

Cálculo de una máquina a vapor de triple expansión de 3.333 I.H.P.

(Continuación).

CÁLCULOS DE LAS BARRAS DE LOS PISTONES, DE LAS CRUCETAS Y ZAPATAS

Como en el cilindro de alta presión se va a desarrollar el 37,6% del trabajo total, según el análisis efectuado anteriormente, tenemos que ese cilindro desarrollará:

$$\frac{37,6 \times 3333}{100} = 1.253 \text{ I. H. P.}$$

La carga máxima que actúa sobre el cilindro:

$$W = \frac{2 \times 1.253 \times 33.000}{750} = 110.264 \text{ libras.}$$

Supongamos que la resistencia a la ruptura del material sea $C = 70.000$ libras por pulgada cuadrada.

El largo de la barra $l = 48'' + 29.875'' + 6'' = 83.87'' = 84''$.

Factor de seguridad para máquinas de la marina mercante, $n = 18$.

$$\text{Carga de trabajo } f = \frac{70.000}{18} = 3.889 \text{ libras.}$$

$$F = \frac{2 \times 110.264}{3.1416 \times 3.889} = 18.02$$

$$D^2 = \sqrt{\frac{1.8 \times 18.02 \times 70.000 \times 84^2}{30.000.000} + 18.02^2} + 18.02$$

$$D = \sqrt{47.3} = 6\frac{3}{4}''.$$

El diámetro de los extremos de la barra del pistón:

$$D' = \sqrt{\frac{40 \times 110.264}{3.1416 \times 70.000}} + 0.325 = 4\frac{3}{4}''.$$

Suponiendo que la reducción de la sección para el descanso del pistón en cada extremo de la barra sea de $\frac{1}{4}''$ y que la conocida sea a razón de 3'' por pie, los extremos de la barra serán como se muestra en la figura 18.

Tenemos el ancho F del bloque de la cruceta = $1.7 \times 6.75 = 11\frac{1}{2}$.

Diámetro de los alfileres de la cruceta = $1.15 \times 6.75 = 7\frac{3}{4}''$.

Presión permitida sobre los alfileres = 1.000 libras por pulgada cuadrada.

$$l \times d = \frac{110.264}{2 \times 1.000} = 55.2; \quad l = \frac{55.2}{7.75} = 7.1 = 7''.$$

$$l = 7'' + \frac{1}{4}'' \text{ de claro} = 7\frac{1}{4}''.$$

l = distancia de centro a centro de los alfileres de la cruceta.

$$= 11\frac{1}{2}'' + 7\frac{1}{4}'' = 18\frac{3}{4}''.$$

El bloque de la cruceta será de acero dulce, de manera que f puede ser:

$$\frac{60.000}{12} = 5.000 \text{ libras por pulgada cuadrada.}$$

$$b = 11\frac{1}{2} - \frac{6.5 + 4.75}{2} = 5\frac{7}{8} = 6''$$

$$E = \sqrt{\frac{3 w L}{2 b f}} = \sqrt{\frac{3 \times 110.264 \times 18.75}{2 \times 6 \times 5.000}} = \sqrt{103.5} = 10.35 = 10\frac{1}{4}''$$

Supongamos que $\frac{r}{l} = \frac{1}{4.5}$; $G = \frac{110.264}{4.5} = 25.000$ libras.

Tomaremos la presión de la zapata: $P = 65$ libras.

La zapata se hará de acero fundido, según la figura 20.

$$f = \frac{60.000}{12} = 5.000 \text{ libras.}$$

$$K \times L = \frac{110.264}{4.5 \times 65} = 384 \text{ pulgadas cuadradas.}$$

$$\text{Tomemos } L = 15\frac{3}{4}''; \quad K = \frac{384}{15.75} = 24.4'' = 24\frac{1}{2}''.$$

Supongamos que el espesor de la unión de la zapata con el bloque de la cruceta sea $3\frac{3}{4}''$.

$$\text{Cada una de las superficies libres de la zapata será } = \frac{15\frac{3}{4} - 3\frac{3}{4}}{2} = 6''.$$

$$\text{La presión por unidad cuando la máquina da atrás } = \frac{25.000}{12 \times 24.5} = 85 \text{ libras.}$$

$$t = \sqrt{\frac{3Gb}{2Kf}} = \sqrt{\frac{3 \times 25.000 \times 6}{2 \times 24.5 \times 5.000}} = \sqrt{1.84} = 1.35'' = 1\frac{3}{8}''.$$

