

Universidad Nacional de Ingeniería

Facultad de Ingeniería Mecánica



**Estudio de Incorporación de Sistemas
Hidráulicos y Neumáticos en Dispositivos
de Sujeción de Piezas Para Maquinado**

TE S I S

Para Optar el Título Profesional de

INGENIERO MECANICO

WILLIAM FREDY MALDONADO TAYARA

Promoción 1980 - I

Lima - Perú

1986

INDICE

ESTUDIO DE INCORPORACION DE SISTEMAS HIDRAULICOS Y NEUMATICOS EN DISPOSITIVOS DE SUJECION DE PIEZAS PARA MAQUINADO

	<u>Pág</u>
1. DESCRIPCION DE LOS DISPOSITIVOS DE SUJECION	3
1.1 Dispositivos de sujeción para ajuste manual.	10
1.2 Dispositivos de sujeción para mando hidráulico	21
1.3 Dispositivos de sujeción para mando neumático	30
1.4 Comparación de los dispositivos de sujeción de mandos manual, hidráulico y neumático.	37
1.5 Elementos usados en los mandos neumáticos e hidráulicos: Cilindros, válvulas de paso, válvulas de control, válvulas de purga, etc.	40

	<u>Pág.</u>
1.6 Automatización por controles eléctricos para sistemas hidráulicos y neumáticos.	58
1.7 Velocidades y fuerzas de corte en el mecanizado.	59
2. DISEÑO DE LOS DISPOSITIVOS DE SUJECION PARA MANDO HIDRAULICO O NEUMATICO.	85
2.1 Alcance: Secuencia de operaciones de maquinado para integración de una cubrevolante de motor.	91
2.2 Dispositivo de Torneado, Taladrado y Fresado.	96
2.2.1 Diseño de dispositivos de sujeción por ajuste manual.	100
2.2.2 Diseño de dispositivo de sujeción para mando hidráulico y/o neumático.	153
3. CALCULO Y DISEÑO DE LOS SISTEMAS HIDRAULICOS Y NEUMATICOS	179
3.1 Diseño de las líneas de aire y/o aceite.	179
3.2 Diseño y/o selección de las unidades de suministro de aire y/o aceite	194

3.3 Automatización del sistema neumático-hidráulico.	200
4. EVALUACION DE COSTOS DE LOS SISTEMAS DE SUJECION CON MANDO HIDRAULICO O NEUMATICO	204
4.1 Verificación del ahorro de tiempo de los dispositivos de sujeción por mando hidráulico y/o neumático en comparación con los dispositivos de sujeción por ajuste manual.	204
4.2 Costo del sistema global: Dispositivo más elementos de accionamiento.	206
4.3 Comparación de costos frente a sistemas para dispositivos de sujeción por ajuste manual convencionales y ahorro.	220
- CONCLUSIONES Y SUGERENCIAS	233
- PLANOS	

PROLOGO

El presente trabajo trata sobre el uso de sistemas hidráulicos y neumáticos aplicados a dispositivos de sujeción de piezas para mecanizado.

A continuación describimos brevemente los capítulos de esta Tesis. El Capítulo 1, trata de la descripción de los dispositivos de sujeción, elementos usados en su diseño y velocidades y fuerzas de corte a los que van a trabajar. El Capítulo 2, trata sobre el diseño de los dispositivos por mando hidráulico y neumático y también de los dispositivos por ajuste manual. En el Capítulo 3, se hace el cálculo de los sistemas hidráulicos y neumáticos a los que se conectará los dispositivos. Y en el capítulo 4, se hace la sustentación del estudio mediante costos.

Agradezco a todas las personas que han presta
do su desinteresada y valiosa ayuda en la obtención-
de información técnica, y espero que este trabajo --
sea lo suficientemente satisfactorio para todos aquel
los interesados en el tema.

WILLIAM MALDONADO TAVARA

INTRODUCCION

Motores Diesel Andinos S.A. (MODASA), es una fábrica de motores petroleros Volvo y Perkins. Su planta se encuentra ubicada en la ciudad de Trujillo. De la lista total de partes del motor se tiene un porcentaje promedio de integración del 23% en los motores Perkins y de un 10% en motores Volvo.

Los porcentajes mínimos de integración por tipo de motor según Ley 23741 dado por el Ministerio de Industria y Turismo y publicado en el Diario Oficial "EL Peruano" el 16.11.84, es el siguiente para los próximos años: 1985: 12%, 1986: 20%, 1987: 22%, 1988: 25%, lo cual significa que tendremos que producir nuevas piezas aparte de las que ya estamos produciendo. Una parte de las piezas a integrarse que poseen elevado Porcentaje de integración siguen el procedimiento de fundición con posterior mecanizado en su secuencia de fabricación.

Actualmente en MODASA se están usando dispositivos de mecanizado de sujeción de piezas por ajuste manual, con lo cual el tiempo de amarre es relativamente elevado. Este tipo de amarre también conduce a una no-repetibilidad de la fuerza de amarre que se debe de conservar para todas las piezas del mismo lote de fundición, originando rechazo de dichas piezas al salir fuera de las tolerancias especificadas en el plano de fabricación.

El presente trabajo intenta sustituir los dispositivos de sujeción por ajuste manual por dispositivos de sujeción por mando hidráulico y/o neumático con lo cual se incrementaría la producción al disminuir los tiempos de amarre, así como se evitaría el rechazo de las piezas, pues los dispositivos de sujeción por mando hidráulico y/o neumático garantizan una fuerza constante de amarre en cada una de sus salidas.

CAPITULO I

DESCRIPCION DE LOS DISPOSITIVOS DE SUJECION

CAPITULO I

DESCRIPCION DE LOS DISPOSITIVOS DE SUJECION

1. DESCRIPCION DE LOS DISPOSITIVOS DE SUJECION

La fabricación de piezas en serie, la intercambiabilidad de dichas piezas, sus condiciones de funcionamiento definidas, en su acotado funcional, lo cual permite su ensamble en los útiles o máquinas de manera precisa y sin incertidumbre de su posición, obligan al diseñador a recurrir al isostatismo, con lo cual se puede lograr el equilibrio y centrado de las piezas a ser mecanizadas y garantizar con ello su buen estado final

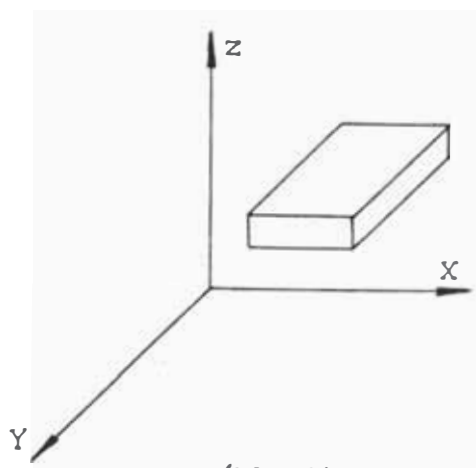
En el diseño de un dispositivo es necesario tener en cuenta lo siguiente:

- a) Localización (ISOSTATISMO)
- b) Amarre o Sujeción
- c) Deformación

A) LOCALIZACION

Llamado también colocación o centrado, se debe de hacer con elementos fijos, es decir nulos de movimiento, con lo cual se logra una misma cota con respecto a la referencia escogida para todas las piezas a mecanizar; este detalle es muy importante sobre todo en aquellos dispositivos para taladrar.

La colocación de la pieza debe hacerse mediante 6 puntos de apoyo a fin de eliminar los 6 grados de libertad que cualquier sólido analizado en un sistema de ejes ortogonales puede tener. Así pues:



(FIG. 1)

El cuerpo representado en la fig.1 tiene los siguientes 6° de libertad.

- 1° Traslación a lo largo del eje X
- 2° Traslación a lo largo del eje Y

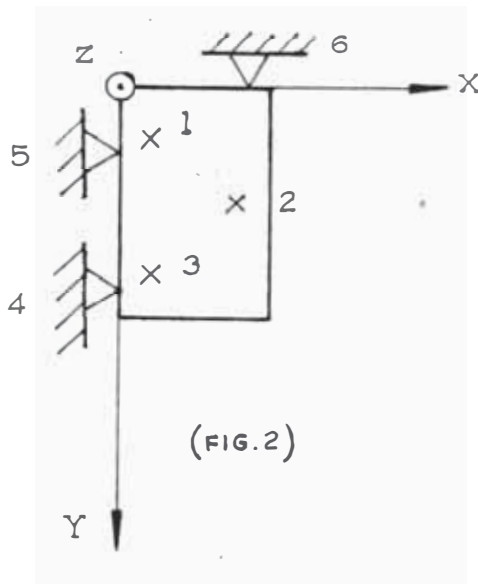
3° Traslación a lo largo del eje Z

4° Rotación alrededor del eje X

5° Rotación alrededor del eje Y

6° Rotación alrededor del eje Z.

Estos 6 grados de libertad se eliminan con los siguientes 6 apoyos: (Ver Fig.2)



Los apoyos 1,2 y 3 ubicados en el plano XOY (superficie principal de colocación) eliminan los siguientes grados de libertad:

1° Traslación a lo largo del eje Z.

2° Rotación alrededor del eje Y

3° Rotación alrededor del eje X

Los apoyos 4 y 5 ubicados en el plano YOZ (superficie gufa) eliminan los siguientes grados de libertad:

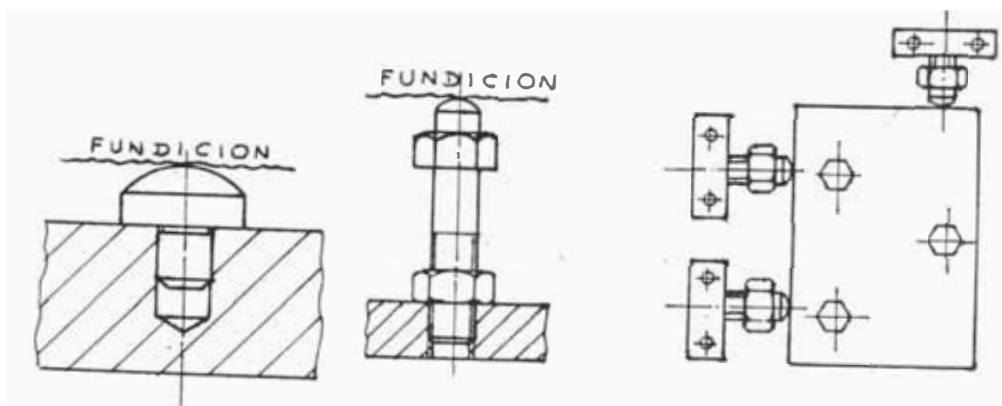
4°Traslación a lo largo del eje X

5°Rotación alrededor del eje Z

El apoyo 6 ubicado en el plano XOZ (Superficie de apoyo) eliminan el último grado de libertad.

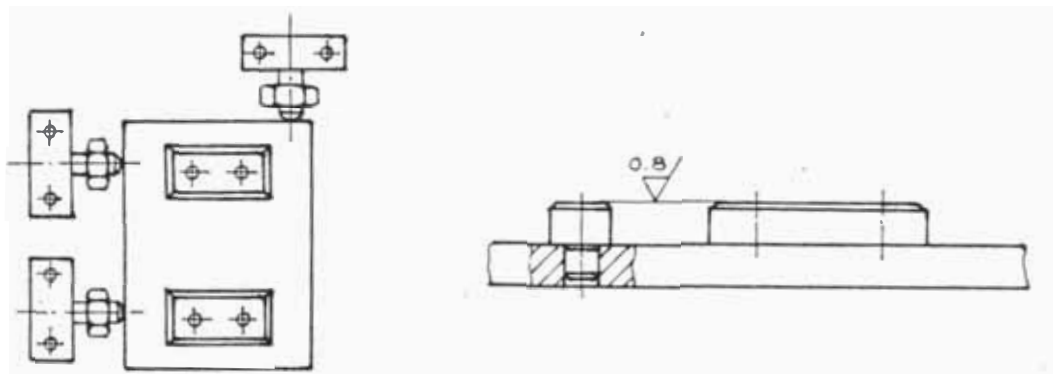
6°Traslación a lo largo del Eje Y.

Para la primera operación donde la pieza requerida no posee ninguna cara mecanizada que pueda servir de referencia, se debe de tomar las superficies tal y conforme vienen, luego los puntos 1, 2, 3, 4, 5 y 6 se reemplazan por topes con extremo esférico o puntual, los cuales a su vez pueden ser de altura fija o regulable, tal como se muestra en la Fig. 3.



(Fig. 3)

En la segunda operación teniendo generalmente una cara mecanizada en la primera operación se tiene lo siguiente: los puntos 1, 2 y 3 se reemplazan por topes o plaquitas rectificadas y los puntos 4, 5 y 6 por topes con extremo esférico como en el caso anterior. (Ver Fig 4)

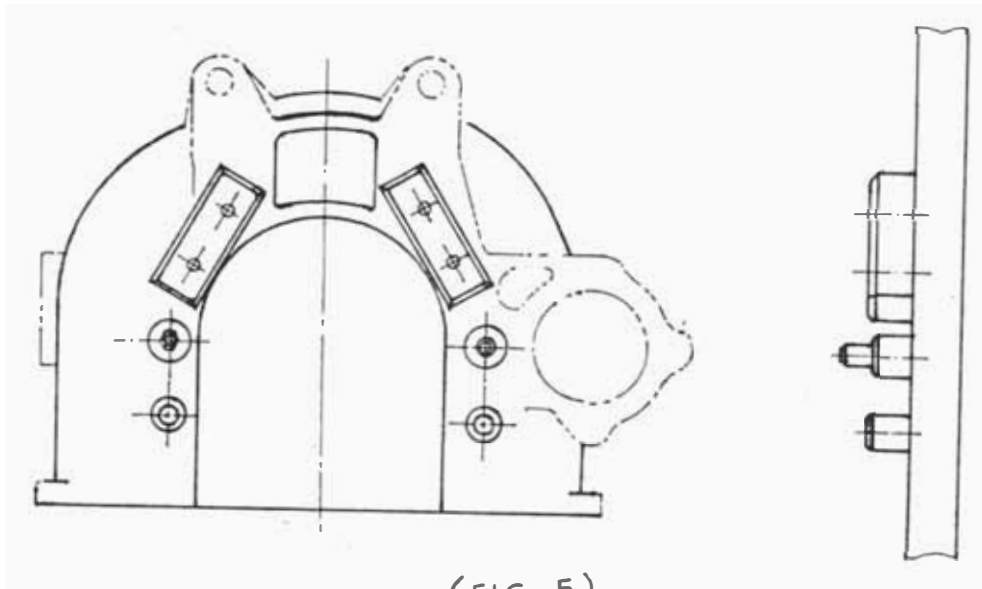


(FIG. 4)

Si en la segunda operación se han hecho 2 agujeros guías (escariados), en la operación que sigue se reemplazan:

- Los puntos 1, 2 y 3 del plano XOY se reemplazan por plaquitas o pines rectificadas en montaje que sirven de apoyo.
- Los puntos 4, 5 y 6 de los planos YOZ y XOZ se reemplazan por dos pines guías que entran en los agujeros escariados, uno de estos pi-

nes es entero y el otro recortado para facilidad de montaje de la pieza a mecanizar en el dispositivo. (Ver Fig 5)



(FIG. 5)

B. LA SUJECION

Que es el motivo de desarrollo de este trabajo puede ser dado mediante la acción de fuerzas, tales como las de ajuste manual, hidráulico, neumático, solenoidal, etc., o una combinación de éstas. Las fuerzas de amarre debe de ser suficientes como para eliminar el movimiento de la pieza debido a las fuerzas de corte o las vibraciones. Tampoco esta fuerza de amarre debe de ser demasiado grande

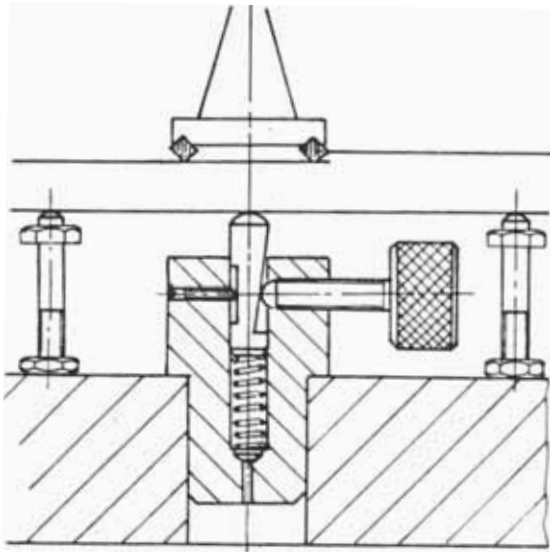
lo cual comprometen a la pieza a sufrir de deformaciones y luego salir fuera de las cotas de acabado requeridas en el plano.

C. DEFORMACION

Muchas veces, debido a deformaciones provocadas tanto a la fuerza de amarre o sujeción, como a la fuerza de corte es necesario poner topes adicionales. Estos topes son regulados hasta que hacen contacto con la pieza y luego son bloqueados. Hay diferentes sistemas para lograr este objetivo. En las Figuras 6, 7, 8 y 9 se muestran algunos de ellos.

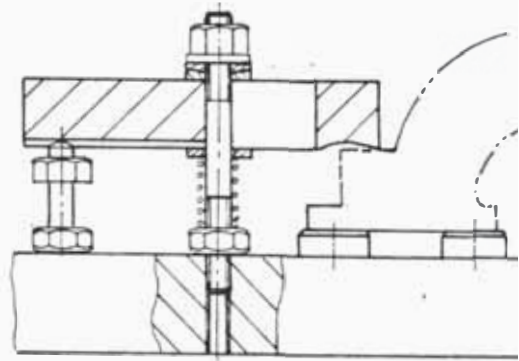
1.1 Dispositivos de Sujeción para Ajuste Manual

Los dispositivos de sujeción para ajuste manual son aquellos que son diseñados para ser operados directamente por el operador es decir, aquellos en que la fuerza hecha sobre la pieza es directamente proporcional a la fuerza que el operador realice sobre las mordazas, bridas, cuñas, clamps, excéntricas, tornillos, etc. A continuación haremos un estudio de ellas.



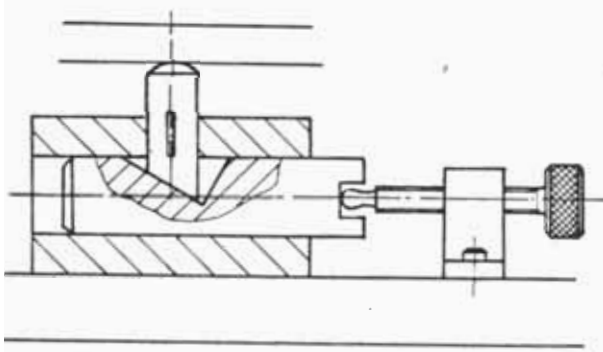
(FIG. 6)

Modo de evitar la deformación debida a la fuerza de corte.



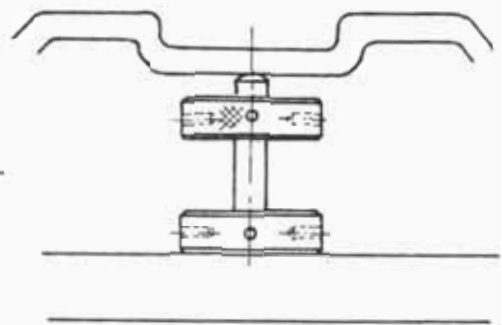
(FIG. 7)

Modo de evitar la deformación debida al amarre. Tope bajo la brida.



(FIG. 8)

Tope regulable mediante el mecanismo de cuña.

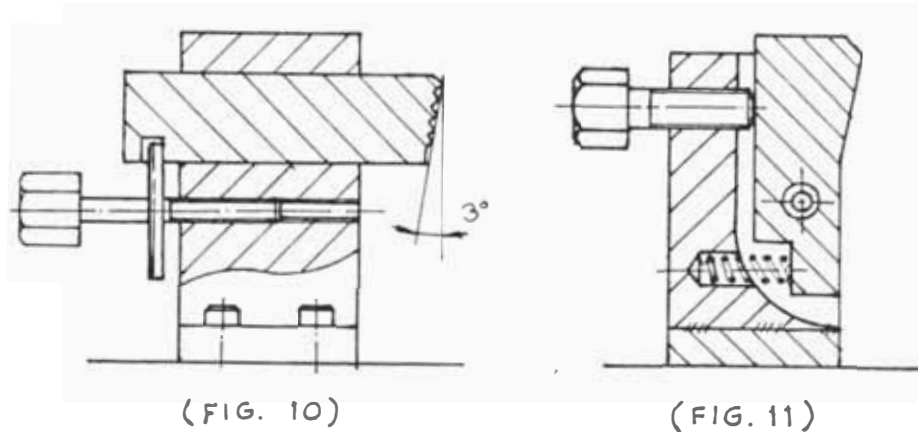


(FIG. 9)

Tope activado manualmente. También puede ser usado como antivibrador

A) MORDAZAS

Generalmente se usan los siguientes tipos:

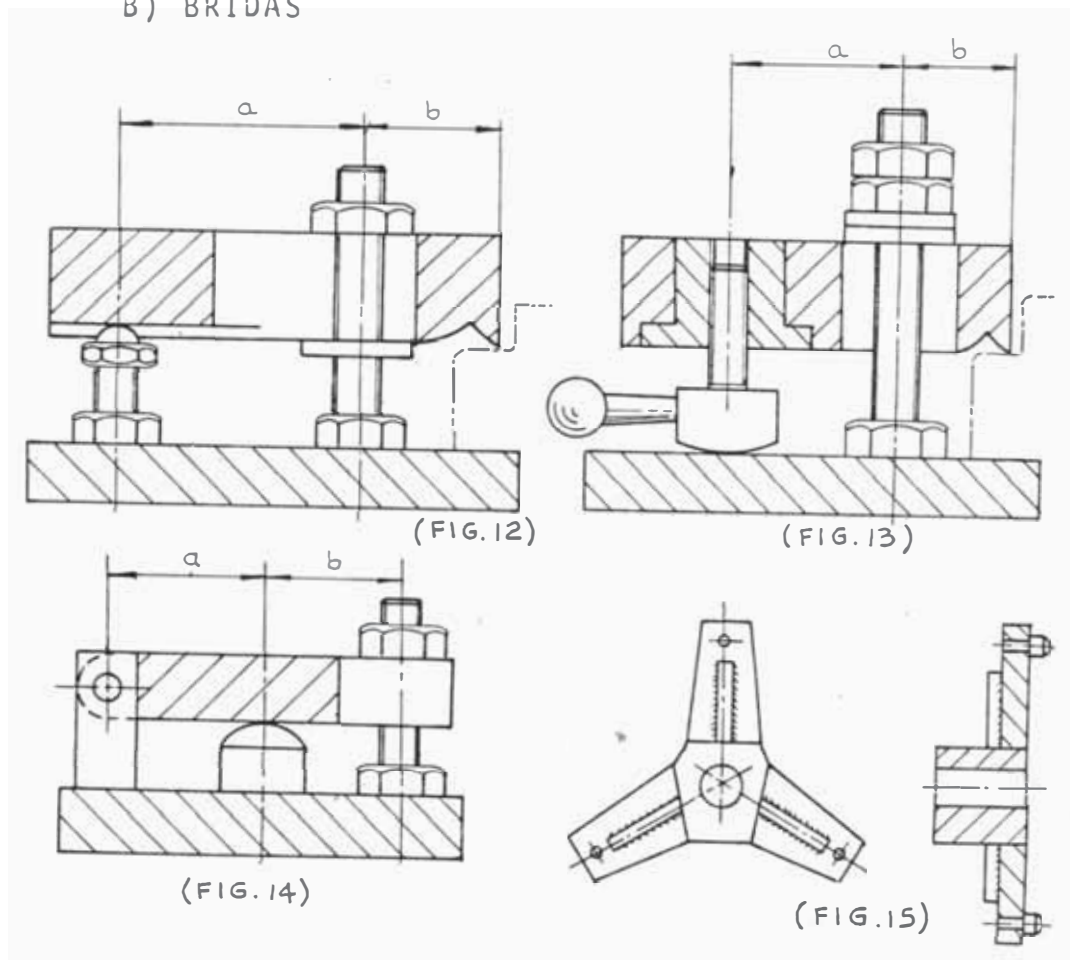


En la Figura N° 10, la mordaza es usual cuando no se necesite mucha fuerza de amarre en sentido vertical hacia abajo, ya que un ajuste mayor tiende a levantar la pieza hacia arriba, es por eso que para compensar ésto se hace una inclinación de 3° a las mordazas.

En la Figura N° 11, la mordaza es la usada en el diseño de dispositivos, debido a que la fuerza horizontal aplicada, tiene una componente de fuerza hacia abajo, la cual ayuda a que la pieza no se levante. Su uso más frecuente es en

los dispositivos que van a la fresadora vertical, donde las fuerzas de amarre hacia abajo son muy importantes.

B) BRIDAS



El sistema de bridas básicamente tiene 3 formas, según el modo de aplicar la fuerza.

Según la Figura 12, es usado cuando no se requiere demasiada fuerza de amarre, que generalmente $a > b$, entonces resul-

ta una fuerza de amarre inferior a la aplicada en la brida.

Según la Figura 13, se usa cuando se requiere, en la pieza a ser mecanizada, una fuerza de amarre superior a la que se da a la brida. Esto se cumple en caso que $a > b$.

El ejemplo de la Figura 14, tiene el mismo objetivo que la Figura 15, se usa generalmente para ahorrar tiempo de amarre, siempre y cuando las formas de la pieza a mecanizar permitan su uso. La fuerza en cada uno de sus apoyos es menor a la fuerza aplicada sobre la brida.

C) CUÑAS

Este sistema basado en la transmisión de fuerzas mediante rozamiento, ya sea por deslizamiento o por rodadura es poco usado en la fabricación de dispositivos para mecanizado de piezas, debido a que su utilización implica fabricaciones a-

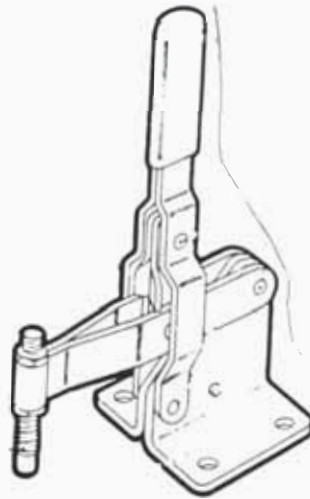
dicionales de elementos de su propio mecanismo, tales como: 2 cuñas por lo menos, canales guías para deslizamiento de las cuñas y todo el mecanismo de empuje de la cuña motora.

Es por eso que su utilización se hace necesaria sólo en casos en que realmente no exista otra alternativa mejor.

D) CLAMPS

Existen en el mercado Clamps de diferentes tamaños y formas. El uso de estos Clamps no es muy confiable en dispositivos de taladrado en piezas donde los diámetros o distancia entre agujeros sean medidas críticas. No se debe usar en dispositivos para piezas donde la fuerza de corte es muy elevada, tales como el fresado y el torneado de piezas grandes. La desventaja de estos Clamps es que son diseñados venciendo un punto muerto y debido a la fuerza de corte, el amarre pierde fuerza, quedando una luz entre el pin de ajuste del Clamp y la pieza misma, tiene la ventaja de ser

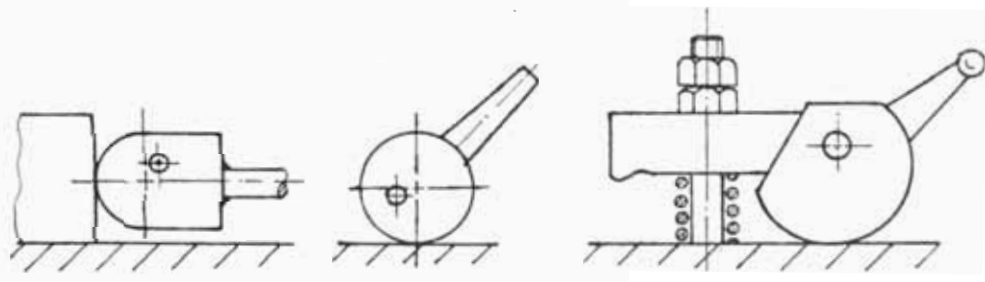
un mecanismo de ajuste rápido. (Ver Fig 16)



(FIG. 16)

E) EXCENTRICAS

El mecanismo de excéntrica al igual que los Clamps, es de cierre o de ajuste rápido. Consiste en un disco o parte de él, donde se ha hecho un agujero cuyo centro se encuentra desplazado una determinada distancia llamada excentricidad con respecto al centro que correspondería al disco. (Ver Fig. 17)



(FIG. 17)

F) TORNILLOS

Los tornillos, acompañados de las mordazas pivotantes y bridas, son las más aconsejables para un amarre en dispositivos para mecanizado. La ventaja del buen amarre se pierde con el tiempo empleado al efectuarlo.

Los tornillos son básicamente cuñas y su análisis se hace de acuerdo a ellos, considerado de esta manera la fricción en el hilo del tornillo como en la superficie de contacto tornillo-pieza a trabajar.

Esfuerzos en los puntos de contacto.

Es muy importante saber los esfuerzos en los puntos de contacto del elemento de amarre y del componente a mecanizar. Así tenemos por ejemplo, si es que:

- F = fuerza normal de contacto en kg.
- = esfuerzo de compresión en kg/mm^2 límite mínimo aparente de elasticidad.
- D = diámetro en mm.

S = sección en mm^2

L = longitud de contacto en mm.

r = radio en mm.

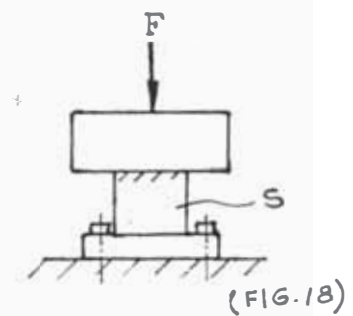
E = módulo de elasticidad longitudinal
en kg/mm^2 .

Si los materiales tienen módulo de elasticidad diferente E_1 y E_2 , entonces:

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)$$

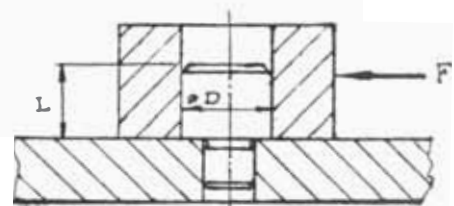
a) Contacto plano/plano

$$\sigma = \frac{F}{S}$$



b) Contacto cilindro exterior/cilindro interior.

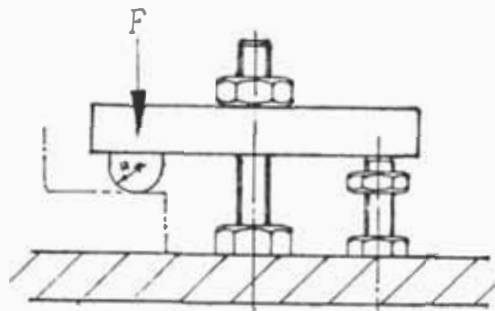
$$\sigma = \frac{F}{L \times D}$$



(FIG. 19)

c) Contacto esfera/plano

$$\sigma_{\text{máx.}} = \sqrt[3]{\frac{0.0584 F \cdot E^2}{r^2}} \quad (*)$$



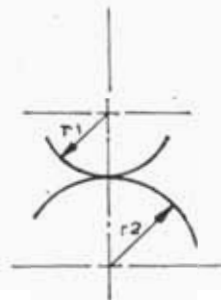
(FIG. 20)

d) Contacto esfera exterior/esfera exterior.

$$\sigma_{\text{máx.}} = \sqrt[3]{\frac{0.0584 F \cdot E^2}{r^2}}$$

Donde:

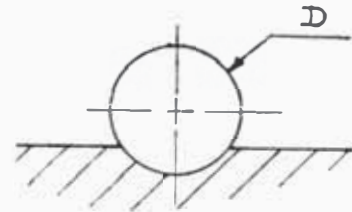
$$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$$



(FIG. 21)

e) Contacto esfera exterior/esfera interior.

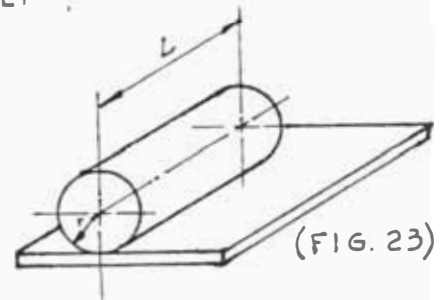
$$\sigma = \frac{4F}{\pi D^2}$$



(FIG. 22)

f) Contacto cilindro/Plano

$$\sigma_{\text{máx.}} = \sqrt{\frac{0.175 F.E}{Lr}} \quad (*)$$



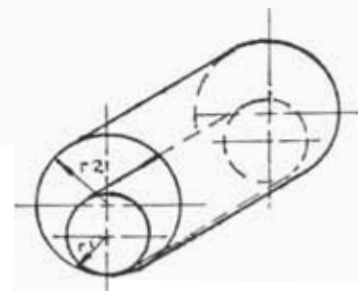
(FIG. 23)

g) Contacto cilindro exterior/cilindro exterior.

$$\sigma_{\text{máx.}} = \sqrt{\frac{0.175 F.E}{Lr}}$$

Donde:

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$$

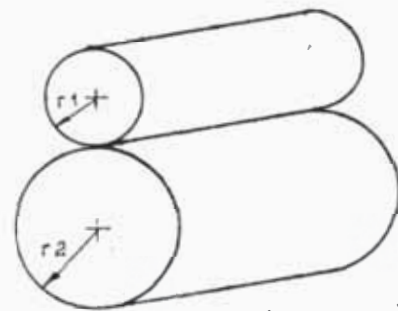


(FIG. 24)

h) Contacto cilindro exterior/cilindro interior.

$$\max. = \frac{0.175 F.E}{Lr}$$

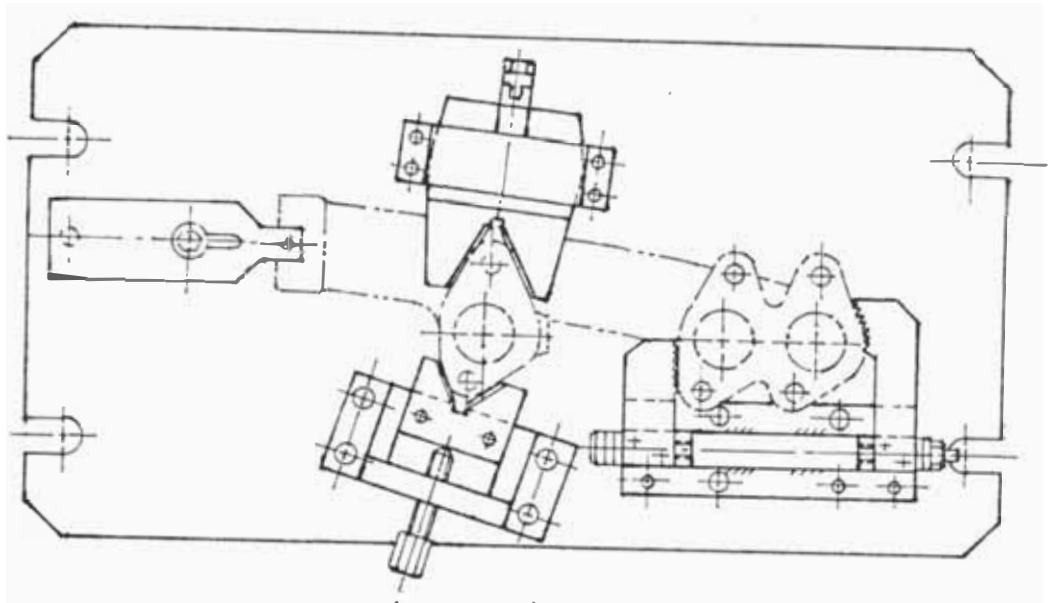
Donde: $\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$



(FIG. 25)

(*) Fórmulas de Hertz.

La aplicación de todos los sistemas del amarre descritos (Bridas, Clamps, Mordazas, Cuñas, Tornillos, Excéntricas, etc.) aplicadas en conjunto y adecuadamente sobre una pieza dan como resultado un dispositivo, así tenemos:



(FIG. 26)

El dibujo anterior, es un dispositivo de fresado de la primera operación para un múltiple de Escape del Motor TD-70H Volvo. Este dispositivo tiene 3 puntos de apoyo - en la placa base, apoyos laterales están dados por la mordaza dual de cierre simultáneo y por la mordaza en V. La posición de estas mordazas y de los topes de la placa base es tal, que elimina los 6 grados de libertad que posee esta pieza.

1.2 Dispositivos de Sujeción para mando Hidráulico.

Los dispositivos de sujeción para mando hidráulico, son aquellos cuyos sistemas de-

amarre son accionados en forma semiautomática y generalmente en forma simultánea mediante la presión de algún fluido incompresible de características especiales, tal como el aceite mineral o algún fluido inflamable compuesto sintéticamente. Los objetivos fundamentales que se debe alcanzar con un fluido hidráulico son: transmitir potencia, lubricar las piezas móviles, minimizar las fugas y disipar el calor.

El sistema hidráulico y dispositivo necesitan para llevar a cabo su objetivo, contar con los siguientes elementos: un motor, una bomba y un regulador de presión o en el caso de tener pequeños caudales de aceite, de un sistema formado por una bomba, una palanca manual y de un regulador.

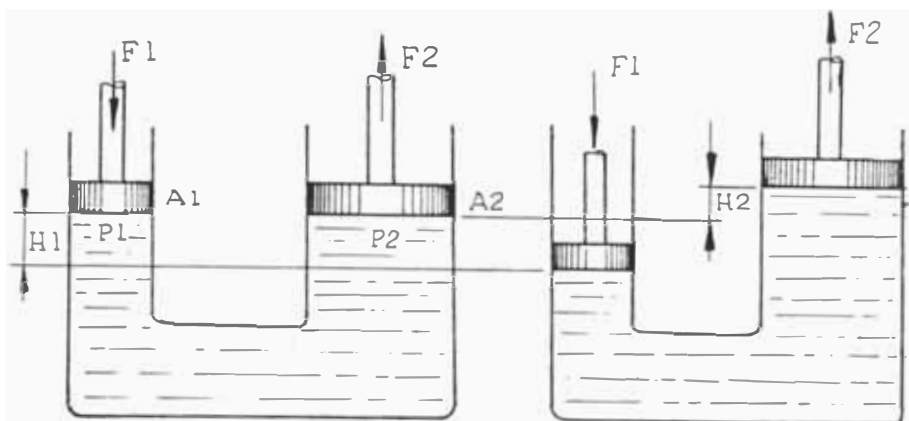
Los dispositivos diseñados por este sistema, generalmente emplean una presión de servicio que oscila entre 100 a 500 bar, pudiendo ésta variar de acuerdo a la fuerza necesaria para amarre de la pieza a mecanizar.

Estos dispositivos permiten un ahorro en el tiempo de amarre de la pieza a mecanizar, pues en un sistema de sujeción para ajuste manual, el tiempo es muy grande, - pues depende del número de amarres que - tiene el dispositivo, el cual a su vez depende de la forma y dimensiones de la pieza. Así pues por ejemplo se ha determinado un promedio de 12 segundos por cada amarre manual del dispositivo. Esto significa que si poseemos un dispositivo para ajuste manual que contenga 4 amarres, se necesitaría un tiempo de 48 seg. en amarrar la pieza mientras que para un sistema hidráulico se ha determinado un promedio de 5 segundos para cualquier número de amarres que tenga la p'ieza.

Como el fluido empleado es prácticamente-incompresible (1 cm^3 por litro a 160 bar) se tiene la ventaja de que cuando se ponga en marcha la bomba, o se actúe una válvula, la acción sea casi inmediata.

La base de la transmisión de presión en un-circuito hidráulico obedece al teorema de Pascal. Así tenemos en la siguiente figu-

ra:



(FIG. 27)

"Un líquido incompresible trasmite íntegramente en todas las direcciones y perpendicularmente a las paredes del recipiente - que lo sostiene todas las variaciones de presión que se le aplique."

Esto verifica que si aplicamos una fuerza F_1 en el Pistón de área A_1 la presión que se le aplica al líquido es $P_1 = \frac{F_1}{A_1}$ que

por el Teorema de Pascal es igual a:

$$P_2 = \frac{F_2}{A_2} \quad \text{con lo que se tiene una ganancia de fuerza en la salida, - ya que si}$$

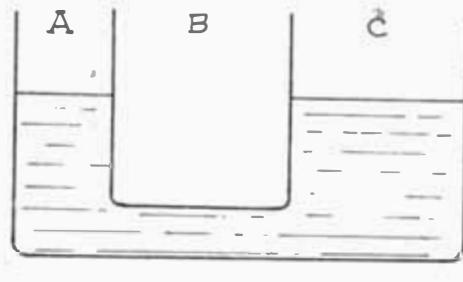
$$P_1 = P_2, \quad \text{Entonces:}$$

$$F_2 = F_1 \times \frac{A_2}{A_1} \quad \text{ya que, } A_2 > A_1$$

Como la energía no se crea ni se destruye sólo se transforma, esta ganancia de fuerza en la salida se compensa con una disminución de espacio recorrido, ya que mientras el pistón de A_1 recorre una distancia H_1 , el pistón de Area A_2 recorre una distancia H_2 , con lo cual los volúmenes de líquido desplazado son iguales y por lo tanto:

$$A_1 H_1 = A_2 H_2$$

Si la figura anterior la analizamos como sistema, tendríamos:



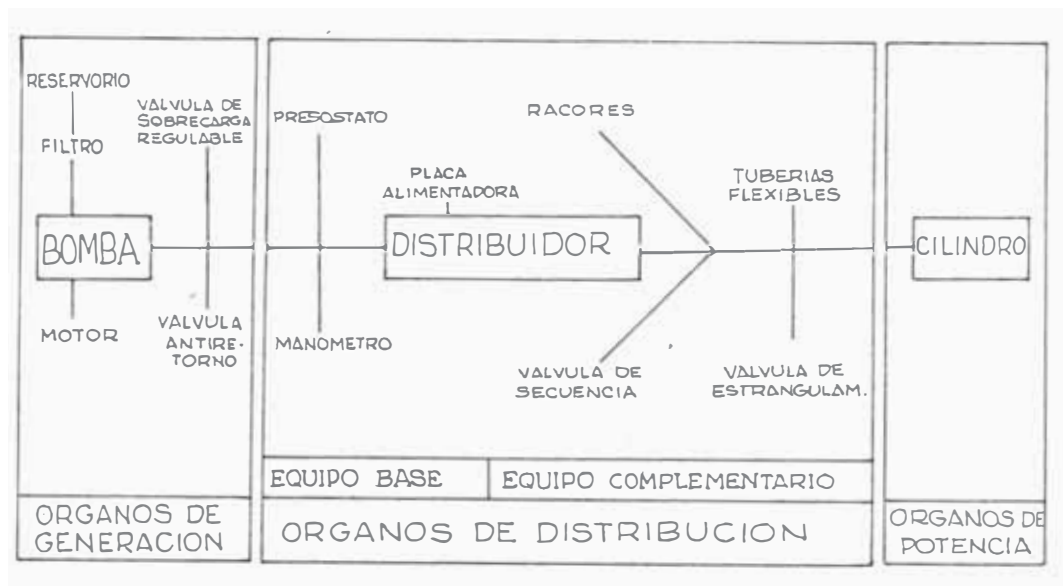
(FIG. 28)

A = órganos de generación (Grupo motobomba)

B = órganos de distribución (Válvulas de tuberías, electrodistribuidores, presostatos, etc.)

C = órganos de potencia (Cilindro de trabajo)

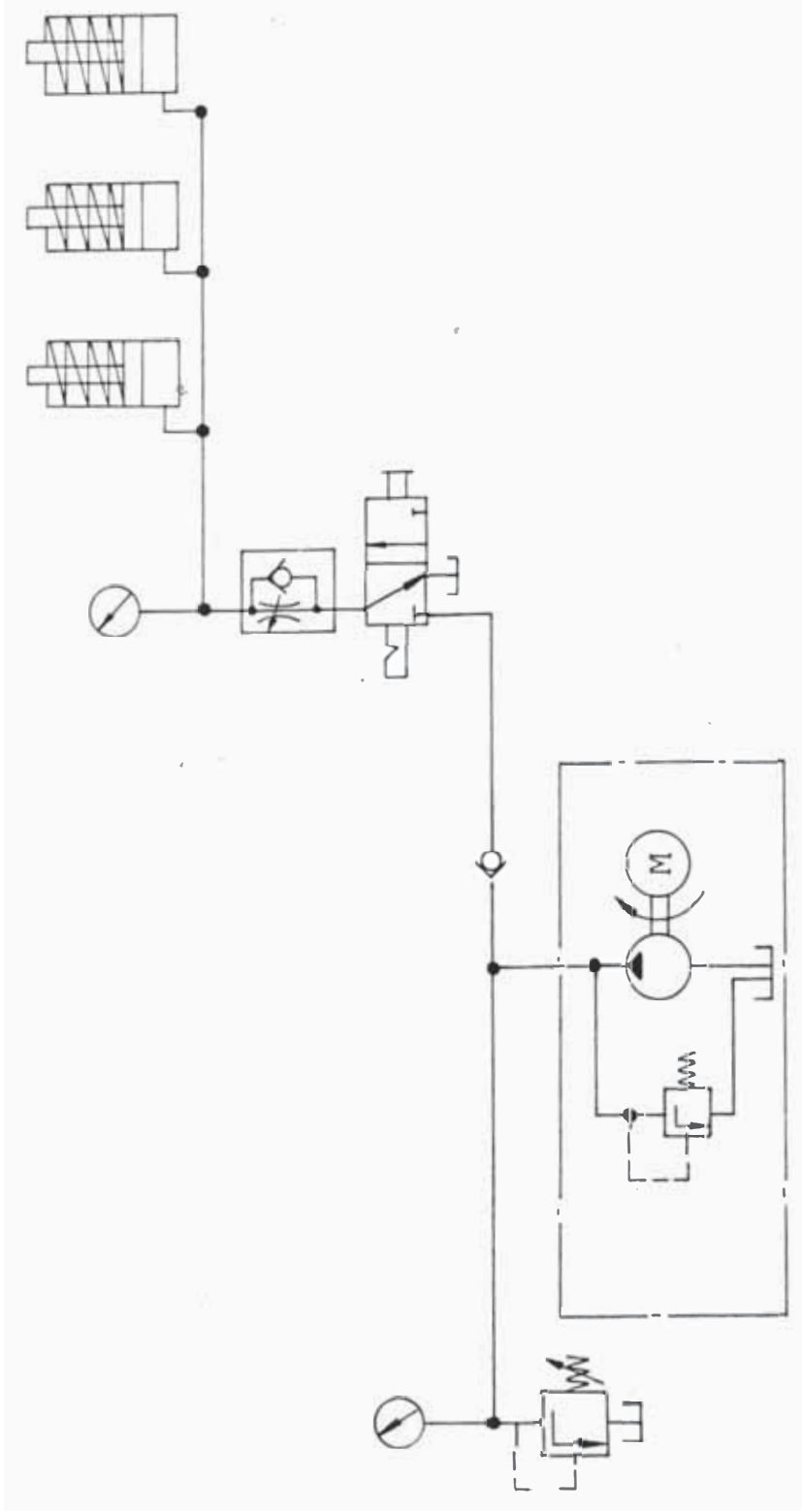
Haciendo un organigrama más detallado de lo que es un Sistema Hidráulico se llegó a lo siguiente:



(FIG. 29)

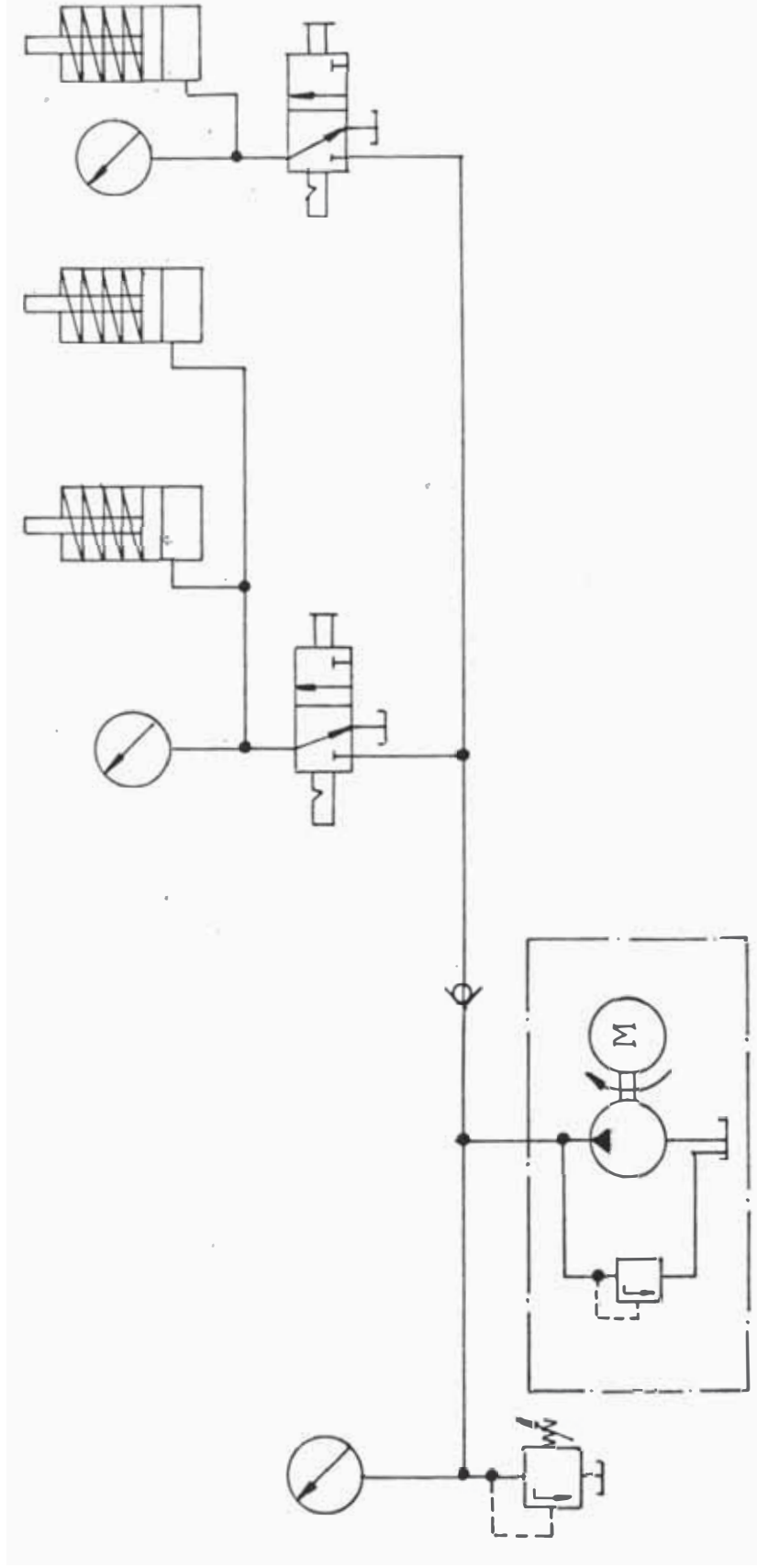
La explicación detallada y simbología de cada uno de estos elementos se puede ver en la Sección 1.5.

