

# EL MUNDO CIENTÍFICO INVENTOS MODERNOS

REVISTA TÉCNICA DE APLICACIONES PRÁCTICAS DE LA INDUSTRIA

DIRECTOR: D. SANTIAGO LOPEZ TAPIAS, INGENIERO (ESPAÑA-ALEMANIA)

## Distribución de válvulas sistema «Hartung»

Véase nuestro modelo desmontable

El empleo de las cajas de distribución por rozamiento plano, modernamente, y en especial en máquinas de alta presión, de 800  $\text{m/m}$  de recorrido (450 de diámetro del cilindro) en adelante, ha sido completamente reemplazado por la distribución del vapor en sistemas varios de válvulas ordenadas.

Entraremos directamente en el estudio de éstas, sin detallar la historia de las mismas, que, sin embargo de ser interesante, se aparta de la índole práctica de nuestra publicación.

*Eje del movimiento de la distribución.*—Teniendo en cuenta que las funciones de la distribución repítense en cada revolución que describe el eje motor de la máquina, es natural que el primero debe efectuar el mismo número de revoluciones que el segundo, é ir por lo tanto acoplado directamente á él. Esto se consigue con un juego de ruedas de engranaje en ángulo recto, procurando que la distancia del centro del eje de la distribución al eje del cilindro sea lo más pequeña posible.

*Fuerza necesaria para el funcionamiento.*—Cambia varias veces durante cada revolución. Necesita la fuerza mayor en el momento de levantar la válvula de entrada del vapor. Sobre esta base, y lla-

mando á esta fuerza  $N_s$ , podemos apreciarla con el siguiente cuadro:

Fuerza de la máquina:	$N =$	100	200	500	1000	HP
	$N_s =$	10 %	8 %	6 %	4 %	de N

**Distribución á la entrada.**—Al proyectar la distribución de válvulas debe procurarse que la sección de entrada sea lo más pronta y lo mayor posible, esto es, que permita que el grado de entrada (ó de ocupación del cilindro por el vapor) sea crecido. Conviene obtener, de un modo aproximado, los siguientes valores:

Para cilindros de alta presión:

0 hasta  $0,65 \times$  recorrido del émbolo.

Para cilindros de media presión:

0,1 hasta  $0,65 \times$  recorrido del émbolo.

Para cilindros de baja presión:

0,1 hasta  $0,75 \times$  recorrido del émbolo.

Para un lleno normal sirven los valores del cuadro I, en relación con la figura 1.

El grado de lleno  $e$  (fig. 1) por causa de las pérdidas que se originan en el vapor, debe tomarse siempre algo mayor, aproximadamente una tercera parte más, si se trata de transmisión por

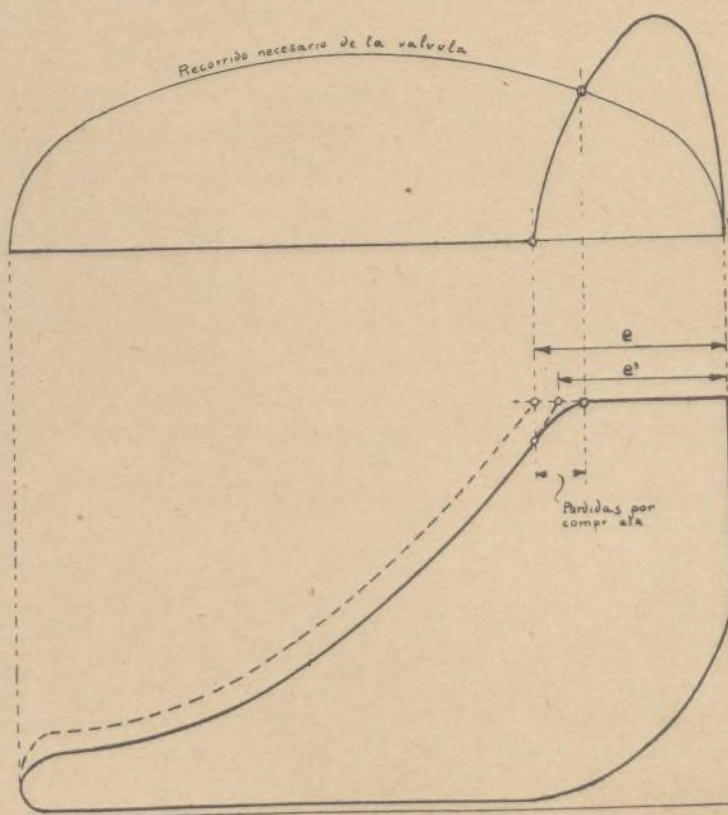


Fig. 1.



CUADRO I (\*)  
Grados de "lleno" normales  $e'$  (véase fig. 1)

PRESIÓN DEL VAPOR, EN ATMÓSFERAS ABSOLUTAS		4	5	6	7	8	9	10	11-12	13-15
1 cilindro . . . . .	Expulsión. . . . .	38	30	26	22	20	18	16	—	— %
	Condensación . . . . .	13	10	7	6	5	5	4	—	— %
Compound con condensación . . . . .	Alta presión . . . . .	—	22	21	20	20	20	20	20	— %
	Baja » . . . . .	—	48	46	43	40	38	36	35	— %

(\*) En este cuadro los valores dan el tanto por ciento del grado de lleno con respecto al recorrido del émbolo.

excéntrica, como en nuestro modelo desmontable.

*Curva para el recorrido necesario.*—Siendo:

$Q$  = Superficie de efecto del émbolo, en  $\text{cm}^2$ .

$v$  = Velocidad media del émbolo, en  $\text{m/seg.}$

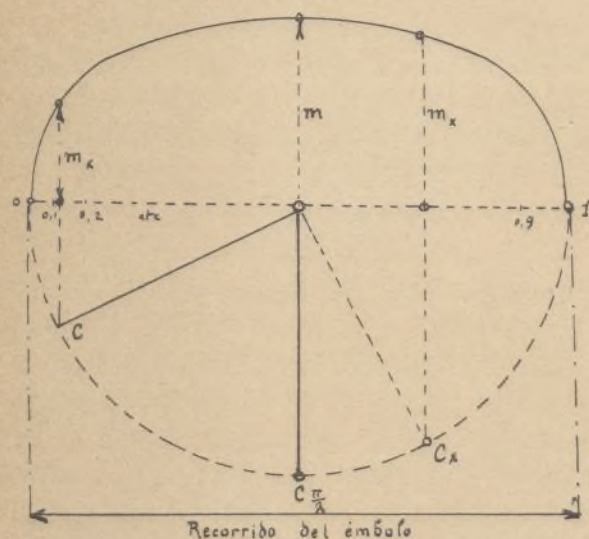


Fig. 2.

$\frac{\pi}{2} v \sim 1,6 v$  = Velocidad mayor del émbolo, en  $\text{m/seg.}$

$m$  = Recorrido de pérdidas por compr., etc.

$m_x$  = Valor en cm. que debe quedar abierta todavía la válvula, para una velocidad del émbolo determinada, á fin de evitar las pérdidas indicadas en  $m$ .

$2 . d . \pi$  = Círculo de una válvula de doble asiento, en cm.

$u_{\text{máximo}}$  = Velocidad mayor admisible del vapor.

se obtiene:

$$Q . 1,6 v = 2 . d . \pi . m . u_{\text{max.}}$$

Igualdad de la cual se deduce:

$$m = \frac{Q . 1,6 v}{2 . d . \pi . u_{\text{max.}}} \text{ en cm. (véase fig. 2).}$$

Basándose en la fig. 2, se obtienen los distintos valores de  $m_x$  por medición directa para cualquiera de las distintas posiciones del émbolo de acción.

Velocidad media para la entrada del vapor  $V$ .—

Ordinariamente se admite la misma = 35 metros. Sin embargo, en máquinas cuyas válvulas adquieren velocidades considerables se admite la del vapor, superior al valor antedicho. Generalmente se toma:

$$V = 28 + 0,2 H . n, \text{ en m/seg.}$$

fórmula en la cual  $H$  es el recorrido del émbolo, en metros.

*Entrada acelerada del vapor.*—A fin de llenar por completo el espacio perdido de un cilindro con vapor nuevo, antes de que su émbolo principie el recorrido, debe acelerarse algo la entrada del vapor. La válvula debe abrir el paso tanto más pronto cuanto mayor sea el espacio perdido y cuanto menor sea la compresión.

CUADRO II

ESPACIO PERDIDO $s$	$p - c$ , en atmósferas						
	0 hasta 0,8	1 hasta 1,8	2 hasta 2,85	3 hasta 3,85	4 hasta 4,85	5 hasta 6	6 hasta 7
2 á 5 %	$v_e = 0,5$	0,7	1	1,2	1,3	1,4	1,5 %
6 » 8 %	$\gg = 0,7$	1	1,3	1,5	1,6	1,65	1,8 %
9 » 12 %	$\gg = 1$	1,4	1,5	1,7	1,8	1,9	2,1 %
13 » 20 %	$\gg = 1,5$	1,7	1,9	2	2,1	2,2	2,5 %

El ángulo  $\cos \alpha = 1 - 2 v_e$ .