Agregaremos $\frac{1}{4}''$ de metal blanco para cada cara.

$$\text{Espesor total de la zapata } = 1\frac{3}{8}'' + \frac{1}{2}'' = 2\frac{3}{8}''.$$

Haremos las guías de fierro fundido y tomaremos $f = 1.500$ libras.

$$t = \sqrt{\frac{3 \times 25.000 \times 6}{2 \times 24.5 \times 1.500}} = 2\frac{1}{2}''.$$

Supongamos que los pernos de la guía posterior sean de $1\frac{3}{8}''$ de diámetro.

$$e = \frac{6''}{2} + \frac{1}{2}'' + \frac{1.375}{2} = 4.19''.$$

$$g = 1.5 \times 1.375 + \frac{3}{4}'' = 2.81''.$$

$$\frac{e+g}{g} = \frac{2.81+4.19}{2.81} = 2.48.$$

Como 2.48 se aproxima al valor 2.25, tomaremos el diámetro de los pernos igual a $1\frac{3}{8}''$.

$$\text{La carga que soporta una guía } = \frac{110.264}{4.5 \times 2} = 12.500 \text{ libras.}$$

La carga que soportan los pernos de una guía es más grande que el valor anterior = $12.500 \times 2.48 = 31.000$ libras.

Tomemos el espacio de los pernos igual a 7 diámetros, la distancia entre los pernos = $7 \times 1.375 = 9.625''$.

El largo de la guía es igual al largo de la carrera más el largo de la zapata = $48'' + 23.75'' = 71.75''$.

$$\text{Número de pernos } = \frac{71.75}{9.625} = 7.4 \text{ (aproximadamente 7 pernos).}$$

$$\text{Carga soportada por cada perno } = \frac{31.000}{7} = 4.428 \text{ libras.}$$

En la tabla N.º 2 encontramos que cada perno puede soportar una carga de trabajo de 4.250 libras, de modo que haremos los pernos de $1\frac{3}{8}$ " de diámetro.

Para unir la zapata con el bloque de la cruceta emplearemos cuatro pernos.

Como la carga total es de 25.000 libras cada perno soportará una carga de:

$$\frac{25.000}{4} = 6.250 \text{ libras.}$$

En la tabla N.º 2 encontramos que cada perno de $1\frac{5}{8}$ " de diámetro puede soportar una carga de trabajo de 6.450 libras, de consiguiente los pernos deberán ser de $1\frac{5}{8}$ " de diámetro.

FÓRMULA PARA CALCULAR COLUMNAS

El tamaño de las barras de los pistones, de las bielas y de las columnas de acero de la máquina debe ser determinado por medio de la fórmula para calcular columnas. Todas estas piezas deben ser consideradas como columnas de extremos redondos con pasadores. Muchas de las fórmulas para calcular columnas están basadas en la relación $\frac{l}{r}$, o sea la relación entre la longitud y el radio de giro de la sección. Sin embargo, no es ésta una forma conveniente que se debe usar en el cálculo de máquinas y por esta razón se ha desarrollado la siguiente fórmula:

Para barras o columnas sólidas:

$$D^2 = \sqrt{\frac{1.8 F. C. l^2}{8} + F^2} + F$$

Para barras o columnas huecas-

$$D^2 = \sqrt{\frac{1.8 F. C. l^2}{E} + F^2 + (2 F + d^2) d^2} + F$$

D = diámetro en pulgadas de la barra en la mitad de la longitud.

C = resistencia a la ruptura del material en libras, por pulgada cuadrada.

l = Longitud de la columna en pulgadas.

E = módulo de elasticidad del material.

d = diámetro interior de la columna hueca.

$$F = \frac{2 W n}{\pi C}$$

W = carga máxima sobre la columna en libras.

n = factor de seguridad que debe ser determinado según la clase de carga y forma de construcción de la pieza.

Estas fórmulas son buenas para columnas de acero, de hierro, de aleaciones o de madera, debiéndose emplear los siguientes valores de E y de C.