Diseñar un sistema netamente hidráulico para uso de dispositivos implicaría un gasto elevado, pues los órganos de generación son costosos. Es por eso que el sistema automatizado para dispositivos se usa en sistemas neumáticos-hidráulicos donde los órganos de generación y distribución corresponden a sistemas neumáticos, y los órga -



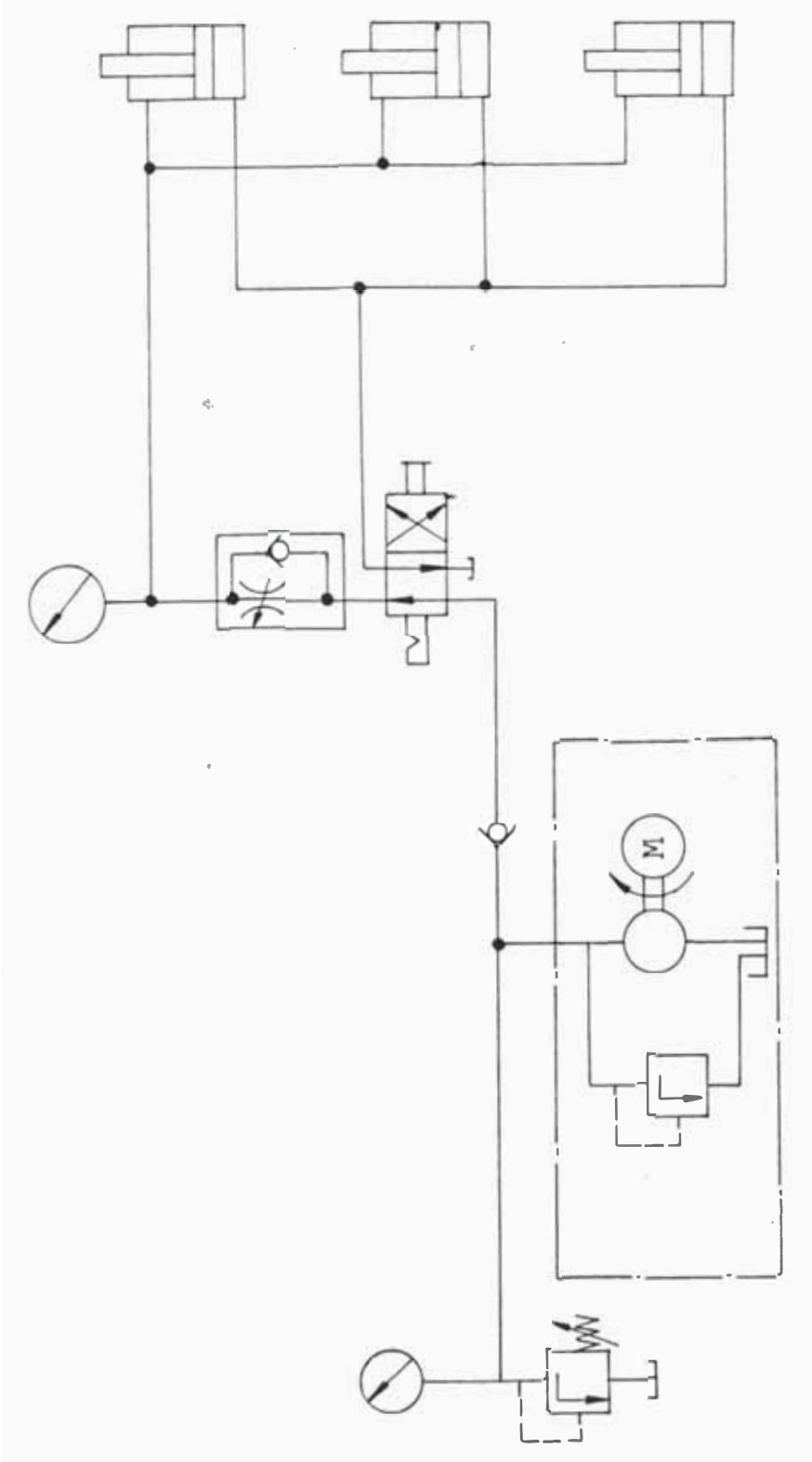
Circuito hidráulico para el accionamiento simultáneo de tres cilindros de simple efecto con velocidad de salida controlada.

(FIG.30)



Circuito hidráulico para el accio-
namiento simultáneo de dos cilin-
dros mediante una válvula 3/2 y
el accionamiento independiente -
del tercer cilindro mediante su
respectiva válvula 3/2 .

(FIG.31)



Circuito hidráulico para el accionamiento simultáneo de tres cilindros de doble efecto con velocidad de salida controlada.

(FIG. 32)

nos de potencia a sistemas hidráulicos.

No obstante, en base a este organigrama presentado, se pueden hacer muchas instalaciones para operar en dispositivos tales como las figuras 30, 31 y 32.

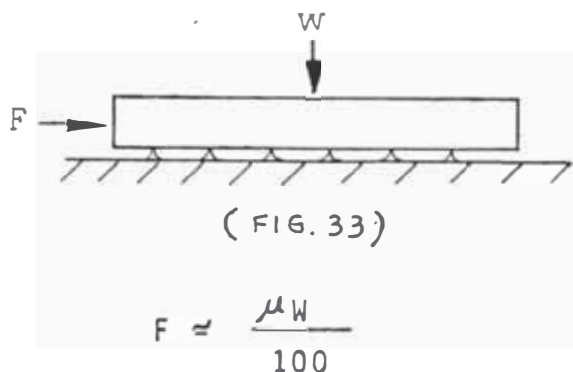
1.3 Dispositivos de sujeción para mando neumático.

Los dispositivos para mando neumático generalmente no se emplean en forma tal como se hace con los hidráulicos, ya que mientras la presión de servicio promedio de una instalación hidráulica es de 200 bar, en el sistema neumático esta presión promedio es de 6 bar. Si quisiéramos accionar cilindros neumáticos en dispositivos, éstos tendrían dimensiones muy grandes para lograr alcanzar la fuerza de sujeción que se requiere en la pieza a mecanizar. Es por eso que es muy común usar sistemas combinados (neumo-hidráulicos) o diseñar previamente multiplicadores o convertidores de presión. En este complemento de la neumática con la hidráulica los mandos se llevan a cabo mediante un cilin -

dro neumático, y la regulación de la velocidad se hace a través de un freno hidráulico.

COLCHON DE AIRE

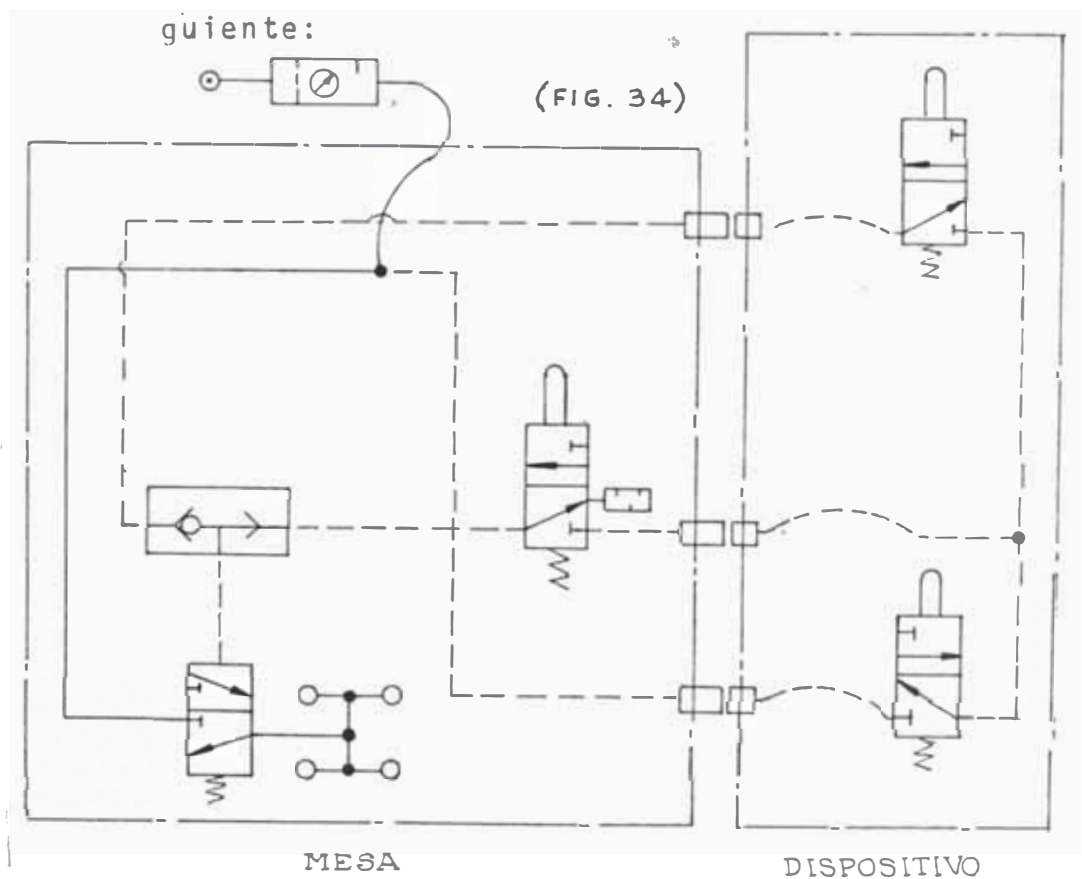
Existe un mecanismo interesante del sistema neumático, este es la mesa deslizante sobre un colchón de aire, se usa cuando se quiere desplazar mecanismos muy pesados sobre plataformas o pistas de montaje. El aire de una presión de 0.6 bar se guía a través de las válvulas distribuidoras hasta la parte inferior de la mesa donde escapa a través de unos agujeros hechos previamente. Esto origina que la mesa se levante de su asiento de 0.05 a 0.1 mm. aproximadamente, originando una disminución del rozamiento y por lo tanto, una menor dificultad de desplazamiento. Si este desplazamiento se realiza sobre guías, la presión debe ser aproximadamente 1 bar.



Una aplicación en dispositivos de mecanizado se tiene cuando el montaje de la pieza en el dispositivo se efectúa en diferente posición a la de trabajo, tal es el caso cuando se hace un taladrado en un taladro multihusillo o se trabaja en un taladro de 2 columnas.

Aquí el dispositivo se coloca sobre la mesa y juntos, mesa, dispositivo y pieza se desplazan hasta la posición correcta de trabajo.

Un esquema de esta instalación sería el siguiente:



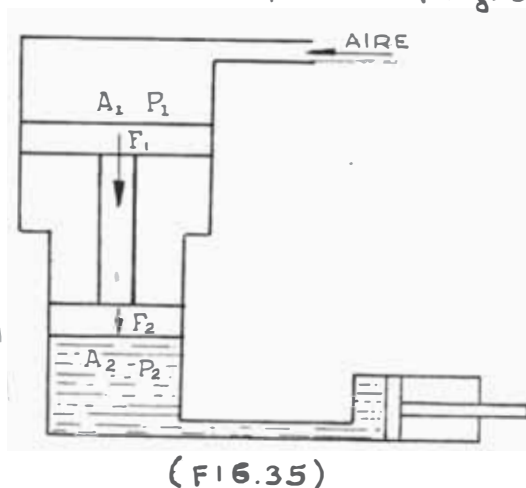
La pieza se pone sobre el dispositivo, para su centrado se gira una palanca que posiciona dos pines en los agujeros gufas del componente o pieza, al llegar la palanca a su posición final acciona la válvula 3/2 inferior derecha del esquema, la cual al estar accionada deja paso libre al aire hasta la válvula 3/2 superior derecha y la válvula 3/2 central. Enseguida se levanta la palanca que acciona la válvula 3/2 central. Esta al estar accionada deja pasar el aire que llega hasta la válvula selectora de circuito y luego a la válvula 3/2 izquierda que es accionada neumáticamente. Al estar accionada, esta válvula deja pasar el aire proveniente de la unidad de mantenimiento hacia los 16 agujeros de \emptyset 1.6 originando el colchón de aire, que levanta la mesa. La mesa es llevada a su posición de trabajo y luego se deja de accionar la válvula 3/2 central, lo cual permite que el aire escape por el silenciador adherente a esta válvula.

Para asegurar el perfecto funcionamiento de la mesa con el cabezal portahusillos,

en el momento que este cabezal, desciende trae consigo dos barras que centran el cabezal con el dispositivo. Una de las barras acciona la válvula 3/2 superior derecha lo cual permite el paso del aire hacia la válvula selectora de circuito y luego a la válvula 3/2 izquierda que nuevamente es accionada neumáticamente, y por lo tanto deja pasar aire desde la unidad de mantenimiento para formar nuevamente el colchón de aire. Una vez centrado el dispositivo con el cabezal, la válvula es desconectado y la mesa se asienta en su posición correcta.

Multiplicador de presión:

Este elemento muy usado en dispositivos de sujeción es un convertidor multiplicador de presión neumática en hidráulica. Su explicación la haremos mediante el siguiente esquema: (Fig. 35)



En la cámara de entrada de aire, la presión es P_1 y la sección A_1 , luego la fuerza $F_1 = P_1 A_1$.

Esta fuerza se transmite, ya que los dos émbolos están en el mismo eje, lue -

go,

$$P_1 A_1 = P_2 A_2$$

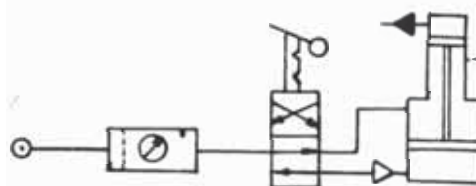
$$P_2 = \frac{A_1 P_1}{A_2}$$

Como se ve la diferencia de secciones de los dos émbolos provoca el crecimiento de la presión hidráulica con respecto a la presión neumática de entrada.

Son normales las multiplicaciones de presión de 4: 1, 8: 1, 16: 1, 32: 1, aunque se puedan hacer multiplicadores con valores intermedios.

Es necesario calcular la cantidad de volumen de aceite del multiplicador de acuerdo a sus elementos de trabajo.

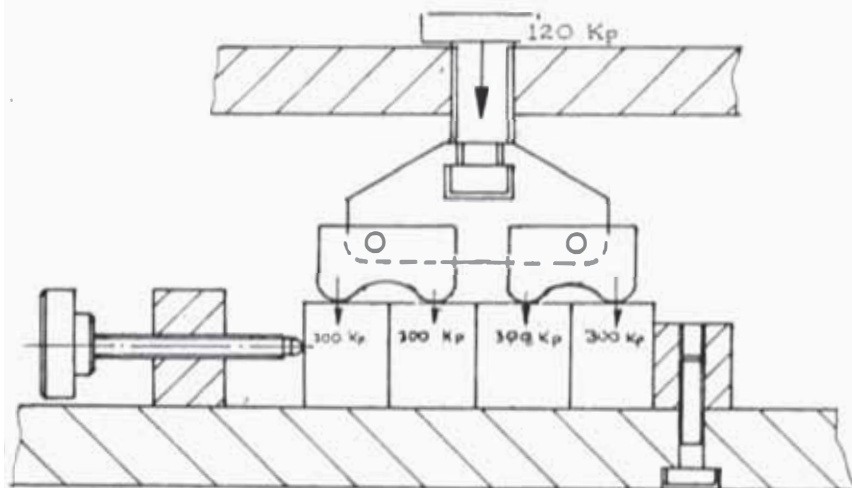
Una representación esquemática de este sistema lo tenemos a continuación:



(FIG. 36)

1.4 Comparación de los dispositivos de Sujeción de mandos Manual, Hidráulico y Neumático.

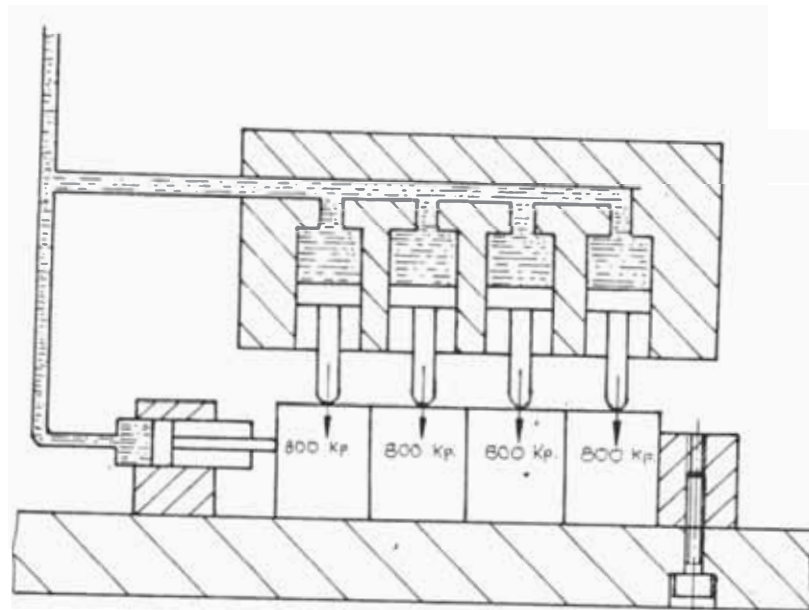
En el amarre por el sistema de sujeción para ajuste manual, la fuerza de entrada obtenida por el sistema de tornillo es de 1200 kp, esta fuerza se distribuye a través del mecanismo de la figura y se obtiene una fuerza de 300 kp en cada una de las cuatro piezas a sujetar.



(FIG. 37)

En el amarre por el sistema de sujeción para mando hidráulico, suponiendo una presión de entrada de 200 bar, ésta se transmite a través del distribuidor, y luego cada uno de los cilindros. Suponiendo una sección del cilindro de 4 cm^2 se tendrá una fuerza en cada cilindro de $200 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \times$

$4 \text{ cm}^2 = 800 \text{ kp.}$, que es la que recibe cada pieza a sujetar.



(FIG. 38)

Ventajas del sistema de sujeción por mando Hidráulico:

- Tiempos de amarre muy reducidos.
- Aplicación de fuerzas importantes en un espacio reducido.
- El amarre mantiene una presión constante
- Se puede amarrar una pieza a diferentes presiones y controlar las mismas.
- Amarre simultáneo de varias piezas.
- Amarre secuencial de varias piezas.

- Se puede comandar el sistema a distancia.
- Seguridad absoluta del cierre.
- Incremento de la producción.

Ventajas del sistema de sujeción por mando neumático.

- Tiempos de amarre muy reducidos.
- El aire, elemento fundamental en la transmisión de la energía neumática es abundante y disponible gratuitamente en cualquier lugar.
- El aire puede ser almacenado en depósitos, evitando con esto que el compresor esté en servicio continuo.
- Las conducciones de retor o de aire son innecesarios.
- Permite operar a velocidades de trabajo muy elevadas.
- Mediante estrangulaciones y válvulas especiales, las velocidad y fuerzas son fácilmente regulables.

CUADRO COMPARATIVO ENTRE LOS SISTEMAS
EMPLEADOS

CARACTERISTICA	CILINDROS NEUMATICOS	CILINDROS HIDRAULICOS
Fuerza (máx.)	Muy poca	Alta.
Velocidad	Muy alta	Muy poca
Rigidez	Poca	Muy buena
Control de Avance	Muy poco	Muy buena
Presión de función	Baja	Moderada a alta
Tamaño para una mis- ma fuerza	Grande	Pequeña
Costo (cilindro)	Baja	Moderada a alta
Costo total	Baja	Alta
Fluido de trabajo	Aire	Aceite
Fluido amortiguad.	Ninguno	Autoamorti- guador
Depósito necesario	Aire	Aceite
Bomba necesaria	Compresor	Aceite
Costo de funcionamiento	Muy bajos	Moderados
Mantenimiento	Muy bajos	Moderado
Rendimiento	80-90%	Muy poco

1.5 Elementos usados en los mandos hidráulicos

DEPOSITO



Toda instalación hidráulica está equipada con un depósito, el cual sirve de reservorio, filtra el líquido a presión y el aire, absorbe el calor, soporta la bomba, motor de accionamiento y los elementos de mando.

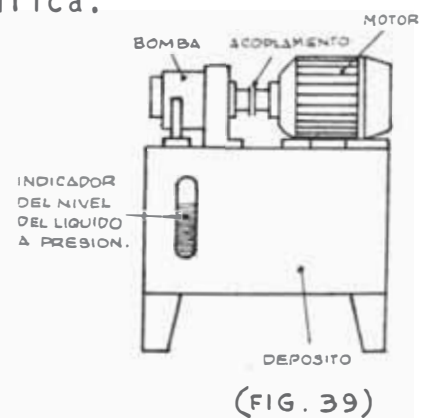
FILTRO

Se usa para asegurar la durabilidad y funcionamiento de la instalación hidráulica. Eliminan las partículas ocasionadas por la abrasión metálica, abrasión de juntas, polvo y suciedad del aire que logran introducirse en el líquido a presión, logrando así un menor desgaste en los órganos móviles de la instalación hidráulica.

Grupo Motobomba:

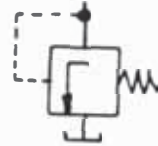
Este grupo consta de:

- Bomba hidráulica 
(Bomba de engranajes)
- Electromotor 
(con # revoluc.constante)
- Depósito (con dos conductos por debajo del nivel del -




líquido).

-Válvula limitadora de presión (Válvula de Seguridad) la cual limita la presión de servicio a una presión determinada y ajustable. También ajusta la presión máxima en el sistema hidráulico y protege a la instalación de las sobrecargas por presión excesiva.



-Tuberías. Que sirve para enlazar entre sí los elementos hidráulicos.

Conducto de trabajo (transmisión de energía) o de retorno 

Conducto de mando (para accionar mecanismos hidráulicos) 

Conducto para líquido de fuga. 

También hay tuberías flexibles.

-Racores, que vienen a ser las uniones, - pueden ser desmontables tal como las uniones con rosca, o fijos, tal es el caso de las uniones soldadas. Hay varios tipos: en T; en codo, en cruz, tipo banjo, rotativo, tapón, etc.



- Cruce de conductos



VALVULA DE CIERRE



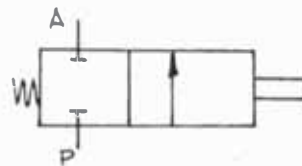
Manómetro



El cual sirve para medir presiones. Permite el control del circuito.

VALVULA DISTRIBUIDORA 2/2

Se utiliza para abrir o cerrar tuberías:



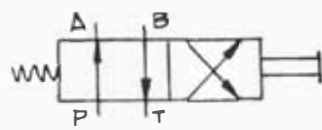
VALVULA DISTRIBUIDORA 3/2

Se utiliza para gobernar el movimiento de los cilindros de simple efecto.



VALVULA DISTRIBUIDORA 4/2.

Se utiliza para gobernar el movimiento de los cilindros de doble efecto (sujetar, soltar, avance y retroceso).



VALVULA DE RETENCION:



Es la que permite el paso del fluido en un solo sentido. En sentido contrario el paso queda cerrado.

Se usa también para evitar que golpes de ariete procedentes del sistema hidráulico lleguen hasta la bomba hidráulica.

CILINDRO DE SIMPLE EFECTO

- Con retroceso por fuerza exterior:



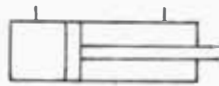
- Con retroceso por resorte:



El cilindro de simple efecto sirve para transformar el flujo volumétrico bajo presión en una fuerza y un movimiento rectilí

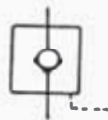
neo. Se utiliza en levantar, introducir y extraer piezas en sentido vertical (retroceso por fuerza exterior). La posición de trabajo puede ser de cualquiera para un cilindro de retroceso por muelle.

Cilindro de Doble Efecto



Tiene uso similar al de simple efecto, con la ventaja de que la dirección y fuerza de trabajo a obtenerse se pueden escoger. Se pueden producir con él movimientos rectilíneos de vaivén.

VALVULA DE RETENCION DE MANDO HIDRAULICO



Al igual que la válvula de retención simple, permite el paso del fluido en un solo sentido y no en el contrario; salvo cuando recibe una orden extra por medio de un pilotaje con lo cual sí permite el flujo en

tido contrario. Su uso es frecuente cuando el cilindro debe permanecer en una posición final de carrera o intermedia.

VALVULA DE ESTRANGULACION REGULABLE



Sirve para regular el caudal con lo cual se logra variaciones sencillas de velocidad.

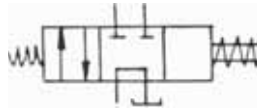
VALVULA DE RETENCION ESTRANGULADORA REGULABLE.



Esta válvula limita el caudal del líquido a presión en un sentido, pero permite el libre paso en sentido contrario.

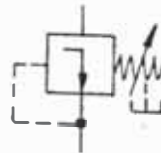
Se puede con ésto, regular la velocidad de salida de los cilindros.

VALVULA DISTRIBUIDORA 4/3



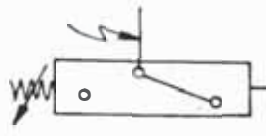
Se utiliza para gobernar cilindros de doble efecto o motores hidráulicos. Con el empleo de esta válvula el émbolo de trabajo puede detenerse en cualquier posición incluso cuando actúan fuerzas exteriores sobre él.

VALVULA REDUCTORA DE PRESION



Con la cual, se disminuye la presión de entrada a una presión de salida regulable.

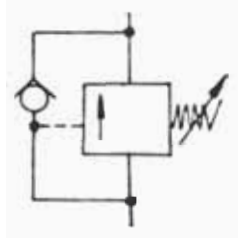
PRESOSTATO



Mini cilindro que acciona un contacto de posición regulada. Permite la puesta en marcha del motor eléctrico cuando la pre presión del circuito cae en 10% de la pre-

si3n pre-regulada. Cambia la se1al hidr1u-
lica en el3ctrica.

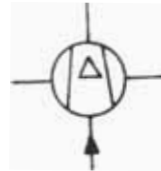
VALVULA DE SECUENCIA



Contraria a la v1lvula limitadora de pre-
si3n, esta v1lvula permite el paso del
fluido cuando la presi3n alcance un valor
anteriormente regulado.

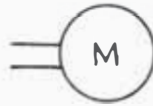
ELEMENTOS USADOS EN LOS MANDOS NEUMATICOS

EL COMPRESOR



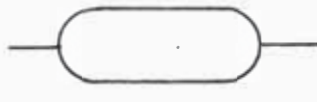
Con el cual se realiza la producci3n de ai-
re comprimido. Hay de diferente tipo: de-
3mbolo, rotativo y turbo compresores. En-
su selecci3n intervienen dos par1metros im-
portantes: la presi3n que debe arrojar y
el caudal que debe suministrar.

ELECTROMOTOR



Con el cual se realiza el accionamiento del compresor. A veces no se usa un elec tromotor para accionar un compresor, sino que se utiliza un motor de combustión interna

ACUMULADOR O DEPOSITO



El cual sirva para la estabilización del suministro de aire comprimido. Cuando el consumo de aire momentáneamente es más ele vado, el acumulador cumple las funciones de reserva. Además compensa las oscilacio nes de presión en las canalizaciones.

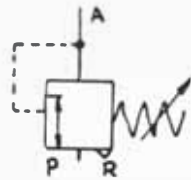
FILTRO



Cuya función es liberar las impurezas del

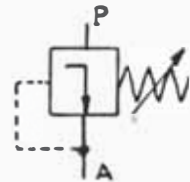
aire y depositar el agua. Los filtros normales atrapan partículas entre $30-70 \mu\text{m}$. y los filtros finos atrapan partículas hasta de $3 \mu\text{m}$.

REGULADOR DE PRESION CON ESCAPE



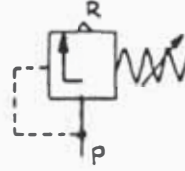
Mantiene su presión de salida constante a pesar de las variaciones de presión que se tenga en su entrada.

REGULADOR DE PRESION SIN ORIFICO DE ESCAPE



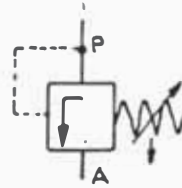
Su objetivo es igual al regulador anterior, su diferencia es en su diseño mismo, mientras la anterior arroja aire al exterior para lograr la presión constante en su salida, en ésta es imposible evitar el descenso de la presión de salida cuando aumenta, por cualquier causa, sobre el valor regulado ya que no tiene agujero de purga.

VALVULA LIMITADORA DE PRESION



Utilizadas como válvulas de seguridad. Actúan cuando se alcanza a la presión máxima permisible en la instalación, abriendo el paso libre mientras no se descienda del valor máximo.

VALVULA DE SECUENCIA



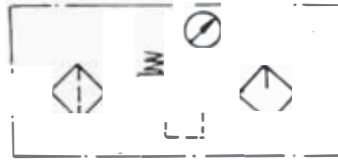
De funcionamiento similar a los reguladores de presión y las válvulas limitadoras de presión, permite el paso del fluido - cuando la presión alcance un valor regulado de antemano.

LUBRICADOR



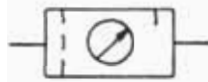
El cual suministra aceite para prevenir el desgaste prematuro, y al mismo tiempo reduce el rozamiento.

UNIDAD DE MANTENIMIENTO



Es el conjunto formado por : filtro de -
aire, regulador de presión y lubricador.

Su esquema simplificado es el siguiente, -
que es el que más se usa en la práctica-
debido a su simplicidad de dibujo.



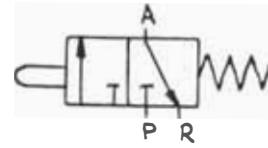
VALVULA DISTRIBUIDORA 2/2:



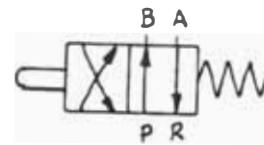
VALVULA DISTRIBUIDORA 3/2 :



Presión cero cerrada



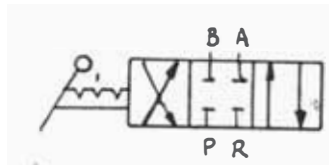
VALVULA DISTRIBUIDORA 4/2



VALVULA DISTRIBUIDORA 4/3 :

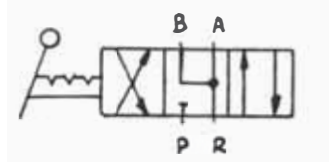
Posición central de bloqueo:

El vástago de un pistón no se puede mover cuando la válvula está en posición central.

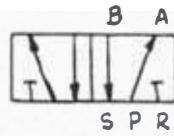


Posición central de desbloqueo:

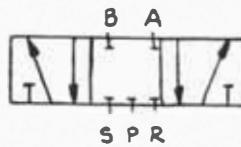
Es posible mover manualmente el pistón - cuando la válvula está en posición central.



VALVULA DISTRIBUIDORA 5/2



VALVULA DISTRIBUIDORA 5/3



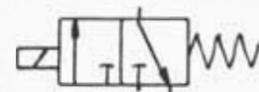
ELECTROVALVULAS

Transforma una señal eléctrica en neumática. Se usa cuando la señal proviene de un temporizador eléctrico final de carrera, presostato o mando electrónico. Estas válvulas electromagnéticas pueden ser en mando directo o indirecto. Las de mando directo se usan sólo cuando el caudal es pequeño, ya que para grandes caudales sería necesario electroimanes muy grandes.

Ejemplo:

Electroválvula 3/2

de mando directo.

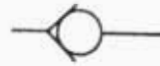


Electroválvula 4/2
de mando indirecto.

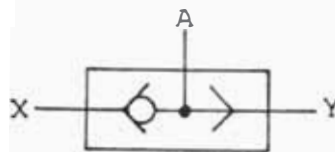


VALVULA ANTIRETORNO :

Permiten el paso del fluido sólo en un -
sentido determinado.

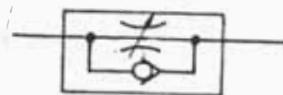


VALVULA SELECTORA DE CIRCUITO :



Llamadas válvulas de antiretorno, de do-
ble mando. Es la que cumple la función-
lógica "0" (por un lado o por el otro).

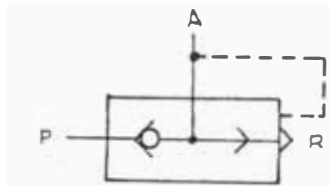
VALVULA ANTIRETORNO CON ESTRANGULACION
REGULABLE EN UN SOLO SENTIDO



Con la cual se puede regular el caudal en
un sentido, ya que es obligado a pasar por
el estrangulador. En sentido contrario el

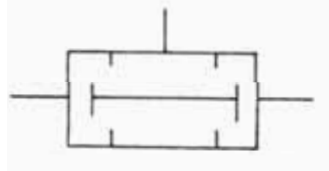
aire fluye libremente. Se usa para regular la velocidad de los cilindros.

VALVULA DE ESCAPE RAPIDO



Permite obtener la máxima velocidad en los cilindros de doble efecto y la máxima velocidad en los cilindros de simple efecto.

VALVULA DE SIMULTANEIDAD



Tiene dos entradas y una salida.

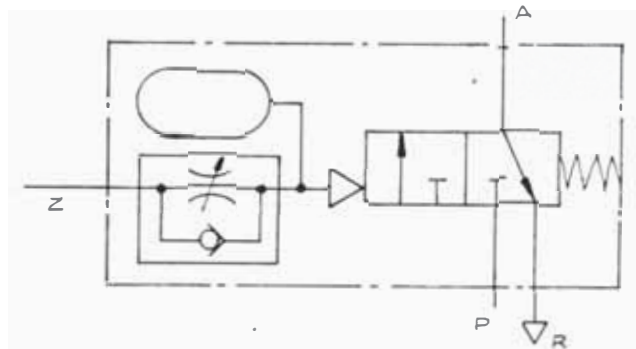
Se tiene que conectar a presión ambas entradas, porque sino se obtura la otra entrada

Cumple la función lógica "y" (por este lado y por éste también).

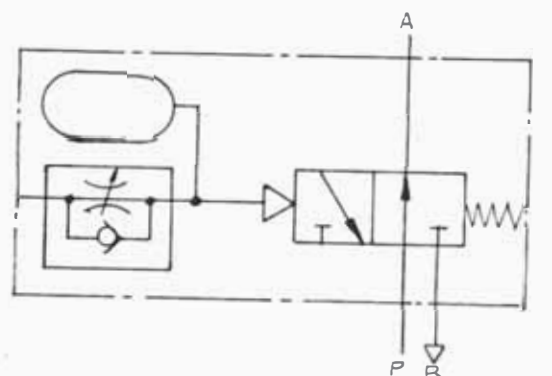
TEMPORIZADOR

Existen dos tipos: normalmente abierto y normalmente cerrado. Es un bloque donde se han incorporado una válvula 3/2. Una

válvula antiretorno con estrangulación regulable en un solo sentido y un acumulador o depósito tiene el efecto de retardar la acción de la válvula 3/2 que tiene incorporada mediante el tiempo que demora el acumulador en llenarse, que varía generalmente entre 0 a 30 seg.



Temporizador normalmente
cerrado



Temporizador normalmente
abierto

TOMA DE ENERGIA :



VALVULA DE CIERRE :

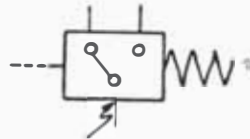


SILENCIADOR :



PRESOSTATO :

Transforma una señal neumática en eléctrica, es un convertidor de señal.

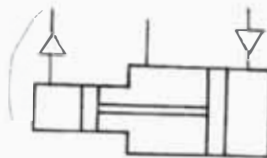


CILINDROS

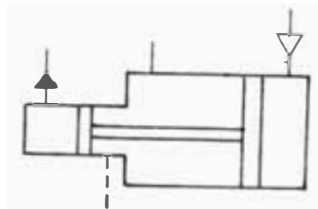
Representarían igual a usados en sistema - hidráulicos.

ELEMENTOS USADOS EN SISTEMAS NEUMO-HIDRAU
LICOS :

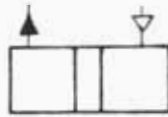
Amplificador, multiplicador de presión, - neumático.



Amplificador, multiplicador de presión oleo-neumático. Aire en baja presión. Aceite en alta presión.



Convertidor de presión neumático-hidráulico.



1.6 AUTOMATIZACION POR CONTROLES ELECTRICOS PARA SISTEMAS HIDRAULICOS Y NEUMATICOS

La automatización por controles eléctricos para sistemas hidráulicos y neumáticos consiste en - cambiar las válvulas neumáticas o hidráulicas - por ELECTROVALVULAS que como ya se ha dicho son convertidores electroneumáticos.

El uso de las Electroválvulas es por lo general, para las transmisiones desde largas distancias, - como en el caso de querer gobernar un cilindro - desde muy lejos. Siguiendo éste mismo ejemplo, si

emplearíamos una válvula neumática para gobernar el cilindro, debido a la gran longitud de la línea que une la válvula al cilindro, la respuesta del cilindro sería retardada con la consiguiente caída de presión a lo largo de la tubería. En cambio si utilizamos una electroválvula la longitud de la línea no afecta el tiempo de respuesta y a la vez la transmisión resulta más económica pues se reemplaza tubería por cable eléctrico.

En el caso nuestro es obvio que su uso no es recomendable en dispositivos de sujeción de piezas para mecanizado debido a las distancias muy cortas de las líneas.

1.7 VELOCIDADES Y FUERZAS DE CORTE EN EL MECANIZADO

Las velocidades y fuerzas de corte, adheridos a otros factores tales como la profundidad de corte, el avance, acabado superficial, tolerancias potencia de la cual se dispone, son criterios básicos que se deben tomar en cuenta al proyectar un dispositivo para mecanizado.

VELOCIDAD DE CORTE. V_c (m/min)

Es la velocidad relativa entre la obra y la herramienta, los fabricantes de herramientas nos proporcionan las velocidades de corte recomendadas para el mecanizado de los materiales más comunes, considerando una duración económica de la herramienta (para pastillas carburadas, esta duración económica es de 15 minutos). La velocidad de corte es el parámetro más influyente sobre la vida de la herramienta, incluso que la profundidad de corte o el avance.

FUERZAS DE CORTE . F_c (kp/mm²)

Es la fuerza resultante necesaria para producir el desprendimiento de la viruta. Varía para cada material, con la profundidad de pasada y los ángulos de la herramienta.

Su cálculo se hace en base a la fuerza específica de corte dada por los fabricantes de herramientas, la cual viene a ser la fuerza necesaria para arrancar de un material dado una sección unitaria.

PROFUNDIDAD DE CORTE. A_a (mm).

Es la penetración de la herramienta en el material a trabajar, está ligada también a la vida económica de la herramienta. En su elección debe elegirse la mayor profundidad de corte posible, pues ésto nos dará como resultado un menor número de pasadas. Esta elección siempre será posible si es que la potencia y estabilidad de la máquina, así como la resistencia de la pieza a maquinar y la rigidez del amarre lo permitan. Es recomendable que esta profundidad de corte no sobrepase los $2/3$ de la longitud de la arista cortante, ya que así se evitan probables vibraciones en las piezas a mecanizar:

AVANCE S' (mm/min)

Es el desplazamiento relativo entre la obra y la herramienta en un lapso de tiempo determinado. La selección del avance incluye también varios factores a considerar, tales como : material a mecanizar, acabado superficial, potencia de la máquina.

ACABADO SUPERFICIAL \sqrt{Ra}

Es el grado de rugosidad de la superficie mecanizada, influyen sobre ellas las condiciones de

corte, la geometría que tenga la herramienta y el amarre de la pieza a ser mecanizada.

Para plaquitas carburadas se dá una relación entre el radio de las plaquitas usadas, el avance empleado y la rugosidad que se puede alcanzar.

(*). A continuación mostramos:

Acab.superficial		Radio de la punta plaquita carburada (mm)				
Ra	H	0.4	0.8	1.2	1.6	2.4
		Avance / rev.)				
0.6	1.6	0.07	0.10	0.12	0.14	0.17
1.6	4	0.11	0.15	0.19	0.22	0.26
3.2	10	0.17	0.24	0.29	0.34	0.42
6.3	16	0.22	0.30	0.37	0.43	0.53
8	25	0.27	0.38	0.47	0.54	0.66
32	100				1.08	1.32

FUERZA DE AMARRE DE LA PIEZA A MECANIZAR (F_s)

La determinación de las fuerzas de amarre se hacen en función de la potencia del husillo de la máquina, la velocidad de corte y la manera de sujeción de la pieza, ya que la dirección de la fuerza de amarre puede ser horizontal, vertical o una combinación de ambas.

Esta fuerza de amarre puede ser calculada mediante la siguiente relación:

$$F_s = \frac{P \times \eta \times 6000}{\mu \times V_c}$$

Donde:

F_s = fuerza de amarre (Kp)

η = rendimiento de la máquina, generalmente = 0.75

μ = coeficiente de rozamiento estático.

P = potencia (Kw)

V_c = velocidad de corte (m/min)

Los valores para el coeficiente de rozamiento - estático son los siguientes:

Material	ESTADO DE CONTACTO		
	SECO	LUBRICADO	GRASO
Acero-Acero	0.15	0.12	0.07
Acero-Fundición	0.19	0.10	0.05
Fundición-Fundic.	0.30	0.19	0.05
Acero-Bronce	0.14	0.09	0.05
Fundición-bronce	0.43	0.08	0.04

CONDICIONES DE CORTE DURANTE EL FRESADO

φ	=	Angulo de colocación de la fresa
α	=	Angulo de posición
h_m	=	Espesor de viruta promedio
S_z	=	Avance por diente
a_r	=	Ancho de fresado
D	=	Diente de la fresa
P	=	Potencia requerida
S	=	Avance por minuto
S_n	=	Avance por revolución
K_{sm}	=	Fuerza específica de corte
a_a	=	Profundidad de corte
η	=	Eficiencia de la máquina
Q	=	Caudal de viruta
t	=	Tiempo de fresado
L	=	Longitud a fresar
N	=	RPM
F_c	=	Fuerza de corte
A	=	Sección de viruta

FRESADO FRONTAL :

Fresado simétrico :

$$F_H = (0.3 - 0.4) F_c$$

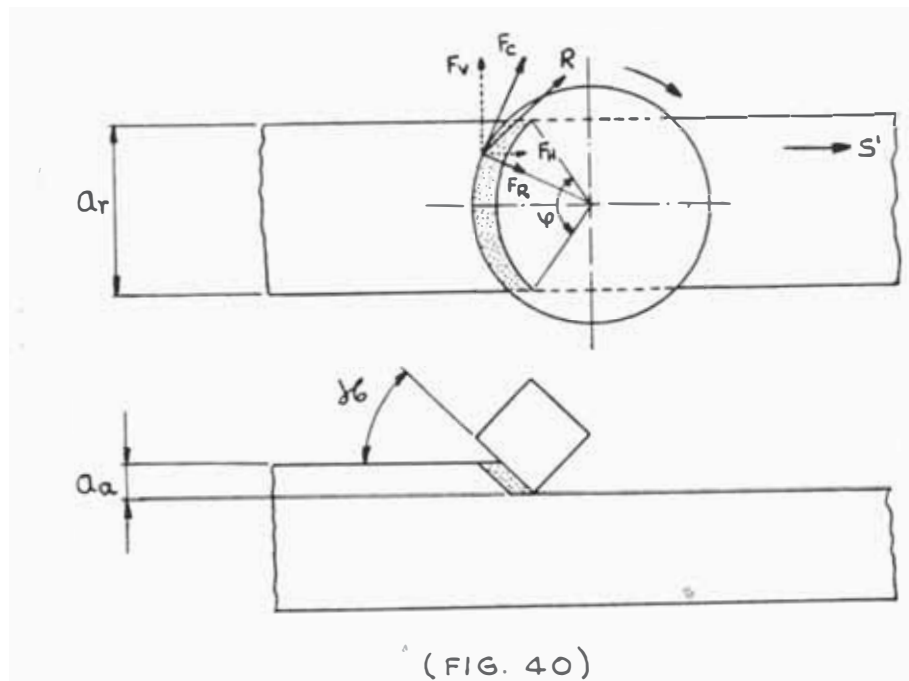
$$F_V = (0.85 - 0.95) F_c$$

Fresado no simétrico

$$F_H = (0.6 - 0.9) F_c$$

$$F_v = (0.45 - 0.7) F_c$$

$$F_R = (0.6 - 0.8) P_c$$



$$h_m = \text{sen. } \delta \frac{360 \cdot S_z \cdot a_r}{\pi \cdot \varphi^\circ \cdot D} \quad (\text{mm})$$

$$P = \frac{A_a \cdot A_r \cdot S' \cdot K_{sm}}{6120000 \eta} \quad (\text{Kw})$$

$$S' = N_z \cdot S_z = N \cdot S_n \quad (\text{mm/min})$$

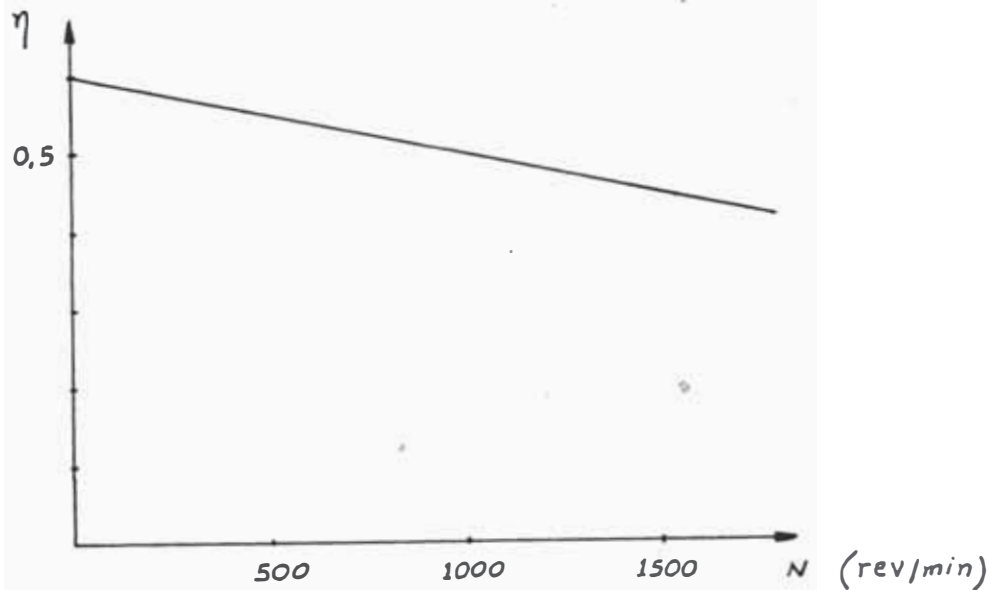
$$Q = \frac{A_a \cdot A_r \cdot S'}{1000} \quad (\text{cm}^3/\text{min})$$

$$t = \frac{L}{S'} \quad (\text{min})$$

$$V_c = \frac{\pi DN}{1000} \quad (\text{m/min})$$

$$f_c = \frac{A_a \cdot A_r \cdot S' \cdot K_{sm}}{\pi DN} \quad (k_p)$$

$$P = \frac{F_c \times V_c}{6120 \eta} \quad (\text{Kw})$$

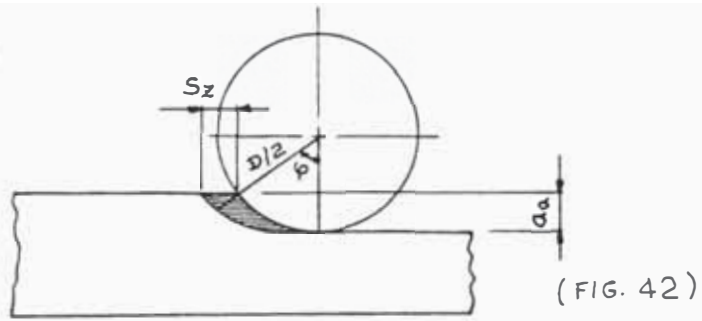


(FIG. 41)

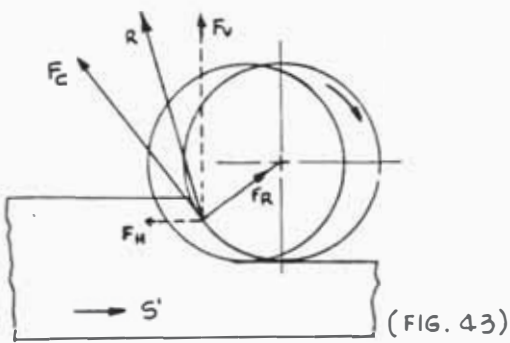
El rendimiento de la máquina es la relación entre la potencia disponible y la potencia del motor. Las pérdidas de potencia comprenden las pérdidas en el motor y las pérdidas por fricción en las máquinas. Estas últimas son función de velocidad de rotación del husillo. Este diagrama muestra una variación típica de la potencia en función de las RPM en máquinas fresadoras.