Es conveniente estudiar bien el momento preciso en que se debe abrir la válvula, á fin de

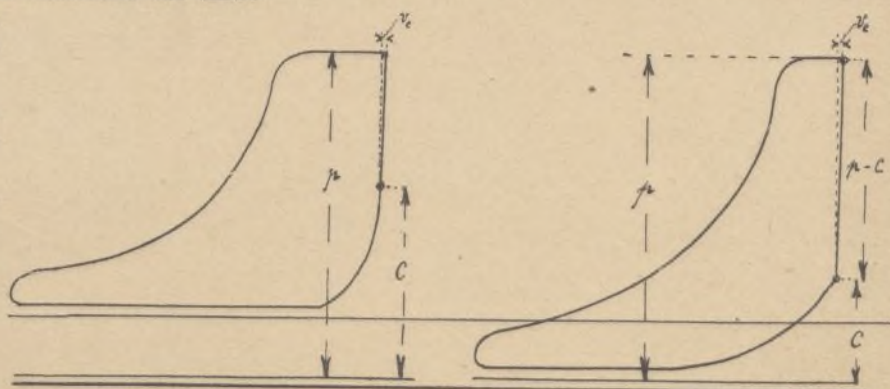


Fig. 3.

evitar un retroceso del vapor en sus cañerías si se ha abierto demasiado pronto, ó que no adquiere la compresión necesaria, si se la abrió demasiado tarde.

Llamando  $v_e$  al valor de la aceleración de que se trata, se obtendrá un regulador, en el presente estudio, tomando por base la fig. 3 y el cuadro II.



**Recorrido de la válvula.**—Para dibujar el diagrama de la distribución del vapor debe tenerse en cuenta que hay que obtener una curva de elevación de la válvula en buenas condiciones. Estas deben ser:

- 1.<sup>a</sup> Recorrido lo más pequeño posible;
- 2.<sup>a</sup> Tiempo de cierre lo más pequeño posible; por lo tanto, la línea  $a$  (véase fig. 4) lo más pequeña posible.

Si se obtienen estas condiciones, las ventajas que las acompañan son muy dignas de tenerse en cuenta, pues entre ellas hay las siguientes: Excentricidad, *reducida*; fuerza del muelle, *menor*; presión en las palancas, *menor*; fuerza necesaria para el funcionamiento de la distribución, *menor*; pérdidas por contracción del vapor, *menores*; etc., etc.

En la fig. 4,  $h_{max}$  es la altura de elevación de la válvula, en cm.

**Diámetro de la válvula  $d$ , en cm.**—Se obtiene de la igualdad:

$$d = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot h} \cdot \frac{v}{V} \text{ en cm.}$$

Aproximadamente:

$$h = 0,1 d$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot$$

con cuyos valores resulta, por sustitución:

$$d = 1,26 \sqrt{Q \frac{v}{V}}$$

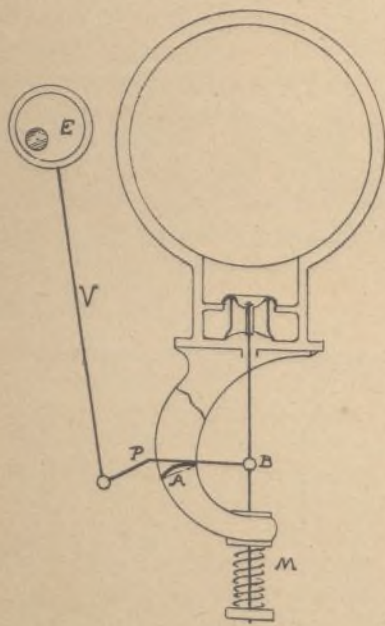


Fig. 5.

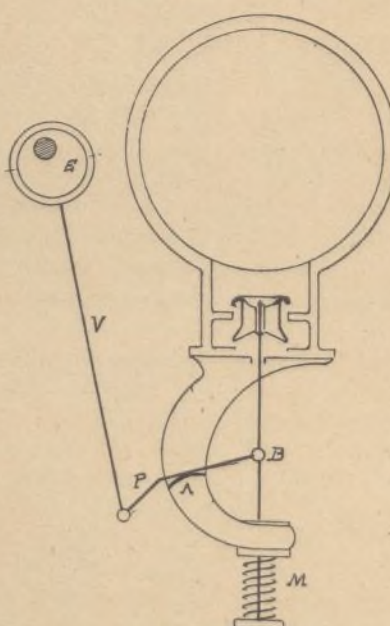


Fig. 6.

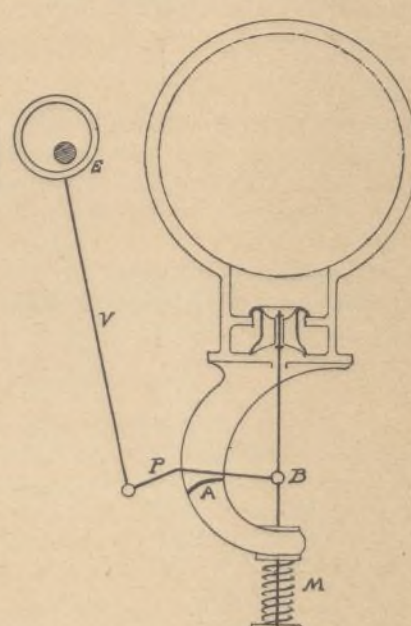


Fig. 7.

ó bien:

$$d = 0,2 \cdot D \sqrt{\frac{H \cdot n}{V}}$$

fórmulas en las cuales  $Q$  es la sección del cilindro, en  $\text{cm}^2$ ,  $H$  el recorrido del émbolo, en m., y  $D$  el diámetro del cilindro, en cm.

**Tiempo de cierre de la válvula.**—Este debe ser lo más pequeño posible y *sin golpe*. Depende de la

fuerza del muelle en muchos casos, y en especial en el considerado en nuestro modelo.

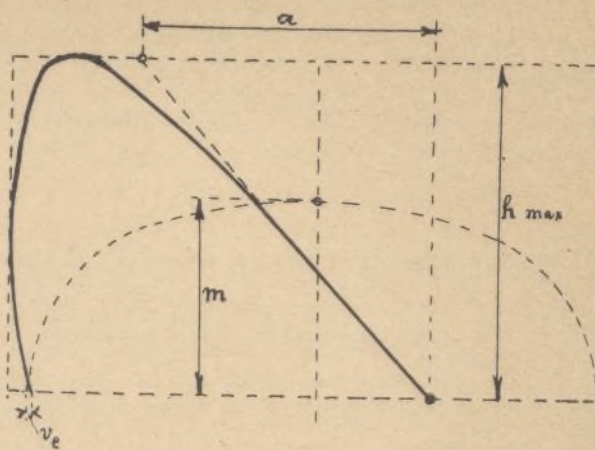


Fig. 4.

El siguiente es un buen cuadro de comparación:

CUADRO III

**Duración del cierre de la válvula  $a$  con relación á un recorrido del pistón = 1**

Grado de lleno	10	15	20	30	40	50 %
$a$	0,06	—	—	0,09	—	0,12

**Cálculo del muelle de la válvula.**—Siendo:

$K_d$ , el efecto de torsión, en  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ;

$G$ , el módulo de elasticidad, en cm.;

$Z$ , el número de vueltas;

$P$ , la carga;

$f$ , el grado de muelle; y

$s$ , el espesor del hilo empleado,

para muelles de sección cilíndrica se tendrá las siguientes fórmulas:

$$\text{Para } K_d = 4500 \\ G = 750000$$



$$P = 885 \frac{s^3}{r} \text{ en kg.} \quad \left| \quad r = 885 \frac{s^3}{P} \text{ en cm.} \right.$$

$$f = \frac{r^2 \cdot Z}{13,3 s} \text{ en cm.} \quad \left| \quad s = \sqrt[3]{\frac{P \cdot r}{885}} \text{ en cm.} \right.$$

Siendo, además,  $r$  el radio de la circunferencia del muelle, se tiene:

$$z = 13,3 \frac{s \cdot f}{r^2}$$

**Distribución á la salida.**—Facilita la salida del vapor la apertura de la válvula inferior. Su accionamiento se obtiene por distintos medios, siendo los más frecuentes el empleo de la excéntrica y el uso de la polea irregular. En nuestro modelo desmontable utilizase la excéntrica, que produce el funcionamiento en la válvula de en-

trada. En nuestros esquemas figuras 5, 6 y 7 podemos fácilmente representarnos su funcionamiento, indicando la figura 5 el momento de empezar la apertura de la válvula, la figura 6 la mitad de la misma y la 7 el final ó cierre.

Los cálculos son idénticos, colocando en el lugar correspondiente el peso de la válvula á favor de la fuerza necesaria para la apertura de la misma.

La construcción de los diagramas requiere un estudio especial, que publicaremos en el próximo número.

SANTIAGO LOPEZ TAPIAS

Ingeniero E. y M.

NOTA: Nuestro modelo desmontable representa en realidad la distribución de vapor por válvulas sistema «HARTUNG».

Suplicamos á nuestros lectores se sirvan hacer la corrección necesaria en el título de la lámina.