TABLA 6

Material	F	C
Acero.....	30.000,000	60.000 — 95,000
Fierro dulce.....	28.000,000	48,000
Acero fundido.....	30.000,000	65.000 — 80,000
Fierro fundido.....	13.000,000	{ 15,000 — 20,000 (tensión) { 100.000 — (compresión).
Composición.....	13.000,000	
Encina, roble.....	2.000,000	8,500 (compresión)
Pino amarillo.....	2.000,000	8,000 (compresión).
Pino oregón.....	1.700,000	5,700 (compresión).
Abeto y fresno.....	1.600,000	7,200 (compresión).
Pino blanco.....	1.400,000	5,400 (compresión).

Columnas huecas.—Por lo general todas las barras de los pistones y las bielas de las máquinas de las naves de guerra se hacen de las mismas dimensiones exteriores, pero aquéllas que soportan las cargas más pequeñas se hacen huecas a fin de obtener la diferencia necesaria en el peso de las piezas que tienen un movimiento recíproco, obteniéndose así un buen balanceamiento.

En este caso se encuentra el valor de F , empleando el valor más pequeño de W para los cilindros que desarrollen la menor potencia. Los valores de F y D encontrados para los otros cilindros pueden ser introducidos en la siguiente ecuación a fin de obtener el diámetro de la parte hueca.

$$d^2 = \sqrt{D^4 - 2 F D^2 - \frac{1.8 F C l^2}{E} + F^2} - F$$

En la figura 16 se muestra la relación que existe entre la fórmula

$D^2 = \sqrt{\frac{1.8 F C l^2}{E} + F^2} + F$ con otras que también están en uso. Todas las fórmulas están dibujadas para acero de una resistencia a la tensión de 60.000 libras y para un factor de seguridad de 4. Se ve que la fórmula da resultados casi iguales a los de la Tabla de Pencoyd hasta un valor de $l: r = 125$. Sobre este valor está más de acuerdo con las tablas empleadas por la Oficina de Construcción y de reparación de la Armada de los Estados Unidos, N. A.

BARRAS DE LOS PISTONES

Carga que soporta la barra del pistón.—La barra del pistón es una columna cilíndrica cuya parte media soporta una carga alternativa y los extremos están construídos de modo que la parte roscada soporta solamente una carga intermitente.

El diámetro de la porción media se calcula por medio de la fórmula para calcular columnas. Los extremos se calculan solamente para fuerzas en tensión. La barra debe ser calculada para la carga máxima que va a soportar:

$$W = \frac{2 \times I. H. P. \times 3,000}{P. S.}$$

I. H. P. = potencia máxima en caballos indicados desarrollado en un solo cilindro.
P. S. = velocidad del pistón en pies por minuto.

Diámetro de la barra del pistón.—Esta debe ser tratada como una barra de extremos libres cuya longitud es igual a la distancia entre el costado inferior del pistón al centro de los alfileres de la cruceta.

Longitud aproximada, $I = S + Hd + 6''$ (para máquinas de navés mercantes).

« « « $I = S + Hd + 3''$ (« « « « de guerra).

S = carrera de la máquina en pulgadas.

Hd = diámetro del cilindro de alta presión en pulgadas.

Si el fondo del cilindro es de mayor profundidad que $1.4 \times$ diámetro de la barra del pistón, la longitud supuesta de la barra deberá ser aumentada. El diámetro calculado por la fórmula deberá ser aumentado en $\frac{1}{4}''$ a fin de que pueda ser torneada cuando no hace un contacto uniforme.

Para las máquinas de la marina mercante deberá usarse en la fórmula un factor de seguridad de 18, el cual deberá ser reducido a 12 cuando se trate de máquinas de torpederos. Cuando se desea economizar peso en las máquinas de buques de guerra y de algunos yates se emplean barras huecas. Generalmente el diámetro de la parte hueca es de 40 a 65% del diámetro exterior de la barra. La resistencia a la ruptura del acero empleado en las barras de las máquinas de la marina mercante varía de 60.000 a 80.000 libras por pulgada cuadrada, llegando a 95.000 libras para el acero empleado en las máquinas de la marina de guerra.

Extremos de las barras de los pistones.—Las barras de los pistones tienen en los extremos las formas que se indican en las figuras 18 y 19. El ancho de la reducción de la sección, generalmente, no debe ser menor de $\frac{1}{8}''$ mientras que el aumento de de la sección raras veces es menor de $\frac{1}{4}''$. La conocida es de $2\frac{1}{2}''$ a $3''$ por pie y cuando se hace menor es muy difícil remover las piezas. Si el extremo roscado es de $3''$ o más de diámetro, puede ser calculado para soportar la carga con un factor de seguridad 10. Generalmente se emplean 4 hilos por pulgada, de modo que el diáme-

tro en la raíz del hilo debe ser aumentado en una cantidad igual a $\frac{1.299}{4} = 0.325''$ para cortar los hilos.