FRESADO CILINDRO PERIFERICO O TANGENCIAL

- Fresa de dientes rectos.



$$h_m = 2 S_z \sqrt{\frac{a a}{D} \left(1 - \frac{a a}{D}\right)}$$

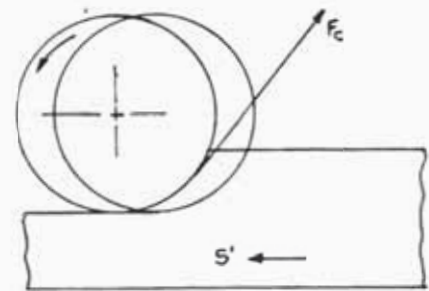


$$F_H = (1.0 - 1.2) F_c$$

$$F_V = (0.2 - 0.3) F_c$$

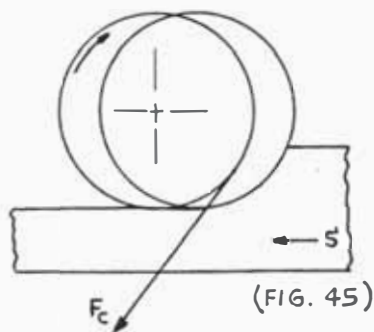
$$F_R = (0.6 - 0.7) F_c$$

Dirección de la fuerza de corte cuando el fresado es en oposición usando fresa de corte derecho.



(FIG. 44)

Dirección de la fuerza de corte cuando el fresado es en oposición usando fresa de corte izquierdo.



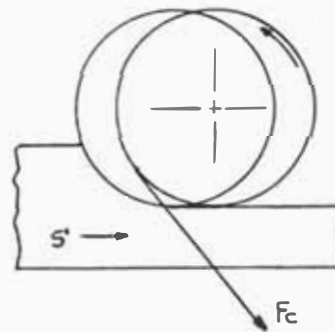
(FIG. 45)

$$F_H = (0.8 - 0.9) F_c$$

$$F_V = (0.6 - 0.7) F_c$$

$$F_R = (0.6 - 0.8) F_c$$

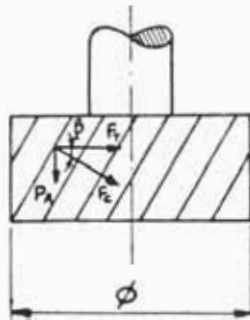
Dirección de la fuerza de corte cuando el fresado es en concordancia usando fresa derecha.



(FIG. 46)

Dirección de la fuerza de corte cuando el fresado es en concordancia usando fresa izquierda.

- Fresa de dientes helicoidales



F_T = Fuerza tangencial

P_A = Fuerza axial

Momento resistente de la fresa.

$$C = F_T \cdot \frac{\phi}{2}$$

$$P_A = F_T \cdot \operatorname{tg} \beta$$

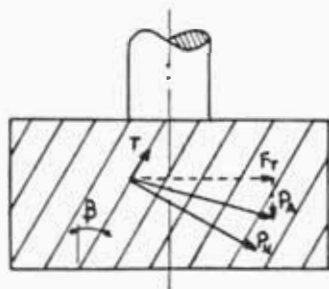
Potencia de corte:

$$P = \frac{F_T \cdot V_c}{6120 \eta}$$

Debido a la fuerza de rozamiento T a lo largo del diente se usa para casos prácticos:

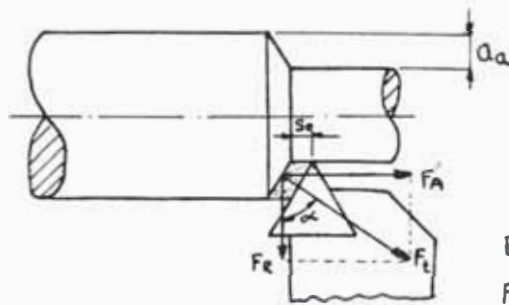
$$P_A = 0.28 F_T \operatorname{tg} \beta$$

$$T = 0.72 F_T \operatorname{sen} \beta$$

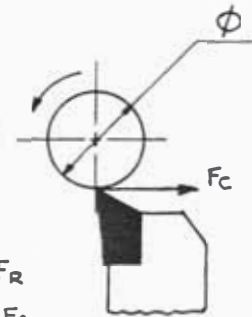


(FIG. 47)

CONDICIONES DE CORTE PARA EL TORNEADO



(FIG. 48)



$$F_C = (0.4 - 0.55) F_R$$

$$F_C = (0.25 - 0.45) F_A$$

Momento de torsión producida por la fuerza de corte:

$$C = F_C \cdot \frac{\phi}{2}$$

$$Q = V_c \cdot a_a \cdot S_n \quad ; \quad Q \text{ en cm}^3/\text{min}, V_c \text{ en m/min}, a_a \text{ en mm}, S_n \text{ en mm/rev.}$$

$$t = \frac{L}{S_n \cdot N} = \frac{L}{S'}$$

$$V_c = \frac{\pi \phi N}{1000} \quad ; \quad V_c \text{ en m/min}, \phi \text{ en mm}, N \text{ en RPM}$$

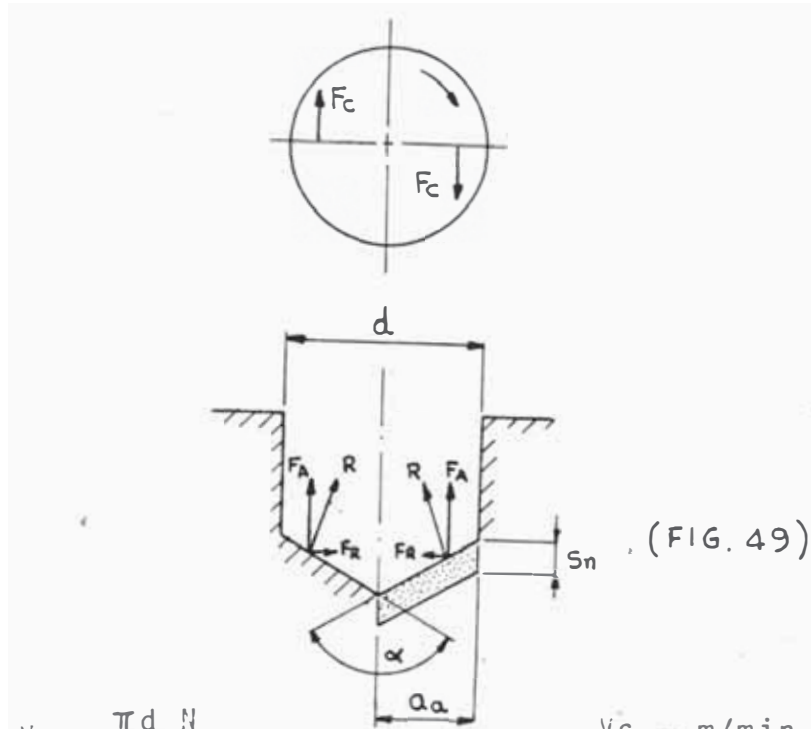
$$P = \frac{V_c \cdot a_a \cdot S_n \cdot K_{sm}}{6120} \quad ; \quad P \text{ en kW}, V_c \text{ en m/min}, a_a \text{ en mm}, S_n \text{ en mm/rev,}$$

$$K_{sm} \text{ en kp/mm}^2$$

$$h_{m1} = S_n \sqrt{\frac{a_a}{2r}}$$

$$K_{sm} = K_s \left(\frac{0.4}{h_m} \right)^{0.29}$$

CONDICIONES DE CORTE PARA EL TALADRADO



$$V_c = \frac{\pi d N}{1000}$$

$$V_c \rightarrow \text{m/min}$$

$$d \rightarrow \text{mm.}$$

$$Q = V_c \cdot A_a \cdot S_n$$

$$N \rightarrow \text{RPM}$$

$$t = \frac{L}{N \cdot S_n} = \frac{L}{S'}$$

$$Q_a \rightarrow \text{cm}^3/\text{min}$$

$$A_a \rightarrow \text{mm.}$$

$$P = \frac{Q \cdot K_{sm}}{6120 \eta} \left(1.17 - \frac{A_a}{d}\right)$$

$$S_n \rightarrow \text{mm/rev.}$$

$$P \rightarrow \text{Kw}$$

$$P = \frac{F_c \cdot V_c}{6120 \eta}$$

$$K_{sm} \rightarrow \text{Kp/mm}^2$$

$$K_{sm} = K_s \left(\frac{0.4}{S_n}\right)^{0.29}$$

$$F_c \rightarrow \text{Kp}$$

$$T = \frac{A_a \cdot S_n \cdot K_{sm} \cdot d}{2000} \left(1.17 - \frac{a}{d}\right)$$

$$T \rightarrow \text{Kp-m}$$

$$T = \frac{F_c}{1000} \cdot \frac{d}{2} = \frac{F_c \cdot d}{2000}$$

$$L \rightarrow \text{mm}$$

$$S' \rightarrow \text{mm/min}$$

$$F_c = A_a \cdot S_n \cdot K_{sm} \left(1.17 - \frac{A_a}{d}\right)$$

$$F_c = 0.335 d S_n K_{sm}$$

Asumiendo que $R \approx F_c$ y para $\alpha = 120^\circ$ se tiene que:

$$F_A = F_c \cos 30^\circ$$

Calidades Coromant para fresado

ISO

P Acero, acero fundido, acero inoxidable, fundición maleable de viruta larga

Calidades básicas SM (P15-P30)

Calidad creada especialmente para el fresado de acero y acero moldeado. Resistencia muy buena a la fisuración térmica y a la deformación plástica. Muy buena resistencia al desgaste en relación con su tenacidad.

SM30 (P20-P40)

Fresado de acero y acero moldeado en operaciones donde se requiere simultáneamente tenacidad, buena resistencia al desgaste y resistencia a las fisuras térmicas. Cubre un amplio campo de aplicaciones.

S6 (P35-P40)

Desbaste de acero al carbono, acero inoxidable y acero moldeado con pequeñas velocidades de corte y bajas condiciones de trabajo difíciles. Usada para grandes profundidades de corte y grandes avances.

Calidades suplementarias

S1P (P05-P15)

Acabado y desbaste ligero de acero y acero moldeado con grandes velocidades de corte y avances moderados en condiciones de trabajo favorables. Soporta bien temperaturas de corte muy altas.

GC 135 (P15-P25)

Mecanizado ligero o medio de acero, acero moldeado, fundición maleable y fundición nodular. Resistencia muy grande al desgaste. Condiciones de trabajo favorables.

M Acero, acero fundido, acero al manganeso, fundición aleada, acero inoxidable austenítico, fundición maleable, acero de fácil mecanización

Calidades básicas R4 (M40)

Acabado y desbaste de acero inoxidable austenítico moldeado con costra de laminación o de fundición. Pequeñas velocidades de corte y grandes avances, resistencia muy grande a la fisuración térmica

Calidades suplementarias

H20 (M20)

Acabado y desbaste de ciertos tipos de materiales de alta aleación y de aleaciones resistentes en caliente. Pequeña velocidad de corte y gran avance

K Fundición, fundición en coquilla, fundición maleable de viruta corta, acero templado, metales no férreos, plásticos, madera.

Calidades básicas HM (K10-K20)

Desarrollada especialmente para fresado de fundiciones de baja aleación, tal como la industria automovilística. Gran resistencia al desgaste y a la deformación plástica.

GC 310 (K10-K20)

Desbaste ligero de fundición bajo condiciones relativamente buenas. El recubrimiento de óxido de aluminio proporciona bajas fuerzas de corte y muy buena resistencia al desgaste. lo cual permite un alto volumen de viruta arrancada.

H20 (K20)

Desbaste de fundición bajo condiciones de trabajo difíciles. Baja velocidad de corte y avances altos.

Calidades suplementarias

H1P (K05-K15)

Acabado y desbaste de fundición, bronce y latón. Alta velocidad de corte y avances moderados.

GC 315 (K10-K15)

Mecanizado ligero y medio de fundición, bronce y otros materiales de viruta corta. Muy buena resistencia al desgaste.

Calidades para aplicaciones especiales

H10 (K05-K20)

Adecuada para mecanizado de aluminio. Excelente agudeza de filo.

GC 135 (K10-K20)

Adecuada para mecanizado de fundición de baja aleación, tales como las empleadas en la industria de automoción. Muy buena resistencia al desgaste.

IRB (K10-K25)

Adecuada por fresado en desbaste y fundiciones de baja aleación, tales como las empleadas en la industria de automoción, excelente tenacidad y auto regenerado de filo, propiedades que permiten su máxima utilización.

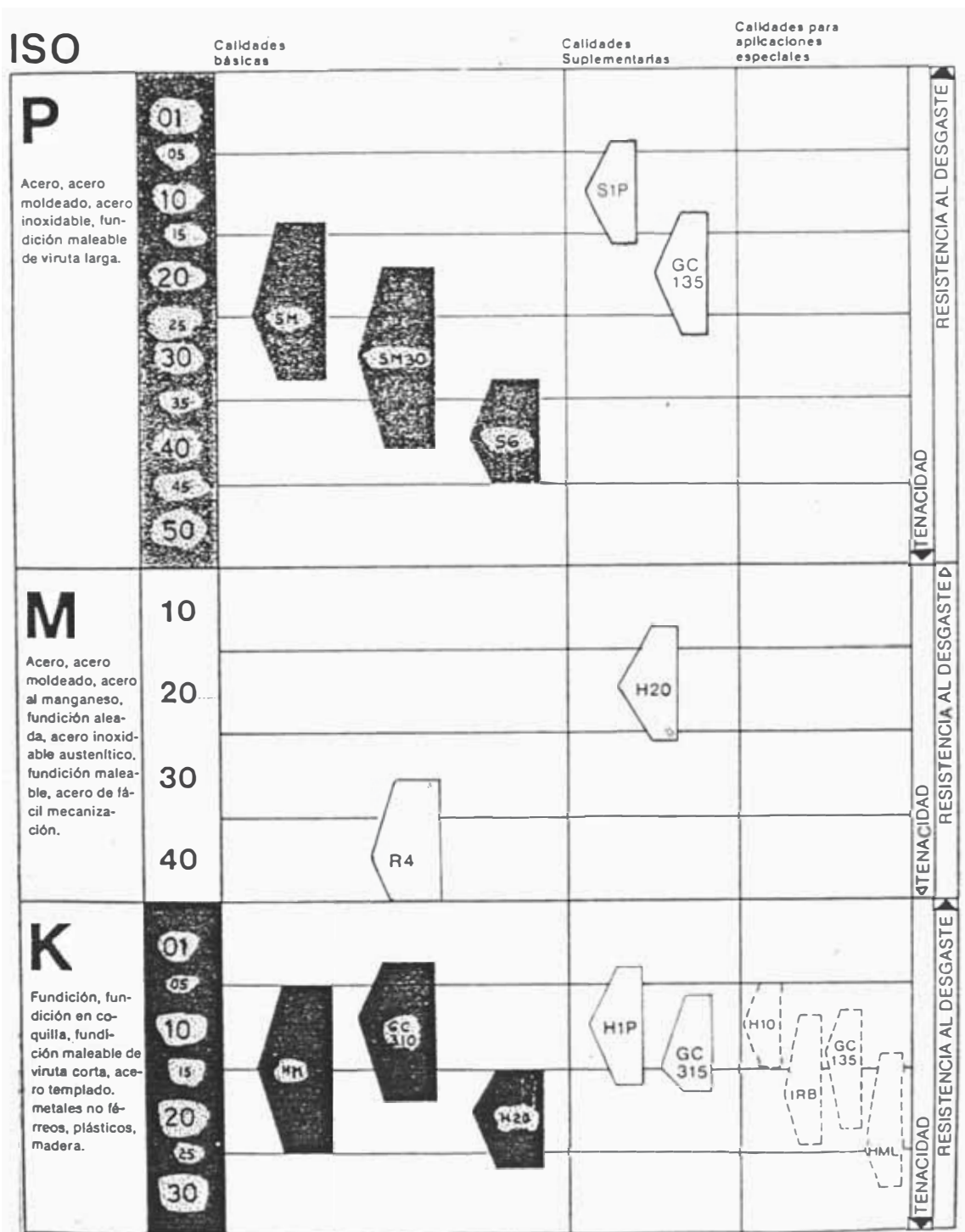
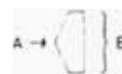
HML (K15-K30)

Adecuada para mecanizado en desbaste de fundición bajo condiciones de mecanizado difíciles. Su capacidad de auto regenerado de filo ofrece la oportunidad de utilizar la plaquita con una prolongada duración de arista.

CALIDADES COROMANT PARA FRESADO.

La posición y forma de los símbolos de calidades, indican el campo apropiado de aplicación según la alternativa de calidades disponibles.

A Centro del campo de aplicación
B Campo de aplicación recomendado



(FIG. 50)

Condiciones de corte para fresado

Valores no nominales de la velocidad de corte

General

El avance debe ser elegido de forma que el espesor de viruta sea igual o mayor de 0,1 mm o 0,04 pulgadas por diente, revólucion.

CMC Clasificación de Materiales
Valores: mm/rev y m/min

Fresas frontales y de planear escuadrar.

CMC n°	Material	Dureza Brinell HB	SM	SM30	SM	S1P	GC 135	R4
			Avance mm/diente					
			0.1-0.2-0.4-0.8	0.1-0.2-0.4-0.8	0.1-0.2-0.4-0.8	0.1-0.2-0.4	0.1-0.2	0.1-0.2-0.4-0.8
Velocidad de corte								
01.1	Aceros de carbono aleados	C < 0.25 %	90-130	250-205-150-100	235-185-135-90	160-130-100-65	300-235-170	240-190
01.3	Aceros de carbono aleados	C < 0.2 %	125-180	170-135-100-70	150-120-90-65	100-85-65-45	200-150-110	160-125
01.5	Aceros de carbono aleados	C < 1.4 %	250-350	150-110-80-55	125-100-70-50	90-70-50-35	165-125-90	130-100
02.1	Aceros de baja aleación	Recocido	125-225	165-135-100-70	150-120-90-65	105-85-65-45	190-150-115	155-125
02.2	Aceros de baja aleación	Templado	200-450	105-85-60-40	95-75-55-35	70-55-40-25	120-95	100-80
03.11	Aceros de alta aleación	Recocido	150-250	150-115-90-65	115-105-80-60	100-80-60-45	170-135	145-110
03.22	Aceros de alta aleación	Templado	250-500	100-75-55-40	90-65-50-35	65-50-35-25	115-90	90-70
03.13	Aceros templados		150-250	130-105-75-55	120-95-70-50	75-60-45-35	120-95	100-85
03.21	Aceros de herramientas altamente aleados	Templado	250-350	100-80-60-40	90-70-55-35	50-40-30-20	90-70	75-60
05.1	Aceros inoxidables recocidos	Ferrítico	150-270	210-165-120-80	195-150-110-70	130-105-80-55	245-190	195-155
05.2	Aceros inoxidables recocidos	Martensítico	150-220	165-130-95-65	150-115-85-60	100-80-55-45	185-150	155-120
06.1	Aceros fundidos	No aleado	115-230	150-115-85-60	135-105-75-55	95-75-50-40	175-140	140-110
06.2	Aceros fundidos	De baja aleación	150-250	125-100-75-50	110-90-65-45	80-65-45-35	145-115	115-95
06.3	Aceros fundidos	De alta aleación	160-200	95-70-55-40	75-65-50-35	55-45-35-25	100-80	80-65
06.31	Aceros fundidos	Ferrítico	150-250	80-65-50-35	70-60-45-30	50-40-30-20	95-75	75-60
06.32	Aceros fundidos	Martensítico	150-250	60-50-35	55-45-35	35-30-22	70-55	60-50
06.33	Aceros fundidos	Austenítico	150-250	60-50-35	55-45-35	35-30-22	70-55	60-50

CMC n°	Material	Dureza Brinell HB	GC 310	HM	H20	H1P	GC 315	HML	IRB
			Avance mm/diente						
			0.1-0.2	0.1-0.2-0.4	0.1-0.2-0.4-0.8	0.1-0.2-0.4	0.1-0.2	0.2-0.4	0.2-0.4
Velocidad de corte									
06.33	Aceros fundidos al manganeso	200-300		30-20-15	25-18-12	40-30-20	35-25		
07.1	Aceros fundidos maleables	HRC 50-65				15-10	12-8		
07.2	Aceros fundidos maleables	HRC 50-65							
08.1	Fundición gris	110-145	195-170	150-125-100	95-80-65-50	175-150-125	160-140		
08.2	Fundición gris	200-230	175-140	135-115-90	80-65-50-30	150-125-100	140-120		
08.1	Fundición gris	150-220	230-175	155-120-85	120-95-70-50	170-130-90	160-130	80-60	110-80
08.2	Fundición gris	200-330	170-130	115-90-70	90-70-50-30	125-100-75	120-95	60-35	90-60
09.1	Fundición nodular	125-230	150-125	115-90-70	80-65-50-35	125-110-85	120-100		
09.2	Fundición grafitica	200-300	135-115	100-85-65	70-60-45-30	120-100-80	110-90		
10.	Fundición en coquilla	HRC 40-60				25-18	20-15		

1) Debe utilizarse ángulo negativo.
2) Se necesita faceta primaria negativa.

3) Aumentar el avance para ángulos de posición menores de 75°.

T-MAX

Son aplicables las velocidades de corte nominales de las fresas T-MAX frontales y de escuadrar.
Avances: 0,1 - 0,8 mm/diente.

Auto-F, Auto-F Cap

Velocidad de corte 120 - 160 m/min
Avance < 10 mm/revol

Auto, Auto Cap

Velocidad de corte 80 - 160 m/min
Avance 0,2 - 0,4 mm/diente.

Fresas frontales y de planear escuadrar T-MAX para mecanizado de aluminio

Solo se pueden indicar valores iniciales
Velocidad de corte: 500 m/min.
Avance no inferior a 0,1 mm/diente

Fresas de ranurar

Sólidas de metal duro

T-MAX

CMC n°	Material	Dureza Brinell HB	SM	SM30	S6	S6
			Avance mm/diente			
			0,15-0,3	0,15-0,3	0,15-0,3	0,15-0,3
			Velocidad de corte			
01.	Acero al carbono no aleado	120-300	160-110	140-100	120- 80	95- 65
02.	Acero de baja aleación	130-400	140- 65	125- 60	105- 45	85- 35
03.	Acero de alta aleación	150-500	130- 60	120- 55	100- 40	80- 32
05	Acero inoxidable	150-220	120- 75	110- 65	90- 55	70- 45
06	Acero fundido	150-200	110- 45	100- 40	80- 35	65- 28
CMC n°	Material	Dureza Brinell HB	HM	H20	H1P	
			Avance mm/diente			
			0,15-0,3	0,15-0,3	0,15-0,3	
			Velocidad de corte			
04	Acero templado	HRC 50-65	25- 10	18- 8	30- 12	
07	Fundición maleable	110-230	120- 80	90- 60	145- 95	
08	Fundición gris	180-260	115- 50	85- 40	140- 60	
09.	Fundición nodular - Grafítica estero-dal	160-250	80- 40	60- 30	95- 50	
10.	Fundición en coquilla	HRC 40-60	35- 10	25- 8	40- 12	
33	Bronce y latón	60-150	160-100	120- 80	190-120	

Los datos de corte facilitados son para condiciones estables. Cuando las condiciones son desfavorables el avance debe reducirse en un 40 %

Fresas de disco T-MAX

CMC n°	Material	Dureza Brinell HB	SM	SM30	S6	GC 135	R4	
			Avance mm/diente					
			0,1-0,3-0,6	0,1-0,3-0,6	0,1-0,3-0,6	0,1-0,3	0,1-0,3-0,6	
			Velocidad de corte					
01.	Acero al carbono no aleado	120-300	210-140-110	185-120- 80	135- 90- 70	200-130		
02.	Acero de baja aleación	130-400	150-100- 70	135- 80- 55	80- 65- 45	140- 90		
03.	Acero de alta aleación	150-500	100- 70- 50	90- 60- 40	65- 45- 30	95- 65		
05.	Acero inoxidable	150-220	140- 90- 65	125- 80- 55	90- 60- 40	130- 85	60- 45- 30	
06.	Acero fundido	150-200	95- 60- 45	85- 55- 35	60- 40- 25	90- 55	45- 30- 20	

CMC n°	Material	Dureza Brinell HB	GC 310	HM	H20	H1P	GC 315	
			Avance mm/diente					
			0,1-0,3	0,1-0,3-0,6	0,1-0,3-0,6	0,1-0,3-0,6	0,1-0,3	
			Velocidad de corte					
04.	Acero templado	HRC 50-60				15- 10	12- 8	
07	Dureza Brinell HB	110-230	130- 90	100- 70- 55	70- 50- 25	120- 85- 65	110- 75	
08.	Fundición gris	180-260	150-100	120- 75- 60	85- 55- 35	140- 90- 60	125- 80	
09	Fundición nodular - Grafítica estero-dal	160-250	100- 70	80- 55- 40	50- 35- 25	90- 65- 50	80- 60	
10	Fundición en coquilla	HRC 40-60				2- 8	10- 6	
30	Aleaciones de aluminio	30-100		600-400-300	400-290-210			
33	Bronce y latón	60-150		200-135-110	140- 95- 75	240-160-130		

POTENCIA NECESARIA EN EL FRESADO

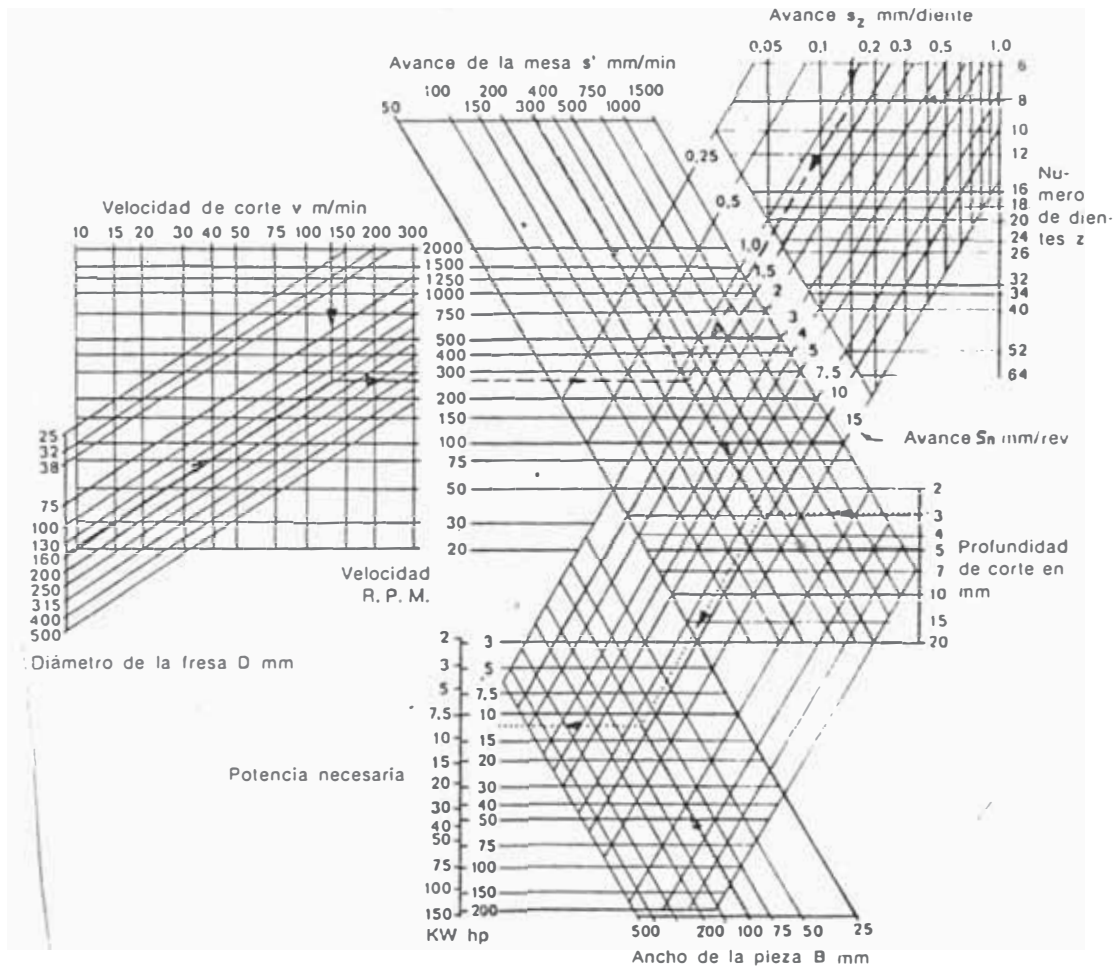
Este ábaco es aplicable en condiciones de trabajo normales para acero al carbono sin alea. La potencia hallada mediante el mismo es la necesaria para emplear fresas frontales con un ángulo de posición de 75° y ángulo de desprendimiento negativo.

El rendimiento de la máquina se ha considerado 0,7.

Cuando se empleen diferentes condiciones de trabajo o varie el material, la potencia necesaria, debe calcularse por medio de los factores de corrección K_1 , K_2 ,

y K_3 . Por ejemplo: la potencia necesaria para fundición será la mitad aproximadamente de la necesaria para acero.

La fuerza específica de corte k_s , sobre la cual se basa la escala de rendimiento, está referida a un espesor medio de virutas $h_m 0.2$, lo que significa un avance de $s_z = 0.25$ mm/diente, el ángulo de posición $\alpha = 75^\circ$ y $B:D = 0.7$ (vea figura) en el fresado frontal. Al variar los datos de corte, debe modificarse la fuerza específica de corte k_s corrigiendo la relación $\frac{B}{D}$ y el avance con el factor K_2 .



(FIG. 51)

Ejemplo de aplicación

Una pieza de 110 mm de ancho, de acero al carbono sin alear con dureza HB 200 ($K_1 = 1$), debe fresarse para rebajar 3 mm su espesor. La herramienta disponible es una fresa negativa ($K_3 = 1$) de 160 mm con 8 dientes. La relación de intervención será por tanto $B:D = 110:160 \approx 0.7$. La velocidad de corte es fijada en 125 m/min y el avance en 0,15 mm/diente ($K_2 = 1,2$ con la fresa situada en el centro s/croquis a). La velocidad de corte, avance de la mesa y potencia necesaria pueden obtenerse ahora, directamente del ábaco.

1. Número de revoluciones de la fresa

Siga la línea continua.
 Diámetro de la fresa 160 mm.
 Velocidad de corte 125 m/min.
Número de revoluciones aprox. 250 rev/min

2. Avance de la mesa

Siga la línea de trazos
 Número de revoluciones de la fresa 250 rev/min
 Número de dientes de la fresa: 8
 Avance: 0,15 mm/diente
 1,2 mm/rev
Avance de la mesa aprox. 300 mm/min

3. Potencia necesaria

Siga la línea de puntos
 Avance de la mesa 300 mm/min
 Profundidad de corte 3 mm
 Ancho de la pieza 110 mm
 Potencia aproximada necesaria 9 KW (12 hp)
 Corrección para la relación $\frac{B}{D}$ y avance ($K_2 = 1,2$) = $9 \times 1,2 \approx 11$ KW
Potencia necesaria aprox. 11 KW (15hp)

Ahora supongamos que el material es fundición ($K_1 = 0,5$); $B:D = 0,7$, fresando lateralmente (relación de intervención s/croquis b) con avance $s_z = 0,40$ mm/diente ($K_2 = 0,8$) empleando ángulo de salida negativo ($K_3 = 1$).

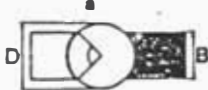
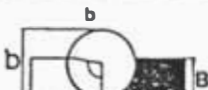
El aumento del avance a 0,40 mm/diente, produce naturalmente un aumento en el avance de la mesa (aprox. 800 mm/min es el resultado obtenido al proceder en el nº 2 " Avance de la mesa" como en ejemplo anterior) y será afectado también el factor de corrección K_2 , que en este caso resulta 0,8.

La potencia obtenida ahora (23KW) debe ser multiplicada entonces por los factores de corrección K_1 , K_2 y K_3 es decir $23 \times 0,5 \times 0,8 \times 1 = 9,2$ KW (12,5 hp).

Factores de corrección

Material		K_1
Acero al carbono	HB 150	0,9
Acero al carbono	HB 200	1
Acero aleado recocido	HB 200	1
templado y revenido	HB 300	1,2
Aceros Inoxidables, austeníticos		1,3
Acero fundido, de baja aleación	HB 200	0,9
Fundición	HB 200	0,5
Latón		0,3

Relación de Intervención $\frac{B}{D}$ y avance (K_2)

Relación de Intervención	$\frac{B}{D}$	K_2 para un avance de mm/diente			
		0,10	0,15	0,25	0,40
	0,7	1,3	1,2	1,0	0,8
	0,5	1,2	1,1	0,9	0,7
	0,3	1,1	1,0	0,8	0,6
	0,7	1,4	1,3	1,1	0,8
	0,5	1,7	1,6	1,3	1,0
	0,3	2,0	1,8	1,5	1,1

Angulo de desprendimiento K_3

Negativo	1
Positivo	0,85

Calidades Coromant para torneado ISO

P Acero, acero moldeado, acero inoxidable, fundición maleable viruta larga.

Calidades básicas
SIP (P01-P15)

Calidades básicas
SIP (P05-P15)

Acabado y desbaste ligero de acero y aceros moldeados. Condiciones favorables. Altas velocidades de corte, avances moderados. Mejor usar sin refrigeración. Aconsejable para copiado y roscado.

GC 415 (P05-P30)

Para acabado y desbaste ligero de acero, aceros moldeados, fundición maleable y fundición nodular de viruta larga. La enorme resistencia al desgaste y la buena resistencia a la deformación plástica permite un elevado régimen de arranque de viruta con un amplio campo de aplicación.

GC 015 (P05-P35)

Para acabado y desbaste ligero de acero, aceros moldeados, fundición maleable y fundición nodular de viruta larga. La enorme resistencia al desgaste permite un elevado régimen de arranque de virutas con un amplio campo de aplicación.

GC 135 (P25-P45)

Desbaste medio y pesado de acero, fundiciones de acero, fundición maleable y fundición nodular. Puede utilizarse bajo condiciones desfavorables. Velocidades de corte y avances comparativamente altos. Alta resistencia al desgaste. Calidad muy versátil para el mecanizado del acero.

Calidades complementarias

GC1025 (P10-P35)

Desbaste ligero y medio de acero, aceros moldeados fundición maleable, fundición nodular. Altas velocidades de corte y avances relativamente altos. Enorme resistencia al desgaste

S6 (P35-P45)

Desbaste pesado de acero, acero inoxidable y aceros moldeados. Condiciones difíciles. Bajas velocidades de corte, avances pesados, grandes profundidades de corte.

Calidades para aplicaciones especiales

F02 (P01)

Acabado de acero y aceros moldeados en condiciones estables. Velocidades de corte muy elevadas. Pequeños avances.

S10T (P01-P15)

Para el roscado de acero, aceros moldeados y materiales inoxidables. Velocidades de corte medias a altas en condiciones favorables. Hay buena agudeza de filo. Elevada resistencia al desgaste en incidencia.

S2 (P20)

Desbaste ligero a medio de acero y aceros moldeados. Condiciones menos favorables. Velocidades de corte y avances moderados. Adecuada para copiado.

GC 225 (P05-P30)

Para el roscado de acero, acero moldeado y materiales inoxidables. Su elevada resistencia al desgaste permite altas velocidades de corte. Buena resistencia a la deformación plástica. Condiciones relativamente favorables.

S30T (P15-P40)

Para el roscado de acero, acero moldeado y materiales inoxidables. Velocidades de corte medias a relativamente altas. Condiciones menos favorables. Buena agudeza de filo.

S4 (P25-P35)

Desbaste medio a pesado de acero y aceros moldeados. Condiciones desfavorables. Velocidades de corte moderadas y avances fuertes.

S35 (P30-P45)

Desbaste de acero y aceros moldeados en condiciones normales. Velocidades de corte bajas a medias y grandes avances. Buena agudeza de filo.

R4 (P45-P50)

Desbaste pesado de acero y aceros moldeados en condiciones muy difíciles. Bajas velocidades de corte y avances fuertes.

M

Acero, acero moldeado, acero al manganeso, fundición aleada, aceros inoxidables austeníticos, fundición maleable, acero de fácil mecanización.

Calidades básicas

RIP (M10)

Acabado y desbaste ligero de aleaciones resistentes al calor y aceros inoxidables, tales como componentes de reactores nucleares. Elevada resistencia al astillamiento. Relativamente altas velocidades de corte y avances moderados.

GC 415 (M10-M20)

Acabado y desbaste medio de aceros inoxidables laminados o forjados. Trabaja a velocidades de corte comparativamente altas.

GC 315 (M10-M20)

Acabado y desbaste ligero de aleaciones resistentes al calor. Filo de corte muy resistente. Velocidades de corte relativamente altas y avances moderados. Elevada resistencia al desgaste.

GC015 (M10-M20)

Acabado y desbaste medio de aceros inoxidables laminados o forjados. Trabaja a velocidades de corte relativamente altas.

R4 (M40)

Acabado y desbaste de aceros inoxidables austeníticos moldeados y aceros inoxidables con costra o cascarilla difícil de fundición. Baja velocidad de corte y fuertes avances. Gran resistencia a la destrucción del filo durante el mecanizado intermitente.

Calidades complementarias

GC135 (M10-M30)

Desbaste ligero y pesado de aceros inoxidables laminados o forjados, aceros con estructura austenítica. Velocidades de corte y avances comparativamente elevados. Adecuada para ciertos tipos de aceros de fácil mecanización.

S6 (M30-M40)

Mecanizado ligero y pesado de aceros inoxidables austeníticos y materiales inoxidables con cascarilla de laminación o forja. También para condiciones de trabajo difíciles.

Calidades para aplicaciones especiales

SH (M20)

Desbaste pesado de acero y aceros moldeados, aceros al manganeso y fundiciones aleadas dúctiles con tendencia a la viruta larga. Especialmente adecuada para el torneado de ruedas de ferrocarril.

H20 (M20-M30)

Mecanizado ligero y pesado de aleaciones resistentes al calor. También para condiciones de mecanizado difíciles. Elevada resistencia del filo de corte

H13A (M10-M20)

Combina una buena resistencia al desgaste por abrasivos y tenacidad para el torneado medio a pesado de materiales resistentes al calor, especialmente en la industria aeroespacial, bajo velocidades de corte y avances medios.

K

Fundición, fundición en coquilla, fundición maleable de viruta corta, acero endurecido, metales no féreos, plásticos, madera.

Calidades Básicas

HIP (K01-K20)

Acabado y desbaste ligero de fundición. También para fundición, aleada, bronce y latón. Velocidad de corte relativamente elevada y avance moderado.

GC415 (K05-K20)

Para acabado y desbaste ligero de fundiciones de alta y baja resistencia, fundición maleable y fundición nodular. Especialmente adecuada para las modernas fundiciones de baja aleación. La resistencia al desgaste, extremadamente alta permite regímenes de arranque de virutas muy elevados y proporciona los mejores resultados con rompevirutas sinterizados.

GC 315 (K05-K25)

Calidad versátil para el mecanizado de fundición y otros materiales de viruta corta, en condiciones menos favorables. Velocidad de corte comparativamente elevada y fuertes avances. Resistencia al desgaste muy alta.

GC015 (K05-K20)

Para acabado y desbaste ligero de fundiciones de alta y baja resistencia, fundiciones maleables y nodulares. Especialmente adecuada para las modernas fundiciones de baja aleación. La muy elevada resistencia al desgaste permite regímenes de arranque de viruta muy altos y proporciona los mejores resultados con rompevirutas sinterizados.

Calidades complementarias

GC1025 (K05-K20)

Desbaste ligero y medio de fundiciones de baja aleación principalmente. Elevada velocidad de corte y avances relativamente altos. Muy elevada resistencia al desgaste.

H20 (K15-K20)

Desbaste pesado de fundición. Condiciones desfavorables. Bajas velocidades de corte y avances pesados.

Calidades para aplicaciones especiales

H05 (K01)

Acabado de fundiciones. Adecuada para fundición en coquilla, hormigón, plásticos, etc ...

H10 (K10)

Adecuada para el mecanizado de aluminio. Excelente agudeza de filo.

H13A (K10-K25)

Para desbaste de fundición con moderadas velocidades y avances. Adecuada para materiales no metálicos como plásticos, goma o madera. Buena agudeza de filo.

CALIDAD DEL COROMANT PARA TORNEADO

La posición y forma del símbolo de la calidad indica el campo de aplicación adecuado

A Centro del campo de aplicación
B Campo de aplicación recomendado

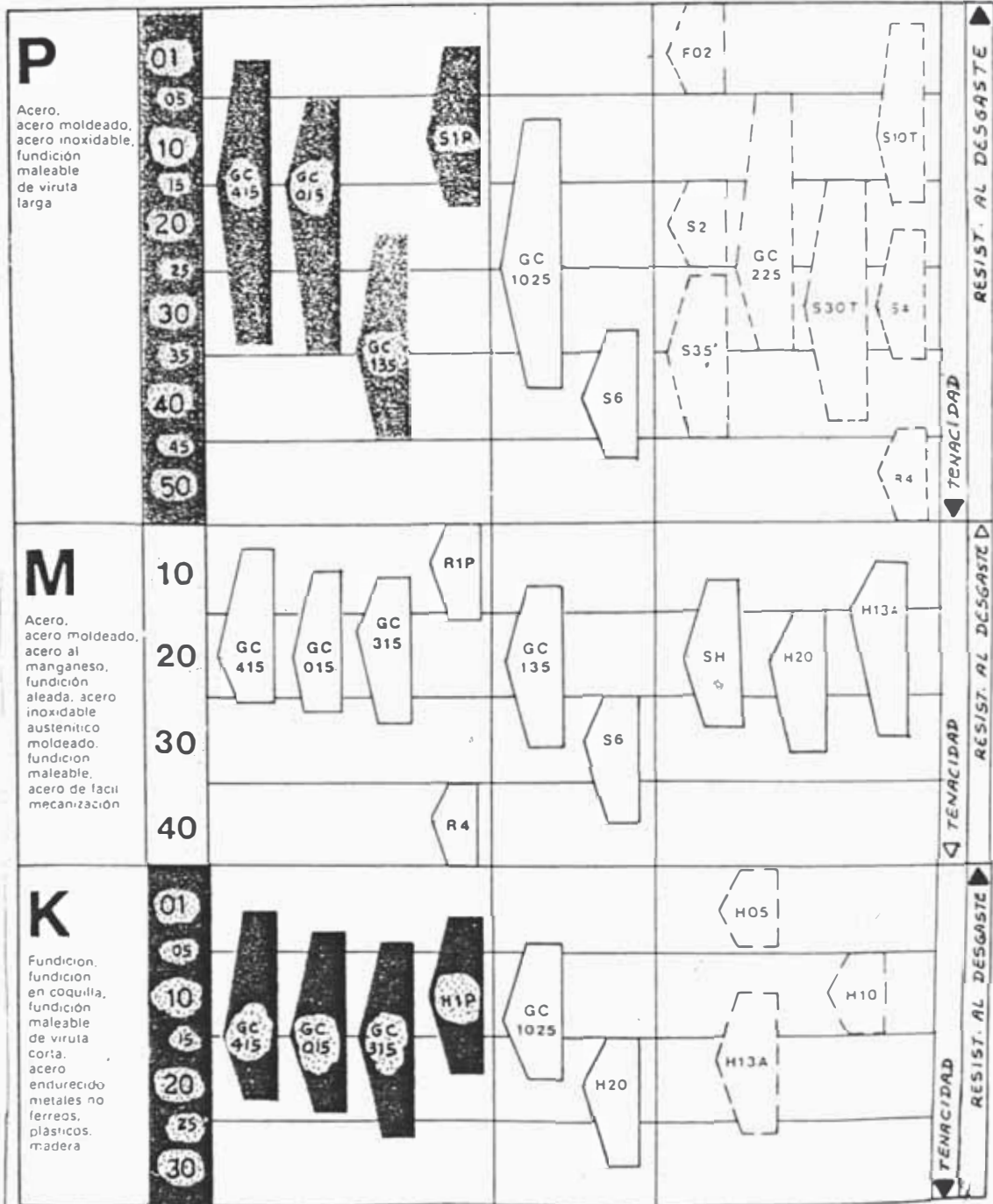


ISO

Calidades básicas

Calidades complementarias

Calidades para aplicaciones especiales



(FIG. 52)

Valores nominales de velocidad de corte y avance para torneado en general.