## Modo de aumentar el rendimiento de los motores de gas

El problema del aumento del rendimiento de los motores de gas mediante insuflación de aire comprimido, ha sido recientemente estudiado con muy buen éxito por Wilhelm Hellmann, de Horde (Alemania), y en los siguientes párrafos enumeramos los resultados por él alcanzados:

### DIFERENCIA TEÓRICA DEL RENDIMIENTO EN MOTORES ORDINARIOS É INSUFLADOS

En el cálculo que sigue se toma por base los siguientes valores:

Compresión en el cilindro: 18 % del recorrido del pistón;

Coefficiente de expansión: 0,000267;

Presión absoluta de los gases que quedan como residuos en el cilindro: 1,05 atmósferas;

Presión absoluta de la mezcla gas-aire: 0,9 atmósferas;

Temperatura de los gases residuarios: 500° C.;

Temperatura de la mezcla gas-aire: 20° C.

mezcla de gases quemados que quedan en el cilindro y de la nueva carga de gas y aire que entra, es de 55, 5° C. Por contacto con la mezcla fresca los gases residuarios se contraen á un volumen de 7,67 por 100, aumentando de este modo el volumen de la nueva carga en  $180 - 7,67 = 10,33$  %. Por lo tanto, el volumen total de la carga activa, es  $100 + 10,33 = 110,33$  % del desplazamiento del pistón.

El motor en que se basa el cálculo es un motor de gas de insuflación, fabricado en Alemania, en el cual el espacio de compresión, relativamente pequeño, del 13 y 15 por 100, ha sido desechado en favor de un espacio del 18 por 100, para evitar las altas presiones de explosión, que forzosamente disminuyen la vida de una máquina.

La influencia del espacio de compresión sobre la temperatura de la carga y su volumen y el efecto de la insuflación, hallanse comprendidos en el siguiente cuadro:

	PRESIONES EN ATMÓSFERAS.—TEMPERATURAS EN GRADOS C.					
	Sin insuflación			Con insuflación		
Tanto por ciento del espacio muerto en el recorrido del pistón. . . . .	25	30	50	25	30	50
Tiempo de compresión. . . . .	5	4,3	3	5	4,3	3
Presión de compresión, en atmósferas. . . . .	7,9	6,5	4	7,9	6,5	4
Temperatura de los gases residuarios. . . . .	550	575	650	.....	.....	.....
Temperatura de aspiración de la mezcla. . . . .	20	20	20	20	20	20
Presión de la mezcla aspirada. . . . .	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Temperatura del contenido total del cilindro, antes de la compresión. . . . .	69,8	79,9	118,5	20	20	20
Volumen de los gases residuarios, en tantos por ciento del recorrido del pistón. . . . .	10,4	12,5	21,2	.....	.....	.....
Volumen de la mezcla gas-aire, en tantos por 100 del recorrido del pistón. . . . .	114,6	117,5	128,8	125	130	150
Volumen de la mezcla gas-aire, con respecto á un motor cuyo espacio de compresión es del 18 por 100 y cuya temperatura de carga es de 55,5° C. . . . .	109,7	109,5	108,2	140,2	145,9	168,3
Volumen de la mezcla gas-aire, con respecto á un motor de igual tamaño, sin insuflación, en tantos por ciento. . . . .	.....	.....	.....	146,1	156,8	200

La influencia de las paredes del cilindro no se toma en consideración, puesto que no influye mucho en los resultados del cálculo.

Con un espacio de compresión del 18 por 100 del recorrido del pistón, la temperatura de la

En los motores no insuflados la temperatura de la mezcla aumenta conforme aumenta el espacio de compresión y el peso del gas y aire admitidos, y, por lo tanto, el rendimiento disminuye á la vez. Por otra parte, la mezcla es considerable-



mente debilitada por el aumento de volumen de los gases residuarios, y por consiguiente, el rendimiento del motor disminuye aún más.

En los motores insuflados, en los cuales la presión absoluta del aire insuflado es de 1,25 atmósferas, después que los gases residuarios han sido completamente barridos, la mezcla gas-aire en el cilindro, al final del recorrido de succión, es igual al volumen completo del recorrido del pistón más el espacio muerto, y la temperatura es de 20° C.

Comparado con la mezcla calentada en un motor insuflado, el volumen de la carga activa, en un motor insuflado, es de 140,2 por 100, lo que representa un aumento de 27,3 por 100, usando el espacio de compresión del 25 por 100. Este aumento del rendimiento se debe al aumento de volumen de la mezcla, y también al hecho de que, en un motor insuflado, á pesar de las compresiones inferiores de la presión, se obtiene la misma presión de explosión que con los motores corrientes que tienen un espacio de compresión del 18 por 100 del recorrido del pistón.

En oposición á las características de los motores corrientes, la de los motores insuflados muestran una temperatura de carga constante y un aumento, si se aumenta el espacio de compresión, del volumen de la mezcla fresca introducida durante el recorrido de succión. El aumento de rendimiento del 27,3 por 100 se debe en parte al aumento de volumen, y en parte á la reducida temperatura de la carga, aumentándose mucho el peso total de la carga activa, admitiendo que los volúmenes comparados de motores, con insuflación y sin ella contengan mezclas puras de la misma composición, lo que no suele ocurrir en la práctica; pues, en efecto, las mezclas, en los motores corrientes, son siempre diluídas, durante el recorrido de succión y el de compresión, por los gases residuarios, que constituyen el 7,6 por 100 del volumen del recorrido total. Como consecuencia, la mezcla entrante debe contener siempre un exceso de aire, para obtener una buena combustión.

Comparada la mezcla de que se trata con otra perfecta, contiene siempre menos gas y más aire del necesario. Si buena parte de la mezcla no

fuera debilitada por los gases residuarios, sería posible usar una proporción más correcta de gas y aire y se obtendría, con la misma contracción de volumen de gases quemados, un aumento de rendimiento del 7.67 por 100.

Aplicando lo dicho á un motor insuflado, el beneficio de rendimiento llegaría al 37,1 por 100, y hasta, según el profesor Köhler, de Aquisgrán, al 38,4 por 100.

#### DETALLES DE CONSTRUCCIÓN

El aire comprimido de insuflación es conducido al motor por un tubo especial, y su entrada en el espacio situado detrás de la válvula de admisión, es regulada por una válvula especial, llamada *válvula insufladora*. Esta

válvula puede ser accionada de varios modos: uno de ellos consiste en conectarla con un pistón de aire, como se ve en la fig. 1, en la cual K es el pistón. En la sección izquierda del dibujo se ven el pistón de aire y la válvula insufladora en su posición más alta, y en la sección derecha en la más baja. En su recorrido descendente, el pistón de aire y la válvula insufladora son accionados mecánicamente por el engranaje de válvula que abre la válvula principal

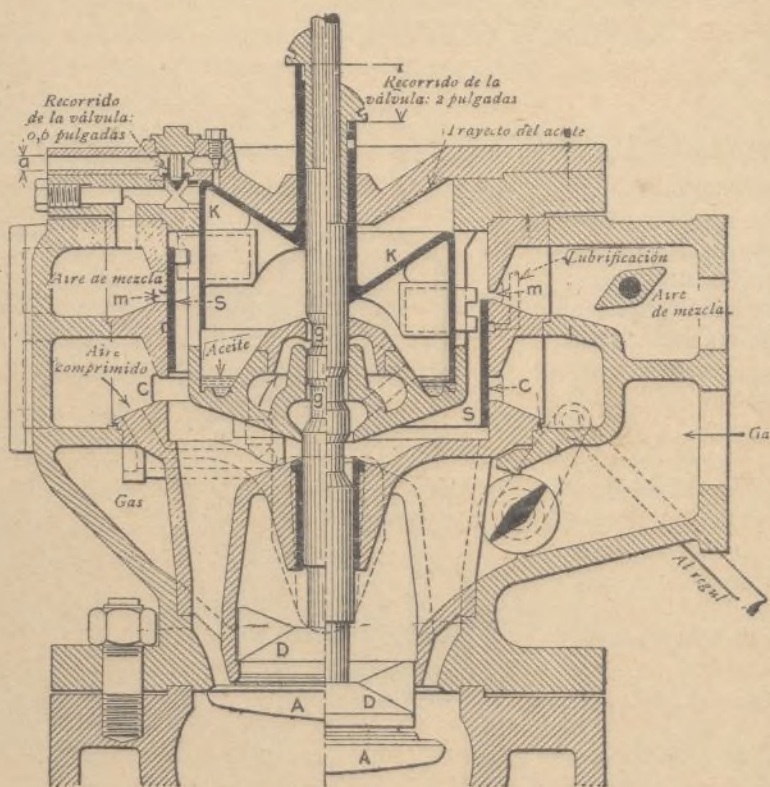


Fig. 1.—Válvulas combinadas de admisión é insuflación.

pal de admisión. En el recorrido descendente de la válvula insufladora, el vacío sobre el pistón K, que puede ajustarse mediante la pequeña válvula de admisión de aire *a*, opone una pequeña resistencia á dicho recorrido.

Poco después de alcanzar el punto muerto se cierra la admisión del aire insuflado, quedando cerradas, durante una fracción del recorrido de succión, las entradas del aire de mezcla, para permitir, durante esta fracción del recorrido, la penetración de gas puro en el cilindro, donde encuentra, en el espacio de compresión, el aire insuflado. La duración de este período de admisión de gas puro es muy importante, y depende en absoluto de las calorías del gas. Al finalizar este período, aire y gas entran juntos, en las debidas proporciones, durante el resto del recorrido de succión. Las varias fases de este proceso se ven en el diagrama del ascenso de las válvulas que constituye la figura 2.