El diámetro de la parte roscada se calcula por la fórmula:

$$D^1 = \sqrt{\frac{40 w}{\pi C}} + 0.325$$

w = carga máxima sobre la columna en libras.

C = resistencia a la ruptura del material en libras, por pulgada cuadrada.

Se puede encontrar el diámetro aproximado de la barra por medio de las curvas de la figura 17, agregando $\frac{1}{4}$ " a los diámetros encontrados en ellas debido a las diferentes relaciones de carga y longitud. Las curvas son construídas para una resistencia a la ruptura de 80,000 libras y para una carga de trabajo de 4,450 libras por pulgada cuadrada. Para acero de cualquier otra resistencia a la ruptura, el diámetro variará aproximadamente, como la raíz cuarta de la relación de la resistencia de ruptura a 80,000 libras. Si se emplean barras huecas, el diámetro tendrá que ser aumentado en más o menos 10%, siempre que el diámetro de la sección hueca sea más o menos 0.6 el diámetro de la barra del pistón.

CRUCETAS Y ZAPATAS

Tipos de crucetas.—La función de la cruceta es conectar la barra del pistón con la biela. La conexión puede verificarse en tres formas distintas. En el presente caso emplearemos el tipo que se muestra en la figura 20. Consiste de un bloque o cuerpo principal provisto de dos alfileres que van sostenidos por cajas montadas en la horquilla de la biela.

Tamaño de los alfileres.—Se determina el tamaño del alfiler de la cruceta según la superficie de contacto necesaria para mantener la unidad de presión de contacto entre 850 libras y 1,200 libras, para máquinas mercantes y entre 1,200 a 1,800 libras para máquinas de naves de guerra. Se toma la superficie de contacto igual a la proyección del alfiler, o sea igual a la longitud por diámetro. El diámetro de los alfileres es generalmente igual de $1.5 D$ a $1.25 D$ y de una longitud necesaria para dar la superficie requerida. Generalmente se hace el alfiler $\frac{1}{8}$ " a $\frac{1}{4}$ " más largo que la superficie necesaria, a fin de dejar algún claro (para el valor de D véase la figura 20).

Tamaño del bloque de la cruceta.—Se considera el bloque como si fuera una viga soportada en el centro de los alfileres y cargada en el centro del bloque con una carga igual a W , carga soportada por el pistón. El bloque es, aproximadamente, un cubo cuyo ancho y largo pueden suponerse, y necesitándose solamente calcular la altura. El ancho F , figura 20 será de $1.5 D$ a $1.7 D$. Se hace el bloque de acero forjado o de acero fundido y como la carga es alternativa se debe emplear un factor de seguridad igual a 12. Si consideramos el bloque y los alfileres como una viga soportada en el centro de los alfileres, la longitud de la viga será:

$$l = F + J$$

La altura del bloque E puede ser calculada por una fórmula derivada de las fórmulas corrientes empleadas en el cálculo de vigas.

$$E = \sqrt{\frac{3 w l}{2 f b}}$$

b = ancho neto de la sección = F — diámetro medio del agujero al través del bloque.

f = carga de trabajo.

w = carga máxima.

$l = F + J$ (véase fig. 21).

Tómese el ancho G del bloque igual a la altura E .

Tamaño de la zapata o corredera.—Hay diversos tipos de zapatas y en el presente caso emplearemos el tipo de una sola zapata, (fig. 20). La carga sobre la zapata es igual a cero al principio y al final de la carrera y máxima en la mitad.

La carga máxima $G' = W \text{ tang. } \sin \frac{-1r}{l}$.

Generalmente se supone: $G = W \frac{r}{l}$

W = carga máxima en libras.

$\frac{r}{l}$ = en este caso es la relación entre el largo del brazo del eje cigüeñal y el largo de la biela. Para las máquinas marinas, generalmente, esta relación varía entre $\frac{1}{4}$ y $\frac{1}{5}$. Es conveniente tomar $\frac{1}{4.5}$.