GMC N.º	Material	Dureza Brinnell HB	Fuerza de corte At 0.1	Dureza Brinnell HB	GC 415	GC 418	GC 1028	GC 418	S1P	S4	S6	F02	S2	F#
D1.1	Acero al carbono, no aleado	180	200-345-430	180-310-385	85-220-280	200-280-410	80-190-250	45-95-160	350-440-540	130-240-330	75-15-100			
D1.2		210	185-315-390	165-285-350	75-170-220	170-240-350	65-150-200	40-75-125	290-360-460	100-210-270	75-60-80			
D1.3		200	145-270-330	130-245-300	110-190-260	80-135-175	130-190-280	45-115-160	230-290-370	80-160-210	15-25-60			
D2.1	Acero aleado	210	185-325-340	150-250-310	110-190-260	130-190-280	50-120-160	35-80-95	230-290-370	80-160-210	20-40-60			
D2.2		250	120-215-285	110-195-265	85-155-210	105-150-220	40-95-125	30-50-75	180-220-290	85-130-170	15-30-50			
D2.3		275	100-170-230	90-155-210	70-125-170	40-90-115	85-120-175	30-60-100	145-180-230	50-100-130	10-25-40			
D2.4		300	75-135-185	70-125-170	55-100-135	30-70-90	65-95-140	25-60-80	115-145-185	40-80-105	8-20-30			
D5.1	Acero inoxidable Recocido, ferrítico	230	150-215-270	140-200-250	125-185-230	170-210	95-165-200	65-90-115	120-190-225	140-175	40-95-70			
D5.2		240	105-175-210	100-185-200	80-150-180	135-185	225	55-80-110	80-135-160	140-175	40-95-70			
D6.1	Acero martensítico	180	110-205-290	100-185-260	80-155-225	160-200	55-115-145	40-60-90	80-135-160	75-40-60				
D6.2		210	85-150-180	85-135-185	60-120-180	115-160	35-75-100	25-40-60	55-95-115	20-30-40				
D6.3		240	145-175	130-160	110-160	80-95	30-70-90	20-35-50	90-105	15-25-35				

Continuación

Valores nominales de velocidades de corte para calidades para operaciones de roscado

GMC N.º	Material	Dureza Brinnell HB	GC 225	S10T	S30T	S1P	M1P	Paso, ISO mm, exterior													
								Avance mm, puig.													
D1.1	Acero al carbono, no aleado	90-130	280-220	210-170	180-140	160-120	100-70	0.75	1.0	1.25	1.5	1.75	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0		
D1.2/3		130-180	240-180	190-140	160-120	140-100	100-70	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	
D1.4		180-250	210-150	170-120	140-100	100-70	100-70	0.15	0.18	0.20	0.22	0.25	0.28	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	
D2.1		Acero aleado	125-225	210-150	170-120	140-100	100-70	0.10	0.14	0.18	0.20	0.22	0.25	0.28	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	
D3.1/1/2	Acero inoxidable	90-250	180-140	140-100	120-90	80-60	0.05	0.10	0.15	0.18	0.20	0.22	0.25	0.28	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50		
D5.1/2		150-270	190-100	150-80	100-70	80-60	0.06	0.10	0.12	0.15	0.18	0.20	0.22	0.25	0.28	0.30	0.35	0.40	0.45		
D6	Acero martensítico	100-250	180-140	140-100	120-90	80-60	0.08	0.10	0.12	0.15	0.18	0.20	0.22	0.25	0.28	0.30	0.35	0.40	0.45		
D8.1		Ferrítico	160-210	240-180	190-140	160-120	120-80	0.06	0.08	0.10	0.12	0.15	0.18	0.20	0.22	0.25	0.28	0.30	0.35		
D8.2	Perlitico	190-260	210-150	170-120	140-100	100-70	0.06	0.08	0.10	0.12	0.15	0.18	0.20	0.22	0.25	0.28	0.30	0.35			

Valores nominales de velocidades de corte y avance para torneado en general.

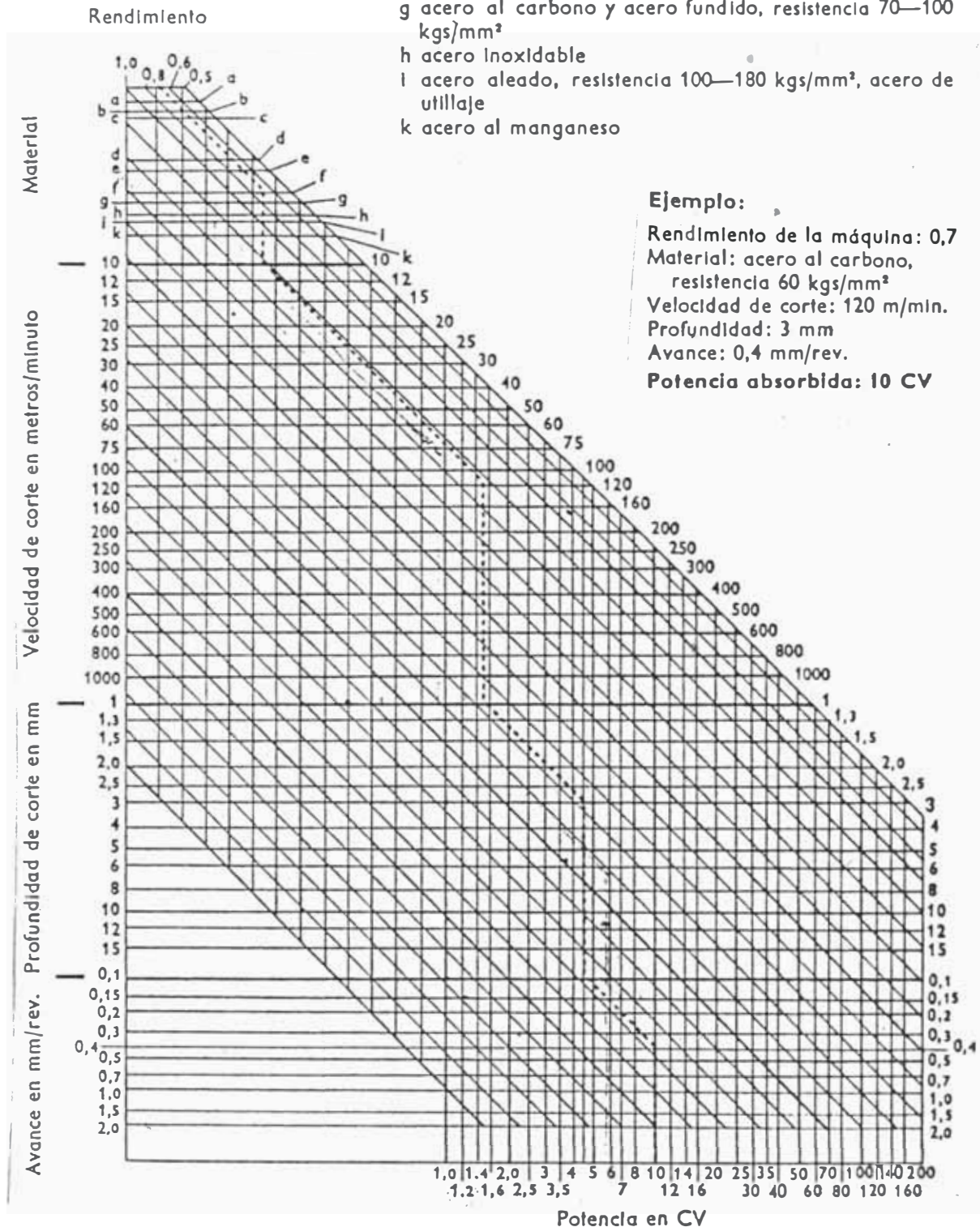
... Continuación

CNC #2	Material	Fuerza específica de corte f_{ch} 0.4	Dureza Brinell HB	GC 415		GC 815		GC 315		GC1025	M10	M10	M10	RIP	R4		
				Avance mm/rev		Velocidad de corte m/min		Velocidad de corte m/min									
				1.0-0.5-0.2	1.0-0.5-0.2	1.0-0.5-0.2	1.0-0.5-0.2	1.0-0.5-0.2	1.0-0.5-0.2							1.0-0.5-0.2	1.0-0.5-0.2
06.33	Acero al manganeso 12%	360	200-300	30-35-45	25-30-40	20-30	40	20-35-55	16-30	25-40-70	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
04	Acero templado	460	50-65HRC			15-25	35	10-20-35	16-30	10-20-35	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
20.11	Base de hierro																
20.12	Envejecido																
30.21, 20.31	Recocido																
40.22, 20.32	Base de aleación y cobalto																
20.24, 20.33	Finida																
07.1	Ferrita	110	110-150	185-240-305	160-215-275	130-165	200	90-140-200	60-90-110	120-140-235	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
07.2	Ferrita	100	150-270	75-125-185	65-110-165	90-150	220	80-95-115	65-90-105	80-95-150	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
08.1	Ferrita	110	150-220	135-225-375	120-225-330	90-150	220	90-150-225	65-90-105	90-150-225	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
08.2	Ferrita	160	200-330	85-165-270	85-150-243	70-115	160	65-110-175	45-65-75	65-110-175	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
09.1	Ferrita	110	125-230	85-150-205	85-135-185	85-135	180	65-110-175	45-65-75	65-110-175	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
09.2	Ferrita	180	200-300	85-175-185	80-120-165	85-110	140	55-95-160	45-65-75	85-90-130	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
10	Ferrita	275	400			8-15	25	12-20	6-10-15	12-20	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
22	Ferrita	350	600			10	15	10-15	6-10-15	10-15	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
33.1	Alaciones de aluminio	70	80-150			225-320	450	250-350-475	150-210-280	250-350-475	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
33.2	Alaciones de aluminio	75	80-110			305-375	470	350-420-500	220-280-335	350-420-500	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
33.3	Fولاذ, bronce	175	85-114			320-270	335	250-300-360	160-200-240	250-300-360	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
30.11	No tratado por calentamiento	50	30-80			130-160	250	150-210-275	100-130-165	150-210-275	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
30.12	Tratable por calentamiento	70	80-120					1300-1700-2200	800-1000-1300	1300-1700-2200	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
30.21	No tratado por calentamiento	75	100					350-480-650	200-270-350	350-480-650	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
30.22	Tratable por calentamiento	90	130					300-480-700	140-225-320	300-480-700	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
45	Goma dura							160-250-380	85-130-190	160-250-380	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
-	Fibra							230-350	115-220	230-350	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2
40	Plástico duro							115-230	85-170	115-230	1.0-0.7-0.2	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	1.2-0.7-0.4-0.3-0.15	0.2-0.1	0.2	0.3-0.15	0.4-0.2

1) Debe utilizarse ángulo de desfilamiento regular.
 2) Procedimiento hay que utilizar un ángulo de posición de 35° y unos avances de 1-3 mm/rev.
 3) Puede ser necesario un lubricante adecuado.
 4) Es necesario utilizar un ángulo de posición de 35-45° geometría de corte positiva y refrigeración.

POTENCIA NECESARIA EN EL TORNEADO :

- a aleaciones de aluminio
- b latón y bronce
- c fundición, hasta 200 Brinell, cobre, fundición maleable
- d fundición, Brinell 200—250
- e fundición, Brinell 250—400, fundición templada en coquilla, bronce fosforoso
- f acero al carbono y acero fundido, resistencia 50- 70 kgs/mm²
- g acero al carbono y acero fundido, resistencia 70—100 kgs/mm²
- h acero inoxidable
- i acero aleado, resistencia 100—180 kgs/mm², acero de utillaje
- k acero al manganeso



(FIG. 53)

CONDICIONES DE TRABAJO PARA EL TALADRO

Velocidades de corte, avances y tipo de refrigeración recomendados para el correcto empleo de nuestras brocas helicoidales en acero Super-Rápido "HSS" y "HSSCO".

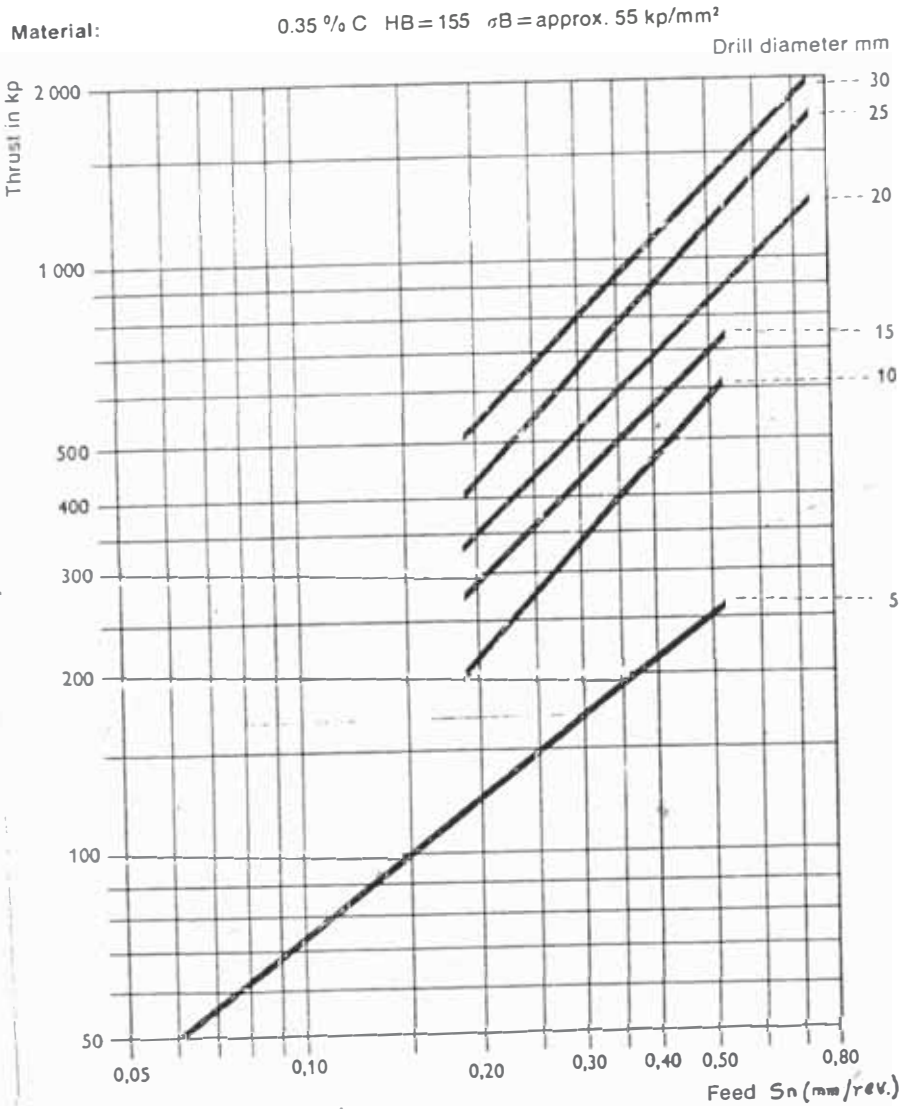
rpm = Revoluciones por minuto (valores metes).

A = Avance a vuelta (mm)

MATERIALES A TRABAJAR	VELOCIDAD DE CORTE		Diámetro de la Broca (mm.)																REFRIGERACION
	M/min.	ACERO BROCA	2	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	
			rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	
ACEROS al S. de R = 50 kg/mm ² (De fácil mecanización)	30-50	HSS	5800 .05	3900 .07	2900 .09	2350 .12	1850 .15	1450 .18	1250 .21	1050 .24	790 .27	630 .30	510 .34	395 .38	320 .42	265 .50	220 .63	160 .80	Taladrina o aceite de corte
ACEROS de R = 50-70 kg/mm ²	25-35	HSS	4400 .04	2900 .06	2200 .08	1750 .10	1450 .12	1100 .15	960 .18	790 .21	690 .23	530 .25	380 .31	300 .34	240 .40	190 .50	165 .63	120 .80	Taladrina o aceite de corte
ACEROS de R = 70-90 kg/mm ²	15-15	HSS	2900 .03	1950 .05	1450 .06	1150 .08	970 .10	730 .12	630 .14	530 .16	395 .18	320 .20	255 .22	200 .24	160 .28	125 .32	110 .40	79 .50	Taladrina o aceite de corte
ACEROS de R = 90-110 kg/mm ²	10-25	HSS (HSSCO)	1750 .04	1150 .05	880 .06	700 .07	580 .08	440 .09	380 .11	320 .13	240 .15	190 .17	150 .19	120 .21	95 .24	75 .27	65 .32	47 .40	Taladrina o aceite de corte
ACEROS de R = 110 kg/mm ² A. TIPO OXIDABLES (Al-Mn-Si-Cr-V/etc.) A. de MUEBLES (Al-Mn-Si-Cr-V/etc.)	5-12	HSSCO	1150 .04	780 .05	580 .06	470 .06	390 .07	290 .08	255 .09	210 .10	160 .11	125 .13	100 .15	79 .17	63 .20	50 .25	44 .30	31 .35	Taladrina o aceite de corte
ACEROS INOXIDABLES (A. Cr-Ni; austeníticos) A. de MANGANESO (A. 10% Mn) TITANIO Y SUS ALEACIONES	3-6	HSSCO	580 .03	390 .04	290 .04	235 .04	145 .05	125 .06	105 .07	79 .08	63 .10	50 .12	39 .15	31 .16	25 .20	22 .24	15 .28	11 .30	Aire o en seco
FUNDICIONES BLANDAS (hasta 200 HB)	14-25	HSS	2900 .06	1950 .08	1450 .10	1150 .12	970 .14	730 .16	630 .18	530 .20	395 .22	320 .24	255 .26	200 .28	160 .32	125 .35	110 .40	80 .50	En seco
FUNDICIONES DURAS (hasta 350 HB)	6-14	HSSCO	1450 .04	970 .06	730 .08	580 .10	485 .12	365 .14	320 .16	265 .18	200 .20	160 .22	125 .25	99 .28	79 .32	63 .35	55 .40	39 .45	En seco
LATON FRAGIL (~ 60% Cu)	60-80	HSS	9500 .06	6300 .08	4750 .10	3800 .12	3150 .16	2350 .20	2060 .25	1700 .30	1300 .40	1050 .45	820 .50	640 .55	510 .60	415 .65	360 .70	260 .80	En seco o aceite de corte
LATON TENAZ (~ 40% Cu) COBRE COMUN (forjado)	30-60	HSS	6500 .05	4400 .07	3300 .08	2650 .10	2200 .12	1650 .16	1450 .20	1200 .22	890 .25	710 .28	570 .32	445 .35	360 .40	285 .45	250 .50	180 .63	Taladrina o aceite de corte
COBRE ELECTROLITICO	20-30	HSS	3650 .05	2450 .07	1850 .08	1450 .10	1200 .12	910 .16	790 .20	660 .22	495 .25	395 .28	320 .32	250 .35	200 .40	160 .45	140 .50	99 .63	Taladrina o aceite de corte
ALUMINIO Y ALEACIONES LIGERAS A BASE DE Al y Mg	40-100	HSS	10200 .07	6800 .10	5100 .12	4100 .16	3400 .20	2650 .25	2200 .30	1850 .35	1400 .40	1100 .45	890 .50	690 .55	550 .60	445 .65	390 .70	200 .80	Taladrina o seco (Alta velocidad)
PLASTICOS BLANDOS (termoplásticos)	16-40	HSS	3650 .04	2450 .06	1850 .08	1450 .10	1200 .12	910 .16	790 .20	660 .22	495 .25	395 .28	320 .32	250 .35	200 .40	160 .45	140 .50	99 .63	Aire o en seco
PLASTICOS DUROS (duroplásticos)	10-16	HSS (MD)	1750 .03	1150 .04	880 .05	700 .06	580 .07	440 .08	380 .10	320 .12	240 .14	190 .16	150 .18	120 .20	95 .22	76 .25	66 .28	47 .30	Aire o en seco
GOMAS DURAS/EBONITA	16-30	HSS	2900 .06	1950 .08	1450 .10	1150 .12	970 .14	730 .16	630 .18	530 .20	395 .22	320 .25	255 .28	200 .32	160 .35	125 .40	110 .45	79 .50	En seco
PIEDRAS Y HORMIGONES	3-5	HSS (MD)	580 .04	390 .06	290 .08	235 .10	195 .12	145 .14	125 .16	105 .18	79 .20	63 .22	50 .25	39 .28	31 .32	25 .35	22 .40	15 .45	En seco

(M.D.) Es recomendable el empleo de brocas con Metal-Duro.

Variation of axial force with drill diameter and feed rate



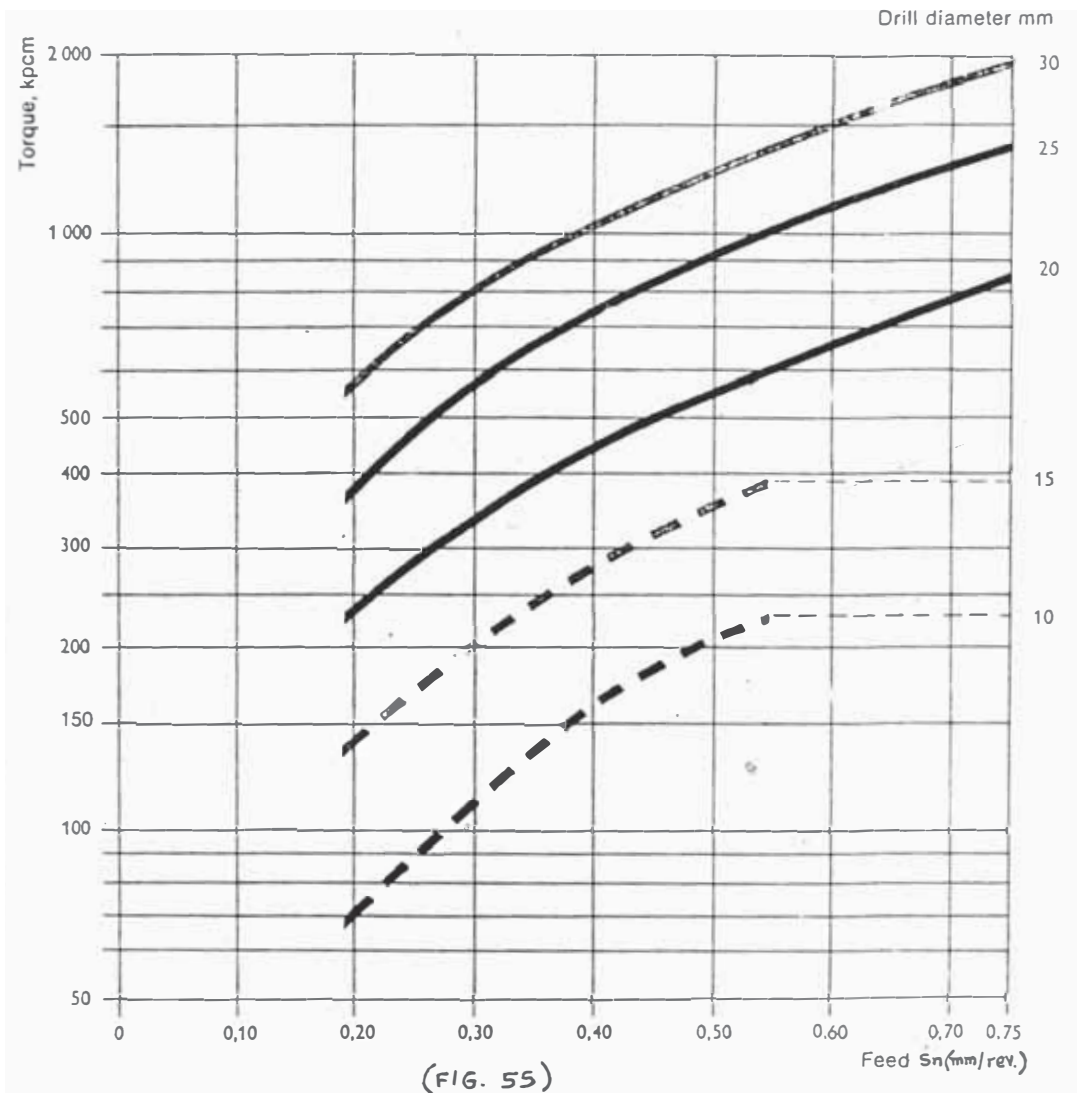
(FIG. 54)

Machining data:	Speed v :	25 m/min	Coolant:	Emulsion	
	Feed S_n :	as shown above		Tools:	HSS twist drills. List No. 130
	Depth of hole h :	20 mm for drill diam. 5 mm, 40 mm for other dimensions			

Variation of Torque with drill diameter and feed rate

Material:

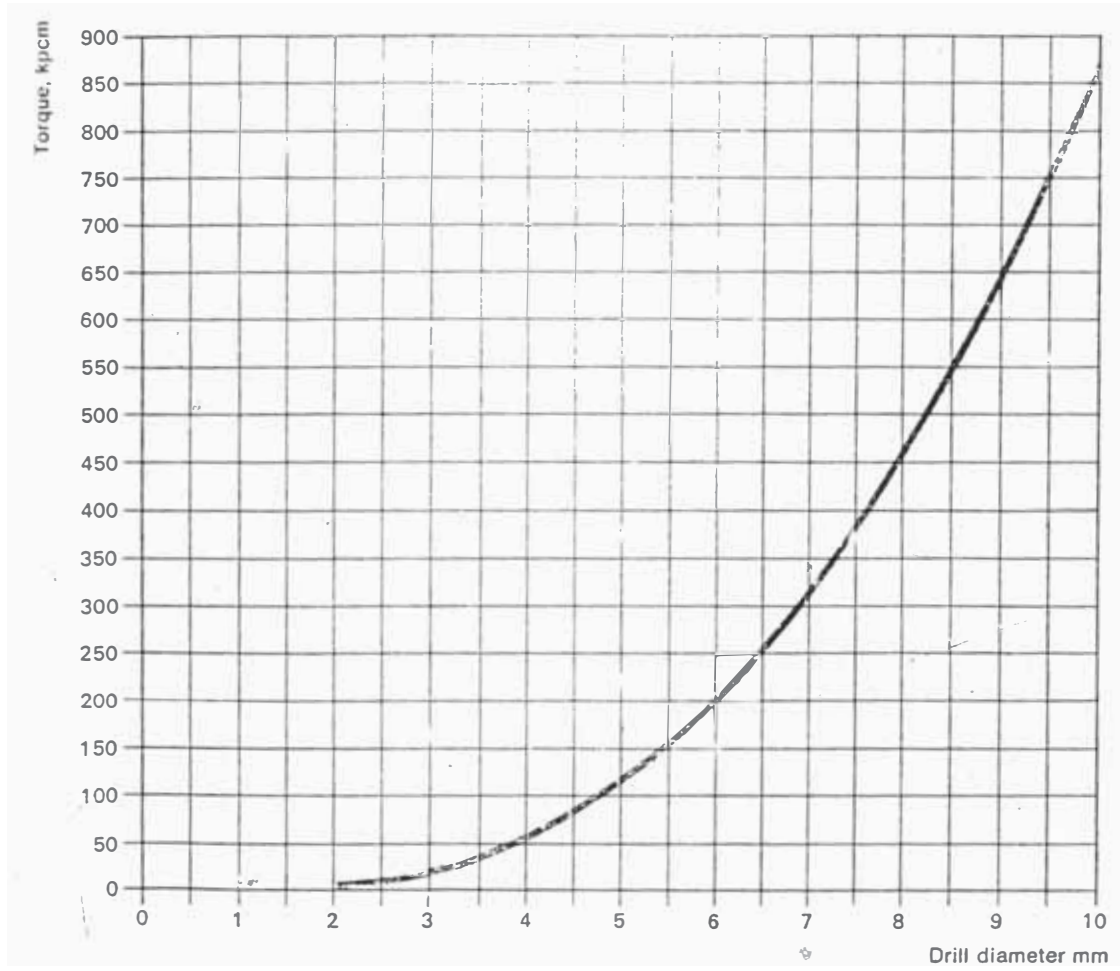
0.35 % C HB = 155 σ_B = approx. 55 kp/mm²



Machining data: Speed v : 25 m/min
 Feed S_n : as shown above
 Depth of hole h : 20 mm for drill diam. 5 mm,
 40 mm for other dimen-
 sions

Coolant: Emulsion
 Tools: HSS twist drills. List No. 130

Torque for twist drills at fracture



(FIG. 56)

CAPITULO II

DISEÑO DE LOS DISPOSITIVOS DE SUJECION
PARA MANDO HIDRAULICO O NEUMATICO

CAPITULO II

DISEÑO DE LOS DISPOSITIVOS DE SUJECION PARA MANDO HIDRAULICO O NEUMATICO.

Actividades que debe cumplir el Departamento de Diseño de Dispositivos.

- Estudiar las necesidades de nuevos dispositivos.
- Modificar los dispositivos existentes si es que se pudiera.
- Dar uso a dispositivos obsoletos cambiando su diseño.
- Automatizar los mecanismos de los dispositivos.
- Determinar las máquinas especiales.
- Establecer los costos del equipo
- Llevar un control de los dispositivos existentes mediante un Kardex.

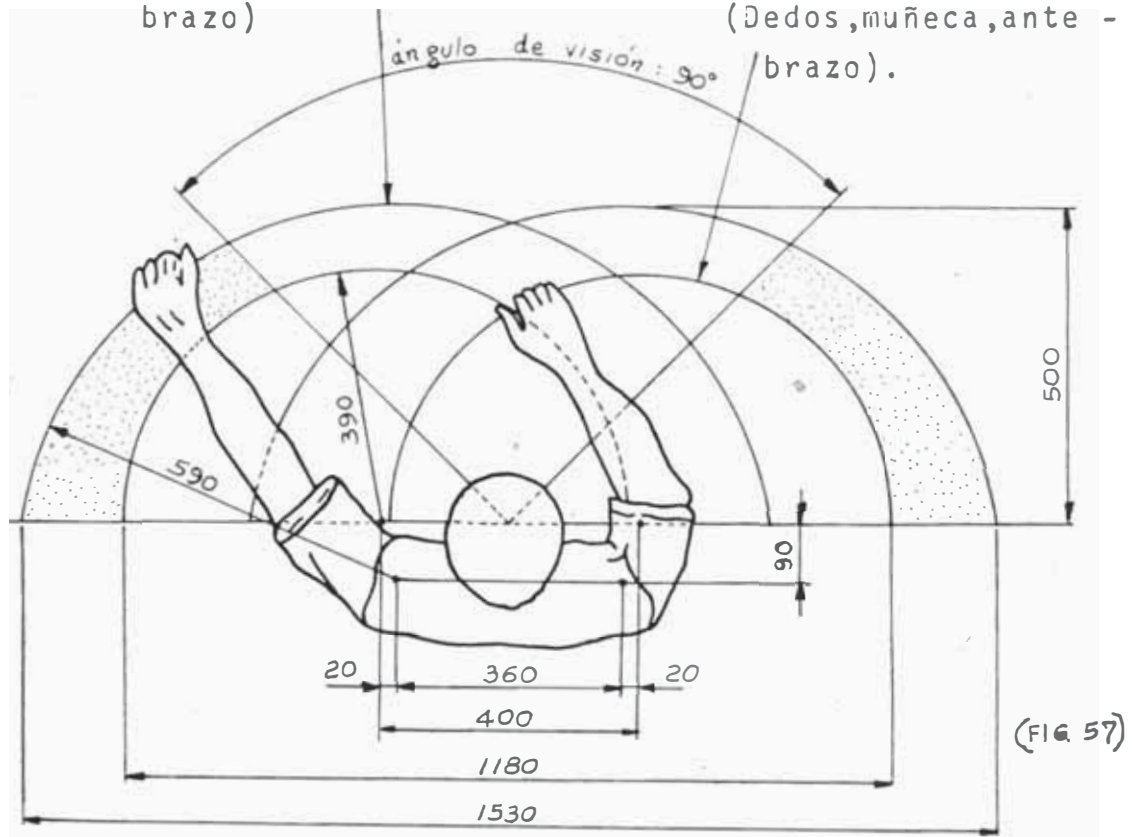
- Estandarizar los stocks de materia prima y elementos repetitivos que se usan en muchos dispositivos para evitar tiempos de diseño y fabricación por una producción no continua.
- Conectarse con los talleres y saber sus posibilidades de que puedan brindar servicios teniendo muy en cuenta la calidad del producto.
- Dar al diseñador la información necesaria para el diseño, y además, informarlo acerca de la cantidad de piezas a realizar. La importancia de la pieza para la cual se va a hacer el dispositivo, la cadencia con que va a ser producida la pieza y la inversión que pueda admitir la dirección de la empresa.

Automatización y simplificación en dispositivos de Sujeción.

Para producción de grandes series, la automatización reduce el costo al reducir el ciclo de trabajo ya sea por la reducción o la supresión de operaciones manuales.

Para producción de pequeñas series, no se justifica la automatización de dispositivos, y éstos deben ser accionados manualmente.

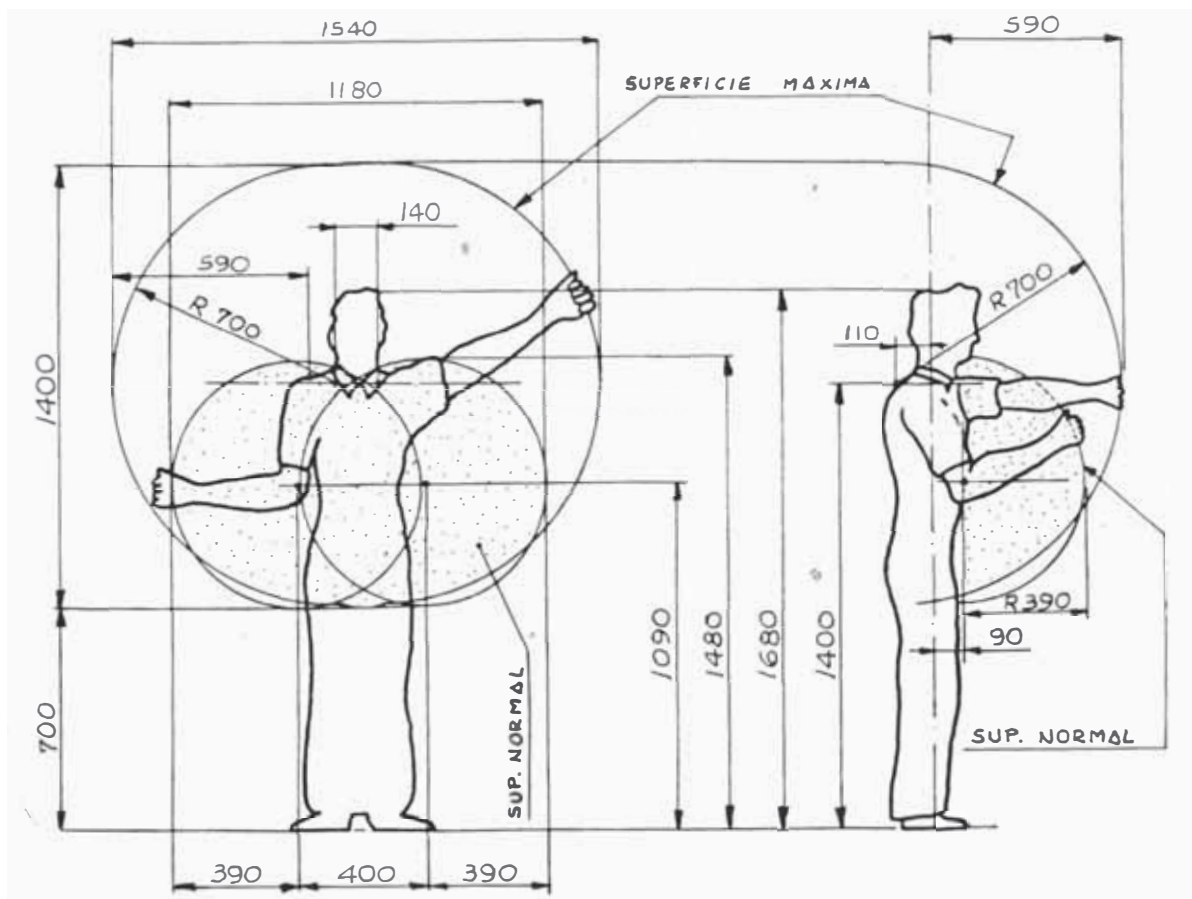
SUPERFICIES DE TRABAJO

SUPERFICIES MÁXIMA Y NORMAL DE TRABAJO EN EL PLANO
HORIZONTAL(HOMBRE DE TALLA 1.68 MTS. DE
PROMEDIO)Superficie máxima de trabajo
movimiento de 4ta. categoría
(dedos, muñeca, antebrazo, -
brazo)Superficie normal de trabajo. Movimientos
de 3ra. categoría.
(Dedos, muñeca, ante-
brazo).

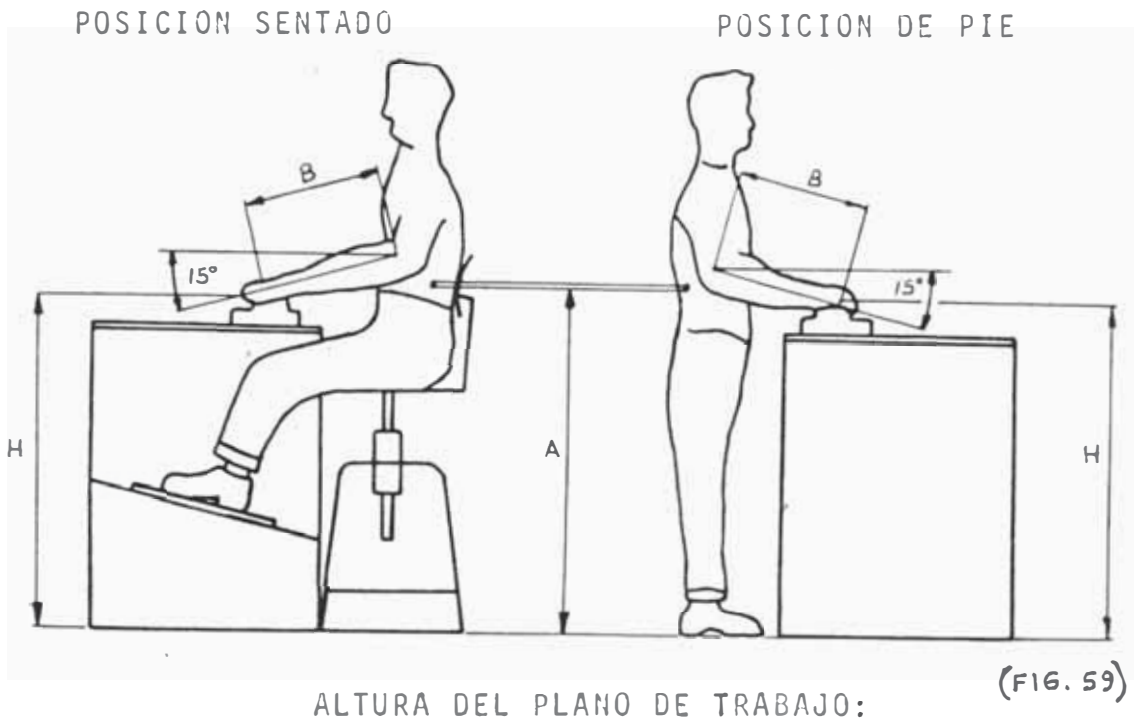
NOTA: Estas dimensiones corresponden a las diferentes superficies para un operador sentado. Esta posición de trabajo es de 5 a 8 cm. debajo de la posición más baja del codo, estando el tronco en posición vertical.

SUPERFICIES MAXIMA Y NORMAL DE TRABAJO EN EL PLANO
VERTICAL

(HOMBRE TALLA 1.68 MTS. DE PROMEDIO)



(FIG. 58)



$$H = A - B \text{ Sen } 15^\circ$$

$$H = A - 0.26 B$$

Ejemplos:

1. Hombre de talla 1.68 mts. $A = 1.1 \text{ m}$ $B = 0.35 \text{ m}$

$$H = 1.02 \text{ m.}$$

2. Hombre talla 1.59 mts. $A = 1.03 \text{ m}$ $B = 0.30 \text{ m}$

$$H = 0.95 \text{ m.}$$

ALTURA DEL ASIENTO:

Está regulada por la cota A del codo al suelo, es decir la misma que en la posición de pié.

El diseñador debe también de simplificar el diseño teniendo en cuenta la fatiga muscular del operador, además, debe de conocer los movimientos que hará el operador cuando mecanice una determinada pieza, por lo tanto el diseño del dispositivo debe de considerar ésto tratando de eliminar los movimientos inútiles.

Las dos manos deben de estar en funcionamiento, si es posible, simultáneamente, siendo los movimientos naturales y sin cambio brusco de dirección.

El dispositivo además debe en lo posible de estar comprendido dentro de las áreas mínimas de trabajo. (Ver figuras 57, 58 y 59)

PASOS A SEGUIR EN EL DISEÑO DE DISPOSITIVOS

- Revisar el plano de fundición de la pieza a ser maquinado donde deben aparecer los puntos de localización para realizar las primeras operaciones.
- Revisar el plano de acabado de la pieza, analizando las tolerancias de fabricación.
- Hacer la secuencia de operaciones de la pieza, teniendo en cuenta las cargas de máquina y herramientas de las cuales se dispone. Se debe de

disponer también de las características de RPM, Avances, Potencia, etc., de las máquinas herramientas con las cuales funcionarán nuestros dispositivos.

- Dibujar generalmente a escala 1:1 sobre el papel Canson (u otro) la silueta de la pieza en color rojo, detallando sólo sus formas indispensables
- Trazar los elementos funcionales tales como: toques, asientos, amarre, guías, etc., necesarios para eliminar los 6 grados de libertad de la pieza a maquinar. La carga y descarga de la pieza debe realizarse fácilmente con el mínimo error posible
- Completar el dispositivo definiendo su tamaño final, y considerando la manera de ser amarrado a la máquina herramienta.
- Si se desea trazar la silueta de las herramientas para mecanizado de color azul fino transparente, y las partes de la máquina herramienta de color verde fino transparente.
- Acotar las medidas de ensamble necesarias.

2.1 SECUENCIA DE OPERACIONES DE MAQUINADO PARA INTEGRACION DE UNA CUBREVOLANTE DE MOTOR

Analizando el plano del Componente 0591-M0 a

desarrollar, se tiene la siguiente secuencia de operaciones:

OPERACION 10.

Refrentado (Desbaste) de la cara que va a la caja de cambios, se hará en el Torno Vertical W & B, con una herramienta PSDNN 3232- P 19 (Sandvik) amarrada directamente en el Block que va a la torreta del torno. Se empleará una velocidad de corte recomendada de 70 m/mm y un avance recomendado de 0.5 mm/rev (Ver tablas dadas en Capítulo I).

OPERACION 20.

Refrentado (Acabado) de la cara que va al motor. También se hará en el Torno Vertical W & B utilizando las mismas herramientas que en la operación 10. Se empleará en la estación de desbaste una velocidad de corte de 70 m/min., y un avance de 0.5 mm/rev. En la estación de acabado se recomienda una velocidad de corte de 140 m/min., y un avance de 0.2 mm/rev.

OPERACION 30

Taladrado y rimado de dos agujeros guías a \emptyset

12.7 \pm 0.018 y demás agujeros de \varnothing 10.5 en la cara que va al motor, se hará en el Taladro Radial RF-50 empleándose para tal efecto un dispositivo de volteo. Se recomienda para tal caso un $S_n = 0.18$ mm/rev. una velocidad de rotación de 530 rev./min. y una velocidad de corte comprendida entre 14 y 25 m/min en brocas de HSS

OPERACION 40

Refrentado (Acabado) de cara que va a la Caja de Cambios y mandrinado del agujero central. Se hará en el Torno W & B. Se usará para tal efecto un boring bar que usa plaquitas carburadas. Para la estación de refrentado se recomienda un avance de 0.15 a 0.2 mm/rev. y una velocidad de corte de 140 m/min. Para la estación de mandrinado se deberá tomar un promedio de alrededor 98 m/min. de velocidad de corte y 0.2 mm/rev. de avance.

OPERACION 50

Taladrado y roscado de la cara que va a la Caja de Cambios. Se hará en Taladro Radial RF-50. El avance: Se recomienda para los dos agujeros de \varnothing 10,8 un $S_n = 0.17$ mm./rev. y una -

velocidad de rotación de 580 rev/min. Para los agujeros de \varnothing 14.3 se recomienda 460 rev/min. y 0.19 mm/rev. para los dos agujeros de \varnothing 6.5 se recomienda 910 rev./min y 0.125 mm/rev. En el cálculo del dispositivo se toma el agujero mayor pues éstos nos dan las fuerzas de corte más elevadas.

OPERACION 60.

Fresado de la cara que acopla a la cubierta inferior. Se llevará a cabo en la Fresadora Horizontal UF-24. Utilizará una fresa de \varnothing 254 con 16 plaquitas carburadas intercambiables código HPEN 090412 TC 25. El avance recomendado es 0.1 mm/diente y la velocidad de corte recomendada es de 120 m/min.

OPERACION 70 A.

Fresado de cara que va al soporte que amarra el motor al chasis. Se llevará a cabo en fresado horizontal UF-24. Utilizaremos una fresa de \varnothing 80 con 06 plaquitas carburadas intercambiables, código SNKN 1204 ENR.

Se empleará además un avance de 0.22 mm/diente con una velocidad de corte 37.7 m/min funcio-

nando a 150 RPM.

OPERACION 70B

Idem a operación 70A para la otra cara.

OPERACION 80

Fresado del tetón lateral, se lleva a cabo en la fresadora horizontal UF-24 utilizando el mismo herramental y condiciones de corte que la operación 70. Se usa el mismo dispositivo de la operación 70.

OPERACION 90.

Taladrado y roscado de agujeros que van a la cubierta inferior, de agujeros que van a los soportes y a los tetones laterales. Se hará en el taladro radial RF-50 utilizando un dispositivo de giro. Las condiciones de corte son muy variadas por la diversidad de medidas de agujeros a taladrar y roscar y las veremos en el diseño del dispositivo.

OPERACION 100 A

Fresado de asiento trasero en cara que va al soporte del motor. Se usará la fresadora horizontal UF-24 con un avance por rev. de 0.52

mm/rev. un avance por minuto de 250 mm/min y una velocidad de corte de $V_c = 48$ m/min. Se usa el mismo dispositivo de la operación 70.

OPERACION 100 B

Idea a operación 100 A para la otra cara.

OPERACION 110.

Mandrinado del agujero del arrancador. Se usa la fresadora horizontal UF-24 con un boring bar como herramienta, empleándose 0.13 mm/rev. 31 mm/min y 72 m/min (velocidad de corte).

OPERACION 120.

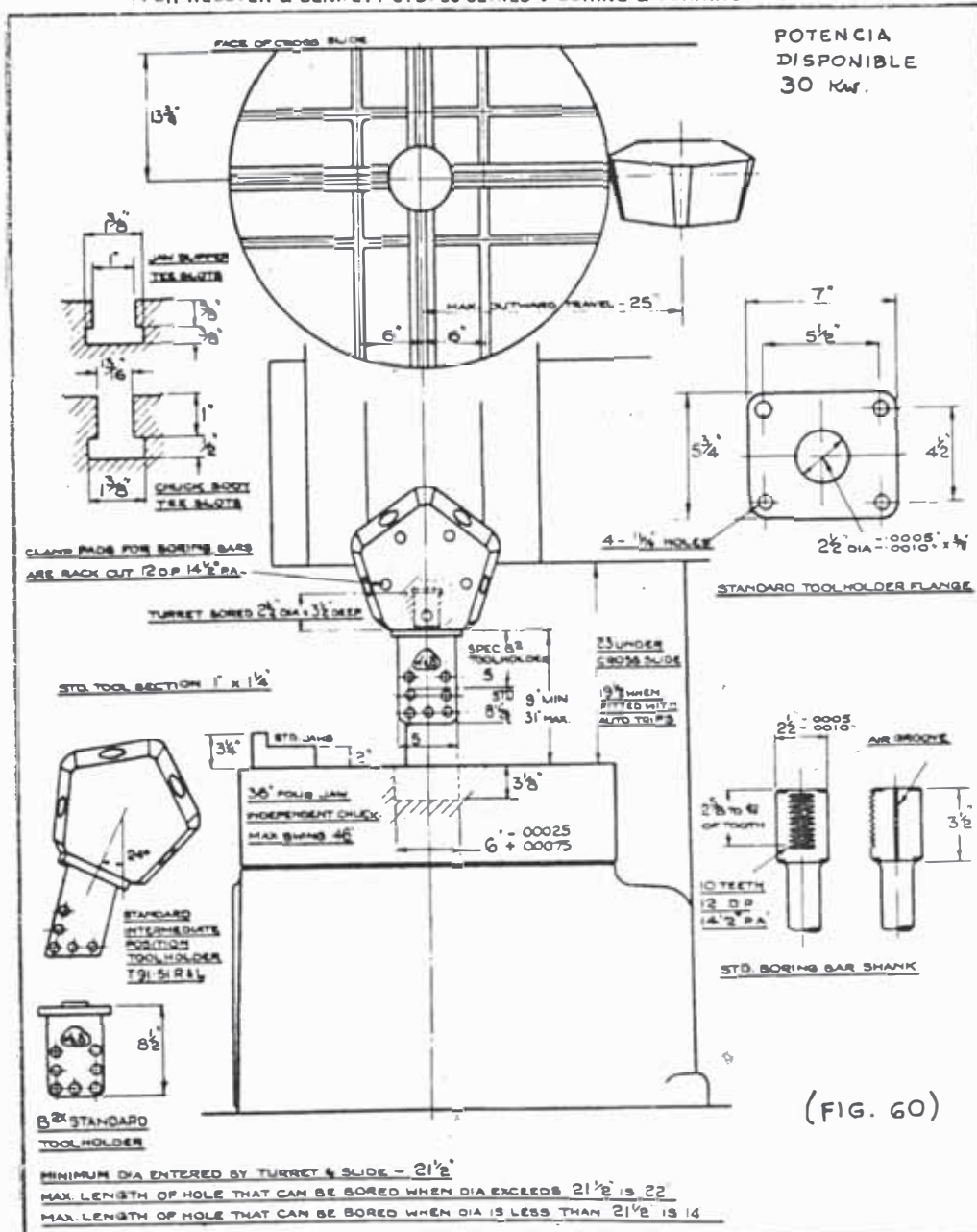
Roscado de los agujeros que amarran al arrancador. No se necesita dispositivo de sujeción en este caso.