Equilibrando el pistón de aire K y la válvula insufladora S, no hay aumento de carga en el engranaje que acciona las válvulas.

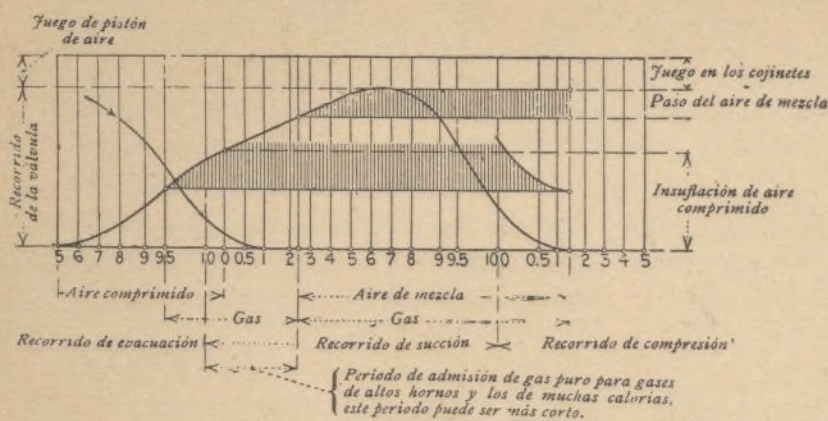


Fig. 2.—Diagrama del ascenso de las válvulas.

En su recorrido ascendente, el pistón de aire combinado con la válvula insufladora cierra en primer término las aberturas *m*, que son las de admisión del aire de mezcla, y después abre las hendiduras *C*, que son las de admisión del aire de insuflación, el cual llena entonces el espacio existente detrás de la válvula principal de admisión *A*, de modo que la expulsión de los gases quemados puede principiar en cualquier momento, durante el recorrido de aspiración. El movimiento ascendente de la válvula *A*, y el del pistón de aire combinado con la válvula insufladora, se efectúan, desde luego, separadamente.

La obturación de la válvula principal se produce mediante un muelle, pero la elevación del pistón de aire combinado con la válvula insufladora se efectúa por el aire comprimido de insuflación, que entra por un pequeño paso formado por las acanaladuras *g* establecidas alrededor del eje de la válvula, y fluye por detrás del pistón *K*. Un período de dos y medio pistonazos es necesario para elevar el pistón de aire combinado con la válvula insufladora hasta su posición más alta.

Una válvula de gas especial *D*, concéntrica a la válvula principal de admisión de aire, impide la entrada del aire comprimido en la canal del gas (caso de que la válvula de gas no funcione), y evita así la ignición prematura y retornos de llama en la cámara de válvulas.

La mezcla de gas y aire no se efectúa, pues, hasta que el pistón de aire no sobresale de la válvula de admisión en su recorrido en el cilindro, y la admisión, así del gas como del aire, queda al mismo tiempo cerrada. Si, por cualquier razón, se desea hacer trabajar el motor sin insuflación, no hay sino que interrumpir el envío de aire comprimido, quedando entonces el pistón de aire y la válvula insufladora en su posición inferior.

#### BOMBAS INSUFLADORAS

La figura 3 muestra un tipo de bomba de doble acción que se presta perfectamente al objeto de insuflar aire comprimido en los motores que nos ocupan. Siendo los esquemas clarísimos, nos parece inútil entrar en enojosas explicaciones; diremos únicamente que estas bombas absorben del 2,5 al 3 por 100 de la fuerza de los motores a los cuales suministran aire comprimido.

#### CONDICIONES PARA AUMENTAR EL RENDIMIENTO

La expulsión de los gases residuales y su sustitución por aire frío no son suficientes para realizar un definitivo aumento del rendimiento. La expulsión de los gases es únicamente un proceso preparatorio, y debe seguirla inmediatamente la carga, siendo esencial la adición al aire, en el espacio de com-

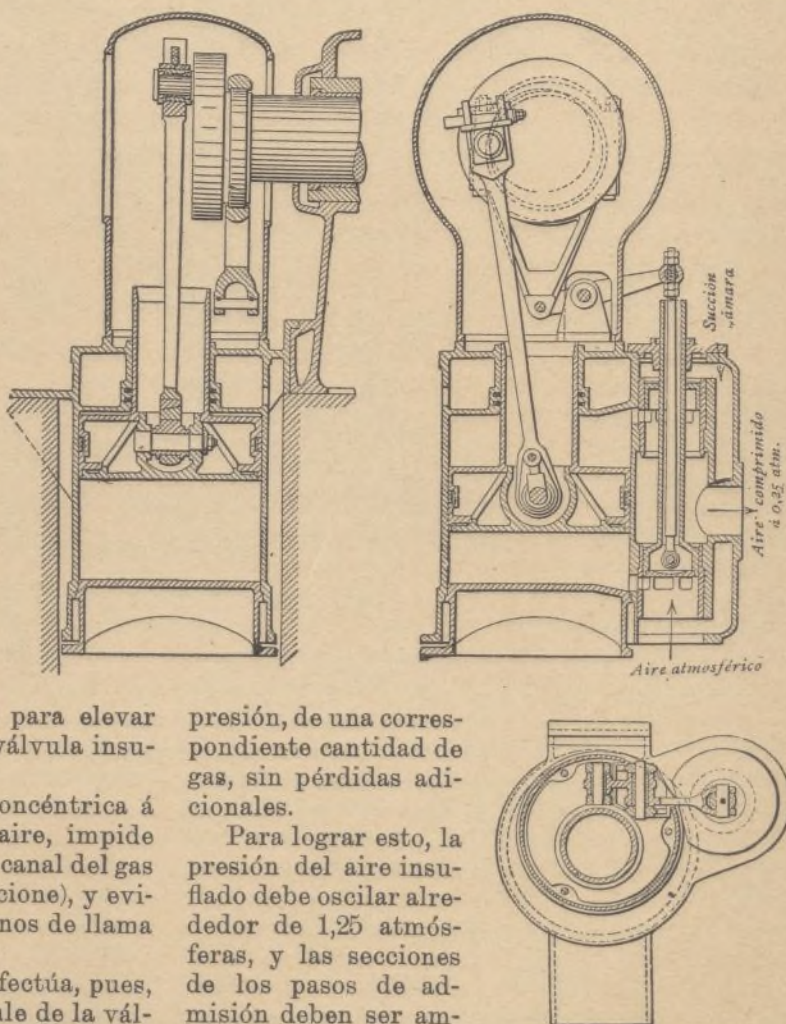


Fig. 3.—Bomba de insuflación de doble efecto.

presión, de una correspondiente cantidad de gas, sin pérdidas adicionales.

Para lograr esto, la presión del aire insuflado debe oscilar alrededor de 1,25 atmósferas, y las secciones de los pasos de admisión deben ser amplias, para que la fuerza del aire no disminuya por rozamientos excesivos.

Es además esencial hacer el espacio entre la válvula de admisión y la insufladora lo más pequeño posible.

Otro punto que debe observarse, en interés del



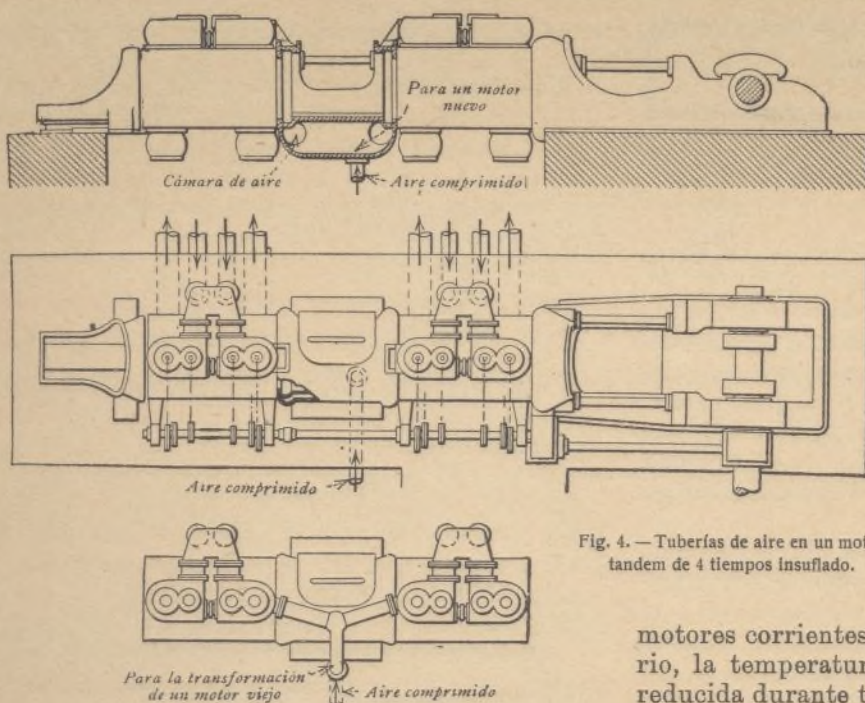
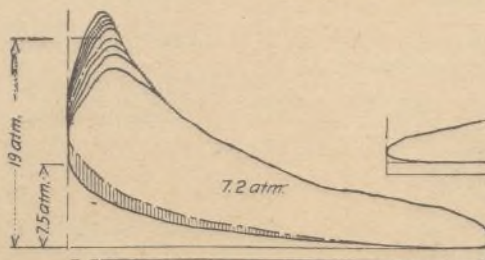