La superficie de la zapata debe tener las dimensiones necesarias, a fin de que la presión por pulgada cuadrada sea de 55 a 65 libras para las máquinas de los buques mercantes y de 75 a 100 libras para las máquinas de los buques de guerra. El ancho de la zapata debe ser igual a 2.5 a 3 veces el diámetro de la barra del pistón. La conexión de la zapata con el bloque debe ser suficientemente gruesa para que sea rígida. El espesor es, generalmente, 0.5 el diámetro de la barra del pistón y el ancho mínimo del espacio en la parte posterior de la zapata, ocupado por el alma y los rodones de la conexión deberá ser más o menos de 3 pulgadas. A fin de que la superficie posterior de la zapata no sea menor de 75 % de la superficie delantera, el ancho mínimo de la zapata, en el tipo de una sola zapata, deberá ser de 12 pulgadas. La relación entre el largo y el ancho varía de 1 en las máquinas pequeñas a 2 en las máquinas grandes.

Espesor de la zapata.—Generalmente se rellenan las superficies posteriores y delanteras con metal blanco de $\frac{1}{2}$ " de espesor. El metal blanco es retenido por ranuras en forma de cola de golondrina, de una profundidad más o menos de $\frac{1}{4}$ ", de modo que la superficie del metal blanco se proyecta $\frac{1}{4}$ " sobre el cuerpo de la zapata. Por lo general se hace la zapata separada del bloque de la cruceta y se conecta a este último por cuatro o más pernos de tamaño adecuado para soportar la carga cuando la máquina da atrás. La zapata puede ser de acero fundido o de acero forjado y en el caso del tipo de una sola zapata debe ser calculada para la flexión que se produce en la figura 22. Se supone que la carga actúa en la mitad del ancho de la superficie posterior, de modo que el momento de flexión que soporta el material es $\frac{G}{2} \times \frac{b}{2}$. El espesor del metal, entre las superficies del metal blanco en el tipo de

una sola zapata debería ser: $t = \sqrt{\frac{3Gb}{2Kf}}$.

K = longitud de la zapata.

f debería ser: = 5.000 para el acero forjado (máquinas de naves mercantes).
 » » » = 8.000 » » » » (máquinas de buques de guerra).
 » » » = 3.500 para el acero fundido.

El espesor total de la zapata, incluyendo el metal blanco, será:

$$= t + \text{una pulgada.}$$

Guía posterior de la zapata.—Si suponemos que sólo aquella porción de la guía que está en contacto con la zapata resiste la carga cuando las máquinas dan atrás, la guía posterior de la corredera debería ser calculada por la fórmula anterior. El único cambio que hay que hacer es en el valor de f . Casi siempre se hace la guía posterior de la zapata de fierro fundido, que trabaja muy bien con el metal blanco. El valor de f para la guía posterior debería ser de 1.500 libras y el espesor obtenido por la fórmula será el espesor en la sección d. d. La guía puede ser adelgazada a un espesor de 1" a $\frac{3}{4}$ " en el canto interior. (ver fig. 22).

Pernos de la guía posterior de la zapata.—Los pernos soportarán una carga mayor que G , debido al brazo de palanca que las guías ejercen sobre aquellos pernos. La carga sobre los pernos de una guía será:

$$H = \frac{G(e + g)}{2g}$$

Los valores de e y g se muestran en la figura 22. El espacio entre el cuerpo del perno y el canto de la zapata debería ser más o menos $\frac{1}{2}$ " y el espesor del metal fuera de los pernos, igual al diámetro Q del perno. El borde generalmente se proyecta más o menos $\frac{3}{4}$ ". Los valores de e y g son los siguientes:

$$e = \frac{b}{2} + \frac{1''}{2} + \frac{Q}{2}$$

$$g = 1.5Q + \frac{3''}{4}$$

Para un primer ensayo se toma $\frac{e + g}{2} = 2.25$ y se determina el tamaño de los pernos suponiendo que tres pernos soportan la carga sobre una guía. Si el diámetro así determinado da un valor de $\frac{e + g}{2}$ igual o aproximado a 2.25, ese diámetro debe ser usado; pero si ese valor es considerablemente mayor o menor que 2.25, deberá usarse un diámetro mayor o menor. El espacio entre los pernos es, generalmente, igual a 6 diámetros y las cabezas de los pernos son cilíndricas y no deben sobresalir del costado exterior de la guía.

(Continuará).