- 2.2 DISPOSITIVOS DE TORNEADO, TALADRADO Y FRESADO
- Como se ven la Sección 2.1 mediante la secuencia de operaciones hecha para el desarrollo de la Cubrevolante planteado, esto sólo necesita de dispositivos que irán al Torno Vertical, al taladro radial y a la fresadora horizontal. Veremos enseguida el diseño de estos dispositivos, pero antes mostraremos las características de cada uno de estas máquinas herramientas.

TORNO
VERTICAL

CAPACITY CHART

FOR WEBSTER & BENNETT STD. 36 SERIES V BORING & TURNING MACHINE



POTENCIA
DISPONIBLE
30 Kw.

(FIG. 60)

MINIMUM DIA ENTERED BY TURRET & SLIDE - 2 1/2"
 MAX. LENGTH OF HOLE THAT CAN BE BORED WHEN DIA EXCEEDS 2 1/2" IS 22"
 MAX. LENGTH OF HOLE THAT CAN BE BORED WHEN DIA IS LESS THAN 2 1/2" IS 14"

SLOW SPEED DRIVE				NORMAL SPEED DRIVE				FAST SPEED DRIVE			
SPEEDS		FEEDS		SPEEDS		FEEDS		SPEEDS		FEEDS	
English l.p.m.	Metric mm.p.m.	English l.p.m.	Metric mm.p.m.	English l.p.m.	Metric mm.p.m.	English l.p.m.	Metric mm.p.m.	English l.p.m.	Metric mm.p.m.	English l.p.m.	Metric mm.p.m.
2.8	.006	100	.100	7.5	.006	100	.100	13.5	.006	100	.100
4.8	.008	160	.160	9.5	.008	160	.160	17.1	.008	160	.160
6.5	.010	200	.200	13	.010	200	.200	23.3	.010	200	.200
8.7	.016	320	.320	17.5	.016	320	.320	31.3	.016	320	.320
11.1	.021	420	.420	22.2	.021	420	.420	40	.021	420	.420
15.1	.031	520	.520	30.2	.031	520	.520	54.7	.031	520	.520
20.5	.042	840	.840	41.2	.042	840	.840	74	.042	840	.840
28.1	.062	1,240	1,240	52.4	.062	1,240	1,240	94	.062	1,240	1,240
38	.083	1,660	1,660	71.4	.083	1,660	1,660	129	.083	1,660	1,660
48	.125	2,500	2,500	98	.125	2,500	2,500	170	.125	2,500	2,500
61	.166	3,320	3,320	122.2	.166	3,320	3,320	218	.166	3,320	3,320
83	.250	5,000	5,000	167	.250	5,000	5,000	300	.250	5,000	5,000
WITH PULLEY RUNNING AT 1,000 R.P.M.				WITH PULLEY RUNNING AT 1,000 R.P.M.				WITH PULLEY RUNNING AT 1,000 R.P.M.			
WITH PULLEY RUNNING AT 1,400 R.P.M.				WITH PULLEY RUNNING AT 1,400 R.P.M.				WITH PULLEY RUNNING AT 1,400 R.P.M.			
WITH PULLEY RUNNING AT 1,600 R.P.M.				WITH PULLEY RUNNING AT 1,600 R.P.M.				WITH PULLEY RUNNING AT 1,600 R.P.M.			

FRESADORA HORIZONTAL CSEPEL UF-24

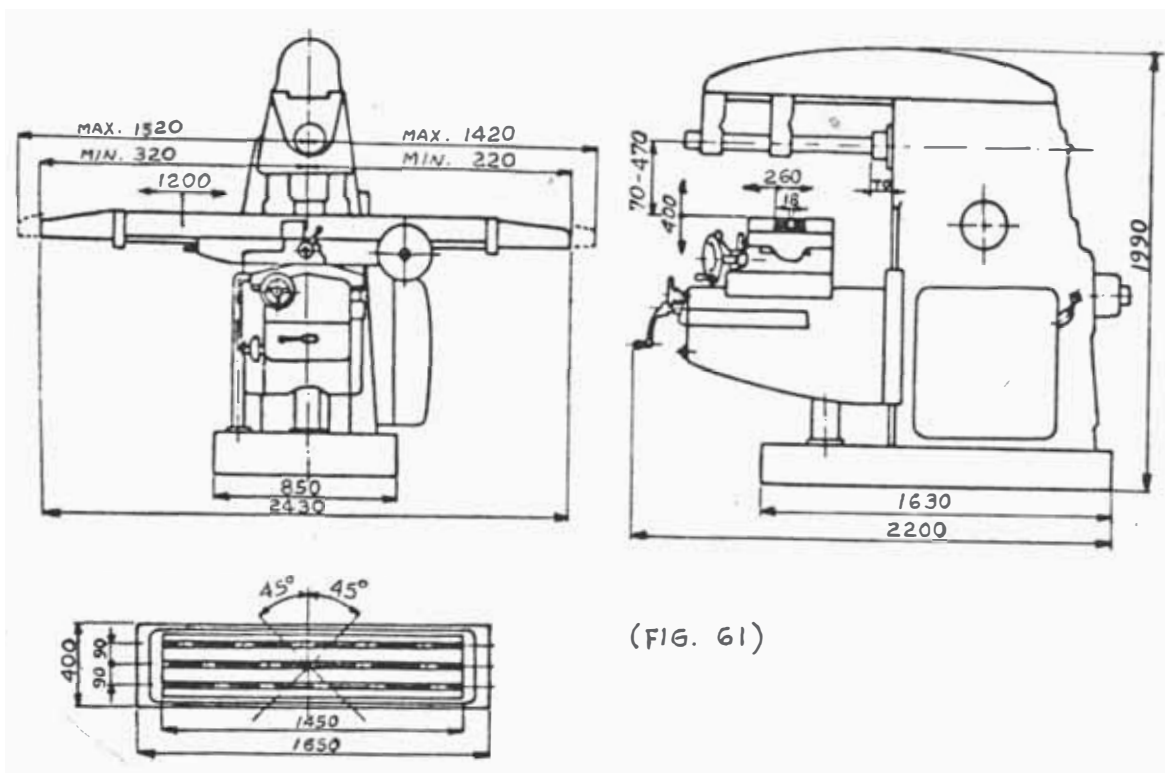
Potencia disponible : 12.9 Kw.

RPM Obtenibles : 19-23-30-37-47-60-75-96-
118-150-190-235-300-375-
475-600-750-950-1180-1500

Avances de la mesa : (mm/min)

-Longitudinal y transversal: 16-20-25-32-40-50-63-
80-100-125-160-200-
320-400-500.

-Vertical : 8-10-12.5-16-20-25-
31.5-40-50-62.5-80-100
125-160-200-250

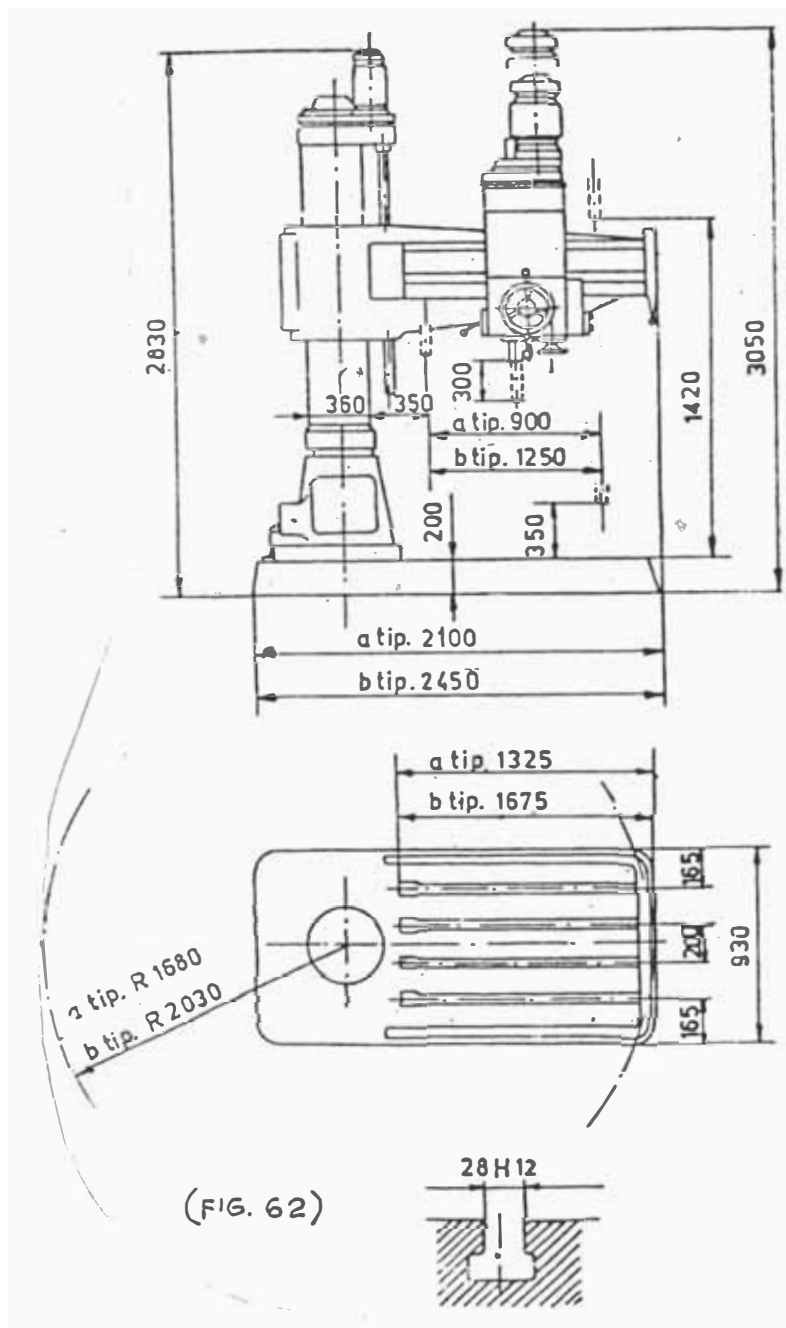


TALADRO RADIAL RF-50. Potencia disponible: 6.2 Kw.

RPM Obtenibles : 45-63-90-125-180-250-355-500-
710-1000-1400-2000.

Avances obtenibles: (mm/rev.) 0.05-0.75-0.112-0.17
0.25-0.37-0.56-0.84-1.25

Cono del Husillo : Morse 5



2.2.1 Diseño de los Dispositivos de Sujeción por Ajuste Manual

2.2.1.1 Dispositivo para la OPERACION 10.

Según tablas, se recomienda para una plaquita carburada SNMA 190612 GC 315 lo siguiente:

$$V_c = 70 \text{ m/min.}$$

$$S_n = 0.5 \text{ mm/rev.}$$

Según esto:

$$V_c = \frac{\pi D N}{1000} \Rightarrow N = \frac{1000 V_c}{\pi D} = \frac{(1000)(70)}{\pi (352)}$$

Seleccionado de las velocidades disponibles del Torno Wand B:

$$N = 53.4$$

$$S_n = 0.62 \text{ mm/rev.}$$

$$\therefore V_c = \frac{\pi (352)(53.4)}{1000} = 59 \text{ m/min}$$

Cálculo de la potencia de corte:

Del ábaco disponible para:

Material tipo d

Rendimiento de la máquina :0.7

Velocidad de corte: 59 m/min.

Prof.de corte :3 mm.

Avance $S_n = 0.62$ mm/rev.

Se tiene $P = 5$ C.V. = 3.7 kw.

Fuerza de corte:

$$F_c = \frac{P \times 6120 \eta}{V_c} = \frac{(3.7)(6120)(0.7)}{59}$$

$$= 270 \text{ Kg.}$$

Por recomendaciones prácticas se tiene que:

$$F_c \approx 0.5 F_R \quad F_R = 540 \text{ Kg.}$$

$$F_c \approx 0.4 F_A \quad F_A = 675 \text{ kg.}$$

La fuerza mínima de amarre es:

$$F_s = \frac{P \times \eta \times 6000}{\mu \times V_c}$$

Donde μ es el coeficiente de fricción entre acero-fundición.

$$F_s = \frac{(3.7)(0.7)(6000)}{(0.19)(59)} = 1390 \text{ kg}$$

Fuerza axial desarrollada por un tornillo:

$$F_w = \frac{F \times L}{R_m \operatorname{tg}(\lambda + \rho)}$$

F_w = fuerza axial desarrollada por el tornillo (kg)

R_m = radio medio del tornillo (mm)

L = brazo de la palanca dada por la longitud de la llave usada (mm).

F = fuerza aplicada en el extremo de la llave usada (es de 10 Kg. para un hombre normal sin esforzarse)(kg)

λ = ángulo de inclinación de la hélice.

ρ = ángulo de rozamiento = $\arctg \mu$

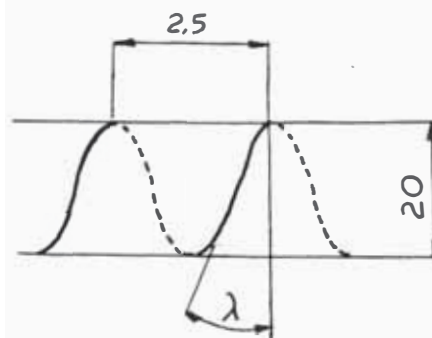
Los tornillos de ajuste empleados son tornillos M20 para el cual:

\varnothing núcleo = 16.53

Paso = 2.5

$$R_m = \frac{1}{2} \left(\frac{20 + 16.53}{2} \right) = 9.13$$

Angulo de su hélice



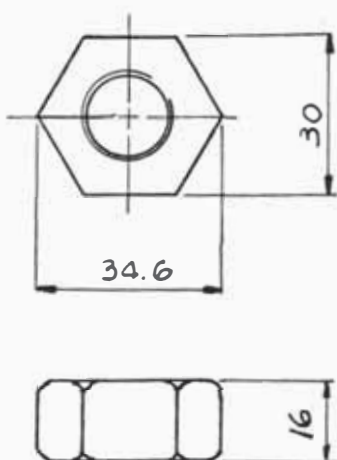
(FIG. 63)

$$\operatorname{Tg} \lambda = \frac{1.25}{20} \Rightarrow \lambda = 3.5^\circ$$

Angulo de rozamiento entre acero-a
cero:

$$\rho = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu = \operatorname{arc} \operatorname{tg} 0.15 = 8.5^\circ$$

La tuerca empleada que corresponde a un tornillo M 20 posee las siguientes características:



(FIG. 64)

La superficie que se pone en contacto con la arandela es de aprox. 465 mm^2 .

Si esta tuerca la quiséramos transformar en una especie de arandela de diámetro interior $d \approx 20$ y área 465 mm^2 , se obtendría el diámetro exterior $D = 31.5$. Esto se ha efectuado para simplificar cálculos en el momento que consideremos la fricción de esta tuerca

sobre la arandela cuando se ajusta el tornillo.

Considerando la fricción entre arandela y tuerca se tiene que la fuerza axial desarrollada por el tornillo es:

$$F_w = \frac{F \times L}{R_m \operatorname{tg}(\lambda + \rho) + \frac{1}{3} \mu \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}},$$

donde:

D = diámetro ext. equivalente de la tuerca (mm)

d = diámetro medio del tornillo (mm)

F_w = fuerza axial desarrollada por el tornillo (kg)

R_m = radio medio del tornillo (mm)

L = brazo de la palanca dado por la longitud de la llave usada (mm).

F = fuerza aplicada en el extremo de la llave usada (es de 10 kg para un hombre normal sin esforzarse) (kg).

λ = ángulo de inclinación de la hélice.

ρ = ángulo de rozamiento = arc tg μ

Para ajustar un perno de M20 se usa una llave de 30 mm. para la -
cual $L = 210$ mm. Por lo tanto se
tiene que:

$$F_{w1} = \frac{(10) (210)}{(9.13) \operatorname{tg}(3.5^\circ + 8.5^\circ) + \frac{1}{3} (0.15) \frac{31.5^3 - 18.26^3}{31.5^2 - 18.26^2}}$$

$$F_{w1} = 545 \text{ kg.}$$

Resistencia del tornillo.

Este tornillo M20 está sometido a tracción, si nos ponemos en el caso extremo de que este tornillo - sea fabricado de un acero común - como el SAE 1020 se tendrá que para este acero $S_y = 34 \text{ kg/mm}^2$.

Luego el esfuerzo de diseño es :

$$S_d = \frac{S_y}{2.5} = 13.5 \text{ kg/mm}^2 \text{ y la fuer-}$$

za máxima que soportaría es de:

$$F_\sigma = S_d \cdot A = S_d \frac{\pi}{4} \phi^2 \text{ núcleo} =$$

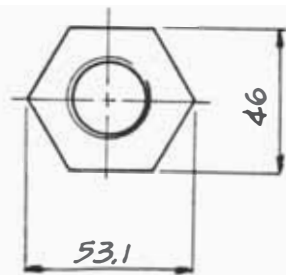
$$= (13.5) \left(\frac{\pi}{4}\right) (16.53)^2$$

$$F_\sigma = 2900 \text{ kg}$$

$$F_\sigma > F_w \text{ BIEN!}$$

Análisis de la brida tipo araña:

Las bridas tipo araña a pesar de ser diseñadas para que usen un esparrayo de M20, el tamaño de la tuerca ha sido variado con la finalidad de obtener mayor fuerza de amarre. Esta tuerca tiene las siguientes características:



(FIG. 65)

Si hacemos el mismo rozamiento que en el caso anterior se tiene que $d = 20$ y $D = 48.3$

La llave de 46 mm. empleada en este caso es de $L = 300$. Luego la fuerza neta transmitida a la brida tipo araña es:

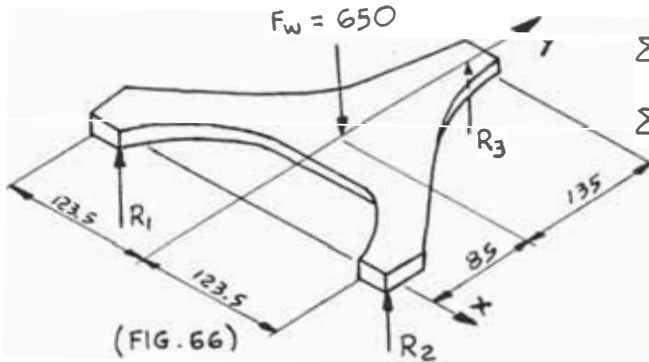
$$F_{w2} = \frac{(10) (300)}{9.13 \operatorname{tg} 12^\circ + \frac{1}{3} (0.15) \frac{48.3^3 - 18.26^3}{48.3^2 - 18.26^2}}$$

$$F_{w2} = 650 \text{ kg.}$$

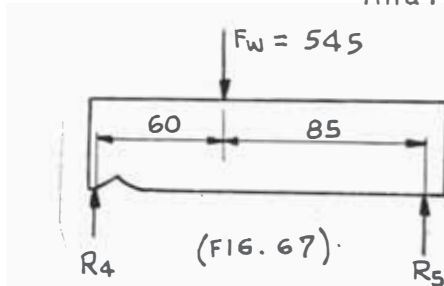
$$\sum M_y = 0 : R_1 = R_2$$

$$\sum M_x = 0 : R_3 = 250 \text{ kg.}$$

$$\sum F_z = 0 : R_1 = R_2 = 200 \text{ kg}$$



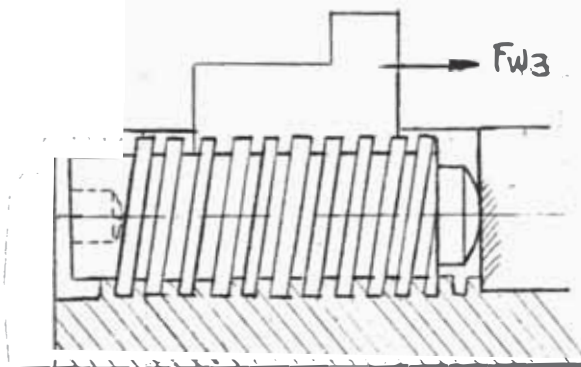
Análisis de la brida simple.



$$R_4 = 320$$

$$R_5 = 225$$

Fuerza lateral que da cada mordaza del chuck del torno W and B



(FIG. 68)

$$F_{w3} = \frac{F \times L}{R_m \operatorname{tg}(\lambda + \rho)}$$

El tornillo de avance de las mordazas independientes de este torno posee las siguientes características:

Paso = 8 mm.

Prof. del diente = 4mm.

Diám.ext. = 40 mm.

Luego :

$$R_m = 18$$

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{4}{40} = 5.7^\circ$$

$$\beta = 8.5^\circ$$

La palanca usada en este caso posee $L = 380$ mm. por lo tanto.

$$F_{w3} = \frac{10 \times 380}{18 \operatorname{tg}(5.7^\circ + 8.5^\circ)} = 835 \text{ kg}$$

Resumiendo las fuerzas de sujeción en el componente se tiene que:

Fuerza total de sujeción vertical:

$$\begin{aligned} \text{FTSV} &= R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + F_R \\ &= 1,500 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Fuerza total de sujeción lateral

$$\text{FTSL} = 3 F_{w3} = 2,500 \text{ kg.}$$

Para que el dispositivo falle deberá de haber una fuerza horizontal que venza este amarre de la pieza. El valor mínimo de esta fuerza está dado por:

$$\text{FVA} = \mu(\text{FTSV} + \text{FTSL}) = (0.19)(1500 + 2500) = 760 \text{ kg}$$

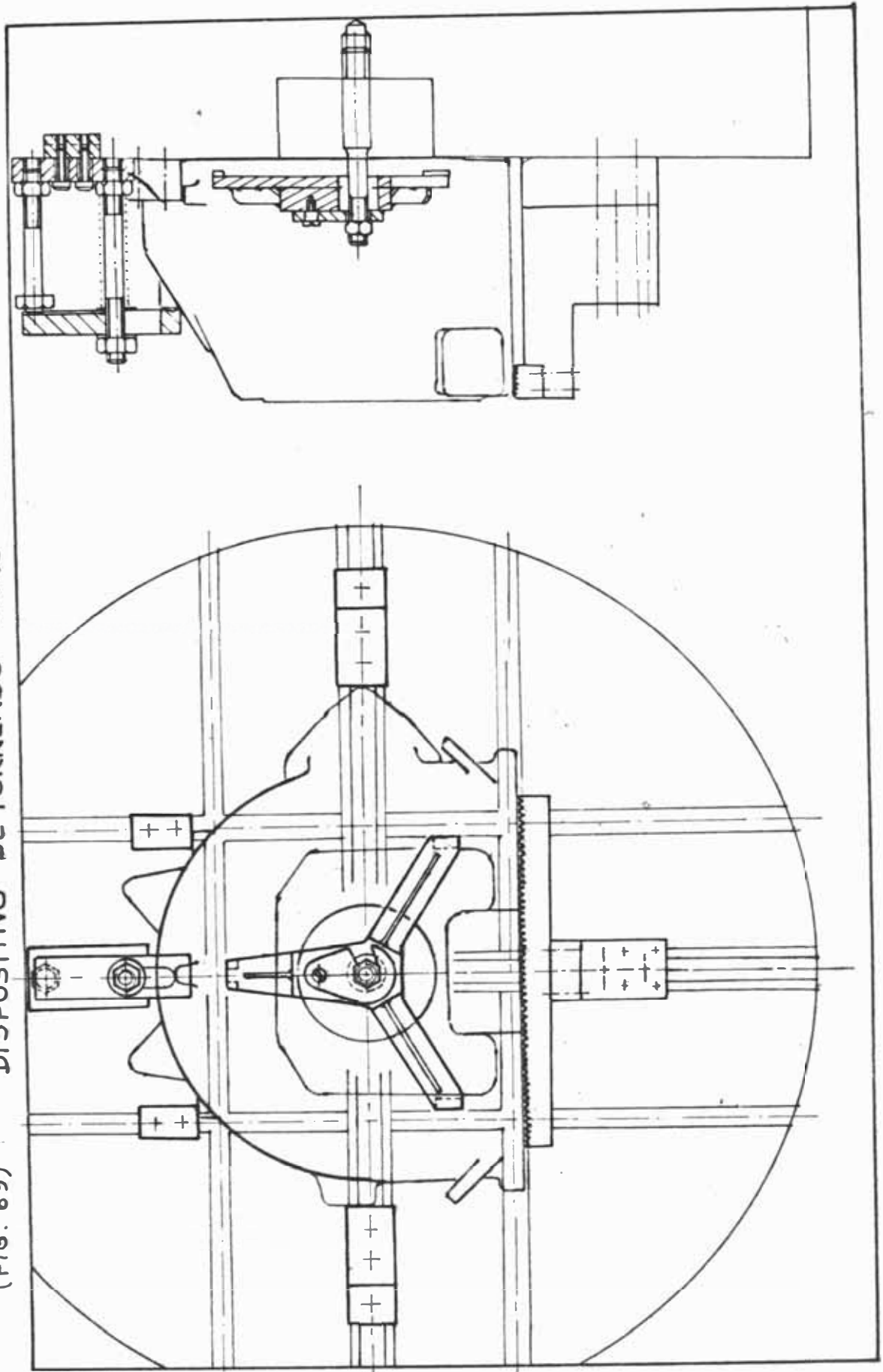
La única fuerza horizontal capaz de llevar a cabo la falla del dispositivo es la resultante de la suma vectorial de la fuerza de corte F_c y la fuerza axial de corte F_A , esta resultante es de :

$$R = \sqrt{F_c^2 + F_A^2} = \sqrt{270^2 + 675^2} = 727 \text{ kg.}$$

Comparando resultados se tiene que $FVA > R$. BIEN!

El margen es muy estrecho pero lo damos por válido ya que se ha considerado ue la operación se realiza en una sola pasada con una profundidad de corte de 3mm. no siendo en realidad así ya que hay una estación de desbaste previo (de aprox. de 2 mm. de profundidad de corte) y una estación de acabados. Si hubiéramos considerado los 2 mm de profundidad de corte, la potencia y fuerzas de corte tendrían resultados mucho menores.

(FIG. 69) DISPOSITIVO DE TORNEADO OP. 10



2.2.1.2 Dispositivo de la OPERACION 20

De tablas se recomienda tanto como para desbaste como para acabado las siguientes condiciones de corte.

PARA DESBASTE

$V_c = 70 \text{ m/min}$

$S_n = 0.5 \text{ mm/rev.}$

PORTAHERR: PSDNN 3232-P19

PLAQUITA: SNMA 190612-315

PARA ACABADO

$V_c = 140 \text{ m/min.}$

$S_n = 0.2 \text{ mm/rev.}$

PORTAHERR: PSD IN 3232 P19

PLAQUITA: SNMG 190612-315

Haremos los cálculos para desbaste pues nos dan las mayores fuerzas de corte.

Se tiene en este caso: $D = 520$

$$\text{Luego } N = \frac{1000 V_c}{\pi D} = \frac{(1000)(70)}{\pi (520)}$$

$$= 42.8$$

Seleccionamos:

$$N = 41.8$$

$$S_n = 0.62 \text{ mm/rev.}$$

$$\text{Entonces: } V_c = \frac{\pi(520)(41.8)}{1000}$$

$$= 68.3 \text{ m/min.}$$

Cálculo de la potencia de corte.

Del ábaco para:

Material: tipo d

Rendimiento de la máquina: 0.7

Velocidad de corte: 68.3 m/min.

Prof. de corte: 3 mm.

Avance : $S_n = 0.62 \text{ mm/rev.}$

Se tiene $P = 5 \text{ CV} = 3.75 \text{ kw.}$

Fuerzas de corte:

$$F_c = \frac{P \times 6120 \eta}{V_c} = \frac{(3.75)(6120)(0.7)}{68.3}$$

$$= 235 \text{ kg.}$$

$$F_R \approx \frac{F_c}{0.5} = 470 \text{ kg.}$$

$$F_A \approx \frac{F_c}{0.4} = 588 \text{ kg.}$$

Fuerza mínima de amarre:

$$F_s = \frac{P \times \eta \times 6000}{\mu \times V_c} = \frac{(4.5)(0.7)(6000)}{(0.19)(68.3)} = 1460 \text{ kg}$$

Las fuerzas de amarre están dadas en este caso por 04 mordazas laterales y una brida tipo araña - que presiona el componente hacia abajo

Como se vió en el dispositivo de la Operación 10, la brida tipo araña arroja una fuerza de $F_{w2} = 650$ kg y cada mordaza lateral una fuerza de $F_{w3} = 835$ kg.

Y siguiendo el mismo procedimiento de la operación 10 se tiene que

$$FTSV = 1,120 \text{ kg.}$$

$$FTSL = 3,340 \text{ kg.}$$

Para vencer el amarre de la pieza la fuerza horizontal aplicada debe ser al menos de :

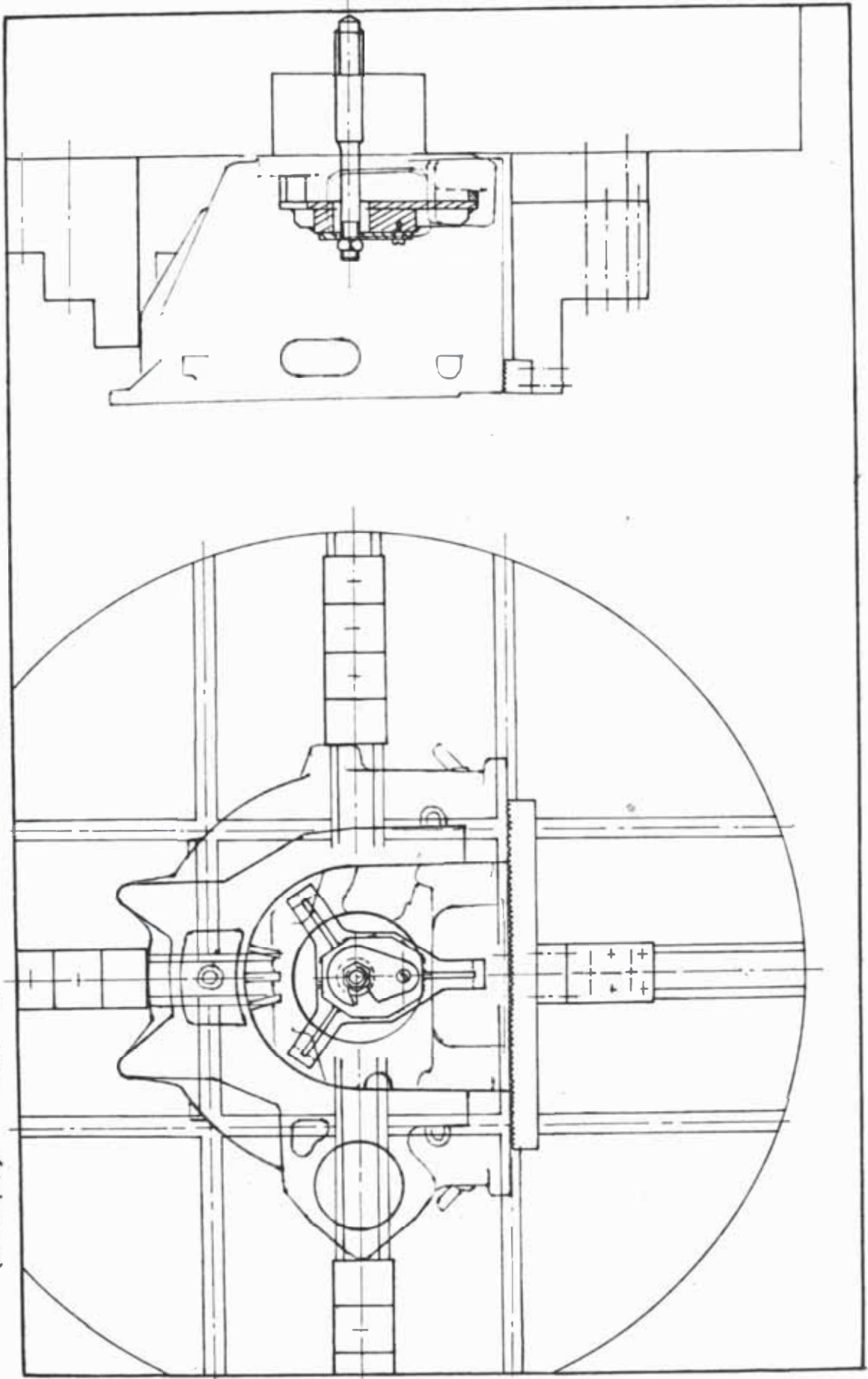
$$FVA = \mu(FTSV + FTSL) = 847 \text{ kg.}$$

La resultante de la F_c y la FA es:

$$R = \sqrt{235^2 + 588^2} = 633 \text{ kg.}$$

$$FVA > R. \quad \text{BIEN !}$$

(FIG. 70) D I S P O S I T I V O D E T O R N E A D O O P . 2 0



2.2.1.3 Dispositivo para la Operación 30

Trabajaremos en este caso para el agujero de mayor diámetro a perforarse. Este corresponde al agujero guía $\varnothing 12.7$ H7 para tal caso se pasa previamente una broca de $\varnothing 12$. La velocidad de corte recomendada por una broca de HSS y Fe.Fdo. como material a trabajar es de 14 a 25 m/min. Para $\varnothing 12$ se recomienda $S_n = 0.18$ mm/rev y 530 RPM. El taladro RF-50 donde se realizará el mecanizado posee $N = 500$ RPM

$S_n = 0.17$ mm/rev.

Según esto:

$$V_c = \frac{\pi D N}{1000} = \frac{\pi (12)(500)}{1000} = 18.85 \text{ m/min.}$$

Potencia consumida

$$P = \frac{V_c \cdot A_a \cdot S_n \cdot K_{sm}}{6120} \quad (1.17 \quad A_a) \quad d$$

$$\text{Donde: } K_{sm} = K_s \left(\frac{0.4}{S_n} \right)^{0.29}$$

$$K_{sm} = 150 \left(\frac{0.4}{0.17} \right)^{0.29}$$

$$K_{sm} = 192$$

$$P = \frac{(18.85)(6)(0.17)(192)}{6120 (0.7)} \left(1.17 \frac{6}{12}\right)$$

$$P = 0.58 \text{ kw.}$$

Fuerza de corte:

$$F_c = \frac{6120 P \eta}{V_c} = \frac{(6120)(0.58)(0.7)}{18.85}$$

$$F_c = 132 \text{ kg.}$$

Fuerza axial

$$F_A = F_c \cos 30^\circ$$

$$F_A = 114 \text{ kg.}$$

Fuerza mínima de amarre:

$$F_s = \frac{P \times \eta \times 6000}{\mu \times V_c} = \frac{(0.58)(0.7)(6000)}{(0.19)(18.85)} = 680 \text{ kg}$$

Fuerza de sujeción:

El perno que amarra la brida es - un perno M20, según se vió en los cálculos de la operación 10, este espárrago arroja una fuerza de - $F_{W1} = 545 \text{ kg.}$

La fuerza mínima de amarre sólo da una idea de alrededor de cuanto debe oscilar esta sin importar si - el dispositivo será usado para tada

ladrar, fresar, tornear, brochar, etc. Siendo en el taladrado las fuerzas de corte mucho menores - que en fresado o torneado podemos dejar que en este caso no se cumpla la condición $Fw1 > Fs$.

Durante el proceso mismo de esta operación hay 02 posiciones de la placa desfavorables, estas son:

1° Cuando el dispositivo junto con el componente gira hacia el lado del operador 90°

2° Cuando el dispositivo junto con el componente se ha girado 180° y se está efectuando el taladrado.

Para el primer caso se debe cumplir que:

$$\mu Fw1 > \text{peso cubrevolante}$$

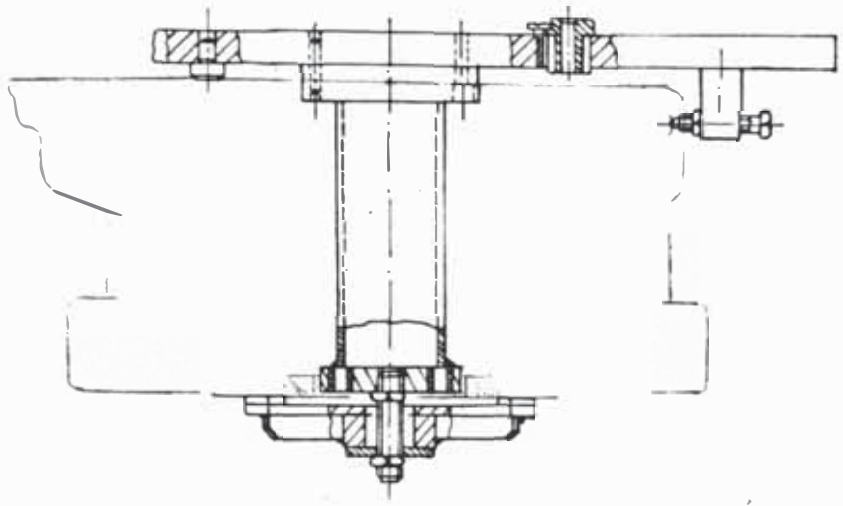
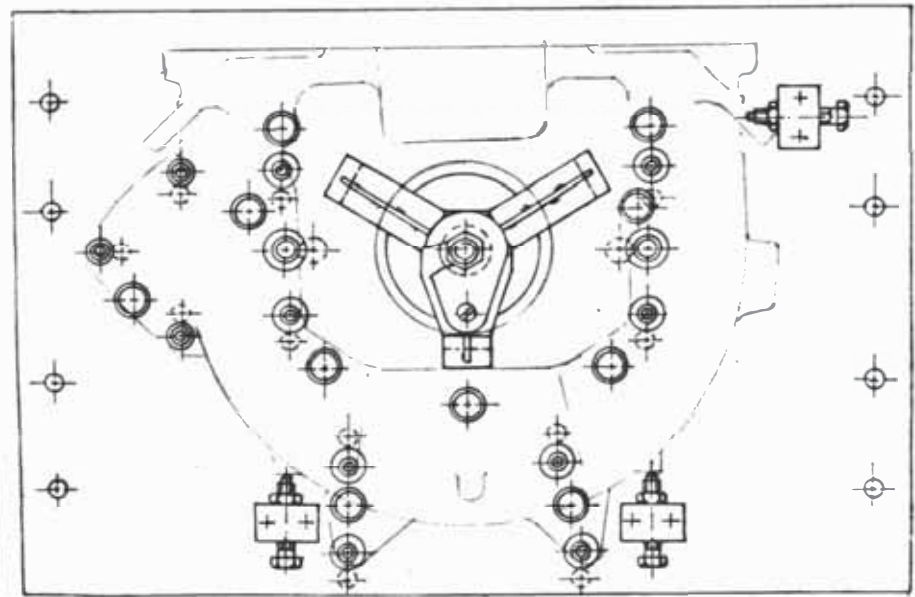
$$(0.19)(545) > 50$$

$$104 > 50 \quad \text{BIEN !}$$

Para el segundo caso se debe cumplir que:

$$FA + \text{Peso cubrevolante} + \text{peso araña} < Fw1$$

(FIG. 71) DISPOSITIVO DE TALADRADO OP. 30



$$114 + 50 + 5 < 545$$

$$169 < 545 \quad \text{BIEN!}$$

2.2.1.4 Dispositivo de la Operación 40

En esta operación se realiza un refrentado con lo que se da el acabado de la cara a la caja de cambios y el madrinado del agujero central a $\varnothing 130.210$ siendo 130.170 las condiciones de corte ya ajustadas a la máquina las siguientes:

Acabado de la cara a la caja de cambios:

$$V_c = 126.5 \text{ m/min.}$$

$$N = 125.9 \text{ RPM}$$

$$S_n = 0.2 \text{ mm/rev.}$$

Agujero central :

$$\text{Desbaste a } \varnothing 129 \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 0.1$$

$$\text{Semiacabado a } \varnothing 129.89 \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 0.02$$

$$\text{Acabado a } \varnothing 130.21 \\ 130.17$$

$$V_c = 94 \text{ m/min}$$

$$N = 230 \text{ m/min}$$

$$S_n = 0.2 \text{ mm/rev.}$$

Cálculos para el refrentado de la cara a la caja de cambios:

Potencia de corte:

Material : tipo d

Rendimiento de la máquina: 0.7

Velocidad de corte: 126.5 m/min.

Prof. de corte: 1 mm.

Avance $S_n = 0.2$ mm/rev.

Se tiene $P = 2.5$ $C_v = 1.85$ kw.

Fuerzas de corte:

$$F_c = \frac{P \times 6120 \eta}{V_c} = \frac{(1.85)(6120)(0.75)}{126.5} = 67 \text{ kg.}$$

$$F_R \approx \frac{F_c}{0.5} = 134 \text{ kg.}$$

$$F_A \approx \frac{F_c}{0.4} = 168 \text{ kg.}$$

Fuerza mínima de amarre:

$$F_s = \frac{P \times \eta \times 6000}{\mu \times V_c} = \frac{(1.85)(0.7)(6000)}{(0.19)(126.5)} = 324 \text{ kg}$$

La fuerza única de amarre en este caso está dada sólo por la fuerza dada por la brida tipo araña que como se vió en la operación 10 arroja una fuerza de:

$$F_{W2} = 650 \text{ kg.}$$

Para que el componente no resbale se debe cumplir lo siguiente:

$$\mu(F_{W2} + F_R) > \sqrt{F_C^2 + F_A^2}$$

$$(0.19)(784) > \sqrt{62^2 + 168^2}$$

$$149 > 179 \quad \text{No cumple}$$

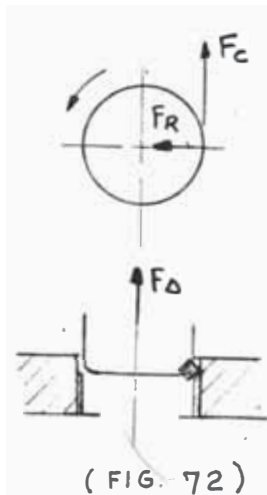
Lo cual indica que hay 30 kg. - que son absorbidos por los pines guía. En algún momento de la rotación del chuck estos 30 kg. siguen la dirección que une estos pines guía lo cual nos permite considerar que solo uno de ellos puede absorber esta carga. Si empleamos en la fabricación de este pin un SAE 1045 se tiene que : $S_y = 40 \text{ kg/mm}^2$ con lo cual $S_d = S_y/2.5 = 16 \text{ kg/mm}^2$ y

$$S_d = \frac{30}{\frac{\pi d^2}{4}} \text{ de donde } d = 1.5 \text{ mm}$$

luego el pin guía debe tener una-

dimensión mínima de 1.5 mm. en su diámetro, lo cual en la realidad se sobredimensiona ya que siendo el diámetro de encaje en el componente de $\varnothing 12.7$, es obvio que el diámetro de encaje en la placa sea de $\varnothing 8$ pues si es menor se tienen problemas al momento de hacer tratamiento térmico de temple.

Cálculos para el mandrinado del agujero central :



Considerando:

Material : tipo d

Rendimiento de la máquina: 0.7

Veloc. de corte: 94 m/min

Prof. de corte : 3 mm.

Avance S_n : 0.2 mm/rev.

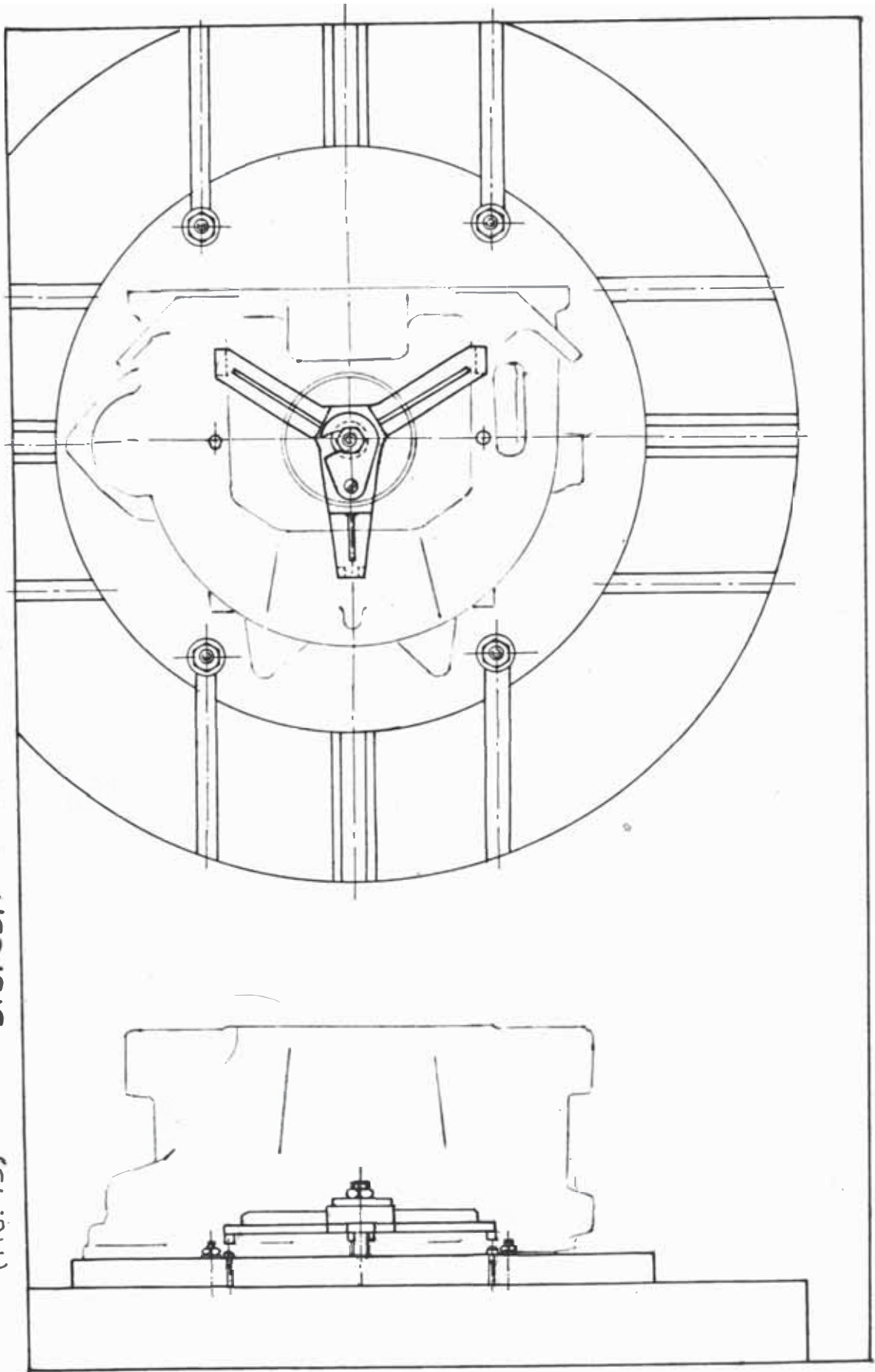
Se tiene $P = 3.5 \text{ CV} = 2.6 \text{ kw}$

Fuerzas de corte:

$$F_C = \frac{(2.6)(6120)(0.75)}{94} = 127 \text{ kg.}$$

$$F_A \approx \frac{F_C}{0.4} = 318 \text{ kg.} \quad F_R \approx \frac{F_C}{0.5} = 254 \text{ kg.}$$

(FIG. 73) DISPOSITIVO DE TORNEADO OP. 40



Fuerza mínima de amarre:

$$F_s = \frac{P \times \eta \times 6000}{\mu \times V_c} = \frac{(2.6)(0.75)(6000)}{(0.19)(94)} = 655 \text{ kg}$$

La fuerza total de sujeción hacia abajo es:

$$F_{TSV} = F_{w2} + F_A = 968 \text{ kg.}$$

Y se debe cumplir que:

$$\mu F_{TSV} > \sqrt{F_c^2 + F_A^2}$$

$$(0.19)(968) > \sqrt{127^2 + 318^2}$$

$$184 > 342 \text{ tampoco cumple}$$

En este caso hay 158 kg. absorbido por los pines guía con lo cual $d = 3.5 \text{ mm.}$ (diámetro mínimo que debe tener el pin guía)

2.2.1.5 Dispositivo de la OPERACION 50

En este caso se usa la placa base del dispositivo de la Operación-30 y su columna. La placa guía-broca se amarra a esta columna mediante una tuerca con su espárrago lo cual nos permite también sujetar el componente.