Fig. 4. — Tuberías de aire en un motor tandem de 4 tiempos insuflado.

rendimiento, es que la carga entre en lo posible entera en la cámara de combustión, pues las partes de ella que quedan fuera de la válvula de admisión producen una pérdida seca de rendimiento. Además debe ser el período de admisión del gas lo más largo posible, y la luz de su paso también lo mayor que se pueda. Este es un punto importantísimo, especialmente cuando se trata de motores que



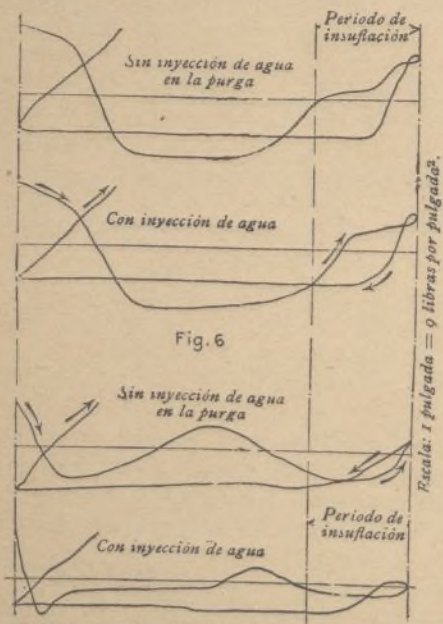
Escala: 1 pulgada = 10 atm. = 330 libras por pulgada².

Fig. 5. — Esquema de un motor insuflado.

accionan dinamos. La omisión de estos extremos fué la causa de que los primitivos motores de insuflación tuvieran un éxito incompleto; en la actualidad la mayor parte de las dificultades se vencieron, y para estos aparatos se abre el más brillante porvenir.

#### TUBERÍA DE EVACUACIÓN

Es cosa sabida que el tipo de las tuberías de evacuación ó purga es de no pequeña importancia en el rendimiento de las instalaciones de fuerza motriz por gas, ya que cualquier obstáculo puede causar corrientes nocivas y presiones de retroce-



Figs. 6 y 7. — Diagramas de los efectos producidos por tuberías de evacuación mal y bien dispuestas.

#### CONSIDERACIONES TÉCNICAS

El diagrama figura 5 se ha obtenido con un espacio muerto del 25 por 100, y representa una pre-

sión efectiva mínima de 7,2 y 7,3 atmósferas, con presiones de compresión de 7,5 y de explosión de 19 y 19,5 atmósferas respectivamente.

La eficiencia mecánica correspondiente es de 82 y 84,5 por 100.

Según se ve por el diagrama, la presión de explosión no se eleva por encima de la normal (alrededor de 20 atmósferas), lo que constituye una apreciable ventaja para un trabajo prolongado.

La seguridad de funcionamiento de los motores de insuflación, no es en manera alguna inferior á la de los

motores corrientes; por el contrario, la temperatura del ciclo es reducida durante todo el recorri-

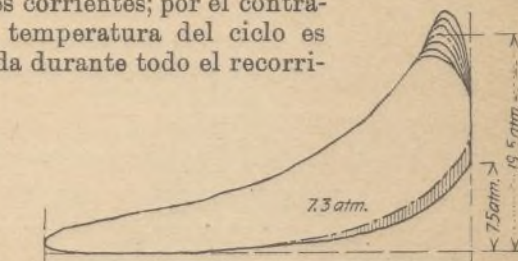


Fig. 8. — Disposición correcta de las tuberías de evacuación.

do de succión, por ser la carga más fresca. También la temperatura durante el recorrido de compresión es inferior, pues se emplean presiones menores.

La figura 8 muestra una disposición práctica para la tubería de purga en motores de gas de gran tamaño. Con este dispositivo, se puede garantizar un funcionamiento satisfactorio.

F. E. JUNG.



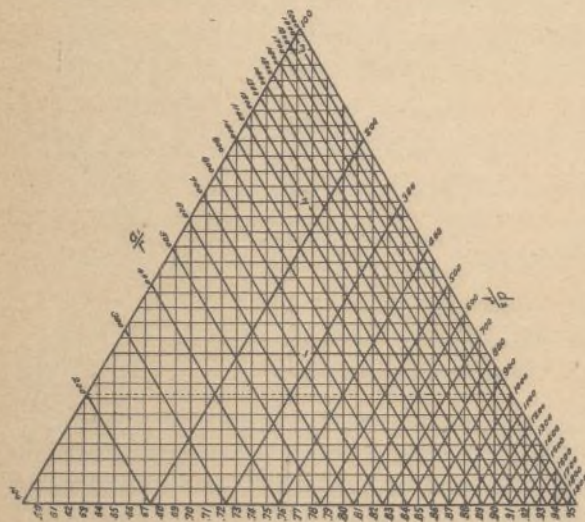
## Electricidad

### Resistencia inductiva de los circuitos aéreos trifásicos

REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LA RESISTENCIA EN CONDUCTORES COLOCADOS ASIMÉTRICAMENTE

Cuando los tres conductores de un sistema trifásico están dispuestos con relación á los vértices de un triángulo equilátero, es cosa fácil calcular la resistencia de inducción en ohmios por milla de alambre. Pero, si los alambres están colocados en un plano ó de otro modo irregular, pueden surgir dudas sobre el valor real de la resistencia inductiva.

El diagrama que sigue da un rápido método para encontrar la resistencia por millas de alambre con cualquier disposición.



Reactancia — Ohmios por milla de alambre

Fig. 1.—Diagrama logarítmico de las resistencias.

Este diagrama se basa en el siguiente análisis, en el cual son:

$\varphi$ , la distancia medida desde el eje del hilo, en pulgadas;

$r$ , el radio del hilo, en pulgadas, y

$d$ , la distancia entre los hilos, en pulgadas.

La fuerza electromotriz inducida en el alambre núm. 1 de la figura 2, es igual á la frecuencia de las alternancias del fluido que le atraviesa. Este flujo comprende cuatro componentes: la parte producida por  $I_1$  sin el conductor y las partes producidas por cada una de las otras dos corrientes.

Siendo:

$$I_1 = I$$

$$I_2 = \left( -\frac{1}{2} + j \frac{\sqrt{3}}{2} \right) I$$

$$I_3 = \left( -\frac{1}{2} - j \frac{\sqrt{3}}{2} \right) I$$

El flujo total que atraviesa el alambre  $I_1$  es, por lo tanto:

$$\begin{aligned} \Phi &= I_1 \int_0^r \frac{\rho^2}{r^2} \frac{2\rho d\rho}{r^2} + 2I_1 \int_r^x \frac{d\rho}{\rho} + 2I_1 \int_x^\infty \frac{d\rho}{\rho} + 2I_2 \int_0^\infty \frac{d\rho}{\rho} + 2I_3 \int_0^\infty \frac{d\rho}{\rho} \\ \Phi &= \frac{I}{2} + 2I \int_r^\infty \frac{d\rho}{\rho} + 2I \left( -\frac{1}{2} + j \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \int_r^\infty \frac{d\rho}{\rho} \\ &\quad + 2I \left( -\frac{1}{2} - j \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \int_r^\infty \frac{d\rho}{\rho} \\ \Phi &= I \left[ \frac{1}{2} + \log \frac{d_2 d_3}{r^2} + j \sqrt{3} \log \frac{d_3}{d_2} \right] \end{aligned}$$

Siendo:

$$u = \frac{d_2}{r} \text{ y } v = \frac{d_3}{r},$$

será:

$$\Phi = I \left[ \frac{1}{2} + \log uv + j \sqrt{3} \log \frac{v}{u} \right]$$

La fuerza electromotriz inducida en el alambre  $I$  por la corriente alterna es:  $e_1 = \frac{d\Phi}{dt}$ . Siendo

$I$  una función armónica de tiempo,  $\frac{dI}{dt} = j\omega I$ ; de donde:  $\omega = 2\pi$  de frecuencia.

Como consecuencia:

$$e_1 = j\omega I \left[ \frac{1}{2} + \log uv + j \sqrt{3} \log \frac{v}{u} \right]$$

La resistencia por milla de alambre, en ohmios, es  $X_1 = \frac{K e_1}{j I_1}$ , ecuación en que  $K$  es un factor de conversión igual á 0,00016.

$$X_1 = K \omega \left[ \frac{1}{2} + \log uv + j \sqrt{3} \log \frac{v}{u} \right]$$

Representemos los componentes de  $X_1$  por  $x$  é  $y$ . Entonces:

$$\begin{cases} x = K \omega \left( \frac{1}{2} + \log uv \right) \\ y = K \omega \sqrt{3} \log \frac{v}{u} \end{cases}$$

de lo que resulta, eliminando alternativamente  $u$  y  $v$ :

$$\begin{cases} x + \frac{y}{\sqrt{3}} = 2 K \omega \left( \log v + \frac{1}{2} \right) \\ x - \frac{y}{\sqrt{3}} = 2 K \omega \left( \log u + \frac{1}{2} \right) \end{cases}$$

Esta ecuación da dos líneas de rectas, de las cuales las  $u$  tienen una inclinación de 60 grados y las  $v$  una de 120 grados. El diagrama da estas líneas por 60 ciclos. La intersección correspondiente á los dos valores  $\frac{d}{r}$  indicará la resistencia buscada.

