos a la conclusión de que:

$$P = 11666 \text{ N/2}$$

$$P = 5833 \text{ N}$$

Entonces, el esfuerzo cortante promedio en el pasador es:

$$T_{\text{prom}} = P/A = 5833 \text{ N}/0.00001787 \text{ mts}^2$$

$$A = 3.1416 (0.00477^2)/4 = 0.00001787 \text{ mts}^2$$

$$T_{\text{prom}} = 326411414 \text{ Pa}$$

Los pasadores deberán ser fabricados con un acero de matrícula ASTM-A514, el cual tiene un esfuerzo permisible de corte de 380 MPa.

Como 380 MPa es mayor que T_{prom} , este material sí cumplirá con su función satisfactoriamente.

Calculemos el área de la sección transversal del husillo 1. También este husillo se deberá fabricar con el acero EX17 y con el mismo factor de seguridad, por lo tanto, el esfuerzo límite de trabajo será el mismo, entonces:

$$S = 2 \text{ FH1}/\text{AH1} \quad \dots \dots (10)$$

donde: AH1 = Área de la sección transversal del husillo 1, sus unidades son los metros cuadrados (mts^2).

FH1 = Fuerza de reacción del husillo 1, sus unidades son los newtons (N).

Despejando $AH1$ de la ecuación (10) y sustituyendo datos se tiene:

$$AH1 = 2 PH1/S = 2(10962) \text{ N.mts}^2/300714286 \text{ N}$$

$$\underline{AH1 = 0.000072906 \text{ mts}^2}$$

El diámetro del husillo 1 es de:

$$AH1 = 3.1416 DH1^2/4$$

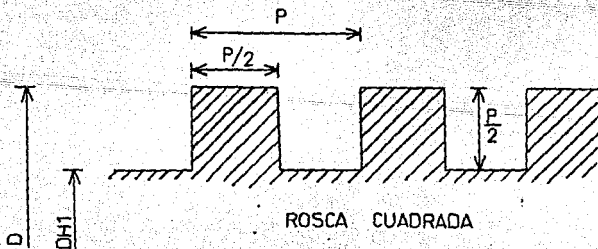
$$DH1 = (4 AH1/3.1416)^{1/2}$$

$$DH1 = (4(0.000072906 \text{ mts}^2)/3.1416)^{1/2}$$

$$DH1 = 0.009635 \text{ mts}$$

$$\underline{DH1 = 9.635 \text{ mm}}$$

El diámetro $DH1$, calculado anteriormente, es el diámetro menor ó de raíz de la rosca. El perfil de la rosca es el que se muestra a en la siguiente figura:



De la tabla 4, en la cual se encuentran normalizadas las roscas

exteriores, determinamos los hilos por pulgada del husillo 1. La rosca es de la serie fina (NF), debido a que el husillo 1 de rosca fina es más resistente a los esfuerzos de tracción, de torsión y es menos probable que se afloje debido a la vibración, entonces:

$$DH1 = (9.635 \text{ mm})1 \text{ pulg}/25.4 \text{ mm}$$

$$\underline{DH1 = 0.3793 \text{ pulg}}$$

Con el valor obtenido anteriormente entramos en la tabla 4, en la columna de diámetro de raíz, a lo calizar un valor cercano o igual en forma horizontal hacia la columna de hilos por pulgada, se localiza la columna de hilos por pulgada. El número de hilos por pulgada es de veinte para un diámetro de raíz de 0.4387 pulgadas.

$$\underline{Hph = 20 \text{ hilos por pulg}}$$

$$\text{Para: } DH1 = 0.4387 \text{ pulg.}$$

Cálculo del paso P:

$$P = 1/Hph = 1/20 = 0.05 \text{ pulg}$$

$$\underline{P = 0.05 \text{ pulg}}$$

Cálculo del diámetro de la rosca D:

$$D = DH1 + P = 0.4387 \text{ pulg} + 0.05 \text{ pulg}$$

D = 0.4887 pulg

Para terminar con el diseño del husillo 1, es necesario especificar, en forma normalizada, el tipo de rosca que deberá tener. De acuerdo a las normas norteamericanas, la especificación de la rosca es:

0.4887 - 20 - C - NF - 3A

31/64 - 20 - C - NF - 3A

El significado de la especificación anterior es:

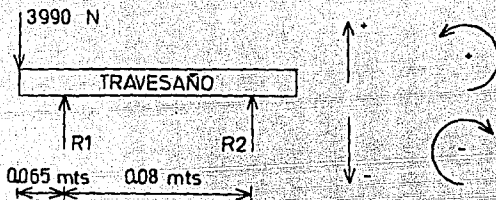
31/64	Diámetro mayor de la rosca
20	Número de hilos por pulgada
C	Forma de la rosca (cuadrada)
NF	Serie de la rosca (fina)
3A	Clase de ajuste (sin holgura)

El elevador estará compuesto por dos travesaños a lo largo de éste, los cuales estarán sujetos a flexión pura, por lo tanto, analizaremos, por medio de los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes, el comportamiento de los travesaños:

Primera condición del equilibrio:

$$R_1 + R_2 - 3990 N = 0$$

Segunda condición del equilibrio:



$$3990 \text{ N}(0.065 \text{ mts}) + (0.08 \text{ mts})R2 = 0$$

$$R2 = - 259.35 \text{ N.mts}/0.08 \text{ mts}$$

$$\underline{R2 = - 3242 \text{ N}}$$

Sustituyendo el valor de R2 en la ecuación anterior tenemos:

$$R1 - 3242 \text{ N} - 3990 \text{ N} = 0$$

$$\underline{R1 = 7232 \text{ N}}$$

Diagrama de fuerzas cortantes:

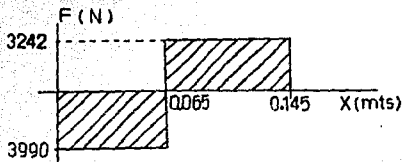
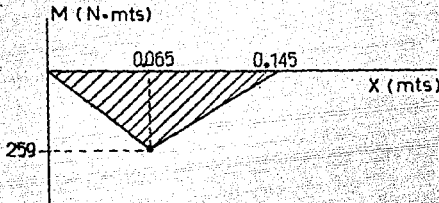


Diagrama de momentos flexionantes:



El máximo momento de flexión es de 259 N.mts y la fuerza máxima de corte de 3990 N. Los travesaños deberán ser construidos con acero ASTM-A514, el cual es aleación de fácil templabilidad. El esfuerzo de flexión permisible es de 600 MPa y el de corte es de 380 MPa. Ahora se calcularán las dimensiones de la sección transversal de los travesaños

Primero aplicamos la siguiente ecuación, de la cual se calculará el módulo de sección:

$$Z = M/S_t \quad \dots \dots (11)$$

dónde: M = Momento de flexión máximo, sus unidades son los newtons por metro (N.mts).

S_t = Esfuerzo de flexión permisible, sus unidades son los pascales (Pa).

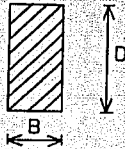
Z = Módulo de sección, sus unidades son los metros cúbicos (mts³).

Sustituyendo datos en la ecuación (11), tenemos:

$$Z = 259 \text{ N.MTS.MTS}^2/600000000 \text{ N}$$

$$Z = 0.000000432 \text{ MTS}^3$$

La sección transversal de los travesaños es la siguiente:



Pero también sabemos que para una sección transversal rectangular

el módulo de sección es:

$$Z = B D^2/6 \quad \dots \dots \dots (12)$$

donde: Z = Módulo de sección, sus unidades son los metros cúbicos (mts³).

B = Ancho de la sección, sus unidades son los metros (mts).

D = Largo de la sección, sus unidades son los metros (mts).