Debido a que las fuerzas de corte en el taladrado son pequeñas en comparación a las del fresado y además la fuerza F_A ayuda aún más a sujetar la pieza no es necesario hacer los cálculos al respecto.

El problema en este caso es que en el momento de sujetar la pieza, la fuerza de amarre $F_{W1} = 545 \text{ kg}$. se transmite a la placa guía brocas deformándola de tal manera que el agujero a taladrarse podría salir inclinado o fuera de la tolerancia de posición que es de ± 0.2 , chequearemos entonces este plato guía brocas:

Se puede considerar este plato guía brocas como a una placa rectangular plana con los bordes apoyados y carga uniforme sobre un círculo concéntrico de radio r para la cual se tiene:

$$\sigma_{\max.} = \frac{3W}{2\pi t^2} \left[(1 + \mu) \ln \frac{b}{2r} + (1 + K) \right],$$

$$K = \frac{0.914}{1 + 1.6 \alpha^5} + 0.6$$

$$\gamma_{\max.} = \frac{0.203 W b^2 (1 - \mu^2)}{E t^3 (1 + 0.462 \alpha^4)}$$

$$\alpha = \frac{b}{a}$$

a = lado mayor b = lado menor

Se tienen los siguientes datos:

$$W = FW1 = 545 \text{ kg.}$$

$$b = 170$$

$$a = 325$$

$$r = 30$$

$$\sigma_{\max.} = \frac{S_y}{2.5} = 13.5 \text{ kg/mm}^2 \text{ (SAE1020)}$$

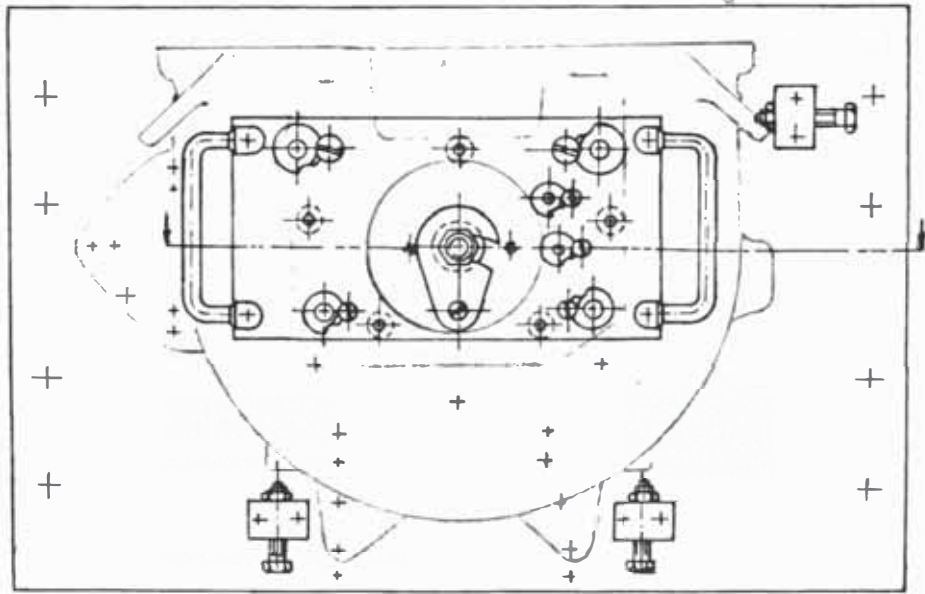
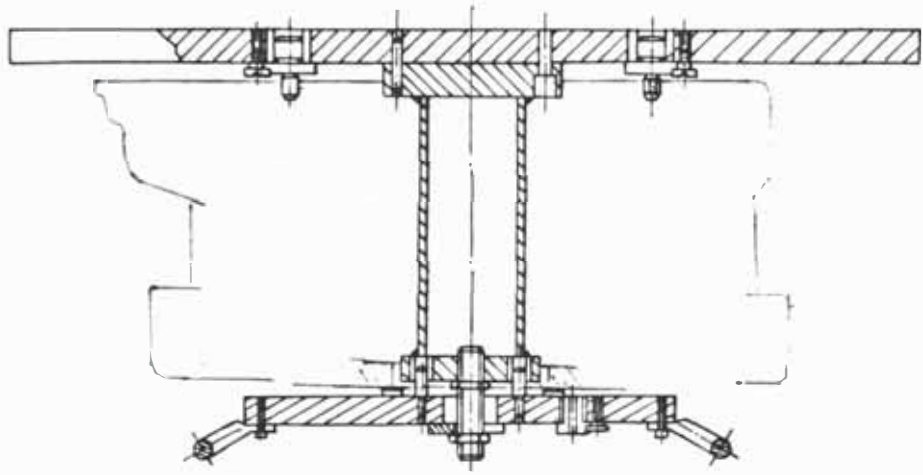
$$E = 21000 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Luego } K = 1.46$$

$$t = 8.57 \text{ mm.}$$

El espesor de la placa desde el punto de vista de resistencia debe de ser de 8.57 mm. no obstante esta es sobredimensionada a 22 mm. pues solo así se garantiza la

(FIG. 74) **DISPOSITIVO DE TALADRADO OP. 50**



perfecta perpendicularidad de los guías brocas con la placa misma. Esto es una recomendación de los fabricantes de guías brocas, con el nuevo espesor de 22 mm. obtendríamos como flecha-máx. $Y_{max.} = 0.013$ mm. El valor de esta flecha no repercute en los agujeros a maquinarse con tolerancia de posición ± 0.2 .

2.2.1.6 Dispositivo de la Operación 60

En este dispositivo se realiza el fresado de la cara que va a la cubierta inferior. En este caso se usa como herramienta una fresa frontal con plaquitas carburadas de $\varnothing = 254$ mm. con $Z = 16$ dientes y plaquita carburada HPEN 090412 TC-25. Las condiciones de corte ya ajustadas a la máquina son las siguientes:

$$V_c = 94.16 \text{ m/min.}$$

$$N = 118 \text{ RPM}$$

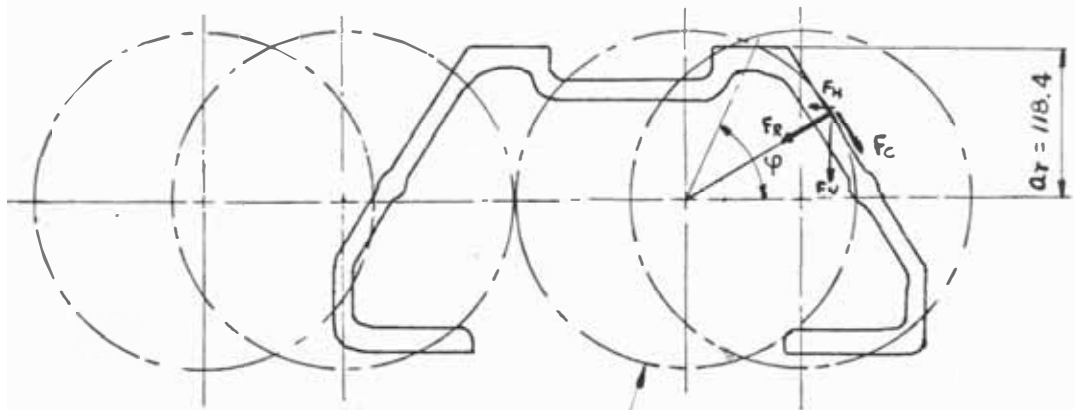
$$SZ = 0.1 \text{ mm/diente}$$

$$S' = 200 \text{ mm/min.}$$

$$S_n = \frac{S'}{i} = 1.7 \text{ mm/rev.}$$

Potencia de corte

Esta potencia no puede ser hallada mediante el ábaco porque el ancho de fresado es muy variado como se ve en el siguiente dibujo.



(FIG. 75)

Posición de la fresa donde se presenta el máximo ancho de fresado y por lo tanto, la mayor potencia.

De la figura:

$$\text{Sen } \varphi = \frac{Ar}{D/2} = \frac{118.4}{254/2}$$

$$\varphi = 68.8^\circ$$

Cálculo del espesor de viruta promedio:

$$h_m = \text{sen } \phi \cdot \frac{360}{\pi} \cdot \frac{S_z \cdot A_r}{\varphi \cdot D}$$

$$h_m = \text{sen } 60^\circ \frac{360}{\pi} \cdot \frac{(0.1)(118.4)}{68.8^\circ \times 254}$$

$$h_m = 0.07$$

De tablas:

$$K_{sm}_{h=0.2} = 140 \text{ kg/mm}^2$$

Factor de corrección por espesor de viruta promedio: para $h_m = 0.07$

$$\rightarrow f_h = 1.39$$

$$\therefore K_{sm} = (K_{sm}_{h=0.2}) \times f_h = 140 \times 1.39$$

$$= 194.6 \text{ kg/mm}^2$$

Cálculo de la potencia de corte:

$$P = \frac{A_a \cdot A_r \cdot S' \cdot K_{sm}}{6120000 \eta} = \frac{(3)(118.4)(200)(194.6)}{6120000 (0.7)} = 3.2 \text{ kw}$$

Cálculo de la fuerza de corte:

$$F_c = \frac{6120 P \eta}{V_c} = \frac{(6120)(3.2)(0.7)}{94.16} = 146 \text{ kg.}$$

Fuerza mínima de amarre:

$$F_s = \frac{P \times \eta \times 6000}{\mu \times V_c} = \frac{(3.2)(0.7)(6000)}{(0.19)(94.16)} = 750 \text{ kg.}$$

En este dispositivo las fuerzas - que sujetan la cubrevolante están dirigidas hacia abajo. Siendo - tornillos de M20 los empleados, cada uno de estos tornillos proporcionará una fuerza de $F_{w1} = 545$ Kg. tal como se calculó en la operación N°10.

Según recomendaciones prácticas para un fresado no simétrico se tiene:

$$FH \approx 0.8 Fc = 117 \text{ kg.}$$

$$FV \approx 0.5 Fc = 73 \text{ kg.}$$

La fuerza total de sujeción es solo vertical en este caso y su valor es:

$$FTSV = 3 F_{w1} + FV = 1708 \text{ kg.}$$

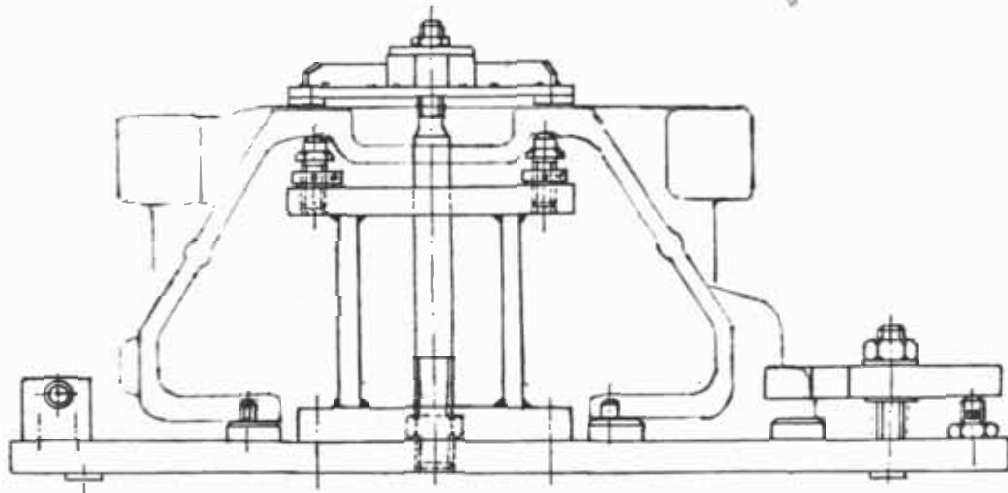
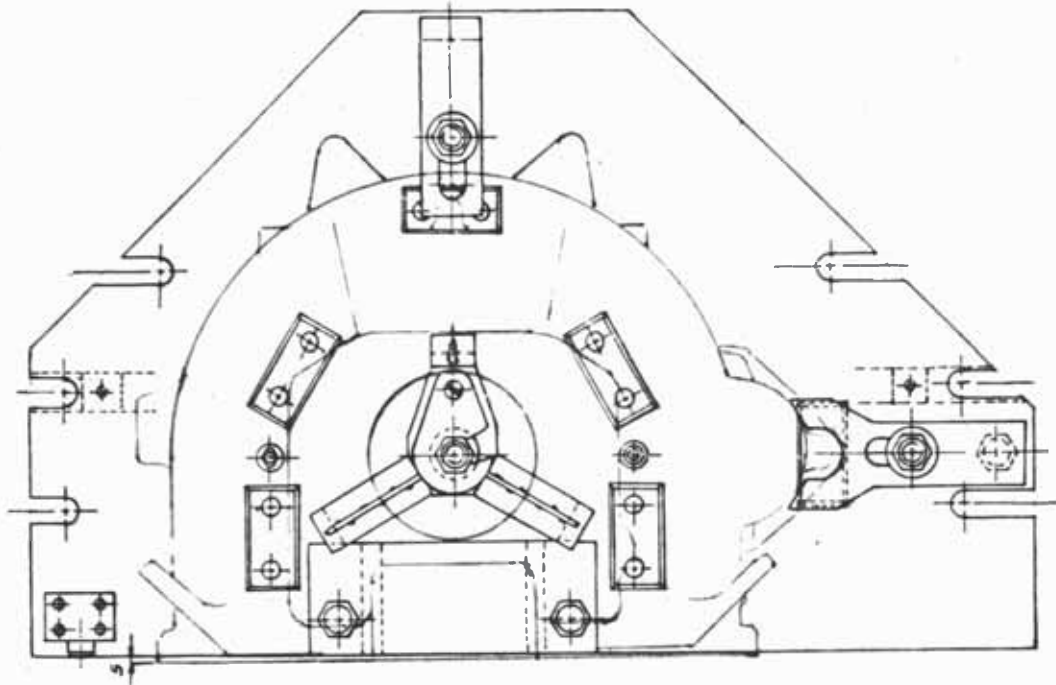
Para que el componente no deslice debido a la acción de FH se debe cumplir que:

$$\mu FTSV > FH$$

$$(0.19) (1908) > 117$$

$$325 > 117 \quad \text{BIEN !}$$

DISPOSITIVO DE FRESADO OP. 60



(FIG. 76)

2.2.1.7 Dispositivo de las Operaciones 70-80 y 100

En la Operación 70 se realiza el fresado de las caras que amarran la cubrevolante a los soportes - que van al chasis siendo el ancho de corte de 70 mm.

En la Operación 80 se realiza el fresado de la cara lateral de la cubrevolante cuyo ancho de corte es de 36 mm.

En la Operación 110 se realiza el fresado trasero de los agujeros hechos en la operación 90 en la cara fresada de la operación 70. El diámetro del asiento es de :
 \varnothing 31.8.

Como las fuerzas de corte en la Operación 110 son muy pequeñas y en la Operación 70 y 80 se utilizan el mismo herramental y condiciones de corte, se escogerá la -

Operación 70 como base de los cálculos pues el ancho de fresado es mayor que en la Operación 80.

Para la Operación 70 se emplea:

- Fresa Sandvick \varnothing 80, R 265.1-030M-10
- Plaquetas SNKN 1204 ENR (SNMA 120412-315) Cant: 06
- SZ = 0.22 mm/diente
- S' = 200 mm/min
- N = 150 RPM
- Vc = 37.7 m/min.
- Sn = 1.33 mm/rev.

Potencia de corte :

Del ábaco disponible : P = 4 CV

Factores de corrección

$$\frac{B}{D} = \frac{70}{80} = 0.88 \Rightarrow K_2 = 1.16$$

$$K_1 = 0.5$$

$$K_3 = 1$$

$$\begin{aligned} \therefore P &= 4 \times K_1 \times K_2 \times K_3 = 2.32 \text{ CV} \\ &= 1.75 \text{ kw.} \end{aligned}$$

Fuerza de corte:

$$F_c = \frac{P \times 6120 \eta}{V_c} = \frac{(1.75)(6120)(0.75)}{37.7}$$

$$= 213 \text{ kg.}$$

$$F_H \approx 0.8 F_c = 170 \text{ kg.}$$

$$F_V \approx 0.5 F_c = 107 \text{ kg.}$$

La única fuerza de sujeción es la dada por la brida tipo araña que es $F_{w1} = 545 \text{ kg.}$

Como la fuerza F_V ayuda a la sujeción se tiene que la fuerza total de sujeción vertical es:

$$F_{TSV} = F_{w1} + F_V = 652 \text{ kg.}$$

Debido a la acción de F_H el componente puede deslizarse, para que esto no suceda se debe cumplir:

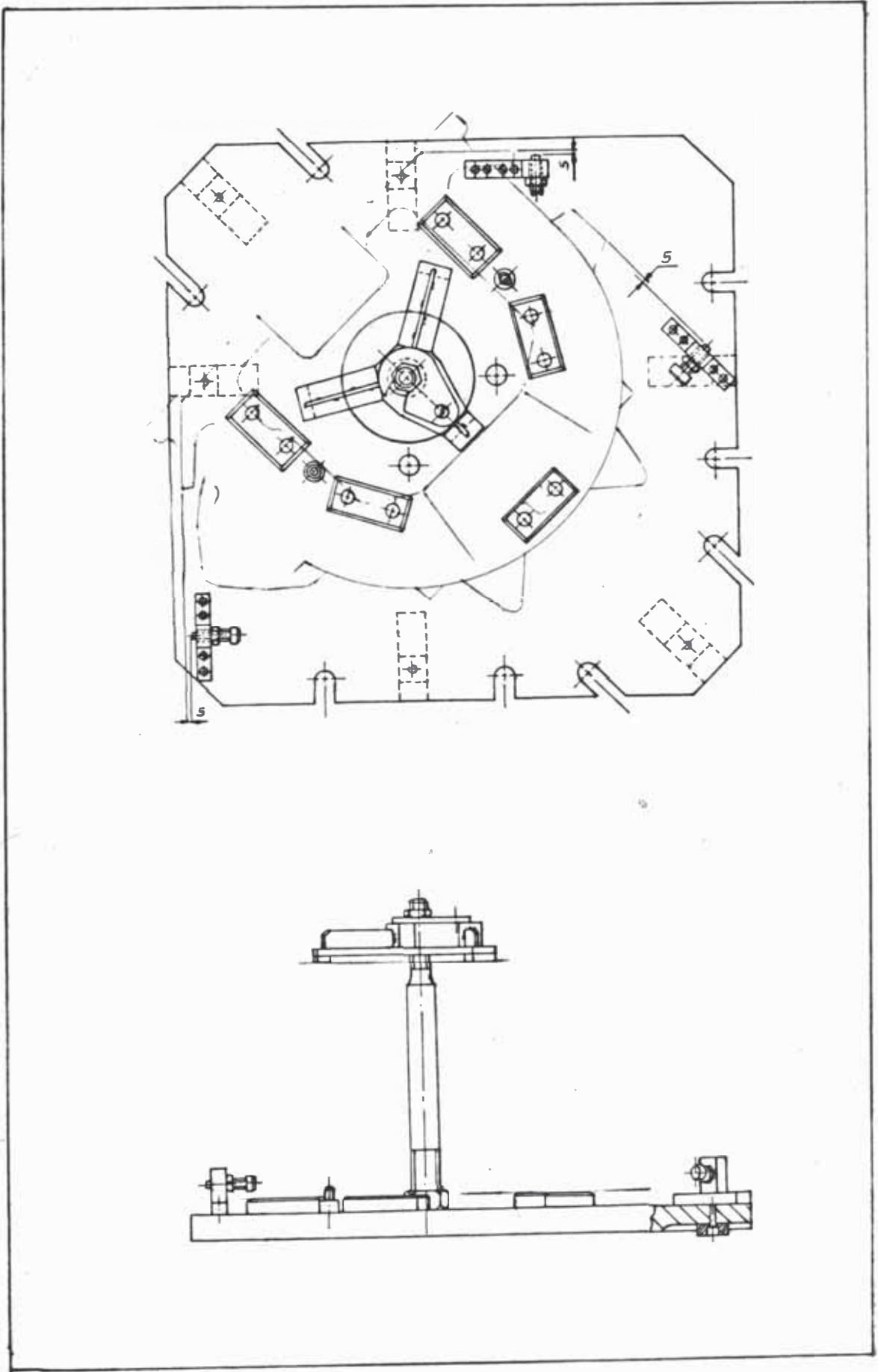
$$\mu F_{TSV} > F_H$$

$$(0.19) (652) > 170$$

$$124 > 170 \quad \text{No cumple}$$

Esto significa que los pines guías están trabajando al corte debido a una fuerza de 46 kg. siendo és-

(FIG. 77) DISPOSITIVO DE FRESADO OP. 70-80-100



tos pines similares a los empleados en la Operación 40, donde se hizo el cálculo de este pin es obvio que no habrá rotura de éste.

2.2.1.8 Dispositivo de la Operación 90

Este dispositivo es usado en el taladro radial RF-50 y trabaja en forma simultánea con un dispositivo de giro divisor que le dá las cuatro posiciones a la placa para taladrar y/o roscar.

El cuadro siguiente resume las condiciones de corte y herramienta necesario:

ESTACION	AGUJ. DE	N (RPM)	Vc (M/MIN)	Sn (MM/REV)	S' (MM/MIN)	HERRAMENTAL
1	Cara a Sop. Derecho	500 355	15.7 18.4	0.135 0.17	67.5 60	Broca Ø 10 x 255 Broca Ø 16.5 x 223
2	Cara de cubierta inf.	1000 250 355	16.4 11.8	0.112 manual manual	112 manual manual	Broca Ø 5.2 x 200 Avellanador 90° Macho 1/4" - 20 UNC
3	Cara a sop. izquierdo	500 355	15.7 18.4	0.135 0.17	67.5 60	Broca Ø 10 x 255 Broca Ø 16.5 x 223
4	Cara de te- tón Lat.	500 180	19.16 7.9	0.18 manual	85 manual	Broca Ø 12.2 x 180 Macho 9/16 - 12 UNC

De acuerdo al cuadro se observa que el máximo agujero a taladrar es \varnothing 16.5

Para este caso se tiene:

$$K_{sm} = K_s \left(\frac{0.4}{S_n} \right)^{0.29} = 192 \text{ Kg/mm}^2$$

$$P = 0.54 \text{ kw.}$$

$$F_c = 126 \text{ kg.}$$

$$F_A = F_c \cos 30^\circ = 110 \text{ kg.}$$

$$F_s = 650 \text{ kg.}$$

$$F_{w1} = 545 \text{ kg.}$$

Debe cumplirse en caso óptimo:

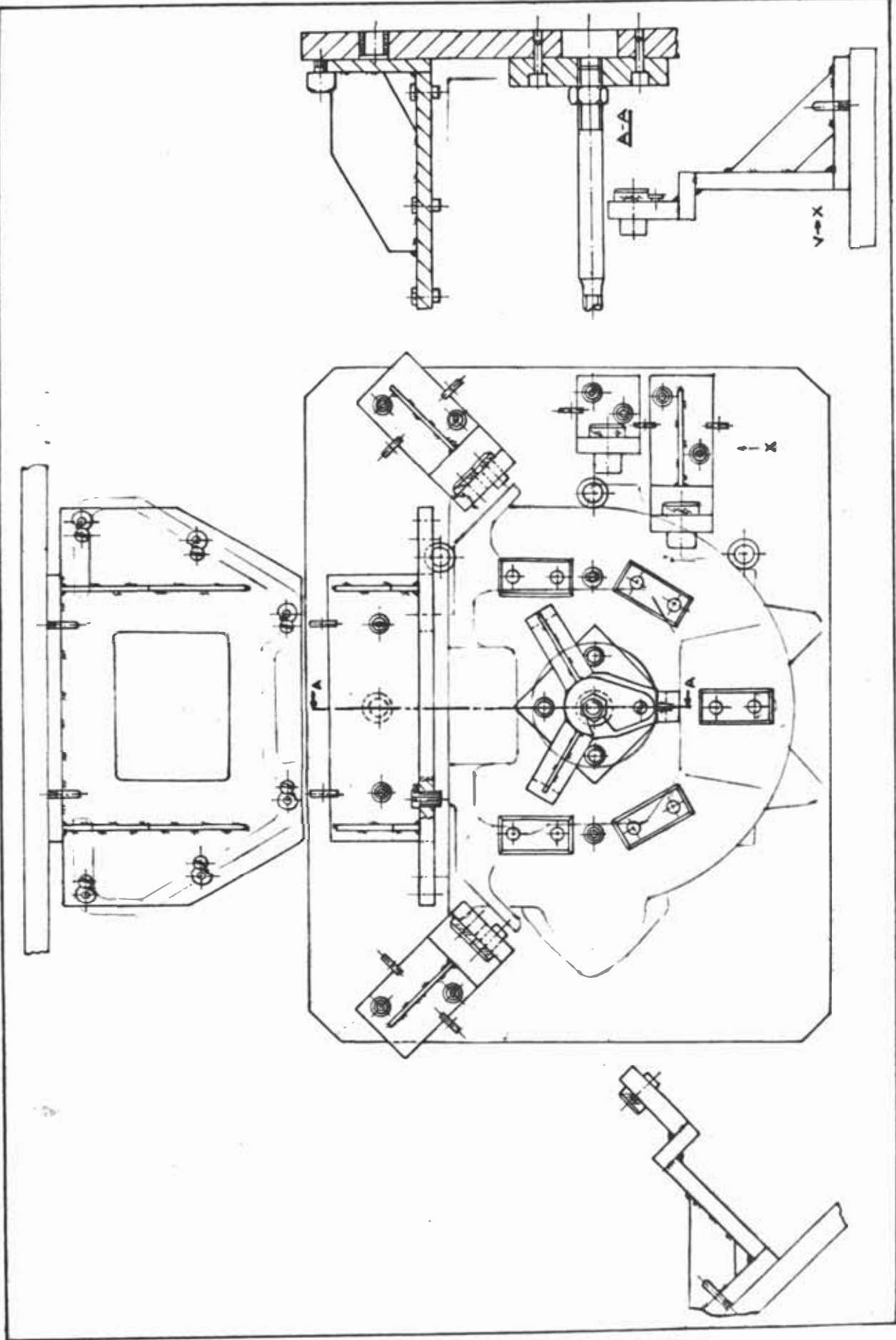
$$\mu F_{w1} > \text{peso cubrev.} + F_A$$

$$105 > 160 \text{ . No cumple.}$$

Lo que indica que los pines guía toman 55 kg. de fuerza. Similar al cálculo realizado en la Op. 40, para esta carga resulta $d = 2.1 \text{ mm.}$ (diámetro mínimo que debe tener el pin guía).

(FIG. 78)

DISPOSITIVO DE TALADRADO OP. 90



2.2.1.9 Dispositivo de la Operación 110

En este dispositivo se hace el mandrinado del agujero del arrancador a \varnothing 98.94 empleándose para tal efecto de un boring bar provisto de 02 cartuchos, uno que hace el agujero y el otro que hace el chaflán. El cartucho que hace el agujero es el R437.9 1325-16 provisto de una plaquita carburada TPGM 160312-315. El otro cartucho es el R433.9 -- 1018-11 con plaquita carburada TPGR 110304-315.

Las condiciones de corte a emplearse son las siguientes:

$$V_c = 72 \text{ m/min.}$$

$$N = 235 \text{ RPM}$$

$$S_n = 0.131 \text{ mm/rev.}$$

$$S' = 31 \text{ mm/min.}$$

El ábaco para torneado y considerando:

Material : tipo d

Rendimiento de la máquina = 0.7

Velocidad de corte: 72 m/min.

Prof. de corte: 3.5 mm.

Avance S_n : 0.13 mm/rev.

Se tiene que:

$$P = 3 \text{ CV} = 2.2 \text{ kw.}$$

Fuerzas de corte

$$F_c = \frac{P \times 6120 \eta}{V_c} = 131 \text{ kg.}$$

$$F_R \approx \frac{F_c}{0.5} = 262 \text{ kg.}$$

$$F_A \approx \frac{F_c}{0.4} = 328 \text{ kg.}$$

Fuerza mínima de amarre:

$$F_s = \frac{P \times \eta \times 6000}{\mu \times V_c} = 675 \text{ kg.}$$

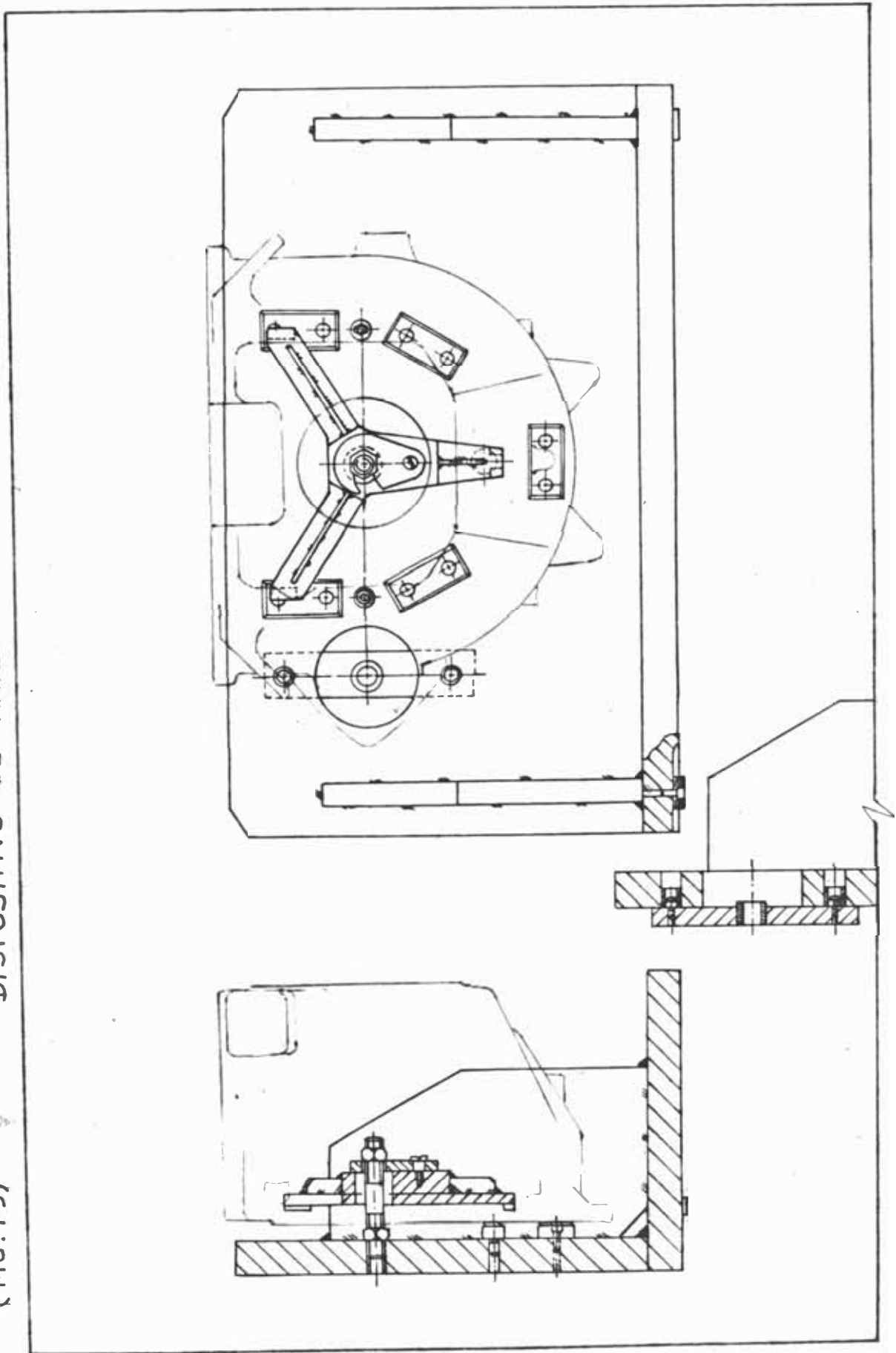
La fuerza de sujeción de la brida tipo araña es según se calculó en la operación 10 de $F_{w1} = 545 \text{ kg.}$

Para que el componente no se salga de sus pines guía en el momento de maquinarse se debe de cumplir:

$$F_{w1} > F_A$$

$$545 > 328 \quad \text{BIEN!}$$

(FIG. 79) DISPOSITIVO DE MANDRINADO OP. 110



Además, también debe de verificar se que:

$$\mu Fw1 > \sqrt{(Fc + \text{Peso cubrev})^2 + FR^2}$$

$$104 > 318 \quad \text{No cumple}$$

Lo que indica que hay 214 kg. - que hacen trabajar a los pines - gufa al corte lo cual no es suficiente para provocar su ruptura - pues para ésto se necesitan 653 - kg.

2.2.2 Diseño de dispositivos de sujeción para mando hidráulico y/o neumático.

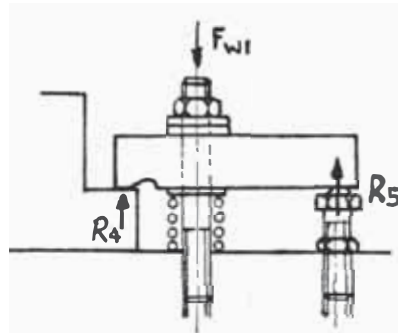
Como se mencionó en las secciones 1.2 y 1.3 la presión promedio de la línea en una instalación hidráulica es de aproximadamente 200 bar y de una instalación neumática de 6 bar.

De acuerdo a los cálculos efectuados en la sección 2.1.1 tenemos tres casos donde provienen las fuerzas de sujeción -

sobre el componente, estos son :

CASO 1

Amarre mediante brida simple.



(FIG. 80)

De acuerdo al dibujo y tal como se calculó anteriormente:

$$F_{w1} = 545 \text{ kg.}$$

$$R_4 = 320 \text{ kg.}$$

$$R_5 = 225 \text{ kg.}$$

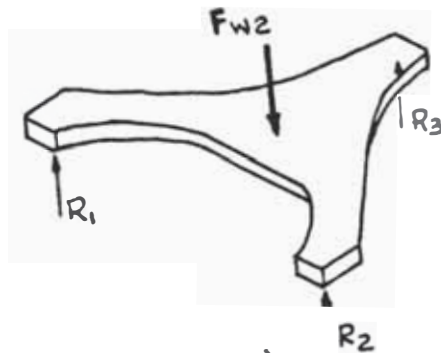
Si en lugar del apoyo en R5 pusiéramos un pistón neumático y considerando la presión media de la línea de 6 bar podríamos calcular el diámetro de este pistón para el cual tomamos: $P_5 = 250 \text{ kg.}$ (para compensar pérdidas por fricción del pistón y su mecanismo de resorte interno para retorno) y $p = 6 \text{ bar} = 0.06 \text{ kg/mm}^2$.

$$\therefore A = \frac{F}{P} = \frac{250}{0.06} = 4167 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\pi D_1^2}{4} = 4167 \Rightarrow D_1 = 73 \text{ (diámetro del pistón)}$$

CASO 2:

Amarre mediante brida tipo araña.



(FIG. 81)

En este caso se ha calculado que $F_{w2} = 650$ kg.

Y si quisiéramos instalar directamente un pistón neumático obtendríamos un diámetro del pistón $D_2 = 123$ mm. (considerando $F_{w2} = 715$ debido a pérdidas).

CASO 3:

Fuerza que da cada mordaza del chuck del tomo W and B.

Según se calculó : $F_{w3} = 835$ kg.

Si hacemos lo mismo que en el caso 1 y 2 se tiene que el diámetro del pistón sería : $D_3 = 140$ mm. (considerando $F_{w3} = 920$ kg. por pérdidas).

Lo expuesto en los casos 1, 2 y 3 nos conduciría al uso de pistones de gran diámetro lo que nos conduce a un mayor costo.

Se puede obtener estos diámetros del pis-

tón de un tamaño más pequeño mediante el aumento de la presión de entrada a ellos. Este aumento de presión se puede llevar a cabo de dos maneras:

- Diseñando un sistema hidráulico para crear la presión deseada.
- Diseñar un multiplicador de presión.

Si lo hiciéramos de la primera forma nos conduciría a tener una bomba, un motor y demás accesorios, lo cual resultaría ser muy costoso.

Si lo hacemos de la segunda forma se aprovecharía la línea de aire ya instalada en la planta con lo cual reduciríamos los costos y la complejidad del diseño. Luego adoptaremos esta segunda forma.

Diseño del Multiplicador de Presión:

Sea P_1 la presión de entrada al multiplicador que es igual a 6 bar.

Sea P_2 la presión de salida del multiplicador con la cual debemos obtener medidas razonables de los diámetros de los pistones D_1 , D_2 y D_3 para que nos den 250, 715 y 920 kg. respectivamente.

La relación $P2 : P1$ por lo general es de 4 : 1, 8 : 1, 16: 1, 32: 1 tal como se dijo en la sección 1.3.

Podemos hacer un cuadro donde muestre las medidas obtenibles de $D1$, $D2$ y $D3$ en relación a la variación de $P2/P1$:

	RELACION P2/P1			
	4 : 1	8 : 1	16:1	32:1
	Diámetros de $D1$, $D2$ y $D3$ (mm)			
$D1 \rightarrow$	36	26	18	13
$D2 \rightarrow$	61.5	43.5	31	22
$D3 \rightarrow$	70	49.5	35	25

Como se ve en el cuadro las relaciones 16:1 y 32:1 dan medidas razonables para $D1$, $D2$ y $D3$, para la relación 32:1 nos conduce en un mayor desgaste de energía en la compresión y el $D1$ resulta ser 13 mm. lo que dificulta ligeramente la fabricación del cilindro y su pistón por su tamaño pequeño y falta de espacio para incluir dentro de él los anillos y resortes de su propio mecanismo. Es por -

ello que escojemos como relación $P_2 : P_1$ a 16: 1 con lo cual $P_2 = 96 \text{ kg/cm}^2$.

Considerando 20% de pérdidas en el multiplicador se tendría $P_2 = 115 \text{ kg/cm}^2$ con lo cual $P_2 : P_1$ es de 19: 1 con la cual trabajaremos.

Pérdidas debido a la fricción, contra presión, peso del émbolo, calentamiento, etc. Llamando D_a al diámetro de la entrada del aire del multiplicador y D_i al diámetro de salida del multiplicador se tendría:

$$\left(\frac{D_a}{D_i}\right)^2 = 19$$

Escogiendo $D_i = 35$ se tendría $D_a = 153$

Por lo general la carrera de los pistones que van en los dispositivos según los fabricantes es de 5 a 20 mm.

Considerando el cilindro de mayor diámetro a diseñar ($D_3 = 35$) y tomando 15 mm. como longitud de su desplazamiento se tiene que en el momento de trabajo desplazará un volumen de aceite de :

$$V_3 = \frac{\pi D_3^2}{4} \times L_3 = 14.43 \text{ cm}^3$$

La cubrevolante que está siendo desarro - llada, necesita de hasta de 03 ó 04 amar - res, por dispositivo, lo que implica usar este número de pistones, pero proyectándo nos hacia otros componentes del motor, es - tos necesitan algunos de ellos de hasta - 08 ó 10 amarres (Carter).

Considerando 10 amarres, se necesitan en - tonces 144.3 cm^3 para accionarlos; siendo $D_i = 3.5 \text{ cm.}$, la carrera necesaria del - multiplicador es : $L = \frac{144.3}{\pi/4(3.5)^2} = 15 \text{ cm.}$

lo cual es aceptable por la disponibilidad de espacio.

Cálculo del espesor del cilindro donde - va el pistón de 35 mm.

Este cilindro estará sometido a una pre - sión interior $P_i = 115 \text{ kg/cm}^2$. El diáme - tro interior es de $D_i = 3.5 \text{ cm.}$ y la pre - sión exterior es la atmosférica $P_o = 1 \text{ kg/cm}^2$.

El material del cual va a ser fabricado es te cilindro es un SAE 1020 para el cual $S_y = 3400 \text{ kg/cm}^2$.

Considerando el esfuerzo de diseño:

$$S_d = \frac{3400}{2.5} = 1360 \text{ kg/cm}^2.$$

Para el criterio de la máxima deformación

$$\frac{S_d}{P_i} = \frac{1360}{115} = 11.82$$

Del gráfico del libro esfuerzos y deformaciones del Ing. Hori (pág. 5-14) $t/d_i \approx 0.04$ (pudo haber sido tratado como cilindro de pared delgada $t/d_i < 0.07$).

$$\therefore t \approx 0.04 d_i$$

$$t \approx 0.14 \text{ cm} = 1.4 \text{ mm.}$$

Para conservar la proporción y rigidez del conjunto tomaremos $t = 14 \text{ mm}$.

Luego el diámetro exterior será de $D_o = 63 \text{ mm}$.

Determinación del consumo de aire del - multiplicador de Presión.

El cilindro del multiplicador de presión es realmente un cilindro de doble efecto y su consumo de aire se calcula mediante la fórmula:

$$Q = \left[L \frac{\pi D_a^2}{4} + L \frac{\pi}{4} (D_a^2 - D_i^2) \right] N \frac{P}{P_o}$$

Que simplificando se convierte en:

$$Q = (2 D_a^2 - D_i^2) \frac{\pi}{4} \cdot L \frac{P}{P_o} \cdot N$$

Donde:

Q = cantidad de aire consumida (m^3/min)

D_a = diámetro de la entrada de aire del multiplicador (m)

D_i = diámetro del vástago = diámetro de salida (aceite) del multiplicador (m)

L = longitud de carrera del multiplicador (m)

$\frac{P}{P_o}$ = relación de la presión de aire al ingreso del multiplicador a la presión atmosférica. Trabajar con presiones absolutas (Adimensional).

N = número de ciclos por minuto del multiplicador.

Ya que por cada pieza a producir se debe accionar la válvula 4/2 del multiplicador, el número de ciclos por minuto de este multiplicador depende del tiempo de

ciclo (mecanizado más manipulación) de cada pieza. Ahora el tiempo de mecanizado depende del avance de la herramienta respecto a la pieza y el tiempo de manipulación del tamaño de la pieza a mecanizar entre otros factores.

Debido a ésto, se ha determinado una pieza representativa promedio cuyo dispositivo posee 4 bridas de amarre. El tiempo de manipuleo de esta pieza promedio es de 156 seg. (2.6 min) y el de mecanizado de 3.5 min. Luego el tiempo de ciclo es de 6.1 min. El volumen de aire libre consumido en la carrera de avances:

$$V = \frac{\pi}{4} Da^2 \cdot L \cdot \frac{P}{P_0} = \frac{\pi}{4} (0.153)^2 (0.15) \cdot \left(\frac{5+1}{1}\right) = 0.0165 \text{ m}^3$$

$$= 16.5 \text{ lt.}$$

y el consumido en la carrera de retorno es:

$$V = \frac{\pi}{4} (Da^2 - Di^2) \cdot L \cdot \frac{P}{P_0} = 0.0157 \text{ m}^3$$

$$= 15.7 \text{ lt.}$$

considerando que este multiplicador de presión es accionado por una válvula neu-

mática 4/2 FESTO 2115 H-4 - 1/4 cuyo caudal nominal es de $0.6 \text{ m}^3/\text{min}$. (Ver sección 3.1.1) podemos decir que este caudal ingresa al multiplicador y por lo tanto el tiempo empleado en la carrera de avance - (tiempo de ajuste o sujeción de la pieza es de $t = 0.0165 \text{ m}^3 / 0.6 \text{ m}^3/\text{min} = 0.027 \text{ min} = 1.65 \text{ seg}$.

Similarmente el tiempo de liberación de la pieza es de $0.0157 / 0.6 = 0.026 \text{ min} = 1.57 \text{ seg}$.

Los tiempos de ajuste y liberación en el dispositivo de accionamiento mecánico de la pieza representativa es de 48 seg. cada uno (tiempo de amarre de cada brida es de 12 seg.)

Luego el ahorro de tiempo en el ajuste y liberación de la pieza y por consiguiente en el tiempo de manipuleo es de:

$$48 + 48 - 1.65 - 1.57 = 97.78 \text{ seg.} \\ = 1.55 \text{ min.}$$

Es decir el tiempo de manipuleo cuando se usa el multiplicador de presión es de $2.6 - 1.55 = 1.05 \text{ min}$.

Y el tiempo de ciclo cuando se usa el mul
tiplicador es de:

$$3.5 + 1.05 = 4.55 \text{ min.}$$

El valor N buscado será luego:

$$N = \frac{1}{4.55} = 0.22 \text{ ciclos/min.}$$

Y el consumo de aire del multiplicador -
es entonces:

$$Q = (2(0.153)^2 - (0.035)^2) \frac{\pi}{4} (0.15) \left(\frac{5+1}{1}\right) (0.22)$$

$$Q = 0.0071 \text{ m}^3/\text{min} = 7.1 \text{ lt/min.}$$

Velocidad de avance del multiplicador:

$$v = \frac{L}{t} = \frac{0.15 \text{ m}}{1.65 \text{ seg.}} = 0.1 \text{ m/seg.}$$

Generalmente, estas velocidades son de
0.1 a 1.5 m/seg. cuando es un cilindro-
netamente neumático. En nuestro caso ten
emos aire en la entrada y aceite en la
salida por lo que las velocidades deben
ser las menores

Velocidad de retroceso del multiplicador

$$v = \frac{L}{t} = \frac{0.15 \text{ m}}{1.57 \text{ seg.}} = 0.1 \text{ m/seg.}$$

Diseño de los pistones utilizados en los dispositivos hidráulicos:

Pistón de 250 ka. de fuerza.

Según se vió en el diseño del multiplicador de presión previo el diámetro de este pistón es de 18 mm.

Considerando 100 bar de presión en el interior asumiremos un perno M30 como diámetro exterior del cilindro donde se alojará el pistón. Para este perno \emptyset núcleo = 26.5, luego:

$D_i = 18$, $D_o = 26.5$ para lo cual el espesor t es 4.25.

Se tiene entonces:

$$\frac{P_o}{P_i} = \frac{1}{100} = 0.01$$

$$\left(\frac{D_i}{D_o}\right)^2 = 0.46 = K$$

Como en este caso se cumple que $\frac{P_o}{P_i} \leq \left(\frac{D_i}{D_o}\right)^2$, el esfuerzo máximo de acuerdo al criterio de la máxima deformación es :

$$\sigma_{\text{máx.}} = \frac{P_i \left[(1-2\mu) K + (1+\mu) \right] - (2-\mu) P_o}{1-K}$$

$$\sigma_{\text{máx.}} = \frac{100((1-2 \times 0.3)0.46 + 1.3) - (2-0.3)(1)}{1-0.46}$$

$$\sigma_{\text{máx.}} = 272 \text{ kg/cm}^2$$

Considerando un SAE 1060 en su fabricación se tiene:

$$S_y = 3500 \text{ kg/cm}^2 \text{ y } S_d = S_y/2.5 = 1400 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{máx.}} < S_d \quad \text{BIEN!}$$

La carrera del pistón debe ser de aproximadamente 5 mm. El área nominal del pistón es : $A = \frac{\pi(1.8)^2}{4} = 2.54 \text{ cm}^2$

El volumen desplazado en su carrera :
 $V = A \times L = 1.27 \text{ cm}^3$.