Como se ve, la resistencia no tiene el componente  $j$ , excepto en el caso en que el alambre considerado esté equidistante de los otros dos. El término real de la resistencia es siempre positivo, pero el signo del término  $j$  depende de la dirección rotativa de las fases. Se usará el signo  $+$  cuando la rotación de la fase vaya del alambre consi-



derado al hilo próximo, y el signo — cuando la dirección sea la opuesta.

Estando todos los alambres sobre un plano y equidistantes, el componente  $j$  para cada uno de los exteriores es de igual tamaño, como se puede ver por la línea de puntos en el diagrama, y es independiente del tamaño y situación del alambre.

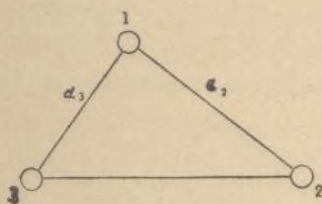


Fig. 2.—Diagrama explicativo de los símbolos.

Como ejemplo del uso del diagrama determinamos la resistencia inductiva de una línea trifásica de 60 frecuencias usando el cobre núm. 2, que tiene una resistencia estática de 0,808 ohmios. Los tres alambres se admiten dispuestos en un plano, siendo la distancia entre los exteriores de 6 pies y la de éstos al interior de 3 pies. La resistencia hallada es, por milla inglesa:

$$\frac{d}{r} = 280 \text{ y } 560.$$

$$Z_1 = 0.808 + j(0.755 + j 0.073) \\ = 0.735 + j 0.755 \text{ ohmios.}$$

$$Z_2 = 0.808 + j(0.755 - j 0.073) \\ = 0.881 + j 0.755 \text{ ohmios}$$

$$Z_3 = 0.808 + j 0.713 \text{ ohmios.}$$

R. S. BROWN.

### Transformadores de fase

Cuando se trata de transformar corrientes polifásicas en corrientes polifásicas de una á otra especie, no es necesario hacer aparatos giratorios.

Indicaremos dos métodos que al efecto pueden utilizarse.

1.º *Transformador de campo giratorio.*—Supongamos que sobre una corona dispuesta como un estator de motor asincrono, se montan dos devanados, uno difásico y trifásico el otro. Uno de estos devanados produce un campo giratorio, que induce en el otro corrientes de la misma frecuencia, pero de número de fases diferente.

Para reducir la corriente desvatada, se puede disponerlos devanados en trozos, de modo que las líneas de fuerza queden encerradas en el hierro.

2.º *Transformador Scott.*—La disposición anterior puede aplicarse á la transformación de corrientes polifásicas indiferentes.

El transformador Scott (fig. 1) es únicamente aplicable á la transformación de corrientes difásicas en corrientes trifásicas, ó á la inversa. Comprende dos transformadores distintos T y T'.

El primario P del transformador T comprende  $n$  espiras, siendo conectado á dos de los hilos de la línea A y B de la corriente trifásica.

El primario P' comprende  $n'$  espiras del trans-

formador T' y está conectado entre la mitad de P y el tercer hilo de la línea C.

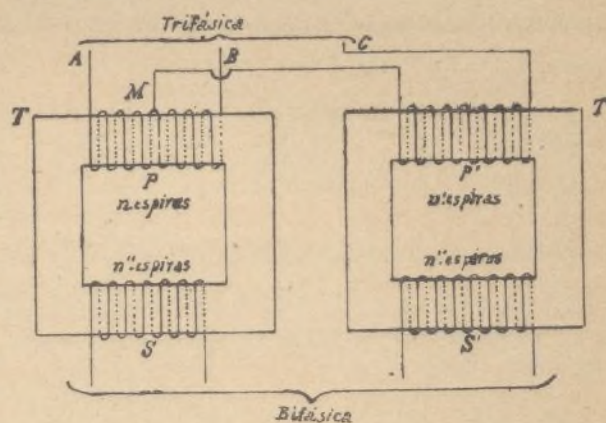


Fig. 1.

Los secundarios  $s$  y  $s'$  tienen cada cual  $n''$  espiras, alimentando cada uno fases de la corriente difásica.

Para hacernos cargo del funcionamiento de este aparato, haremos uso de la representación geométrica.

Designemos, por  $V_A, V_B, V_C$  los potenciales en un instante dado en A, B, C y por  $E_{eff}$  la tensión eficaz entre dos bornes de la corriente trifásica.

Tendremos, para la pulsación  $\omega$ :

$$V_A - V_B = E_{eff} \sqrt{2} \sin \omega t$$

$$V_B - V_C = E_{eff} \sqrt{2} \sin \left( \omega t - \frac{2\pi}{3} \right)$$

$$V_C - V_A = E_{eff} \sqrt{2} \sin \left( \omega t - \frac{4\pi}{3} \right)$$

Estas tensiones pueden representarse por vectores, como indica la figura 2.

Resulta, por otra parte, que:

$$V_A - V_M = \frac{1}{2} (V_A - V_B)$$

$$V_M - V_C = B_B - B_C = (V_B - V_M)$$

$$V_B - V_M = -(V_A - V_M)$$

Por lo tanto, la construcción indicada en la figura muestra que, en virtud de una propiedad geométrica conocida, el vector  $V_B - V_C$  es perpendicular al vector  $V_A - V_B$ , y tal, por otra parte, que:

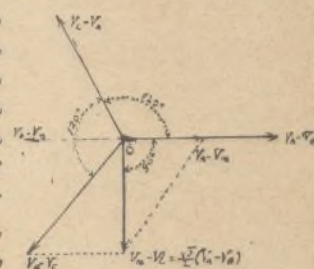


Fig. 2.

$$(V_M - V_C)_{eff} = \frac{\sqrt{3}}{2} E_{eff}.$$

De donde resulta que las fuerzas electromotrices en el primario P y P' están desfaseadas, y por consiguiente igualmente las fuerzas electromotrices en los secundarios  $s$  y  $s'$ .

Pero las tensiones eficaces en los devanados  $s$  y  $s'$  no pueden ser iguales más que cuando se busca un número conveniente de espiras  $n$  y  $n'$ .

Precisa, en efecto, para que esta condición se



realice, que los valores máximos del flujo sean los mismos en los dos transformadores.

Si designamos por  $\Phi_{\max.}$  y  $\Phi'_{\max.}$  los valores máximos del flujo, respectivamente en los transformadores T y T', se tiene:

$$(V_A - V_B)_{\text{eff}} = E_{\text{eff}} = \frac{n \Phi_{\max.} \omega}{\sqrt{2}}$$

$$(V_M - V_C)_{\text{eff}} = E_{\text{eff}} \frac{\sqrt{3}}{2} = \frac{n' \Phi'_{\max.} \omega}{\sqrt{2}}$$

Para que  $\Phi_{\max.} = \Phi'_{\max.}$  precisa que  $n \frac{\sqrt{3}}{2} = n'$ .

Agreguemos que, en los transformadores de fase, es necesario que las fases estén igualmente cargadas.

M. NUÑEZ.

### Dinamo de corriente continua

Nuestra lámina central representa una de estas máquinas, de construcción rigurosamente moderna. Todas sus distintas piezas han sido calculadas y construidas del modo más exacto posible, habiendo dado en su prueba muy buenos resultados.

La tensión a que trabaja es de 225 voltios y la corriente general de 125 kilovatios, funcionando a 600 revoluciones por minuto.

No es menester una descripción de ella, por haberla ya estudiado en el número 1 de esta publicación.

## Química

### Colocación de la pasta sobre la tela, secado é impresión de las piezas de linóleo

#### Colocación de la pasta sobre la tela

La tela que sirve de soporte a la pasta de linóleo es de yute ó idéntica a la que se emplea en la preparación de la tela encerada. Lo mismo que para ésta, se añade distintas piezas una á otra hasta obtener la deseada longitud.

La máquina utilizada para la aplicación del linóleo se denomina calandra, y constitúyela un juego de rodillos que laminan y comprimen la pasta linolígena sobre la tela.

A su salida del scratcher introdúcese la mezcla, con ayuda de una pala, en una tolva que corona una tela transportadora sin fin. El rendimiento de la tolva se regula por medio de un cajón. La tela sin fin transporta la mezcla á través de la caja de vapor. En los conductos de la caja de vapor circula el vapor á 8 atmósferas. La tela sin fin está montada sobre rodillos, que la guían. Estos rodillos deben estar rigurosamente paralelos, pues de lo contrario estropease la tela sin fin que conduce la pasta entre los cilindros calentados interiormente por medio de vapor de 121° C. Los soportes de los cilindros son móviles y permiten regular la separación entre los cilindros. Estos cilindros son de acero fundido y muy templado.

De la separación existente entre estos dos cilindros depende el espesor del linóleo acabado. No hará falta decir, por consiguiente, que debe ser la misma en todo el largo de los rodillos. Para el lino A, esta separación debe ser de 3,8 milímetros.

La tela destinada á servir de soporte se des-

enrolla del cilindro de madera en que se la habrá enrollado previamente, pasa por un rodillo estirador, destinado á eliminar los pliegues que pueden formarse, y luego por un grueso rodillo de hierro calentado interiormente á 200°. El paso de la tela por este último cilindro tiene por objeto despojarla de humedad y destruir las enmohecaduras, que impedirían la adherencia del linóleo á la tela.