Para poder resolver la ecuación (12), necesitamos conocer el valor, ya sea de B ó D. Propongo que el ancho B sea de 10 mm.

$$\underline{B = 10 \text{ mm}}$$

Despejando D y sustituyendo datos en la ecuación (12) tenemos:

$$D = (6Z/B)^{1/2}$$

$$D = (6(0.000000432 \text{ mts}^3)/0.010 \text{ mts})^{1/2}$$

$$D = 0.01609 \text{ mts} (1000 \text{ mm})/1 \text{ mts} = 16.09 \text{ mm}$$

$$\underline{D = 16.09 \text{ mm}}$$

La sección transversal de los travesaños, deberá ser construida con las siguientes dimensiones:

$$B = 10 \text{ mm}$$

$$D = 16 \text{ mm}$$

Comprobemos que esta sección transversal no fallará al esfuerzo cortante:

Cálculo del esfuerzo de corte promedio:

$$T = F/A \quad \dots \quad (13)$$

donde: T = Esfuerzo de corte promedio, sus unidades son los pascales (Pa).

F = Fuerza máxima de corte, sus unidades son los newtons (N).

A = Area de la sección transversal del travesaño, sus unidades son los metros cuadrados (mts²).

Sustituyendo datos en la ecuación (13):

$$T = 3990 \text{ N} / (0.010) (0.016) \text{ mts}^2$$

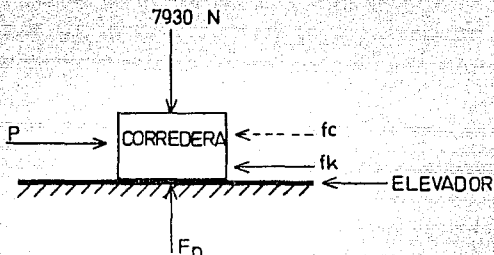
$$T = 24937500 \text{ Pa}$$

Como T es menor que 380 MPa, este material y esta sección transversal sí cumplirán satisfactoriamente con su función.

Aplicando los razonamientos de la teoría sobre fricción, se di-

señalará el mecanismo: cuatro barras.

Representación de la situación física por medio del diagrama de cuerpo libre:



donde: f_k = Fuerza de fricción cinética cuando la corredera está en movimiento, sus unidades son los newtons (N).

f_c = Fuerza de fricción estática máxima, sus unidades son los newtons (N).

F = Fuerza ejercida sobre la herramienta de corte, sus unidades son los newtons (N).

P = Fuerza necesaria para mover la corredera, sus unidades son los newtons (N).

F_n = Fuerza normal ejercida por la superficie del elevador sobre la corredera, sus unidades son los newtons (N).

De la tabla 7 del apéndice se obtienen los coeficientes de fricción U_s y U_k , para cuando están en contacto dos aceros:

$$U_s = 0.75$$

$$U_k = 0.57$$

donde: U_s = Coeficiente de fricción estática.

U_k = Coeficiente de fricción cinética.

Las fuerzas de fricción f_c y f_k , estática y cinética, respectivamente, son directamente proporcionales a la fuerza normal, lo anterior se expresa por medio de las siguientes ecuaciones:

$$f_c = U_s F_n \quad \dots \dots \dots (14)$$

$$f_k = U_k F_n \quad \dots \dots \dots (15)$$

Sustituyendo datos en la ecuación (14):

$$f_c = 0.75 (7980 \text{ N}) = 5985 \text{ N}$$

$$\underline{f_c = 5985 \text{ N}}$$

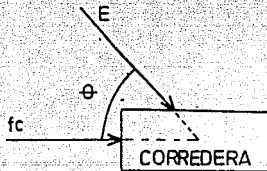
Sustituyendo datos en la ecuación (15) tenemos:

$$f_k = 0.57 (7980 \text{ N}) = 4549 \text{ N}$$

$$\underline{f_k = 4549 \text{ N}}$$

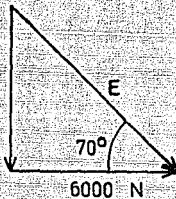
La fuerza con la cual se diseñará el pantógrafo es la f_c , debido a que es mayor que f_k .

De acuerdo a la vista superior de la corredera, se tiene el siguiente diagrama de cuerpo libre:



Nuestro objetivo es determinar el valor de la fuerza E , la cual es la fuerza de reacción de la barra sujeta a la corredera. Para realizar este análisis se tomará el valor máximo de θ , el cual es de 70° y se redondeará el valor de f_c a 6000 N .

Hecha la aclaración anterior, empecemos el análisis.