El resorte que lleva este pistón en su interior se hará de un alambre acerado (aprox. SAE 1080) de $\emptyset 2$ con un diámetro de paso de aprox. $\emptyset 15$).

El oring standar seleccionado para estanqueidad es el Parker 2-016 de diámetro interior 15.60 y diámetro exterior 19.16, - espesor de la espira $W = 1.78$.

Puede ser considerado el diseño de los alojamientos como si el pistón fuera estático ya que su trabajo no es del tipo continuo.

En este caso se recomienda una profundidad del alojamiento $L = 1.25$ a 1.35 siendo el juego diametral entre pistón y cilindro de 0.05 a 0.13 , este juego diametral obedece a los ajustes standarizados de H7 para el cilindro y d8 para el eje.

Si asumimos $\varnothing 16.3$ como diámetro de la garganta donde se alojará el O ring y $\varnothing 19$ como medida nominal entre cilindro y eje se tendrá que el aplastamiento del O ring serfa:

$$\% = \frac{1.78 - \left(\frac{19-16.3}{2}\right)}{1.78} \times 100 = 24\%$$

Siendo lo recomendado en este caso de 20 a 33% de aplastamiento.

Chequeando el juego diametral recomendado se tiene:

$$\varnothing 19 \text{ H7 } (+0 \text{ } 0,021)$$

$$\varnothing 19 \text{ d8 } (-0,065 \text{ } -0,098)$$

De donde juego máx. = 0.119 y juego mínimo = 0.065 que están comprendidos entre 0.05 y 0.13 recomendado.

• • El diámetro del pistón queda en \emptyset 19, y el diámetro de paso del resorte lo haremos de \emptyset 16. Como el diámetro del pistón es de \emptyset 19 el cilindro lleva un anillo seeger que sirve de tope, estos anillos están estandarizados por DIN 472 y son muy usados en el comercio, el tipo escogido es I 19 x 1.

Finalmente las especificaciones de este pistón son:

Carrera: 5 mm.

Diámetro del pistón 19mm.

Area del pistón : 2.84 cm²

Volumen desplazado en su carrera: 1.42cm³

La longitud libre el resorte es: $L_L = ip + \emptyset_{a1}$

La longitud del resorte comprimido es:

$$L_c = \emptyset_{a1} (i + 1)$$

Además debido a la carrera del pistón se tiene que $L_L - L_c = 5$.

Luego: $5 = i (p - 2)$

Considerando 3.5 espiras del resorte se tiene que: $p = 3.43$ y la longitud libre de este resorte será de $L_L = 14$ mm.

NOTA:

\varnothing_{a1} = diámetro del alambre del resorte.

i = número de espiras del resorte.

p = paso del resorte.

Pistón de 715 kg. de Fuerza

Debido a la forma de sujeción de la brida tipo araña, este pistón debe de tener su eje hueco.

El espárrago que pasa por este hueco está sometido a tracción, siendo un acero SAE 1060 de $S_y = 3500 \text{ kg/cm}^2$ y $S_d = 1400 \text{ kg/cm}^2$. Se tiene que:

$$S_d = \frac{F}{\frac{\pi D^2}{4}} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4F}{\pi S_d}} = 0.8 \text{ cm} = 8 \text{ mm.}$$

Como este espárrago es roscado el diámetro hallado es el correspondiente al núcleo de la rosca, esto nos conduce a tener un espárrago de M10 ($\varnothing 8.5$ en el núcleo) pero con el fin de utilizar la misma araña del dispositivo de sujeción de ajustes manuales emplearemos como en ellas un diámetro del espárrago de M16, siendo el agujero correspondiente en el pistón de $\varnothing 16.5$.

Cálculos de los diámetros del pistón:

Como este pistón trabaja con el multiplicador de presión se tiene que:

$$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \times P_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right) = F$$

$$\frac{\pi}{400} (D^2 - d^2) \times 6 \times 16 = 715 \text{ donde } D \text{ y } d \text{ en mm.}$$

$$D^2 - d^2 = 948.3$$

d debe ser aprox. $d \approx 16.5 + 8 = 24.5$

En catálogo Parker seleccionamos el Uring 6-015 para el cual los diámetros de alojamiento deben ser: $d = 24$ y $\emptyset 28.3$.

Por lo que el diámetro mayor del pistón es $D = 39$

Nuevamente del catálogo Parker seleccionamos el O ring 2-321 para el cual los diámetros de alojamiento deben ser $D = 39.5$ y $\emptyset 30$.

Es decir que finalmente $D = 39.5$ y $d = 24$

Siendo así el área del pistón sería :

$$A = 7.73 \text{ cm}^2$$

La fuerza que se podría alcanzar :

$$F = 742 \text{ kg.}$$

Antes de que el pistón sea accionado, el resorte dentro del cilindro ocupa una longitud L ., en esta posición generalmente - está comprimido 5 mm., lo que significa - que la longitud libre del resorte es:

$$L_L = L + 5 = ip + \varnothing_{a1}$$

Donde:

i = número de espiras del resorte

p = paso del resorte

\varnothing_{a1} = diámetro del alambre

Como la carrera del pistón en este caso a sumiremos de 20 mm. tendremos que para el resorte en su estado comprimido y supo -- niendo que para ello sus espiras chocan - entre sí, que:

$$L_c = L - 20 = \varnothing_{a1} (i + 1)$$

De las dos ecuaciones se tiene que:

$$i(p - \varnothing_{a1}) = 25$$

El resorte se fabricará de alambre acerado de \varnothing 3, luego:

$$i(p - 3) = 25$$

El resorte debe tener $\varnothing_{ext} = 39$ para que en samble en el diámetro del pistón $D = 39.5$ luego su diámetro interior será de $\varnothing_{int} =$

33. Para estas dimensiones es aceptable la relación $P = 3 \varnothing_{a1}$, luego $P = 9$, $i = 4$.

Como el número de espiras debe ser finalizado en $1/2$ se tomará $i = 4.5$ y $p = 8.5$

La longitud libre del resorte es entonces $L_L = 41.2$

La longitud comprimida es : $L_c = 16.5$

y $L = 36.5$

El volumen desplazado en la carrera por el cilindro es:

$$V = (7.73)(2) = 15.46 \text{ cm}^3$$

Pistón de 900 kg. de fuerza

En el diseño del multiplicador se dedujo que el diámetro para este pistón debe ser de 35 mm.

Si consideramos un acero de cementación ECN 150 (BOEHLER) de $S_u = 75 \text{ kg/mm}^2$ y $S_d = S_u/3 = 25 \text{ kg/mm}^2 = 2500 \text{ kg/cm}^2$ en la fabricación del cilindro se tiene:

Considerando un cilindro de pared delgada, el esfuerzo circunferencial es:

$$\sigma_t = \frac{P_i \cdot d_i}{2t}$$

Igualando σ_t al S_d se tiene que:

$$2500 = \frac{100 \times 3.5}{2t}$$

$$t = 0.07 \text{ cm.} = 0.7 \text{ mm.}$$

Lo que indica que es casi imposible que el cilindro falle por resistencia.

En base a ésto, podemos asumir un espesor de pared suficiente que no complique la fabricación del cilindro, luego tomamos $t = 5 \text{ mm.}$ con lo cual $D_o = 45 \text{ mm.}$

Del catálogo PARKER seleccionamos el O Ring 2-216 para el cual los diámetros del alojamiento deben de ser : 35 y 28.8 según sus recomendaciones..

La fuerza que se obtiene es teóricamente $F = \frac{\pi}{4} (3.5)^2 \times 6 \times 19 = 1096 \text{ kg.}$ pero considerando algunas pérdidas se llega a , aproximadamente 900 kg. que es lo buscado.

El resorte a usarse será de un alambre de $\varnothing 3 \text{ mm.}$ y de acuerdo al diámetro del pistón el diámetro exterior de este resorte no debe exceder de 35 mm. Asumiendo la carrera del pistón de 25 mm. se tiene para

el resorte:

$$\text{Longitud libre } L_L = ip + \varnothing_{a1}$$

$$\text{Longitud comprimida } L_c = \varnothing_{a1}(\lambda+1)$$

$$L_c = 3(5.5 + 1) = 19.5 \quad (\text{Asumiendo } \lambda = 5.5)$$

La longitud libre será entonces $L_L = 44.5$;

luego:

$$44.5 = 5.5 p + 3$$

$$p = 7.5$$

$$p > \varnothing_{a1} \quad \text{BIEN !}$$

Diámetro de paso del resorte: 30 mm.

Finalmente las especificaciones de este pistón son:

Carrera: 25 mm.

Diámetro del pistón: 35 mm.

Area del pistón: 9.62 cm^2

Volúmen desplazado en su carrera: $24. \text{ cm}^3$

Dispositivo de la Operación 30 :

Además de usar un sistema hidráulico dado por el multiplicador de presión para permitir la sujeción de la pieza, se ha acondicionado el dispositivo para ser usado - en el taladro multihusillo 31 MX mediante un dispositivo de volteo.

Se está acoplado a este dispositivo un motor neumático marca DESONTER cuyas características de RPM y torque obtuvimos experimentalmente por carecer de catálogos, - estos arrojaron: 12 RPM y 6.5 kg.m con lo cual podemos calcularla potencia de 0.11 HP. También se usó en este dispositivo 01 válvula neumática 3/2 código 703111810A (equivalente aproximadamente en FESTO: 2319 V-3-1/4) la cual permite usar tube - rías de 3/16, 1/4 ó 5/16 O/D y con la cual se probó el motor neumático. Además de - ésto también y debido a la velocidad de - 12 RPM que arrojaba el motor neumático, - se hizo necesario una reducción mediante - un juego de engranajes. Del almacén de - rechazos se obtuvo los engranajes Perkins N°s 31171711 y 31171501 con las siguien - tes características:

N° ENG. CARACT.	31171711	31171501
N° de dientes	27	63
Paso diametral	10	10
Ang. de presión	20°	20°
Diám. de paso	70.714	165.016
Diám. exterior	75.793/75.666	170.096/169.969

Con lo cual la placa donde va el componente girará a:

$$12 \times \frac{27}{63} = 5.14 \text{ RPM}$$

Es decir, que dará media vuelta en 5.8 seg. lo cual es aceptable. No es necesario chequear la capacidad de los rodamientos ya que éstos (que son desechazos por el mantenimiento preventivo) para las 5.14 RPM en que trabajará y el peso de la placa y cubrevolante que soportará, realmente son condiciones muy por menores para los cuales éstos rodamientos han sido diseñados por sus fabricantes.

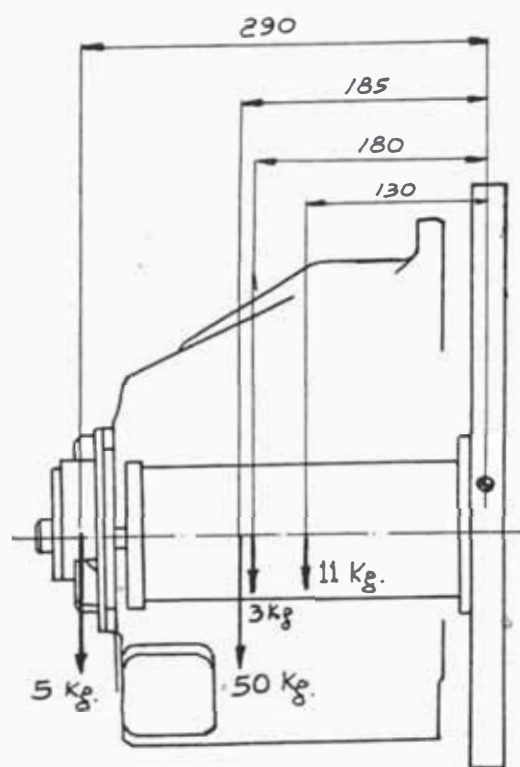
Chequeo del torque para voltear la placa: Según se dijo el motor neumático de 0.11 HP gira a 12 RPM y proporciona un torque de 6.5 kg-m.

En la sección 2.2.1.3 se analizó 02 posiciones de la placa desfavorables. Para este caso las volveremos analizar.

1° Cuando el dispositivo junto con el componente ha girado 90° hacia el lado del operador.

2° Cuando el dispositivo junto con el com
ponente ha girado 180°

El caso crítico en este análisis también
es el caso 1°



(FIG. 82)

50 kg. = peso cubrevol.

11 kg. = peso columna

3 kg. = peso cilindro hidráulico

5 kg. = peso araña.

Como se ve en la figura el torque para esta posición es:

$$T = 5 \times 290 + 50 \times 185 + 3 \times 180 + 11 \times 130 \\ = 12670 \text{ kg-mm.} = 12.6 \text{ kg-m.}$$

Tomando un 2% más debido a la no consideración de algunos elementos tales como los blocks de centrado del componente se tiene:

$$T = 12.85 \text{ kg-m} = 1113 \text{ lb-pulg.}$$

Luego, en este momento se está consumiendo una potencia de :

$$P = \frac{T \times RPM}{63000} = \frac{1113 \times 5.14}{63000} = 0.09 \text{ HP}$$

Considerando la eficiencia del descenso en la bocina de 98% y por la reducción de engranajes de 97%, se puede calcular la potencia mínima que requerirá este motor neumático:

$$P = \frac{0.09}{0.98 \times 0.97 \times (0.98)^3} = 0.10 \text{ HP}$$

Realmente este motor está arrojando 0.11 HP por lo tanto, es suficiente para su uso en este trabajo pues está sobredimensionado con un exceso del 10%.

CAPITULO III

CALCULO Y DISEÑO DE LOS SISTEMAS HIDRAULICOS
Y NEUMATICOS

CAPITULO III

CALCULO Y DISEÑO DE LOS SISTEMAS HIDRAULICOS Y NEUMATICOS

3.1 DISEÑO DE LAS LINEAS DE AIRE

En la sección 1.3 se dijo que es muy común el uso de sistemas neumo-hidráulicos en dispositivos de sujeción de piezas para mecanizado.

En la sección 2.2.2 se tomó la decisión de diseñar un multiplicador de presión en vez de diseñar un sistema hidráulico; al hacer esto se aprovechaba la línea de aire ya instalada en la planta con lo cual se reducían los costos grandemente.

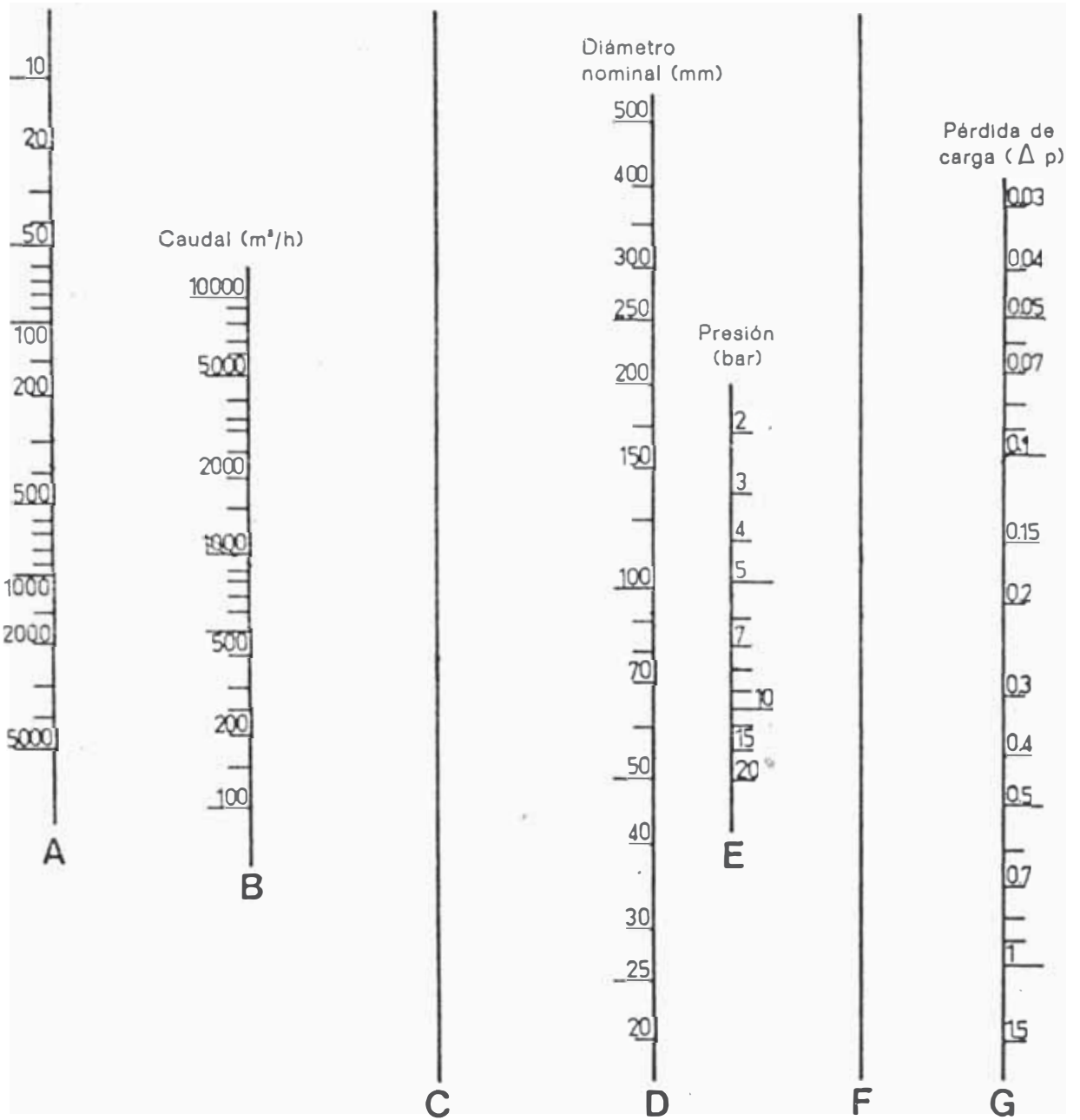
Sería un trabajo demás el diseñar esta línea de aire que ya está instalada, no obstante daremos las pautas de algunas consideraciones que se de-

ben tener al proyectar una red neumática:

- A) Se debe elegir un diámetro tal que si el consumo de aire comprimido aumenta, la pérdida de carga entre el generador. (o acumulador) y el receptor sea a lo mucho del 10% de la presión inicial.
- B) Si debe preve^r una posible ampliación de la demanda de aire comprimido antes de elegir el diámetro de la tubería.
- C) La elección del diámetro de tubería no debe estar condicionada a diámetros de otros tubos ya instalados sino que se debe elegir teniendo en cuenta lo siguiente:
 - Caudal.
 - Pérdida de carga admisible (10% de la presión inicial, aunque en la práctica es alcanzable una pérdida de carga de solo 2 a 3%).
 - Presión de servicio.
 - Volúmen de aire para llenar los conductos.
 - Cantidad de estrangulamientos a lo largo de la red.
- D) La pérdida de carga en las líneas de alimentación a las herramientas no debe de exceder de 0.35 bar.

Figura 83: Nomograma (diámetro de la tubería).

Longitud (m)



Extraído del manual de neumática de FMA Pokorny. (Edit. Blume)

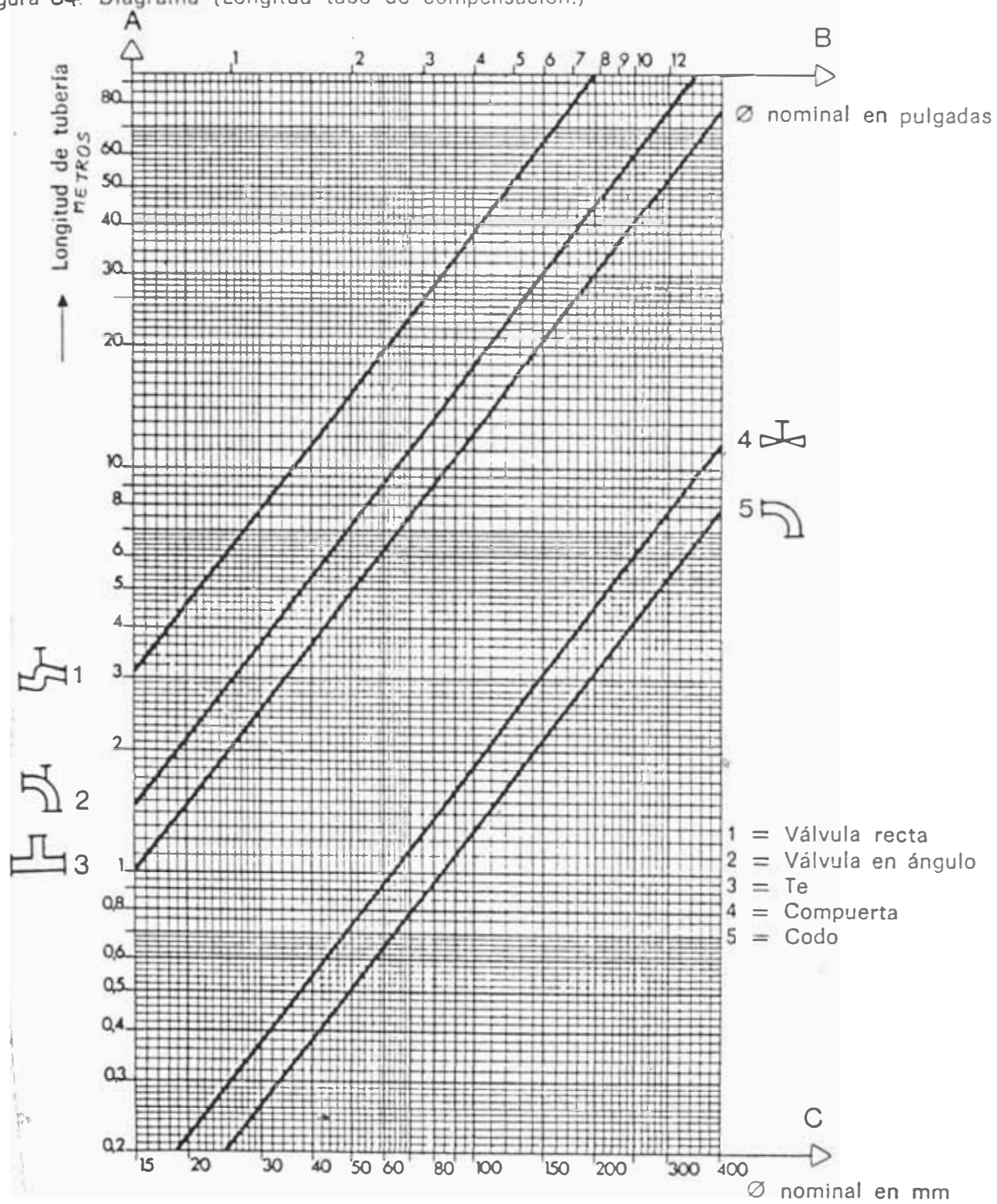
En la práctica se dimensionan estas tuberías por experiencia de haber realizado trabajos similares. Un método rápido y simple de encontrar este diámetro es usando un Nomograma conocido como diagrama de Pokorny (del Manual de Neumática de FMA Pokorny - Edit. Elume). (Ver Fig. 83)

En este nomograma se une el eje A (longitud del tubo) con el eje B (consumo de aire o caudal) y se prolonga el trazo hasta cortar el eje C determinándose así un punto sobre este eje. Similarmente se une el eje E (presión de servicio) con el eje G (pérdida de carga) determinándose sobre el eje F un punto. Luego se unen los puntos determinados en los ejes C y F mediante una recta. Esta recta corta el eje D en un punto el cual indica el diámetro de la tubería buscada.

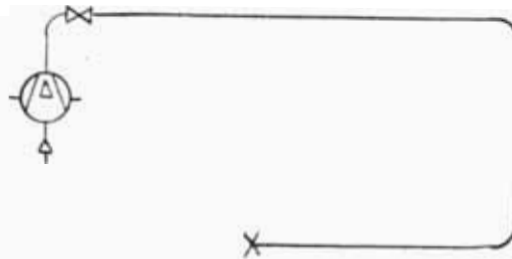
Las válvulas de cierre, codos, tees, etc. provocan una pérdida de carga en las conducciones. Esta pérdida se puede transformar según se sabe en una longitud de tubería equivalente que provocaría la misma pérdida.

El siguiente diagrama nos permite determinar la pérdida de carga en longitud de tubería equivalente de estos accesorios.

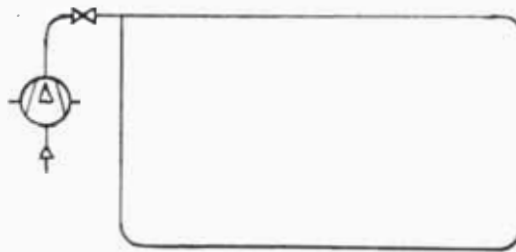
Figura 84: Diagrama (Longitud tubo de compensación.)



El tendido de una red neumática puede ser abierta o cerrada, así como enseña vemos:



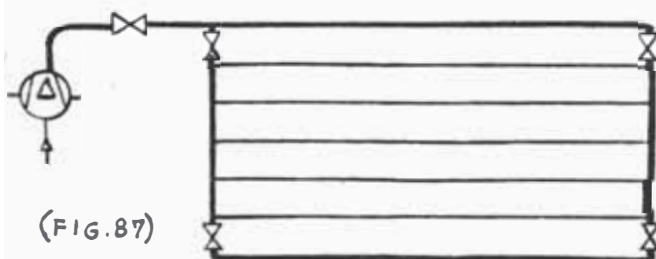
(FIG. 85)



(FIG. 86)

La red existente en MODASA es una red cerrada - con interconexiones lo cual permite trabajar con aire comprimido en cualquier parte de la red ya que el aire puede pasar en dos sentidos. Esto también es muy útil para operaciones de mantenimiento ya que las conexiones longitudinales y - transversales pueden ser "cortados" mediante una válvula de cierre.

El esquema es el siguiente :



(FIG. 87)

Tubería principal
Ø 4" SCH. 40

Tubería secund.:
Ø 2" SCH. 40

→ DIRECC. DE PENDIENTE 1 A 2 %.

La red de la tubería principal de MODASA fué diseñada de tal manera que pueda suministrar $15 \text{ m}^3/\text{min} = 900 \text{ m}^3/\text{hora}$. Además posee a lo largo de su longitud aprox. 8 tees, 3 codos y 32 válvulas de compuerta.

Si consideramos $\varnothing 80$ como diámetro de la tubería podemos obtener la pérdida de carga en longitud de tubería equivalente que nos dan estos accesorios. Así tenemos del diagrama anteriormente mencionado:

8 tees:	8 x 9	-	72	m.
3 Codos	3 x 0.95		2.85	m.
32 Válvula comp.	32x1.35=		<u>43.2</u>	m.
			118	m.

Agregando los 376 m. de la longitud de esta tubería tenemos aprox. 500 m. de longitud total.

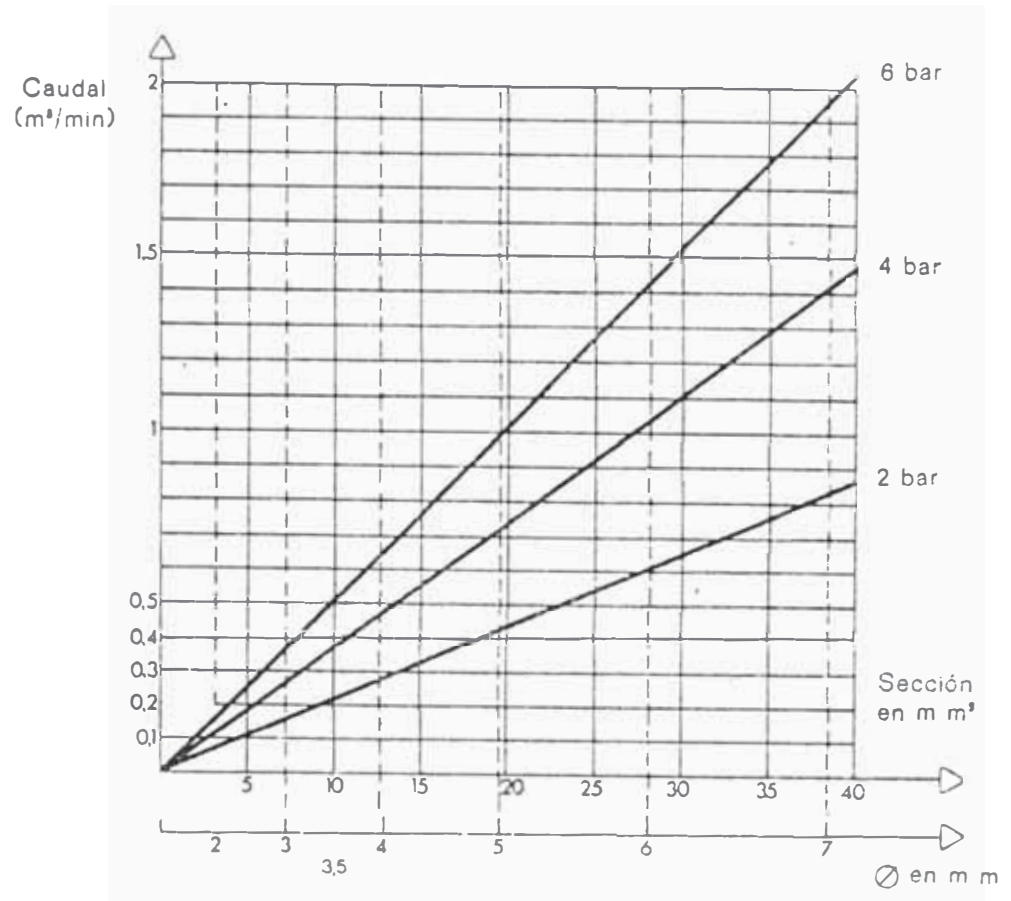
Considerando una pérdida de carga de 0.2 bar y una presión de servicio de 7 bar. Podemos entrar al Diagrama de Pokorny y hallar $\varnothing 85$ como diámetro de esta tubería principal. En la realidad este diámetro es de $\varnothing 102.2$ (4.026") lo que indica que está aún sobredimensionada.

3.1.1 Selección de tuberías en el multiplicador de Presión

Para gobernar el multiplicador de presión es necesario una válvula neumática 4/2, del manual de FESTO podemos seleccionar la válvula 2115 H-4 - 1/4 de las siguientes características: acoplamientos R 1/4 presión de funcionamiento de 0 a 10 bar, diámetro de paso equivalente 7 mm. Caudal nominal $0.6 \text{ m}^3/\text{min.}$, fuerza de accionamiento 33 N.

El acoplamiento R 1/4, permite el uso de tuberías de $\emptyset 8$ (O/D) por lo cual se escogió la tubería FESTO 2237-PL-6 cuya presión de funcionamiento se recomienda no exceda de 7 bar como el diámetro interior de esta tubería es de 6 mm. y la presión de trabajo es de 6 bar en el siguiente diagrama podemos obtener el caudal que puede circular por ella.

Figura 88: Diagrama de consumo de aire para tuberías .



De acuerdo al diagrama el caudal que puede circular por la tubería es de $1.42 \text{ m}^3/\text{min}$.

Como la válvula neumática seleccionada admite solo $0.6 \text{ m}^3/\text{min}$, se concluye que el flujo volumétrico que ingresará al multiplicador de presión es solo de $0.6 \text{ m}^3/\text{min}$.

El consumo de aire del multiplicador en su carrera de avance según se vió en la sección 2.2.2 es de $Q = VN = (0.0165 \text{ m}^3) \times$

$$(0.22 \text{ ciclos/min}) = 0.0036 \text{ m}^3/\text{min}.$$

$$0.06 \text{ m}^3/\text{min} > 0.0036 \text{ m}^3/\text{min}.$$

La válvula puede suministrar el suficiente caudal para funcionamiento del multiplicador.

Usando tubería de cobre de $\varnothing 5/16''$ se tiene que la presión de servicio recomendada es de 82 kg/cm^2 cuando se trabaja a 65°C . En nuestro caso, se trabajará a temperaturas máximas de 50°C con lo cual según catálogo VICKERS la presión de servicio es de 100 kg/cm^2 .

La presión que arroja el multiplicador de presión es de 96 kg/cm^2 con lo cual se justifica usar esta tubería de cobre para la instalación hidráulica.

3.1.2 Recomendaciones para el diseño de las uniones neumáticas e hidráulicas

A excepción de los racores que vienen junto a algún elemento neumático o hidráulico seleccionado, los conectores a diseñar usan rosca de tubo cilíndrica (NPSI) en -

el agujero y rosca de tubo cónica (NPTF) en el eje. Algunas uniones usan rosca fina (SIF) o rosca unificada ISO paso fino (UNF) y la estanqueidad se consigue mediante el uso de una oliva que en el momento del montaje se deforma y hermetiza la unión.

El tamaño de las roscas usadas con los conectores depende del diámetro exterior de la tubería O/D. Aunque estas medidas están estandarizadas por SAE, en la práctica se usan los siguientes valores, pudiendo ellas variar cuando se proyectan racores reductores.

DIAM. EXT. TUB O/D	UNION HERMETICA		UNION OLIVA-TUERCA	BARRA EXAG. FAB. DE ACCESO- RIOS
	MACHO (CONICO)	HEMBRA (RECTO)	MACHO Y HEMBRA	
3/16"	$\frac{1}{8}$ -27NPTF	$\frac{1}{8}$ -27NPSI	$\frac{3}{8}$ -24UNF o M10x1	$\frac{7}{16}$ " ó $\frac{1}{2}$ "
1/4"	$\frac{1}{4}$ -18NPTF	$\frac{1}{4}$ -18 NPSI	$\frac{7}{16}$ -20UNF o M12x1.5	$\frac{9}{16}$ " ó $\frac{5}{8}$ "
5/16"	$\frac{1}{4}$ -18NPTF	$\frac{1}{4}$ -18NPSI	$\frac{1}{2}$ -20UNF ó M12x1.5	$\frac{9}{16}$ " ó $\frac{5}{8}$ "
3/8"	$\frac{3}{8}$ -18NPTF	$\frac{3}{8}$ -18NPSI	$\frac{9}{16}$ -18UNF ó M16x1.5	$\frac{11}{16}$ " ó $\frac{3}{4}$ "
1/2"	$\frac{1}{2}$ -14NPTF	$\frac{1}{2}$ -14NPSI	$\frac{3}{4}$ -16UNF ó M20x1.5	$\frac{7}{8}$ " ó $\frac{15}{16}$ "

Algunos fabricantes en la unión hermética usan la rosca cilíndrica Withworth (hembra) con el macho cónico; este tipo de rosca se representa por ejemplo: $P \frac{1}{4}$ o $G \frac{1}{4}$ (rosca gas).

En Inglaterra se usa para la unión hermética la rosca BSP que es equivalente a la rosca Withworth y se representa por ejemplo: $\frac{1}{2}$ - BSP (British Standar Pipe)

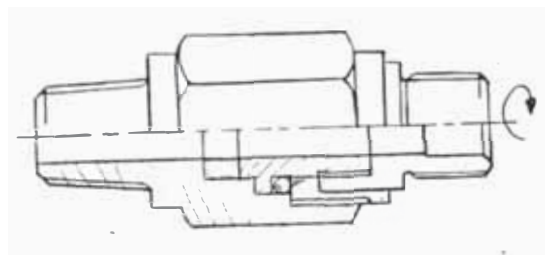
3.1.2 Diseño de Racores Rotativo

Cuando se utiliza un dispositivo de volteo o uno de giro, se debe proyectar un racord rotativo el cual posee una parte fija y otra rotativa. Este racord permite al plato o placa del dispositivo, girar en un solo sentido, sin obligación de volver en sentido inverso, por peligro de que la tubería se enrrede debido al giro.

Para nuestro caso, este racord está sometido a la presión de la línea de aceite, esta línea que sale del multiplicador de

presión usa como se dijo tuberías de 5/16" O/D.

El racord a diseñar debe ser de la siguiente forma:



(FIG. 89)

Para 5/16" O/D se usa la unión hermética cónica de $\frac{1}{4}$ - 18 NPTF la longitud de esta rosca según "Manual de Ingeniería Técnica" por Oberg. es de 0.5625" \approx 14.5mm.

El diámetro de flujo se conserva igual que el interior del tubo de cobre de 5/16" O/D escogido. Este diámetro interior es de \varnothing 7 mm. La rosca recta en el otro extremo debe de ser de $\frac{1}{8}$ - 20 UNF.

El diámetro del abocardado recto en este extremo es de \varnothing 3 \pm 0.2 por 8 de profundidad. La longitud de la rosca de :

$\frac{1}{8}$ - 20 UNF es de 8 + 2 hilos =

$$8 + 2 \times \frac{25.4}{20} \approx 11 \text{ mm.}$$

El O'Ring a usar debe ser de aprox. \emptyset 12 de diámetro interior. Del catálogo Parker seleccionamos el código 2-112 de \emptyset 2.62 de diámetro de la espira para el cual la profundidad de su alojamiento debe ser de 2.25 a 2.30.

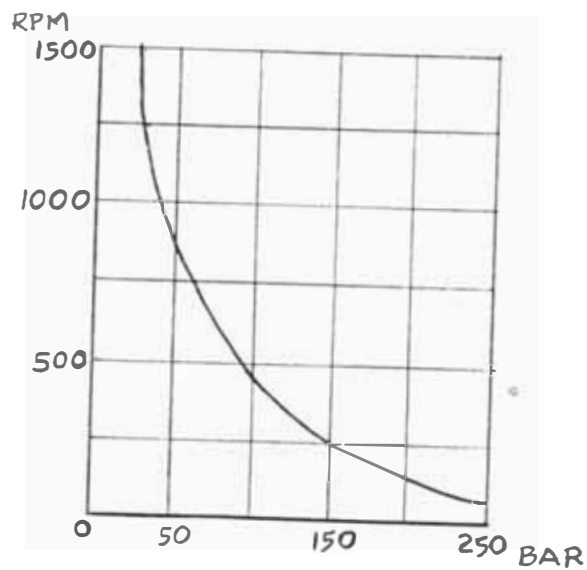
El eje donde asienta el diámetro interior del O'Ring debe ser de aproximadamente:
 $12.37 + 0.5 = 12.87$ tomaremos \emptyset 13.

Luego, tomando 2.25 para profundidad del alojamiento tenemos como medida del diámetro donde asienta el diámetro exterior del O'Ring de $13 + 2 \times 2.25 = 17.5$

De acuerdo a ésto, podemos dimensionar las roscas interiores de este racord. - Proporcionalmente escojemos M12 y M20. El ancho entre caras del exágono mostrado de acuerdo a proporción debe ser de $7/8" \text{ A/F} \approx 22.22 \text{ mm.}$

Si la fabricación de este tipo de racord

respetar las tolerancias permitidas de H6/fG en las uniones giratorias, así como las del alojamiento del O'Ring y de más elementos, se puede tener la siguiente variación de la velocidad de rotación en función de la presión (Del catálogo "Elements Hydrauliques" de la Societe Nouvelle Horelem p.m.p.).



(FIG. 90)

Para aprox. 100 bar de presión que está sometido nuestro sistema hidráulico es permitido girar a una velocidad de 450 RPM. Los dispositivos de giro y de volteo usados giran las placas de los dispositivos de mecanizado a aprox. 5 RPM -

con lo cual, es factible que el funcionamiento de este racor fabricado en planta sea aceptable.

3.2 DISEÑO Y/O SELECCION DE LAS UNIDADES DE SUMINISTRO DE AIRE

En este caso, estando la línea de aire instalada junto a sus unidades de suministro, solo para referencia explicaremos el método usado para seleccionar el compresor y el acumulador (o tanque).

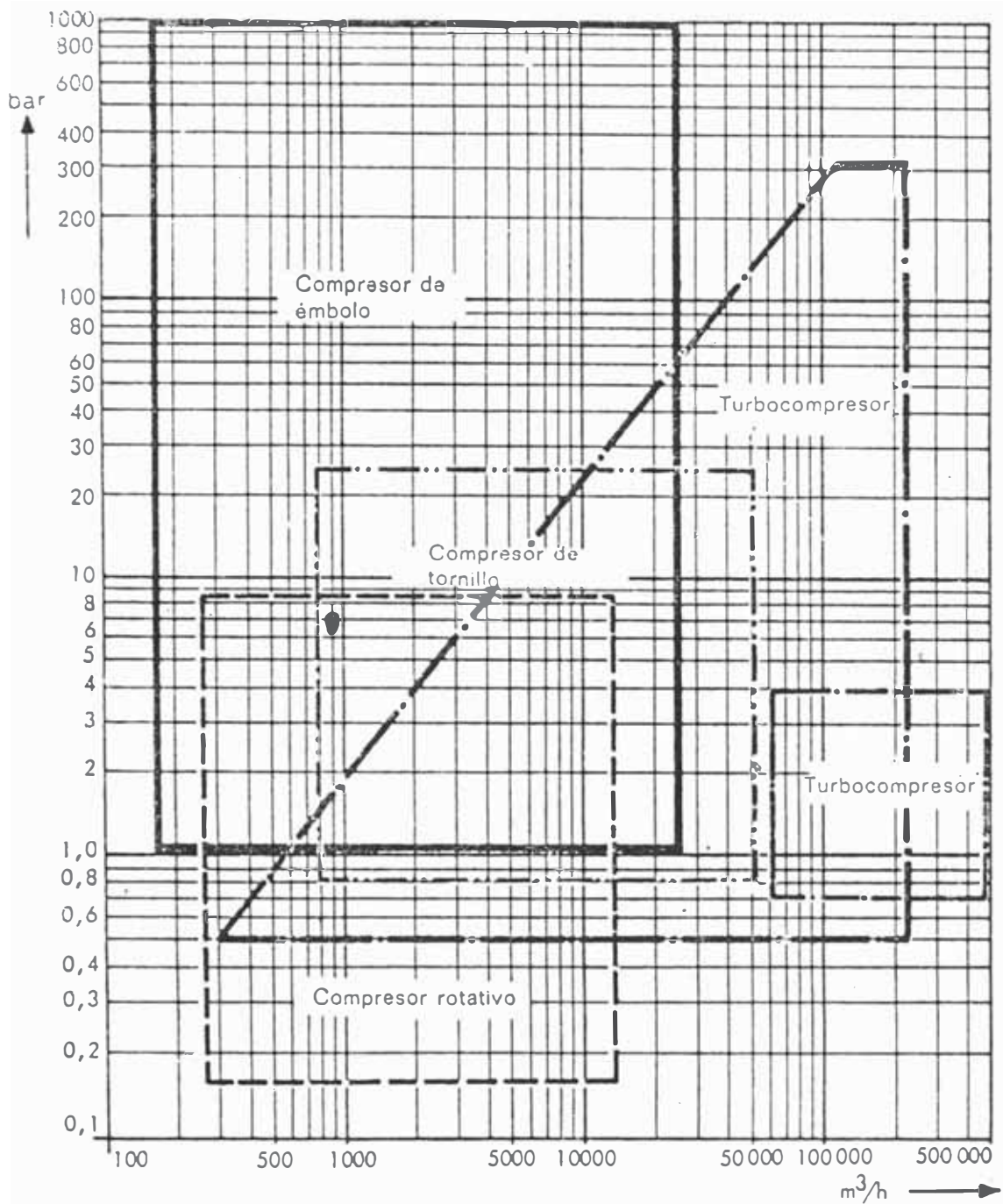
3.2.1 Elección del Compresor.

Los parámetros principales para seleccionar el compresor son el caudal real y la presión efectiva suministrada por el compresor.

El diagrama siguiente nos indica que tipo de compresor es el indicado a ser usado con las condiciones de presión y caudal dados. (Ver Fig. 91)

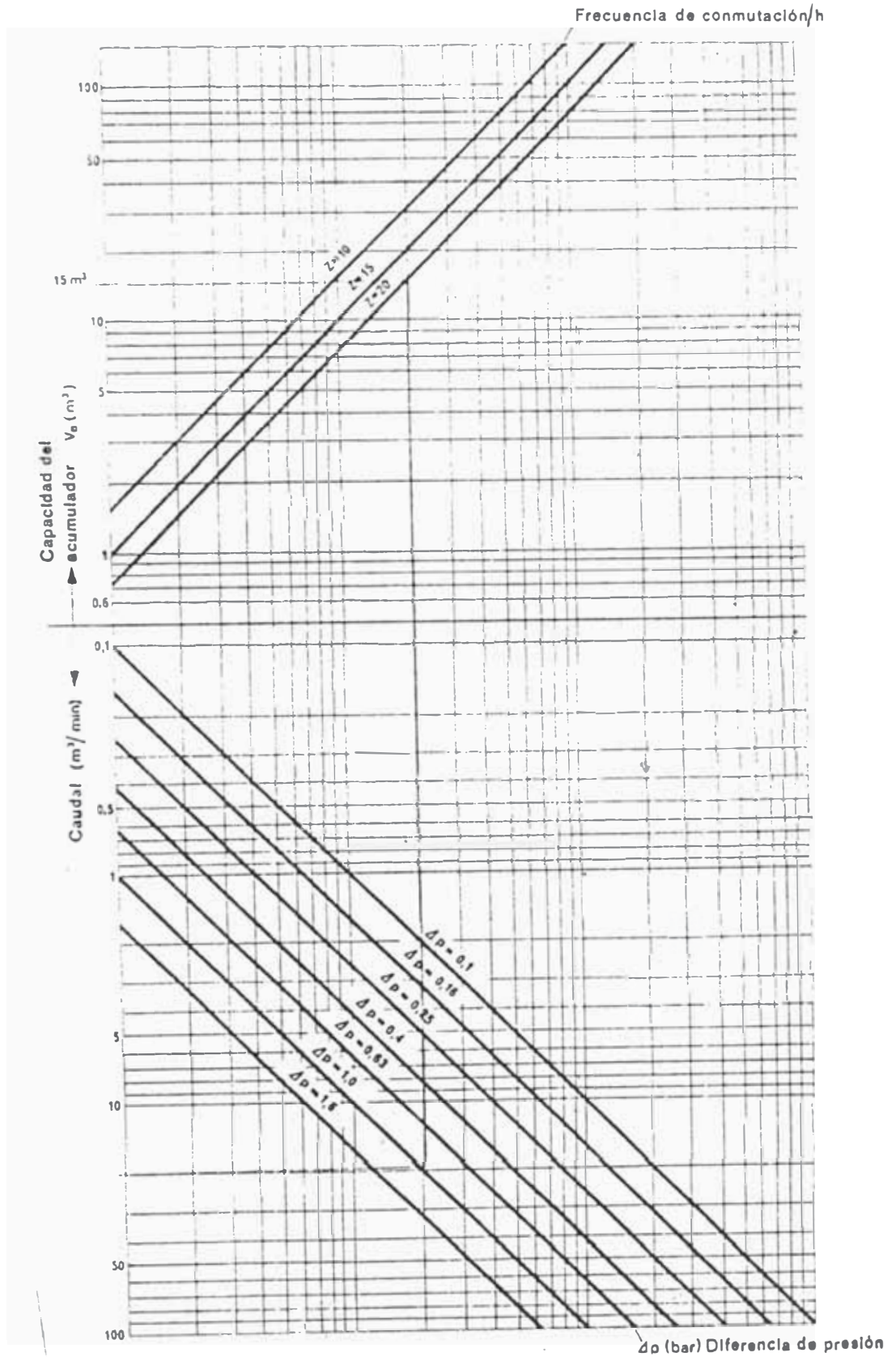
En el caso de la línea de MODASA para 7 bar y $900 \text{ m}^3/\text{hora}$ se aconseja un compresor (o compresores) de émbolo.

Figura 91 : Diagrama de caudal.



En este diagrama están indicadas las zonas de cantidades de aire aspirado y la presión para cada tipo de compresor.

Figura 92: Diagrama.



3.2.2 Determinación del volumen que debe tener el acumulador o depósito.

Un método rápido de estimar el volumen que debe tener el tanque es haciendo uso del nomograma de la Fig.92, con el cual se debe conocer la diferencia de presión - (máxima menos la mínima) que permite el depósito y que están controladas con las válvulas limitadoras de presión y de secuencia

Además de esto, se debe también conocer - el número de paradas y arranques por hora que depende de los interruptores automáticos y ponen en funcionamiento al compresor cuando la presión en el tanque desciende del nivel preregulado. Este número de paradas y arranques por hora se le llama también frecuencia de conmutación - por hora y se le representa por la letra Z.