Se introduce ésta por una punta entre los dos rodillos principales de la calandra. Regúlase y se comprueba otra vez la separación, que debe ser de 3,8 por 100, y se hace marchar las máquinas. Da la tensión necesaria á la tela una palanca provista de un contrapeso.

Al caer entre los rodillos de la calandra, la masa encuentra en ellos la tela; y como los rodillos giran en sentido inverso y hacia el interior, la pasta es muy comprimida sobre dicha tela.

Antes de llegar entre los rodillos, la pasta ha sido, conforme dijéramos antes, muy calentada debido á su paso por la caja de vapor. Moldéase entonces fácilmente bajo la presión producida por los rodillos de la calandra y conserva su forma al enfriarse.

Como los cilindros están calientes, la masa no se adhiere á ellos y adquiere gran brillo.

En cuanto ha salido de los cilindros compresores, el linóleo se enfria bruscamente por su paso entre los rodillos enfriados interiormente por una rápida corriente de agua fría. Si el linóleo no se enfria con rapidez y brusquedad, su cara se pone rugosa y esponjosa. La superficie de contacto entre el linóleo y los cilindros refrigerantes debe ser muy considerable.

A cada lado de los cilindros hay un cuchillo de acero, que roe las partes de linóleo comprimidas fuera de la tela, lo que constituye un desecho que se utiliza en la fabricación de que nos ocupamos, bajo el nombre de scraps.

El dorso del linóleo suele cubrirse, para evitar que se enmohezca y haga perder al producto resistencia, de una capa llamada «capa de dorso» ó «backing», que se aplica como la de la tela encerada y con el mismo dispositivo.

La mejor mezcla para el dorso es la siguiente:

Aceite resinoso. . . . .	100 partes
— de linaza crudo . . . . .	80 —
Desechos de barniz. . . . .	50 —
Secante. . . . .	20 —
Aceite de litargirio. . . . .	15 —
Creta en polvo . . . . .	200 —
Ocre encarnado. . . . .	100 —
Negro vegetal. . . . .	20 —
White spirit. . . . .	12 —

Aplicada esta mixtura el linóleo es desecado

#### Secado é impresión

Llévase el linóleo al secadero del mismo modo que la tela encerada (1) y se le cuelga en bolsas de 15 á 20 metros.

Sométese durante 48 horas á la temperatura de 65 á 70° C., después de lo cual se le puede almacenar y vender como linóleo liso.

Este linóleo liso se hace de tres tonos, que se obtienen por la incorporación de ocre á la pasta. El rojo resulta agregando óxido rojo de hierro y negro vegetal, el verde agregando verde de cinc y el pardo incorporando ocre amarillo y sulfato de barita. Una vez seco el linóleo se le puede adornar con dibujos multicolores como la tela encerada y del mismo modo, sin proteger su superficie con ningún barniz.

I. J. BROCA.

(1) Cuya preparación describiremos en el próximo número de esta revista.

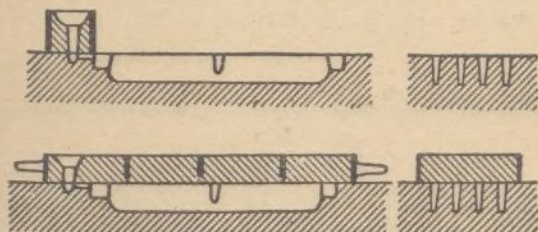


## Metalurgia

### Sobre la fabricación de los barrotes de emparrillado

La conocida revista alemana *Giesserei Zeitschrift* se ocupaba recientemente de esta cuestión, dando los datos y dibujos que á continuación reproducimos.

Las figuras 1 y 2 representan la fabricación de los barrotes al descubierto y en bastidores. Para



Figs. 1 y 2.

gruesos de 15 á 22 milímetros, la mano de obra se eleva á unos 80 céntimos de peseta los 100 kilogramos trabajando con bastidor, y á 50 céntimos solamente trabajando al descubierto. Fabricase también barrotes de emparrillado de varias piezas, en cuyo caso el trabajo del moldeador cuesta de 2 á 5 veces más que el de los barrotes sencillos.

Los emparrillados de dos ó más piezas con núcleos de las dimensiones indicadas en la figura 3 pueden colarse húmedos cuando se dispone de un moldeador diestro, pero á condición de incorporar una parte de arena fina de río á la arena de moldeo utilizada para el núcleo; la arena de río hace la arena de moldeo más permeable al aire y pro-

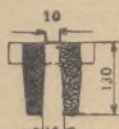


Fig. 3.

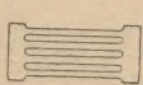


Fig. 4.

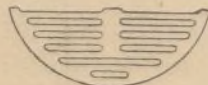


Fig. 5.

porciona excelentes resultados. Hay que dejar en los núcleos un número suficiente de agujeros de aire ó respiraderos, por escaparse dicho aire directamente al exterior por albricias que atraviesan el bastidor superior.

Si los emparrillados dobles tienen alturas especiales (superiores á 130 milímetros), se puede emplear, á voluntad, el molde sometido á la acción de la estufa ó el molde húmedo, con núcleos bien secos (figura 4, emparrillado-tapa, figura 5, emparrillado-segmento).

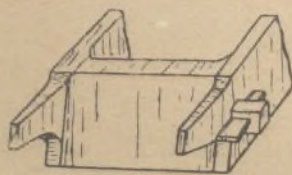


Fig. 6.

Antes, para economizar en el bastidor hacíase uso de los bastidores llamados *ingleses*, de madera resistente y divididos de tal modo que, una vez colocado el molde sobre el modelo, era posible quitando las cuñas, separar los medios bastidores en ambos sentidos (fig. 6), quedando el bloque de

arena superior sin ningún marco sobre el molde inferior. Durante la colada los bloques de arena se hallaban protegidos por tablas ó placas (fig. 7), que se cargaba con pesos para que resistieran la presión de la fundición.



Fig. 7.

De este método se desprende el dispositivo figura 8, en el cual los tablones ó placas de carga se hallan dispuestos á través del bastidor superior.

El método inglés era ventajoso para el fabricante, pero penoso para el operario á causa de las considerables cantidades de arena que había de manipular. La colada en fuente presenta la ventaja, sobre la colada por arriba,

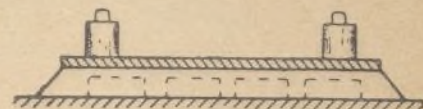


Fig. 8.

de dar barrotes más resistentes, porque las moléculas de fundición experimentan la presión estática durante la colada.

Habiendo ocasionado la modificación de los bastidores un aumento de gastos, de los cuales el comprador no participó, y en segundo lugar debido á la competencia, hubo con el tiempo necesidad de idear máquinas de moldear que se prestasen á la colada de los metales en fuente.

La figura 9 representa una de estas máquinas.

Para evitar el tener que apisonar cada vez el bastidor inferior, se le hizo de placas de hierro bien alisadas (*coquilles*), lo que á la vez permitió obtener barrotes templados.

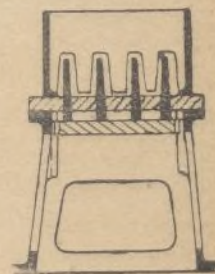


Fig. 9.

Fabricase los bastidores de dos modos (figs. 10 y 11), equivalentes en la práctica.

Las máquinas de moldear, con sus placas de moldeo, son muy costosas y no remuneradoras sino en la fabricación en grande; así que, para evitar el gasto que lleva consigo la adquisición de placas, en casos especiales se puede volver al moldeo á mano y apisonar el bastidor superior con los modelos sobre un suelo resistente, invertir



Figs. 10 y 11.

en seguida dicho bastidor, extraer el modelo, colocar el bastidor en su primitiva posición y disponerle, según los casos, sobre la *coquille* ó sobre el bastidor inferior ya preparado. También puede apisonarse el bastidor inferior con el modelo, invertirlo, colocarlo sobre una superficie sólida, extraer los modelos y, después del retoque, emplear la placa *coquille* como bastidor superior.

En este método las placas *coquilles* deben presentar, en la cara no allanada, 2 ó 4 anillas coladas ó atornilladas (fig. 12), que permiten colocarlas sobre el bastidor inferior por medio de la grúa ó p



mano, con ayuda de barras de hierro. Hay en *a* un pequeño bastidor de hierro portador de un embudo de arena, destinado á facilitar la colada; la placa no tiene agujero de colada, lo que hace que pueda servir por tiempo indefinido. Con placas *coquille* de 60 milímetros de espesor, se puede obtener



Fig. 12.

un temple de 8 á 10 milímetros. El autor del artículo original recomienda se cargue bien las placas porque, á pesar

de las albricias, pueden producirse aglomeraciones de gas que unan todos los moldes.

Para la fabricación de los barrotes templados sin placa que se adapten á la máquina de moldear, el citado autor ha empleado á menudo máquinas de placas rotativas sobre las cuales no moldeaba sino barras más pequeñas de diversas longitudes, y empernaba los modelos al lado ó detrás de los modelos existentes (fig. 13).

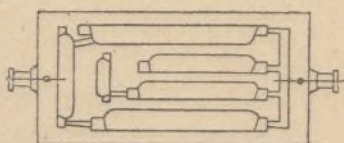
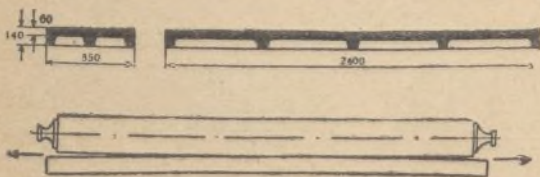


Fig. 13.