Aplicando las funciones trigonométricas correspondientes tenemos:

$$\cos 70^\circ = 6000 \text{ N}/E$$

$$E = 6000 \text{ N}/0.3420 = 17543 \text{ N}$$

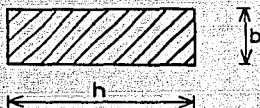
$$\underline{E = 17543 \text{ N}}$$

El material con el cual deberán ser fabricadas las barras del mecanismo (pantógrafo) es con el acero ASTM-A514, el cual tiene un límite de fluencia de 690 MPa . Aplicando un factor de seguridad de 1.40 , tenemos un esfuerzo límite de trabajo de:

$$S = 690000000 \text{ Pa}/1.40$$

$$S = 492857143 \text{ Pa}$$

La forma de la sección transversal deberá ser rectangular:



donde: b = Ancho de la sección, sus unidades son los metros (mts).

h = Largo de la sección, sus unidades son los metros (mts).

A = Area de la sección transversal, sus unidades son los metros cuadrados (mts²).

$$A = b \cdot h \quad \dots \dots \dots (16)$$

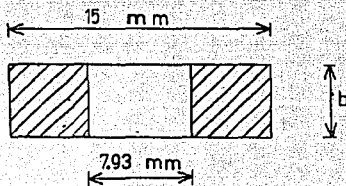
Por características de diseño, el largo de la sección es de:

$$h = 0.015 \text{ mts}$$

Como las barras de este mecanismo soportarán la fuerza de 17543

N y tendrán barrenos de 7.93 mm de diámetro, debemos calcular el valor

del ancho de la sección.



Se calcula primeramente la siguiente razón:

$$r/d \dots \dots \dots (17)$$

donde: r = Radio del barreno, sus unidades son los milímetros (mm).

d = Longitud efectiva del material, sus unidades son los milímetros (mm).

Sustituyendo datos en la ecuación (17):

$$r/d = 3.965 \text{ mm} / (15 - 7.93) \text{ mm}$$

$$\underline{r/d = 0.56}$$

Con este valor (el obtenido anteriormente) y de la gráfica 1 del apéndice tenemos que:

$$\underline{Kt = 2.1}$$

El esfuerzo promedio sobre la barra es:

$$SE = S/Kt = 492857143 \text{ Pa} / 2.1$$

$$\underline{SE = 234693878 \text{ Pa}}$$

Pero también sabemos que:

$$SE = E / (h - d) b \dots \dots \dots (18)$$

Sustituyendo datos en la ecuación (18) y despejando b tenemos:

$$234693878 \text{ Pa} = 17543 \text{ N} / (0.015 - 0.00793) b \text{ mts}$$

$$234693878 \text{ N/mts}^2 = 17543 \text{ N} / 0.00707 b \text{ mts}$$

$$b = 17543 \text{ N.mts}^2 / (0.00707 \text{ mts}) (234693878 \text{ N})$$

$$b = 0.01057 \text{ mts} (1000 \text{ mm}) / 1 \text{ mts}$$

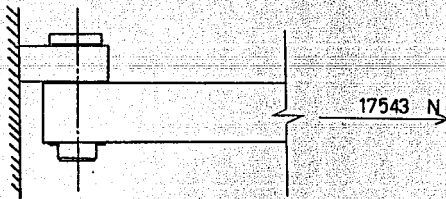
$$b = 10.57 \text{ mm}$$

Las barras del pantógrafo tendrán una sección rectangular de:

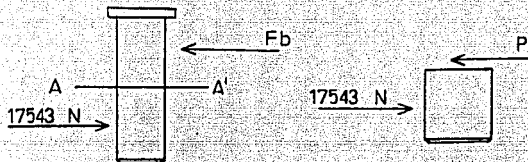
$$b = 11 \text{ mm}$$

$$h = 15 \text{ mm}$$

Por medio de pasadores de horquilla se unirán las barras del mecanismo antes mencionado. Para no mezclar más tipos de acero, utilizaremos el ASTM - A514 el cual es de alta resistencia, de baja aleación. Este acero tiene un esfuerzo cortante admisible de 380 MPa. Los pasadores estarán sujetos a cortante sencilla, como lo indica la figura:



Haciendo el diagrama de cuerpo libre del pasador, tenemos lo siguiente:



La fuerza cortante en el plano AA' es de:

$$P = 17543 \text{ N}$$

De la siguiente ecuación despejamos A y sustituimos datos:

$$T = P/A$$

$$A = P/T = 17543 \text{ N} \cdot \text{mts}^2 / 380000000 \text{ N}$$

$$A = 0.000046166 \text{ mts}^2$$

Pero sabemos que:

$$A = 3.1416 \cdot D^2 / 4$$

de donde:

$$D = (4 \cdot A / 3.1416)^{1/2}$$

$$D = (4(0.000046166 \text{ mts}^2) / 3.1416)^{1/2}$$

$$D = 0.007667 \text{ mts}$$

$$D = 7.667 \text{ mm}$$

De la tabla 5 del apéndice, tenemos las siguientes dimensiones

normalizadas para el pasador de horquilla requerido:

$$A = 0.312 \text{ pulg} = 7.9248 \text{ mm}$$

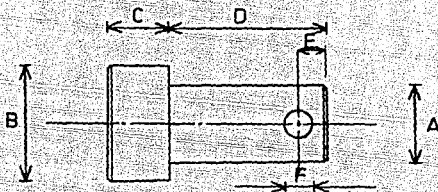
$$B = 7/16 \text{ pulg} = 11.1125 \text{ mm}$$

$$C = 3/32 \text{ pulg} = 2.3813 \text{ mm}$$

$$D = 31/32 \text{ pulg} = 24.6063 \text{ mm}$$

$$E = 5/32 \text{ pulg} = 3.9688 \text{ mm}$$

$$F = 7/64 \text{ pulg} = 2.7781 \text{ mm}$$



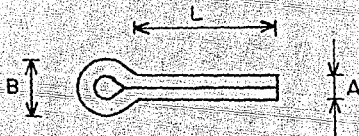
El complemento de estos pasadores serán chavetas comunes con las

siguientes dimensiones:

$$A = 0.094 \text{ pulg} = 2.3876 \text{ mm}$$

$$B = 3/16 \text{ pulg} = 4.7625 \text{ mm}$$

$$L = 7/16 \text{ pulg} = 11.1125 \text{ mm}$$



La fuerza necesaria para mover la corredera nos la proporcionará

el husillo 2, esta fuerza será de:

$$F = 5985 \text{ N}$$

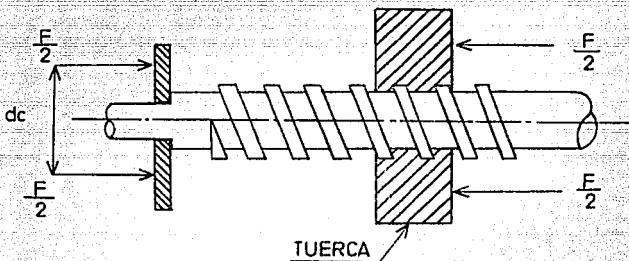
ó

$$F = 1346 \text{ lbf}$$

De la tabla 7 del apéndice tenemos:

$$U_s = 0.75$$

En la siguiente figura se muestra el funcionamiento general del husillo 2:



De la tabla 4 tenemos para un número de hilos por pulgada N de 18, un diámetro de raíz de:

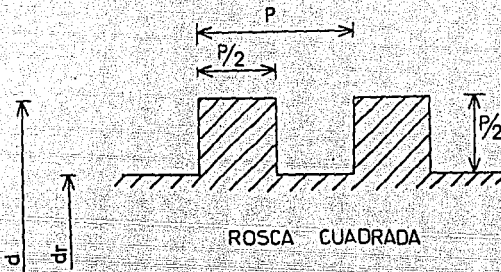
$$d_r = 0.5568 \text{ pulg} = 14.143 \text{ mm}$$

El perfil de la rosca es cuadrado como se muestra a continuación:

Cálculo del paso P :

$$P = 1/N = 1/18 = 0.05556 \text{ pulg}$$

Cálculo del diámetro mayor d de la rosca:



$$d = dr + P = 0.5568 \text{ pulg} + 0.05556 \text{ pulg}$$

$$d = 0.61236 \text{ pulg}$$

Cálculo del diámetro medio de la rosca d_m :

$$d_m = d - P/2 = 0.61236 - 0.05556/2$$

$$d_m = 0.5846 \text{ pulg}$$

Cálculo del avance l :

$$l = P = 0.05556 \text{ pulg}$$

$$l = 0.05556 \text{ pulg}$$

El diámetro d_c es la distancia que existe entre los puntos donde se aplica la mitad de la fuerza P , de acuerdo con la teoría:

$$d_c = d_m = 0.5846 \text{ pulg}$$

$$d_c = 0.5846 \text{ pulg}$$

Cálculo del momento de torsión necesario para que el husillo 2 gire y

pueda mover a la corredera:

$$T = F \, dm/2[1 + 3.1416 \, Us \, dm/3.1416 \, dm - Us \, l] + F \, Us \, dc/2$$

Sustituyendo datos en la ecuación anterior, tenemos:

$$T = [1346(0.5846)/2][(0.05556 + 3.1416(0.75)(0.5846))/(3.1416(0.5846) - (0.75)(0.05556))] + [1346(0.75)(0.5846)/2]$$

$$T = 393(1.432991299/1.794905065) + 295 = 609 \text{ lbf.pulg}$$

$$T = 609 \text{ lbf.pulg}(4.4482 \text{ N})(0.0254 \text{ mts})/1 \text{ lbf} \cdot (1 \text{ pulg})$$

$$\underline{T = 69 \text{ N.mts}}$$

Para poder determinar el tipo de acero con el cual deberá ser fabricado el husillo 2, necesitamos conocer el esfuerzo cortante máximo:

$$Q = T \, C/J \quad \dots \dots \dots (19)$$

donde: Q = Esfuerzo máximo cortante, sus unidades son los pascales (Pa).

T = Momento de torsión, sus unidades son los newtons por metro (N.mts).

C = Radio de la sección transversal del husillo 2, sus unidades son los metros (mts).

J = Momento polar de inercia, sus unidades son los metros cuartos (mts⁴).

Cálculo del radio de la sección transversal:

$$C = dr(0.0254)/2$$

$$C = (0.5568 \text{ pulg})(0.0254 \text{ mts})/2(1 \text{ pulg})$$

$$C = 0.0070714 \text{ mts}$$

Con la siguiente ecuación calculamos el momento polar de inercia para una sección transversal circular:

$$J = 3.1416 C^4 / 2 \quad \dots \dots \dots (20)$$

Sustituyendo datos en la ecuación (20):

$$J = 1/2(3.1416) (0.0070714 \text{ mts})^4$$

$$J = 0.00000000392773 \text{ mts}^4$$

Sustituyendo datos en la ecuación (19), tenemos:

$$Q = 69 \text{ N.mts} (0.0070714 \text{ mts}) / 0.00000000392773 \text{ mts}^4$$

$$Q = 124226143 \text{ Pa}$$

El material adecuado para fabricar este husillo es el acero ASTM -A242, el cual tiene una resistencia a la fluencia de la fuerza cortante de 210 MPa.

La base del dispositivo, la palanca bloqueadora de la base, la corredera, la base del portaherramienta, las guías, los apoyos, los resortes, los posicionadores, las uniones y las manivelas de los husillos; deberán ser fabricados con el acero EX17 con las dimensiones in-

dicadas en sus respectivas láminas.

Una vez maquinadas todas las piezas que forman parte del dispositivo, se les deberá dar el tratamiento térmico de normalizado. El propósito de este tratamiento es el de obtener una estructura perlítica de grano fino y distribución homogénea en el acero, a la cual le corresponden las propiedades mecánicas óptimas de los aceros utilizados para fabricar este dispositivo.

Para realizar el normalizado se deberán calentar las piezas a la temperatura de 893 grados celcius durante dos horas, para permitir que haya una buena difusión del carbono en cada una de las piezas y como consecuencia, se tenga una microestructura perlítica fina y homogénea. Una vez transcurrido este tiempo se deberán enfriar las piezas al aire libre, pero no deberán existir corrientes de aire.