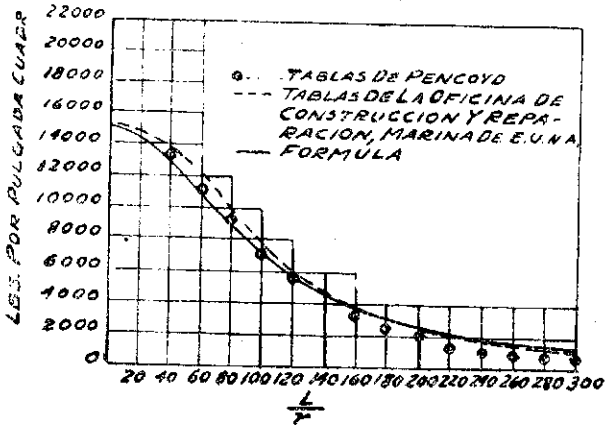
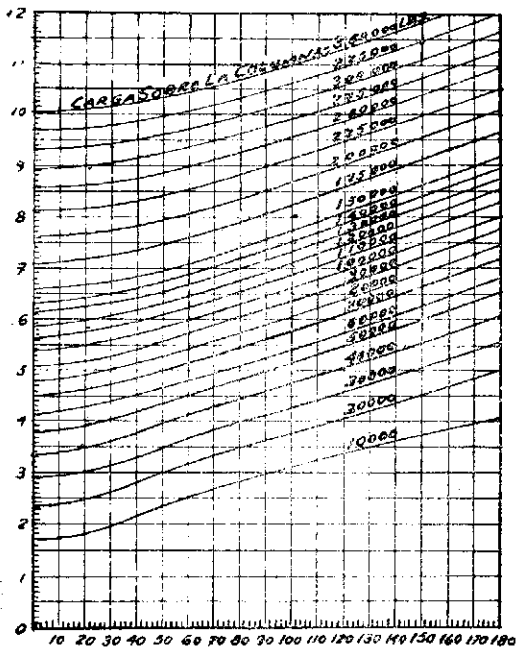


FIG. 16

TAMANOS DE LAS COLUMNAS



LARGO DE LA COLUMNA EN PULGADAS
 RESISTENCIA A LA RUPTURA = 80000 LBS.
 CARGA DE TRABAJO = 4450 LBS.
 EXTREMOS CON PASADORES.

FIG. 17

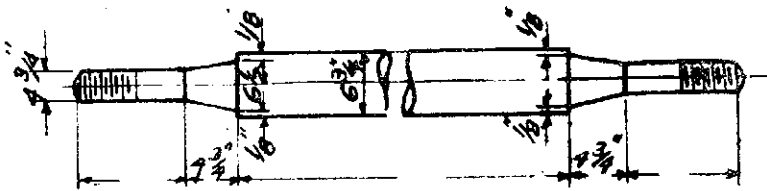


FIG. 18

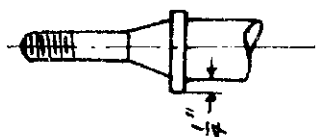


FIG. 19

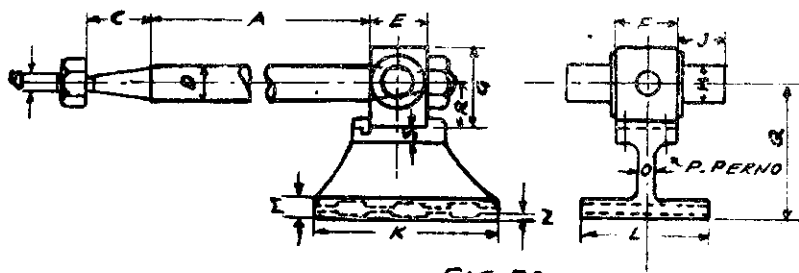


FIG. 20

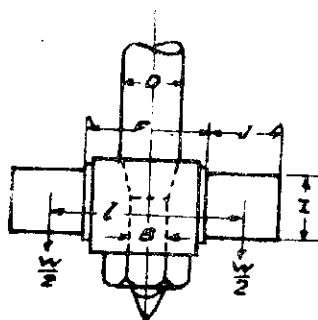


FIG. 21

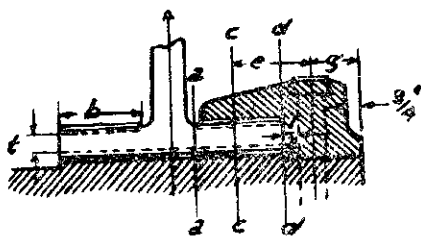


FIG. 22