Otro factor que se debe conocer es el caudal que arroja el compresor seleccionado. Con estos tres factores se puede obtener el volumen del depósito usando el nomo - grama mencionado.

Otro método para hallar el volumen del tanque lo recomienda el Manual de Neumática (Ed. Blume) que considera que:

a) Para demanda de aire constante

Volumen del depósito = volumen que da el compresor - en un minuto.

b) Para demanda de aire intermitente (Variable)

Vol. del depósito = 3 volum. que da el compresor en un min.

Determinación del espesor de las paredes del depósito:

Para calcular el espesor de la pared del depósito se usa la ecuación de Barlow modificada para tomar en cuenta la corrosión, esta es:

$$t = \frac{D P}{S_y - P} + 0.8 \text{ mm.}$$

Donde:

t = espesor mínimo de la pared del depósito.

D = diámetro exterior del cilindro.

P = presión máxima dentro del depósito.

S_y = punto superior de fluencia del ma-

terial para la máxima temperatura de servicio del recipiente a presión.

Si se toma en cuenta el abombamiento de las tapas laterales y cualquier abertura en ellas, la fórmula de Barlow a usar es:

$$t = f_s \cdot \frac{D \cdot P}{S_y} + 0.8 \text{ mm.}$$

donde f_s = factor de forma que depende de la relación H/D y d/\sqrt{D} (Ver figuras 93 y 94)

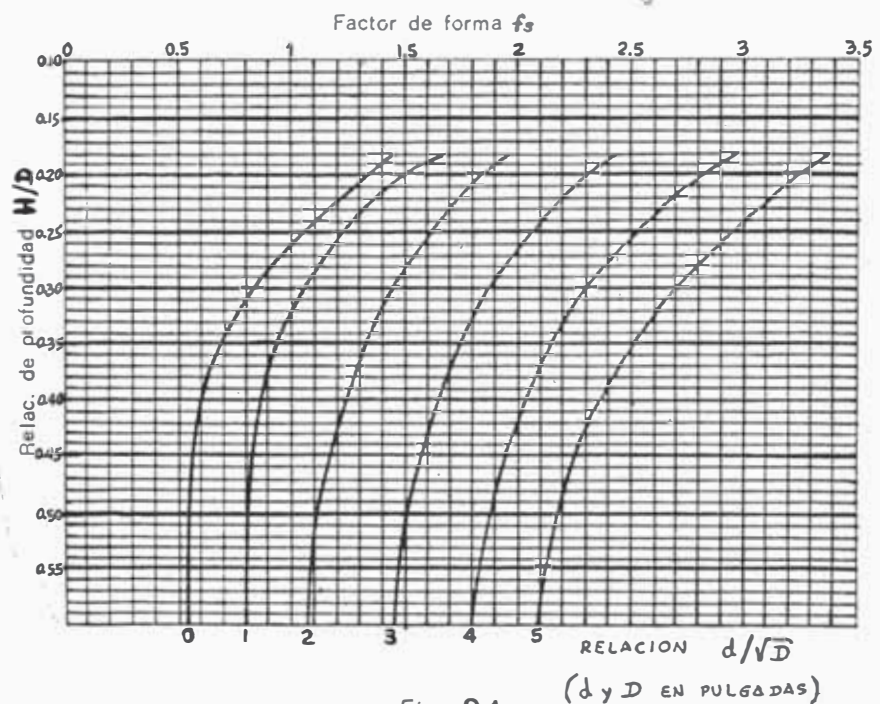
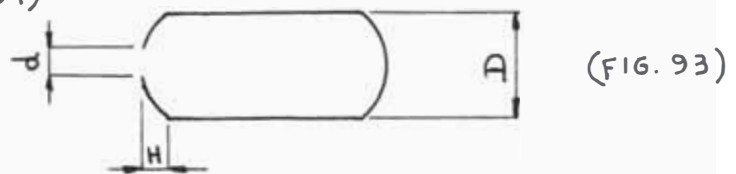


Fig. 94

3.3 AUTOMATIZACION DEL SISTEMA NEUMATICO-HIDRAULICO

Un sistema hidráulico o neumático en dispositivos de sujeción de piezas para mecanizado puede ser automatizado, empleando para tal efecto válvulas reguladoras de flujo y tiempo tales como las válvulas de retención estranguladora regulable, válvula selectora de circuito, válvulas de escape rápido, temporizador, etc.

Podemos poner el ejemplo del dispositivo de la Operación 30 para explicar el caso:

Este dispositivo inicialmente trabajaba en el taladro radial RF-50 donde se acoplaba a un dispositivo de volteo accionado en forma manual.

Luego se le ha cambiado al taladro multihusillo 31MX de donde se aprovechará el colchón de aire ya instalado y además se le ha acoplado un motor neumático para producir el volteo de la placa según se vió en la sección 2.2.2.

Hay un posicionador (item 23 del plano A1-0011) que le dá la posición de giro correcta a la placa para que quede horizontal, y cuando el posicionador esté, entre en la bocina N° 21, del pla-

no A1-0011 el motor debe dejar de funcionar.

En realidad, se debe cumplir el siguiente proceso en el taladrado de la cubrevolante (o cualquier otro componente).

- 1° Montar componente.
- 2° Sujetar componente (mediante el accionamiento de la válvula 4/2 que gobierna el multiplicador de presión).
- 3° Desacoplar pin posicionador.
- 4° Girar el motor neumático (y por lo tanto, el disco item 20).
- 5° Retornar el pin posicionador (en espera a que bocina N°21 llegue a la posición adecuada y el pin caiga por acción del resorte en ella) (el motor neumático sigue girando ya que la válvula 3/2 pilotada (Item 5) está accionada).
- 6° Acoplar el pin posicionador.
- 7° Parar el motor neumático (por ayuda del temporizador neumático).
- 8° Desplazar el dispositivo mediante el colchón de aire a la posición de trabajo.
- 9° Taladrar.

- 10° Desplazar el dispositivo mediante el colchón de aire a la posición de montaje del componente
- 11° Desacoplar el pin posicionador.
- 12° Girar el motor neumático.
- 13° Retornar el pin posicionador.
- 14° Acoplar el pin posicionador.
- 15° Parar el motor neumático
- 16° Desamarrar componente.
- 17° Sacar el componente y montar otro.

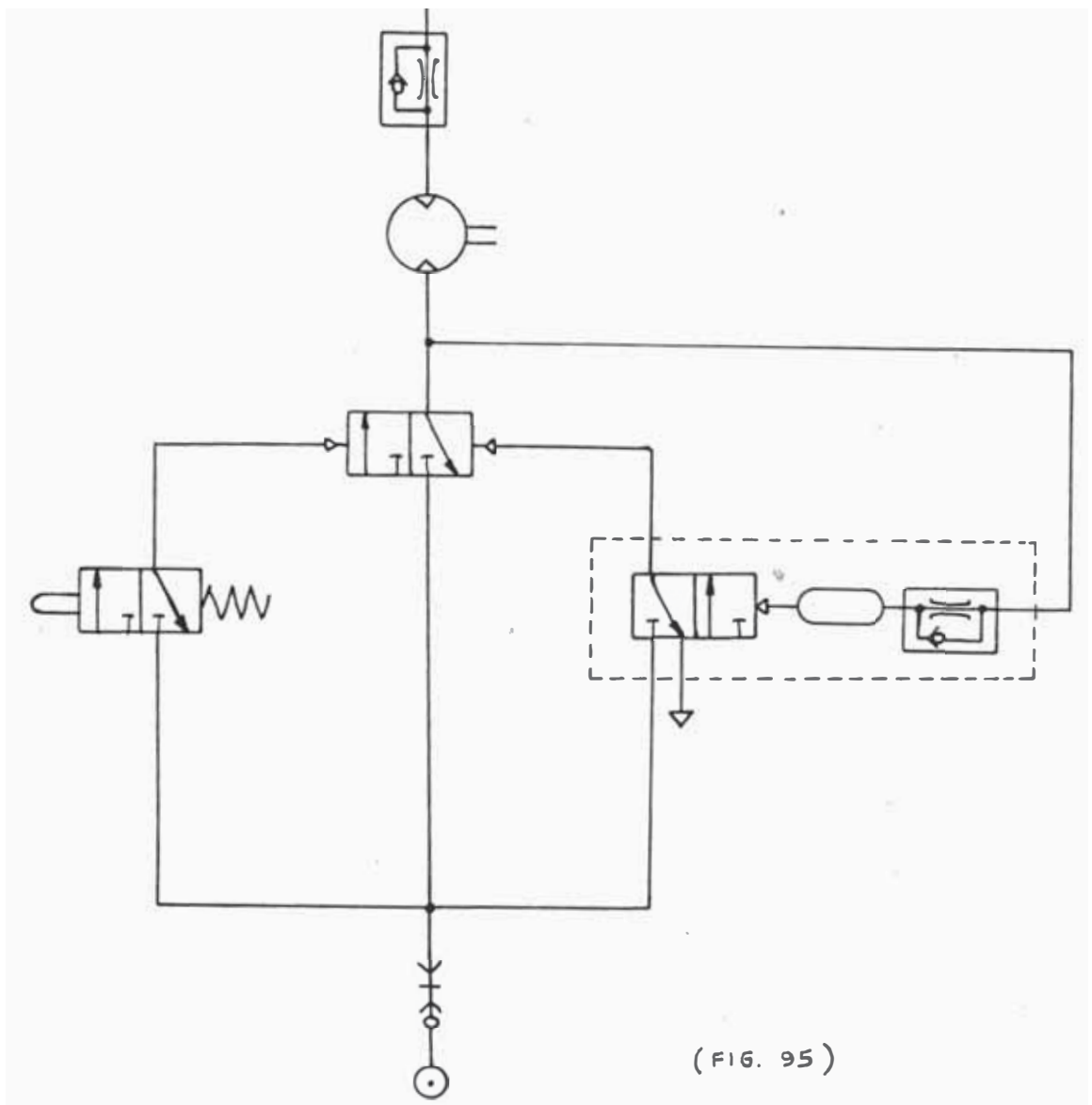
Los pasos 3, 4 y 5 (11, 12 y 13) se realizan mediante una leva (item 12) calculada para tal efecto.

El esquema de la instalación está mostrada en el plano A1-0011.

Como una alternativa si el giro del motor neumático fué superior al obtenido experimentalmente de 12 RPM (lo cual por reducción en los engranajes tenemos 5.14 RPM en la placa) se puede acoplar a la salida del motor neumático una válvula de retención estranguladora regulable la cual crea una especie de cojin de aire a la salida y

las RPM del motor disminuyen. No es aconsejable poner esta válvula a la entrada del motor por las pérdidas que pueda ocasionar.

El esquema así, quedaría como sigue :



(FIG. 95)

CAPITULO IV

EVALUACION DE COSTOS DE LOS SISTEMAS DE
SUJECION CON MANDO HIDRAULICO O NEUMATICO

CAPITULO IV

EVALUACION DE COSTOS DE LOS SISTEMAS DE SUJECION CON MANDO HIDRAULICO O NEUMATICO

4.1 VERIFICACION DEL AHORRO DE TIEMPO DE LOS DISPOSITIVOS DE SUJECION POR MANDO HIDRAULICO Y/O NEUMATICO EN COMPARACION CON LOS DISPOSITIVOS DE SUJECION POR AJUSTE MANUAL.

En la sección 2.2.2 en la parte concerniente a la determinación del consumo de aire del multiplicador de presión, se trató también el asunto de los tiempos para una pieza representativa cuyo dispositivo posee 4 amarres.

Los resultados así obtenidos están tabulados en el siguiente cuadro:

TIPO DE MANIPULACION	TIEMPOS DE MANIPULACION(seg.)	
	ACC. MANUAL	ACC. NEUMATICO
Instalación	30	30
Ajuste	48	1.65
Liberación	48	1.57
Evacuación	30	30
Total	156	63.22

El tiempo ahorrado por componente es entonces - 92.78 seg.(1.55 min), el cual va influir en el cálculo del costo variable de la pieza a producir.

Para hallar los costos totales (sección 4.3) se deben conocer el tiempo de calibración de la maquinaria, así como el tiempo de operación del componente. Mediante el uso del método de tiempos pre-determinados se puede tomar los siguientes en el mecanizado de una cubrevolante:

OPERACION	MAQUINA	TIEMPO CALIBRACION (HORAS)	TIEMPO DE OPERACION(hr)	
			ACC.MANUAL	ACC.NEUMAT.
10	Torno vert.	2	0.12	-
20	" vert.	2	0.15	-
30	Talad.radial	2	0.30	0.294
40	Torno vert.	2	0.12	-
50	Talad.radial	2	0.35	0.344
60	Fres.horiz.	2	0.09	0.070
70	Fres.horiz.	2	0.08	0.074
80	Fres.horiz.	2	0.08	0.074
90	Talad.radial	2	0.30	0.294
100	Fres.horiz.	2	0.08	0.074
110	Fres.horiz.	2	0.09	0.084
30 autom.	31 Mx	5	-	0.090

4.2 COSTO DEL SISTEMA GLOBAL DISPOSITIVO MAS ELEMENTOS DE ACCIONAMIENTO

Para la elaboración de un dispositivo intervienen los siguientes costos:

A. El costo del diseño del dispositivo.

El diseño de un dispositivo neumático, hidráulico o mecánico se realiza en una semana de trabajo (5 días; 1 día = 9 horas).

El costo horario de diseño se ha determinado en: 2.45 US\$. Es decir que el diseño de un dispositivo cuesta 110 US\$

B. El costo total de operación de las máquinas.
(Incluye operario)

Cada dispositivo es fabricado dentro de la misma planta usando para ellos las maquinaria existente en el taller de máquinas herramientas(tool - Room) y los equipos existentes en el taller de mantenimiento.

Mediante un análisis de costos donde se ha tenido en cuenta la depreciación de cada maquinaria-su potencia que consume, los gastos por refrigerante, lubricante y mantenimiento en general que ocasiona, la depreciación del herramental y accesorios que usa y el costo de hora hombre que se paga se han determinado los siguientes costos totales de operación de estas máquinas y equipos:

<u>MAQUINA</u>	<u>COSTO TOTAL DE OPERACION (US\$/hora)</u>
Torno SNA-500	3.00
Torno Colchester	2.58
Fresadora vertical VF-24	4.40
Fresadora horiz. UF-24	4.40
Fresadora univers. U2-MM	4.31
Fresadora univers. FUW=315-111	3.62
JIG Borer	10.33
Rectif.plana Jackb	2.93
Rectif.univers. J/SH	4.38
Trat.térmico horno elect.	1.48
Mecánico banco taladro radial	3.58
Sierra hidráulica Bonali	1.98
Afilador broca Dormer	2.97
Afilador cuchilla AB Wood	1.87
Taladro Pollard 130 F/I	1.54
Guillotina Edwards	2.19
Dobladora Edwards	1.64
Prensa hidráulica Mant.	2.04
Soldadora Hobart R-400	1.64
Esmeril Grimston GD300	1.40
Soldadura autógena	3.40
Cizalla manual	1.20

C. El costo de materiales directos.

Es el costo de la materia prima empleada en la elaboración del dispositivo o el precio del producto adquirido en caso de que algunos elementos que componen el dispositivo sean elementos estandar o comerciales.

D. Los gastos administrativos.

Vamos a tomar por ejemplo el dispositivo de la Operación 30 para llevar a cabo el análisis de costos.

Costo del dispositivo por ajuste manual

- Costo de la placa base:

Peso = 64 kg.

Costo de material directo:

$$64 \text{ kg.} \times 0.98\text{US\$/kg} = 62.72 \text{ US\$}$$

Tiempo total horas máquina de fresadora usadas : 9

Tiempo total horas máquina taladradora Jig Borer: 18

Tiempo total horas máquina mecánico de banco : 5

Costo de horas máquinas:

$$9 \times 4.40 + 18 \times 10.33 + 5 \times 3.58 = 243.44\text{US\$}$$

Costo total de la placa base: 306.16 US\$

- Costo de pin tope rectificado

Peso = 0.22 kg.

Costo de material directo: 0.22 kg. x 2.12US\$/kg

- 0.47 US\$

Tiempo total horas de torno :0.5

" " " " tratamiento térmico: 0.7

" " " " rectificadora : 0.25

Costo de horas máquina:

0.5 x 2.58 + 0.7x1.48 + 0.25 x 4.38= 3.42US\$

Costo total cada pin tope: 3.89 US\$

Por los 10 topes que posee el dispositivo:

38.90 US\$

- Costo de pernos Allen M 10 x 40

Precio de cada perno: 0.079 US\$*

En 04 pernos: 0.316 US\$

- Costo de pin guía de acero plata.

Precio del acero plata $\varnothing 6$ hg= 4.1 US\$/metro

En 80 mm (02 pines) se tiene: 0.33 US\$

- Costo del perno hombro GRIP MSC3

Cada uno: 1.21 US\$

Dos pernos: 2.42 US\$

- Costo de guía broca GRIP MR6M $\varnothing 12$

Por 02 guía brocas: 22 US\$

- Costo de guía Reamer GRIP MR6M $\varnothing 12.7$

Por 02 guía Reamer: 22 US\$

- Costo de camisa GRIP MLP6S

Por 02 camisas: 12.94 US\$

- Costo tuerca comercial M20

Por 02 tuercas: 0.15 US\$

- Costo del conjunto soldado:

Peso barra perforada: 5.53 kg.

Costo de la barra perforada: 5.53 kg. x 2.5\$/Kg.

= 13.83 US\$

Peso de la brida superior: 2.25 Kg.

Costo de la brida superior:

2.25 Kg. x 0.98 US\$/kg. ⇒ 2.21 US\$

Peso de la brida inferior: 4.00 kg.

Costo de la brida inferior: 4 kg. x 0.98 \$/kg.

- 3.92 US\$

Costo del material directo: 19.96 US\$

Tiempo total hrs. soldadura: 0.25

" " " torneado : 0.60

" " " taladrado: 3.00

" " " mecánico banco : 0.40

Costo de horas máquina:

$$0.25 \times 1.64 + 0.60 \times 3.0 + 3 \times 3.62 + 0.40 \times 3.58 \\ = 14.50 \text{ US\$}$$

Costo total del conjunto soldado: 34.46 US\$

- Costo de la arandela oscilante WDS 403-206:

El costo de esta arandela es: 8.10 US\$

- Costo de la brida tipo araña:

Peso de la plancha base: 1.4 Kg.

Costo plancha base : 1.4kg.x0.98 \$/kg.
= 1.37 US\$

Peso de 03 asiento de : 0.13 kg.
brida

Costo 03 asientos de - : 0.13kg.x3.71\$/Kg.
brida = 0.48 US\$

Costo de 06 pernos A- : 0.23 US\$
11en M6x25

Peso del block soldado : 1.78 kg.

Costo block soldado : 1.78kg x 0.98 \$/kg
= 1.74 US\$

Peso del nervio corto : 0.021 kg.

Peso de 02 nervios largos: 0.142 kg.

Costo de los nervios: 0.163 kg.x0.98 \$/kg.
= 0.16 US\$

Costo total de material directo: 3.98 US \$

Tiempo total horas soldadura: 0.35

" " " fresado : 1.50

" " " taladrado y
roscado : 2.00

Costo de material directo:

$$1.23 \text{ kg} \times 0.98 \text{ US\$/kg.} = 1.21 \text{ US\$}$$

Tiempo total horas de fresadora : 0.4

" " " mecánico banco: 0.4

Costo de horas máquina:

$$0.4 \times 4.31 + 0.4 \times 1.54 = 2.34 \text{ US\$}$$

Costo total del block: 3.55 US \$

Por 03 block : 10.65 US\$

- Costo de espárrago para amarre de la araña:

Se usa un espárrago WDS 406-201 x 100

El costo de este espárrago WDS es:

$$3.61 \text{ US\$}$$

∴ El costo de las piezas del dispositivo por

ajuste manual es de : 663.8 US\$

El costo por ensamble del dispositivo y/o ajuste es de 1.20 US\$ / hora, luego el costo por este concepto es de :

$$1.20 \text{ US\$/hora} \times 3 \text{ horas} = 3.6 \text{ US\$}$$

Luego el costo de manufactura del dispositivo es 667.5 US\$.

Los gastos administrativos se toma el 10% de la suma de los costos por concepto de horas-máquina y ensamble y/o ajustes es decir:

$$0.10 (313.36 + 3.6) = 31.7 \text{ US\$}$$

Luego, el costo total del dispositivo es la suma de: costos por diseño, costo por manufactura y costo por gastos administrativos:

$$C_T = 110 + 667.5 + 31.7 = 809.2 \text{ US\$}$$

Costo de accesorios adicionales para transformar dispositivo de accionamiento manual en neumático y/o hidráulico:

- Costo de pistón hidráulico A4-0001 : 55 US\$

- Costo del perno para amarre:

Peso del material empleado: 1.89 kg.

Costo material directo 4 US\$

Tiempo horas de torneado : 0.8

Costo horas máquina : 2 US\$

Costo total perno de amarre. : 6 US\$

- Costo de los pernos M6 x 25:

Por 04 pernos: 0.15 US \$

- Costo de conector AEROQUIP 2021-4-5S

- Por 01 conector: 1.5 US \$
- Costo de oliva AEROQUIP 900605-5S
Por 02 olivas: 0.24 US\$
 - Costo de tuercas AEROQUIP 1290-5S
Por 02 tuercas: 1.0 US\$
 - Costo de tubo de cobre 5/16" O/D
Por 610 mm : 0.68 US\$
 - Costo de arandela comercial M16
Por 01 arandela: 0.03 US\$
 - Costo de tuerca comercial M16
Por 02 tuercas: 0.13 US\$

. . El costo adicional de piezas es : 64.73 \$
Considerando 0.5 horas para instalación en el
dispositivo se tiene que el costo por este -
concepto es 0.6 US\$.

Si consideramos los gastos administrativos tenem
mos: $0.10 (2 + 0.6) = 0.26$ US\$

Luego, el costo total para implementar sistema

automatizado al dispositivo es : 65.6 US \$

El costo del dispositivo ya acoplado al sistema hidráulico sería entonces: $809.2 + 65.6 = 874.8$ US\$

Costo del Multiplicador de Presión:

(Plano A1-0013)

- Costo de placa base:

Peso ; 41.5 kg.

Costo de material directo: $41.5 \text{ kg.} \times 0.98 \text{ US\$/Kg.} = 40.76 \text{ US\$}$

Tiempo horas fresadora utilizadas: 7

" " taladradora herramienta : 0.7

" " mecánico de banco : 0.5

Costo horas máquina:

$7 \times 4.40 + 0.7 \times 3.62 + 0.5 \times 1.54 = 34.1 \text{ US\$}$

- Costo de perno Allen M10 x 40

Por 03 pernos : 0.24 US\$

- Costo abrazadera:

Por 02 abrazaderas: 0.12 US\$

- Costo válvula neumática 4/2 : H-4-1/4: 203 US\$

- Costo tornillo Stove Bolt 5/32 x 2.1/4

Por 02 tornillos: 0.1 US\$

- Costo tubo flexible:
Por 01 metro : 0.27 US\$
- Costo multiplicador de presión : 300 US\$
(Plano A1-0012)
- Costo tubo de cobre de \emptyset 5/16
Por 0.5 metros: 0.56 US \$
- Costo silenciador FESTO 2316 U-1/4: 8 US\$
- Costo unidad de mantenimiento FESTO FRC 1/4-S
= 186 US \$
- Costo de la clavija para enchufe rápido FESTO
KS-PK-6 : 4 US\$
- Costo de la base para enchufe rápido FESTO KD-
3/8 : 8 US\$
- Costo de racor para válvula FESTO CK-1/4-PK-6
Para 05 pares: 10 US\$

∴ El costo del multiplicador de presión incluyendo el diseño: 865 US\$

Siguiendo el mismo procedimiento ya establecido para el cálculo de los costos de los dispositivos se pueden determinar los costos de el resto de ellos. El cuadro siguiente es el re-

sumen de todos éstos:

OPERACION	COSTO DE DISPOSITIVOS (US\$)	
	DISP. POR AJUSTE MANUAL	DISP. POR AJUSTE NEUM. Y/O HIDRAUL.
10	-	-
20	-	-
30	809	875
40	-	-
50	370	435
60	330	483
70	287	357
80	Idem OP. 70	Idem OP. 70
90	679	780
100	Idem OP. 70	Idem OP. 70
110	405	486
MULTIP.	-	865
PRESION		
30	-	2930
AUTOMAT.		

4.3 COMPARACION DE COSTOS FRENTE A SISTEMAS PARA DISPOSITIVOS DE SUJECION PARA AJUSTE MANUAL CONVEN - CIONES Y AHORRO.

Los costos hallados en la sección 4.2 corresponden a los costos fijos de los métodos de fabricación - utilizando dispositivos de sujeción para ajuste manual y/o oleo-neumático.

Como ya se dijo en capítulos anteriores, cuando el operador ajusta la pieza utilizando un dispositivo de ajuste manual por intermedio de llave y tuerca, la fuerza que le aplica no es constante entre una y otra pieza. Es muy común que al iniciar - un nuevo lote de producción o por el simple hecho de cambiar de operador se tengan una o dos piezas de rechazo. Este costo de la pieza que se malogra se debe incrementar como un costo fijo en el método de fabricación que utiliza esta clase de dispositivos.

En nuestro caso, tomando solo el valor de la fundición de la pieza que estamos mecanizando (cubrevo lante) se tiene, considerando el caso más optimista que solo una pieza sea rechazada al inicio de -

la operación, que el costo fijo adicional es de - 101.23 US\$.

Para poder realizar la comparación de costos vamos a determinar los costos variables para los dispositivos por ajuste manual y para los dispositivos - por ajuste hidráulico y/o neumático.

Al igual como se hizo en la sección 2.2, los componentes se mecanizan dentro de la misma planta utilizando para ellos la maquinaria existente en la línea de maquinado. Para esta maquinaria también se le ha determinado sus costos totales de operación de las cuales solo daremos a conocer la de la fresadoras horizontal y vertical, la del taladro radial y la del taladro multihusillo 31 Mx, éstos son:

MAQUINA	COSTO TOTAL DE OPERACION (US \$ / HORA)
Fresadora vertical VF-24	4.40
Fresadora horizontal UF-24	4.40
Taladro radial RF-50	3.60
Taladro radial Pollard 420	3.20
Taladro multihusillo 31 Mx	6.19

El costo del aire comprimido se ha determinado en $0.2 \text{ US } \$/\text{m}^3$.

El consumo de aire por cada accionamiento del multiplicador es $32.2 \text{ lt. } (0.032\text{m}^3)$.

El consumo de aire del motor neumático es de :
 $1.4 \text{ m}^3/\text{min HP} = (0.15 \text{ m}^3/\text{min}) = (0.0025\text{m}^3/\text{hora})$.

Tenemos hasta este momento toda la información necesaria para calcular los costos totales de operación usando dispositivos por ajuste manual, dispositivos por ajuste hidráulico y el dispositivo automatizado de la Operación 30. Hallaremos la ecuación de costos totales en función de (número de piezas producidas).

Vamos solo a hallar esta ecuación de costos para los siguientes dispositivos.

- | | | |
|----|-------------------------------------|--------------|
| 1° | Dispositivo por ajuste manual | Operación 30 |
| 2° | " " " " | 60 |
| 3° | " " " hidráulico | Operación 30 |
| 4° | " " " " | 60 |
| 5° | " automatizado para la Operación 30 | |

Los demás dispositivos no los consideramos por estar todos ellos comprendidos en cualquiera de los anteriores mencionados.

Ecuación de costos usando dispositivo por ajuste manual de Operación 30.

Para este dispositivo se tiene:

$$C_{30M} = C_1 + C_2 + (C_3t + C_2) n$$

Donde:

C_{30M} = costo total (US\$)

C_1 = costo del dispositivo por ajuste manual (US\$).

C_2 = costo de fundición de 01 cubrevolante (101.23 US\$)

C_3 = costo total de operación por hora de la máquina a emplearse (US\$/hora).

t = tiempo de operación por pieza (hora/pieza)

Reemplazando datos de la sección 4.1 4.2 y 4.3, tenemos:

$$C_{30M} = 809 + 101.23 + (3.60 \times 0.30 + 101.23)n$$

$$C_{30M} = 910.23 + 102.31n$$

Ecuación de costos usando dispositivo por ajuste manual de Operación 60.

Empleando la misma ecuación que en el caso anterior:

$$C_{60M} = 330 + 101.23 + (4.40 \times 0.09 + 101.23)n$$

$$C_{60M} = 431.23 + 101.63 n$$

Ecuación de costos usando dispositivo por ajuste hidráulico de Operación 30.

Para este caso se tiene:

$$C_{30H} = C_4 + C_6 + (C_3 t + C_2 + C_5 \times V)n$$

Donde:

C_{30H} = costo total (US\$)

C_4 = costo del dispositivo por ajuste hidráulico (US \$)

C_5 = costo del aire comprimido (US \$/m³)

V = volumen de aire a condiciones normales consumido por el multiplicador de presión por cada pieza (m³/pieza).

t = tiempo de operación por pieza (horas/pieza)

C_6 = costo del multiplicador de presión (US\$)

Reemplazando datos se tiene:

$$C_{30H} = 875 + 865 + (3.60 \times 0.294 + 101.23 + 0.20 \times 0.032)n$$

$$C_{30H} = 1740 + 102.29 n$$

Ecuación de costos usando dispositivos por ajuste hidráulico de Operación 60.

Empleando la misma ecuación anterior se tiene:

$$C_{60H} = 483 + 865 + (4.40 \times 0.07 + 101.23 + 0.20 \times 0.032) n$$

$$C_{60H} = 1348 + 101.5 n$$

Ecuación de costos usando dispositivo de volteo automatizado en Operación 30.

Se tiene aquí:

$$C_{30A} = C_7 + C_6 + (C_3 t + C_2 + C_5 (V + Q \cdot t_m)) n$$

C_{30A} = costo total (US\$)

C_7 = costo del dispositivo automatizado (US\$)

C_6 = costo del multiplicador de Presión (US\$)

C_3 = costo total de operación por hora de la máquina a emplearse (US\$/hora)

t = tiempo de operación por pieza (horas/pieza)

C_2 = costo de fundición de 01 cubrevolante.
(101.23 US\$).

C_5 = costo del aire comprimido (US\$/m³)

V = volúmen de aire a condiciones normales consumido por el multiplicador de presión por cada pieza (m³/pieza).

Q = consumo de aire del motor neumático
(0.0025m³/hora)

t_m = tiempo que demora la placa del dispositivo

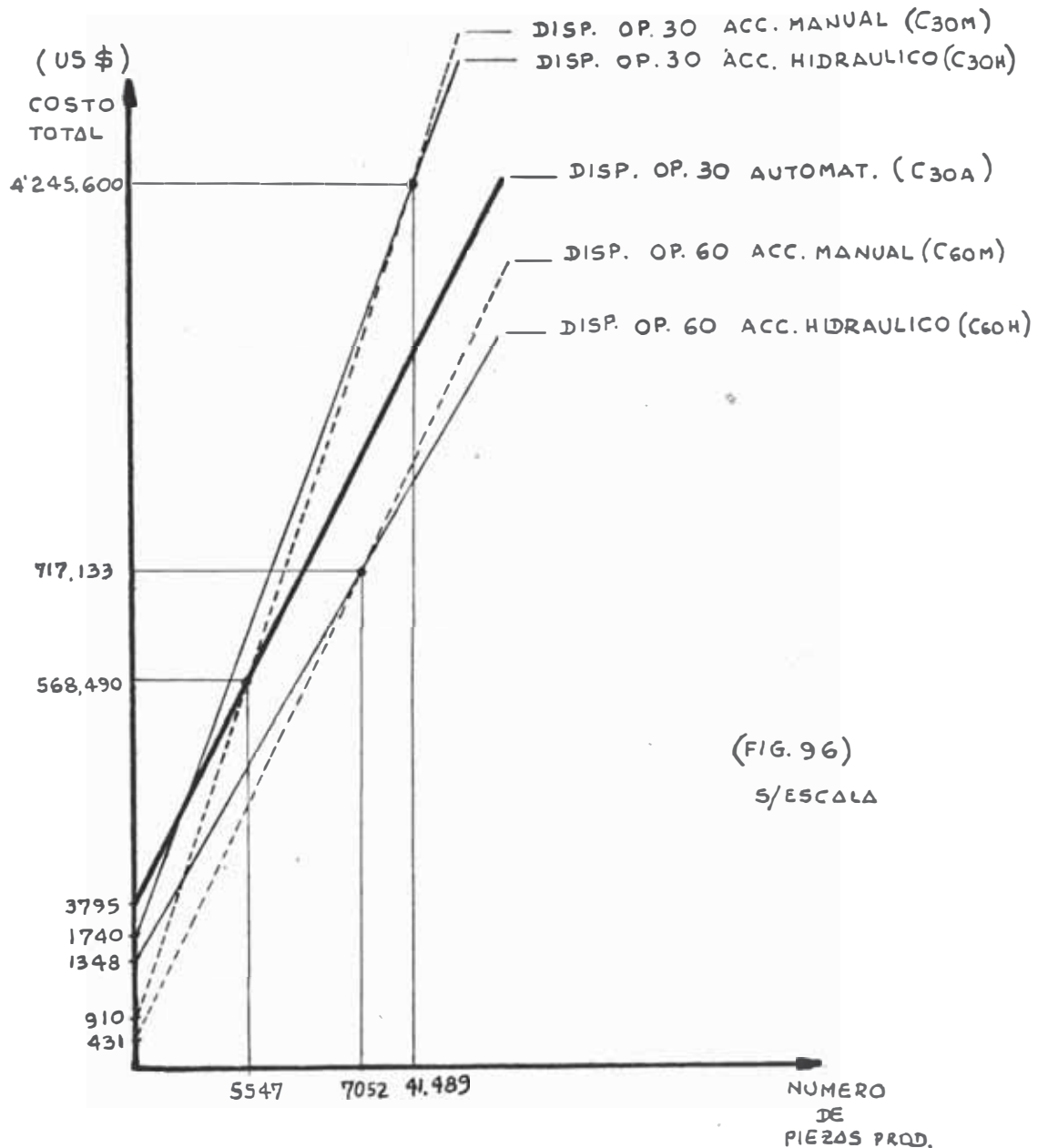
en dar una vuelta de 360°(0.0035 horas)

Según esto, se tiene:

$$C_{30A} = 2930 + 865 + (6.19 \times 0.09 + 101.23 + 0.2(0.032 + 0.0025 \times 0.0035))n$$

$$C_{30A} = 3795 + 101.79 n$$

Graficando los resultados obtenidos se tiene:



La gráfica de la Figura 96 nos confirma que el uso de los dispositivos hidráulicos es recomendable solo para aquellas piezas que necesiten varios amarres. La Operación 30 posee un solo amarre de la pieza y el volumen a producir para justificar el uso del dispositivo hidráulico es de 41,500 piezas como mínimo. En cambio la Operación 60 posee tres amarres y el volumen que justifica el uso del dispositivo hidráulico es de solo 7000 piezas. El uso de un dispositivo hidráulico con un solo amarre es solo recomendable para muy altas producciones.

El dispositivo de la Operación 30 automatizada es solo recomendable hacerla si se usa también una máquina semiautomática (como se ha hecho en el presente trabajo) que permita tiempos de operación menores. (El taladro Multihusillo - 31 MX permite el taladrado de 32 agujeros al mismo tiempo).

Para el caso más representativo (Op. 60 con tres amarres), calcularemos enseguida los costos unitarios y totales para los métodos manuales e hidráulicos en función del tiempo.

AJUSTE MANUAL

Tiempo de operación : 0.09 horas/pieza

Se trabajan 2,250 horas/año

Luego se producen: 25,000 piezas/año

El costo total es para este volumen:

$$C_{60M} = 431.23 + 101.63$$

$$C_{60M} = 431.23 + 101.63(25,000) T$$

$$C_{60M} = 431.23 + 2540750 T; \text{ donde } T \text{ en años}$$

C en US \$.

El costo unitario es entonces:

$$u_{C_{60M}} = \frac{431.23 + 101.63 (25,000) T}{25,000 T}$$

$$u_{C_{60M}} = 101.63 + \frac{431.23}{25000T}; \text{ T en años, C en US\$}$$

AJUSTE HIDRAULICO

Tiempo de Operación : 0.07 horas/pieza

Se trabajan : 2,250 horas/año

Luego se producen : 32,143 piezas/año

El costo total para este volumen es:

$$C_{60H} = 1,348 + 101.5n$$

$$C_{60H} = 1,348 + 101.5 (32,143) T$$

$$C_{60H} = 1,348 + 3262514.5 T ; \text{ donde } T \text{ en años,}$$

C en US \$

El costo unitario es entonces:

$$u_{C_{60H}} = \frac{1,348 + 101.5 (32,143) T}{32,143 T}$$

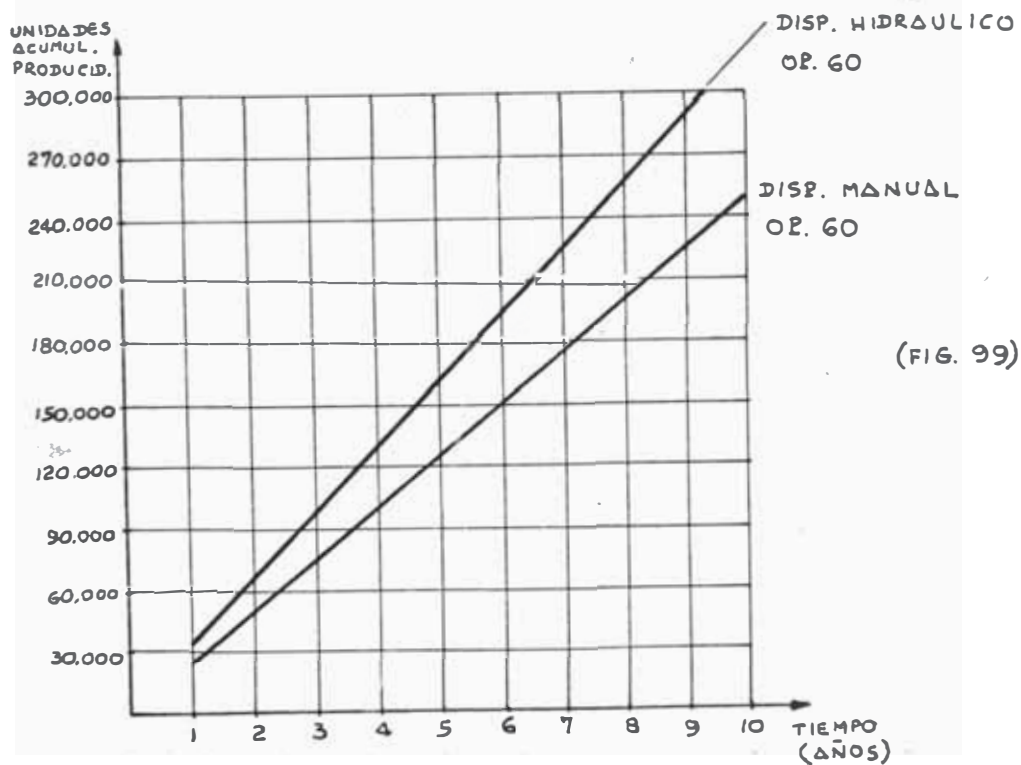
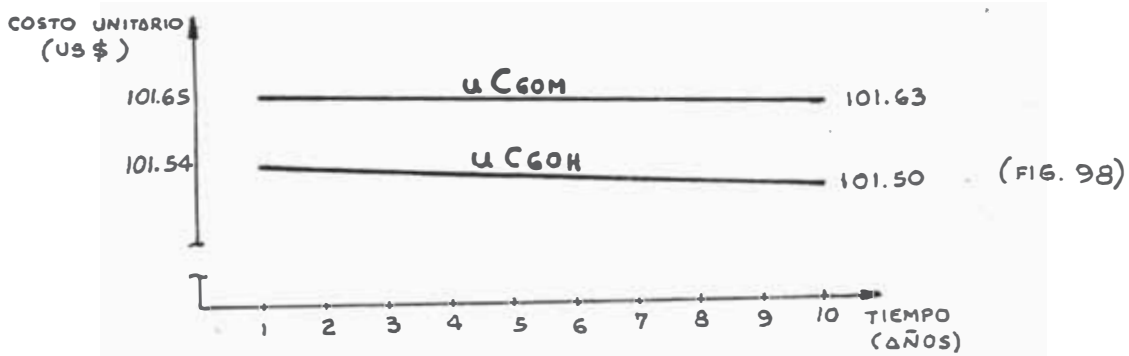
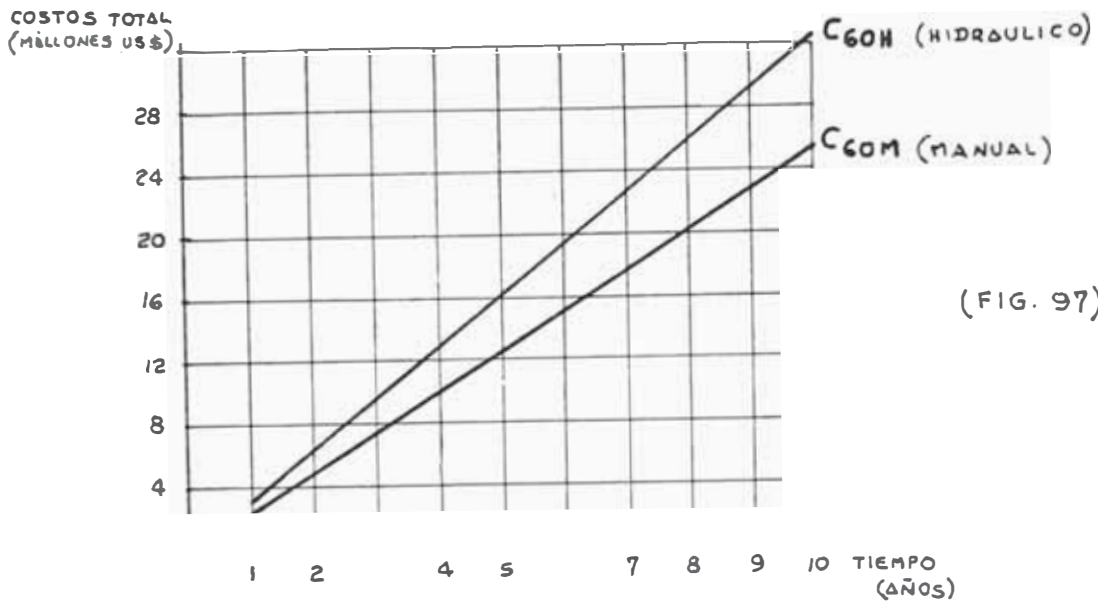
$$u_{C_{60H}} = 101.5 + \frac{1,348}{32,143T} ; T \text{ en años,}$$

C en US \$

Dando valores a T podemos hallar los costos totales y unitarios para diferentes años. Los resultados se muestran a continuación:

T (AÑOS)	AJUSTE MANUAL		AJUSTE HIDRAULICO			
	COSTO TOTAL (US\$)	COSTO UNIT. (US\$)	UNIDADES PROD. ACUMUL.	COSTO TOTAL (US\$)	COSTO UNIT. (US\$)	UNIC. PROD. ACUMUL.
1	2541181	101.65	25,000	3263862	101.54	32143
2	5081931	101.64	50,000	6526377	101.52	64286
3	7622681	101.64	75,000	9788891	101.51	96429
4	10163431	101.63	100,000	13051406	101.51	128572
5	12704181	101.63	125,000	16313920	101.51	160715
6	15244931	101.63	150,000	19576435	101.51	192858
7	17785681	101.63	175,000	22838949	101.51	225001
8	20326431	101.63	200,000	26101464	101.51	257144
9	22867181	101.63	225,000	29363978	101.50	289287
10	25407931	101.63	250,000	32626493	101.50	321430

Graficando los resultados se obtiene las gráficas mostradas en las Figuras 97, 98 y 99.



Según la gráfica del costo unitario (Figura 98) éstos prácticamente se mantendrán constante.

El ahorro por pieza al cambiar del sistema hidráulico al mecánico y para una producción normal y continua durante un año es: $101.65 - 101.54 = 0.11$ US \$/pieza.

Utilizando el sistema por ajuste manual durante un año se producen 25,000 piezas a un costo total de 2'541,181 US\$.

Utilizando el sistema por ajuste hidráulico durante un año se producen 32,143 piezas a un costo total de 3'263,862 US\$.

Si en lugar de implementar el sistema hidráulico-hubiésemos querido solucionar el problema agregando turnos de trabajo para alcanzar las 32,143 piezas que se hacen con el sistema hidráulico el costo total resultaría:

$$C_{60M} = 431.23 + 101.63$$

$$C_{60M} = 431.23 + 101.63 (32,143)$$

$$C_{60M} = 3'267,124 \text{ US\$}$$

Este costo es mayor que el obtenido con el dispositivo hidráulico (3'263,862 US\$) en un solo turno de trabajo. Esto justifica el uso de estos dispositivos hidráulicos.

Si hubiésemos considerado el costo adicional - que significa a la Empresa el pagar horas extra (40% más en días laborables y 100% más en días domingos) en el cálculo del costo anterior la justificación sería mayor.

CONCLUSIONES Y SUGERENCIAS

- 1° Se ha comprobado en el desarrollo del presente trabajo que se debe usar sistemas neumáticos o hidráulicos en piezas que tengan varios puntos de amarre. Se recomienda por lo tanto, aplicar este sistema cuando se tenga un mínimo de tres amarres.
- 2° Se puede justificar el uso de un dispositivo neumático-hidráulico, automatizado (tal como el de la Operación 30), aunque éste tenga un solo amarre, siempre y cuando la máquina a donde se le va a implementar permita tiempos reducidos de operación.
- 3° En la evaluación de los costos se ha considerado que cada dispositivo, por ajuste hidráulico posee cilindros hidráulicos y su multiplicador de presión, además de todos sus accesorios. Estos costos pueden resultar menores si se hace lo siguiente:
 - Elaborar paneles de control (módulos) móviles que tengan el sistema básico de accionamiento -

de tal forma que se pueda usar el mismo panel para diversos dispositivos (uno por máquina).

- Fabricar varios juegos de pistones hidráulicos e intercambiarlos entre varios dispositivos.

- 4° Es recomendable preparar por lo menos 2 personas para la instalación de paneles, red de aire seco y conexiones, también para la regulación entre máquina-dispositivo, estas actividades no las deben realizar los operarios de línea.
- 5° No es necesario fabricar un multiplicador de presión para cada dispositivo. Solo es necesario uno por máquina-herramienta.

BIBLIOGRAFIA

- APLICACIONES DE LA NEUMATICA.
W. Deppert y K. Stoll.

- AUTOMATIZACION, TECNICA DE LOS CIRCUITOS NEUMATICOS
S. Millan Teja . Ed. Index.

- CATALOGOS DE HERRAMIENTAS
Sandvik

- CATALOGO DE MEDIDAS EXTERNAS
Festo Pneumatic

- DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
Juan Hori Asano - U.N.I.

- DISEÑO DE DISPOSITIVOS PARA MAQUINAS HERRAMIENTA
Ing. Lucio y Luis Huaman Ureta. Colegio de
Ingenieros del Perú (C.I.P.)

- DISPOSITIVOS NEUMATICOS
W. Deppert y K. Stoll

- ELECTROVALVULAS
Festo Pneumatic Catalogue
- ELEMENTS HYDRAULEN
Norelem p.m.p. Societe Nouvelle
- ENGINEERING TECHNICAL DATA DOCUMENT
TD 93 Perkins engines
- HIDRAULICA
Curso para Formación Profesional-Bundesinstitut
fur Berufsbildungsforschung.
- INICIACION A LA TECNICA NEUMATICA
H. Meixner R. Kobler
- LANG PNEUMATIC CONTROLS AND SYSTEMS
Catalogue Sperry Vickers
- MANDOS NEUMATICOS
Festo Didactic.
- MONTAGES D' USINAJE ELEMENTS d' ETUDE
R. Pazot

- MANUAL DE NEUMATICA

Trade and Technical Press Londres Ed. Blume

- MANUAL DE OLEOHIDRAULICA INDUSTRIAL

Editorial Blume

- PRODUCTOS INDUSTRIALES

Catálogo de Aeroquip.

- PROGRAMA DE FABRICACION

Catálogo Festo Pneumatic.