Al hacer este tratamiento, como ya se indicó, el material tendrá una distribución homogénea del carbono en forma de perlita y más fina, lo cual hace al material más resistente mecánicamente, es decir, se incrementan sus propiedades mecánicas, debido a que la microestructura del material es más homogénea.

C O N C L U S I O N E S

Sí se lograron los objetivos de este estudio, debido a que en él se presenta y analiza el diseño, lo más completo posible, del dispositivo. También si es factible de fabricarse, los costos directos de fabricación son los siguientes:

MATERIA PRIMA DIRECTA = \$ 300,000.00

MANO DE OBRA DIRECTA = \$ 500,000.00

A los costos anteriores habría que sumarle los demás costos que integran el precio de venta, para obtener el precio del dispositivo.

A P E N D I C E

T A B L A 1

CONSTANTE K

M A T E R I A L	K
Aluminio	4
Latón	6
Bronce	6
HIERRO:	
Fundido	4
Pudelado	6
Maleable	4
ACERO:	
Bajo contenido de carbono	6
Dulce	8
Elevado contenido de carbono	10
Aleado	10

T A B L A 2

AVANCE f (pulg/rev)	PROFUNDIDAD DE CORTE d (pulg)
0.003	0.005
0.005	0.010
0.008	0.020
0.010	0.031
0.012	0.062
0.018	0.125
0.020	0.150
0.022	0.200
0.025	0.250
0.028	0.302
0.030	0.375
0.036	0.500
0.040	0.625
0.050	0.750
0.060	1.000

T A B L A 3

VELOCIDAD DE CORTE Cs (pie/min)

MATERIAL DE TRABAJO	MATERIAL DE LA HERRAMIENTA			
	ACERO AL CARBONO	ACERO RAPIDO	ALEACION FUNDIDA NO FERROSA	CARBURO
Aluminio	300	700	900	1000
Latón	50	200	500	700
Bronce	40	120	250	300
Cobre	40	120	200	300
Magnesio	250	700	1000	1200
ACERO:				
Blando	40	90	250	400
De dureza media	30	70	200	250
Duro	---	40	100	150
Inoxidable	30	70	150	250
HIERRO:				
Gris	30	50	125	150
Maleable	50	100	175	250

T A B L A 4

ROSCAS NORMALIZADAS DEL TIPO UNIFICADAS Y AMERICANAS

Número nominal	UNC y UNF			UNF y NF		
	Hilos por pul	Diámetro de raíz	Sección en el día. de raíz-pul	Hilos por pul	Diámetro de raíz	Sección en el día. de raíz-pul
1	64	.0538	.0922	72	.0560	.0024
2	56	.0641	.0931	64	.0668	.0034
3	48	.0734	.0641	56	.0771	.0045
4	40	.0813	.0030	48	.0864	.0057
5	40	.0943	.0067	44	.0971	.0072
6	32	.0997	.0075	40	.1073	.0087
8	32	.1257	.0120	36	.1299	.0128
10	24	.1389	.0140	32	.1517	.0175
12	24	.1649	.0206	28	.1722	.0226
1/8	20	.1887	.0269	28	.2062	.0326
3/16	18	.2443	.0454	24	.2614	.0524
1/4	16	.2983	.0678	21	.3219	.0809
5/16	14	.3499	.0933	20	.3762	.1090
3/8	13	.4056	.1257			
1/2	12	.3978	.1205	20	.4387	.1486
5/8	12	.4603	.1620	18	.4943	.1888
3/4	11	.5155	.2018	18	.5568	.2400
7/8	10	.6273	.3020	16	.6733	.3513
1	9	.7383	.4193	14	.7874	.4805
1 1/8	8	.8466	.5510	12	.8978	.6245
1 1/4	7	.9497	.6931	12	1.0228	.8118
1 1/2	7	1.0747	.8898	12	1.1478	1.0237
1 3/8	6	1.1705	1.0541	12	1.2728	1.2692
1 1/2	6	1.2955	1.2918	12	1.3978	1.5212
1 3/4	5	1.5046	1.7441			
2	4 1/2	1.7274	2.3001			

T A B L A 5

PASADORES DE HORQUILLA NORMALIZADOS

Dia. del pasador						Dia. del taladro
A	B	C	D	E	F	F
.188	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$
.250	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$
.312	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$
.375	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
.438	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{16}$	$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
.500	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
.625	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{3}{16}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
.750	$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{16}$
.875	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{16}$
1.000	$1\frac{3}{16}$	$1\frac{1}{16}$	2 $\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{16}$

T A B L A 6

DIFERENTES TIPOS DE CHAVETAS NORMALIZADAS

Diámetro nominal	Diámetro exterior del ojo	Diámetro recomendado del buco
A	B	
.031	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{16}$
.047	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{16}$
.062	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{16}$
.078	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{16}$
.094	1	$\frac{1}{16}$
.109	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{16}$
.125	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{16}$
.141	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{16}$
.156	$\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{16}$
.188	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{16}$
.219	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{16}$
.250	$\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{16}$

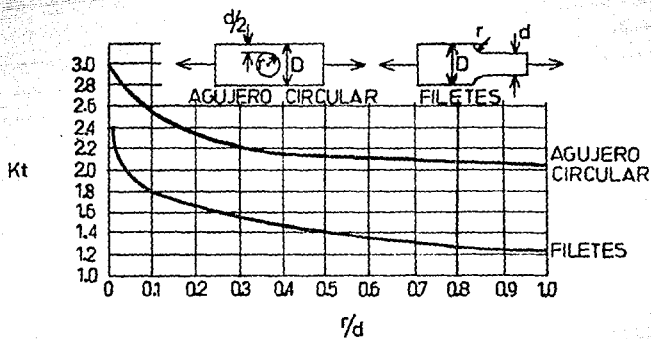
T A B L A 7

COEFICIENTES DE FRICCIÓN

MATERIAL	Us	Uk
Hule sobre concreto	0.90	0.70
Madera sobre nieve	0.08	0.06
Acero sobre teflón	0.04	0.04
Acero sobre acero	0.75	0.57
Madera sobre madera	0.70	0.40
Metal sobre metal (lubricado)	0.10	0.07
Vidrio sobre vidrio	0.90	0.40

GRÁFICA 1

FACTORES DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS



B I B L I O G R A F I A

- 1.- Título: Maquinado de Metales con Máquinas Herramientas.
Autor: John L. Feirer.
Editorial: Continental.
- 2.- Título: Dibujo y Diseño de Ingeniería.
Autor: C. H. Jensen.
Editorial: Mc Graw-Hill.
- 3.- Título: Diseño en Ingeniería Mecánica.
Autor: Joseph Edward Shigley y Larry D. Mitchell.
Editorial: Mc Graw-Hill.
- 4.- Título: Física para Estudiantes de Ciencias e Ingeniería.
Autor: Frederick J. Bueche.
Editorial: Mc Graw-Hill.
- 5.- Título: Mecánica de Materiales.
Autor: Ferdinand P. Beer y E. Russell Johnston, Jr.
Editorial: Mc Graw-Hill.
- 6.- Título: Mecanismos y Dinámica de Maquinaria.
Autor: Hamilton H. Mabie y Fred W. Ocvirk.
Editorial: Limusa.
- 7.- Título: Máquinas Herramientas y Manejo de Materiales.
Autor: Herman W. Pollack.
Editorial: Prentice-Hall.
- 8.- Título: Teoría de Máquinas y Mecanismos.
Autor: Joseph Edward Shigley y John Joseph Vicker Jr.
Editorial: Mc Graw-Hill.
- 9.- Título: Dibujo Industrial.
Autor: A. Chevalier.
Editorial: Montaner y Simón.
- 10.- Título: Materiales de Ingeniería y sus Aplicaciones.
Autor: Richard A. Plinn y Paul K. Trojan.
Editorial: Mc Graw-Hill.
- 11.- Título: Introducción a la Mecánica de Sólidos.
Autor: Egor P. Popov.
Editorial: Limusa.