Las placas *coquille* de fundición deben tener un espesor de 40 milímetros por lo menos, y de 50 á 60 por término medio, y no deben haber recibido sino una pasada de cepillo en la cara de colada. Las que, por economía, no fueran suficientemente frotadas con la brocha empapada de petróleo, acaban por estropearse si trabajan con ellas operarios descuidados; pero se las puede utilizar nuevamente, luego de cepilladas, si las fisuras que presenten no son demasiado profundas. Se producen siempre estas fisuras en la parte de la colada, debiéndose á dilataciones irregulares. El metal empleado en la fabricación de las buenas placas es la fundición dulce de calidad escogida: como el hierro es buen conductor, el calor de la fundición líquida se transmite rápidamente á la cara opuesta de la placa, y ésta no se deforma.

En la ejecución de un encargo de barrotes de emparrillado de 3.100 milímetros de longitud para calderas marinas, Vetter quiso efectuar un ensayo de fabricación de barrotes parcialmente templa-



Figs. 14 y 15.

dos en *coquille*. Al efecto fabricó *coquilles* provistas de nervios (fig. 14), persiguiendo la rigidez. Pero, á la primera colada, en cuanto la fundición hubo llenado  $\frac{2}{3}$  del molde, se produjo en el centro un hinchamiento tal hacia arriba, que el bastidor superior, de 2.300 milímetros de longitud, se despegó en 10 á 15 milímetros de la *coquille*, dejando escapar la fundición líquida (fig. 15).

Con las placas *coquille* de 1 metro de longitud este fenómeno fué menos aparente, la fundición no escapó por las juntas y el barrote no presentó

más que una curvatura sin importancia, que desapareció con el enfriamiento.

Después de esta prueba, el citado Vetter empleó con éxito

ganchos muy resistentes (fig. 16), con los cuales los dos gorriones del bastidor quedan sólidamente unidos á las *coquilles*.

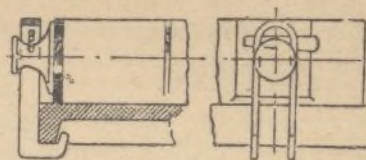


Fig. 16.

En el artículo original está descrita asimismo la fabricación de emparrillados especiales colados de plano: emparrillados articulados, poligonales, dentados, ondulados, de tramos, etc.

EMILIO CONTRERAS RUIZ.

## Mecánica

### Cierre de los agujeros de hurgoneado en los gasógenos

Son muchos los carbones de gas que requieren un penoso trabajo de hurgoneado cuando se les emplea en los gasógenos. Molestan sobre todo al operario los gases que se escapan por las aberturas; y si, en tales casos, se puede encontrar un dispositivo que impida la salida de los gases, permitiendo hurgonear, se evitará al propio tiempo las escorificaciones y las irregularidades de carga, que suelen resultar de la fatiga del operario.

Los aparatos encaminados únicamente á impedir la salida de los gases, se basan en la introducción de vapor, que repele el gas en el gasógeno; en torno del agujero hay una canal provista de una serie de purgas inclinadas hacia abajo y en dirección á la abertura. Esta canal se halla unida á un conducto de vapor.

Puédese citar como aparato de esta clase el cierre de ventanillos de Hofmann y Stach (fig. 1), que impide igualmente que el alquitrán obstruya la abertura.

Presenta en cambio este dispositivo el inconveniente de hacer penetrar el vapor y el aire por inyección en el gasógeno.

Evitase esto en parte con el aparato de E. Spetzler (figura 2).

En éste, el grifo *e* deja penetrar aire en la canal circular *c*, que comunica con el horno por una hendidura circular muy estrecha. Quitando el tapón *b*, el grifo *e* se abre y el aire penetra.

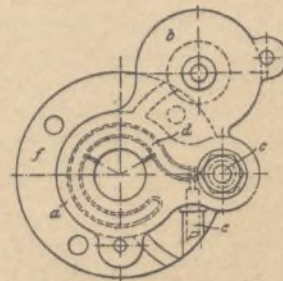
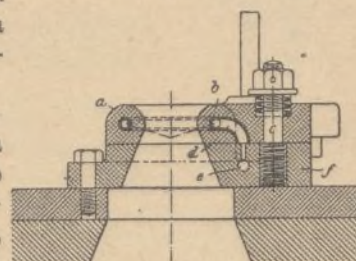


Fig. 1.



En el aparato de G. Luft (fig. 3), enviase gas bajo presión tangencialmente á la abertura *b*, y se produce un torbellino que hace imposible la expiración del aire.

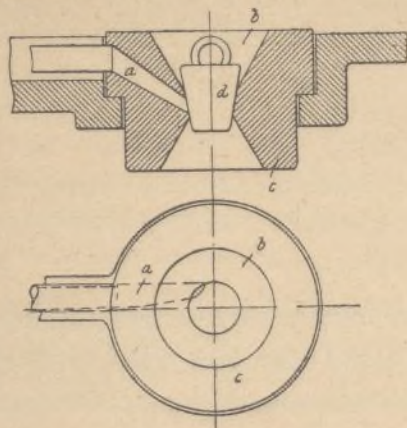


Fig. 3.

En el dispositivo de Ehrhardt y Shemer (fig. 4), el gas que sale por la abertura es expulsado lateralmente por una corriente de aire proveniente del conducto *f*.

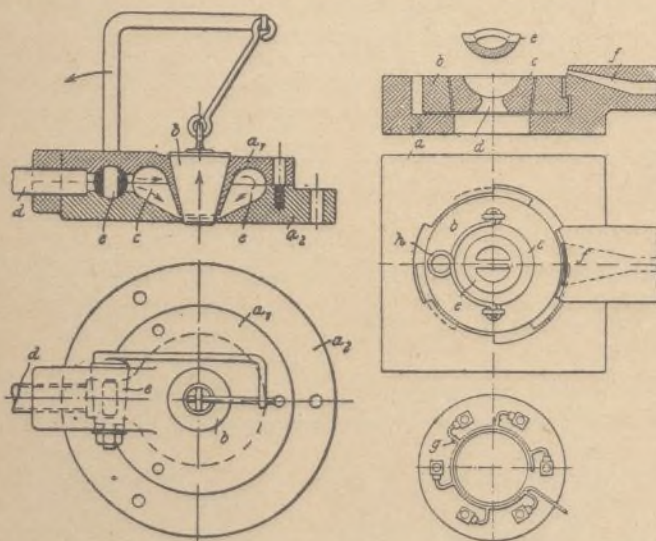


Fig. 2.

Fig. 4.

ralmente por una corriente de aire proveniente del conducto *f*. Para una presión de gas de 45 milímetros de agua, la presión en el conducto de aire entre la válvula y la purga debe ser de 2 décimas de atmósfera.

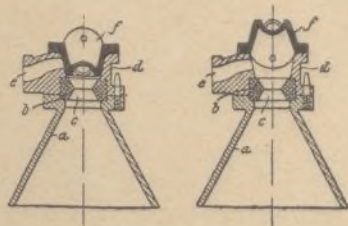


Fig. 5.

límetros de agua, la presión en el conducto de aire entre la válvula y la purga debe ser de 2 décimas de atmósfera. La purga no puede taparse con el alquitrán, porque está fuera del agujero, y la entrada de aire en el gasógeno resulta imposible.

Por último, en el aparato de G. Manderla (figura 5) se produce el vacío en la abertura y el gas no puede salir. El aire y el gas aspirados son nuevamente insuflados bajo un gasógeno.

Para los grandes gasógenos de 20 milímetros de

diámetro ó más, recomiéndase dejar dos ó tres aberturas de hurgoneado en la parte central.

E LOZANO.

## Máquinas térmicas

### Sobre una nueva turbina de gas <sup>(1)</sup>

La turbina á que se refiere el presente extracto es la de Holzwarth y Junghans.

Es una turbina de explosión. La cámara de combustión A (fig. 1) llénase de un modo intermitente de una mezcla de gas y aire, que se enciende y que, después de la explosión, se escapa por un apéndice que la conduce á la rueda de la turbina B. La cámara A, de doble pared, se enfría por circulación de aire fresco. En una circunferencia están colocadas buen número de cámaras similares, que obran una tras otra. Se puede utilizar un compresor para la alimentación de aire y gas á baja presión de las cámaras de combustión; hácese el vacío en L para el escape. Las válvulas de admisión dejan penetrar separadamente el aire y el gas; mientras tanto, la válvula de escape mantiene cerrada, regularizando su acción un *relais* de aceite, de manera que el aire fresco admitido primeramente tenga el tiempo necesario para limpiar la cámara y enfriar un poco la rueda de la turbina. Un resorte mantiene la válvula sobre su asiento, permitiendo que la carga se efectúe sin ninguna fuga de gas.

Después de la ignición, la explosión tiene fuerza suficiente para abrir la válvula, y la energía potencial de la mezcla gaseosa se transforma en energía cinética; aceite bajo presión admitido sobre el pistón de la válvula, manteniéndola alzada hasta que el escape es completo.

La figura 1 representa la primera turbina de gas de este tipo, construída para una fábrica. Funciona con gas de 1.100 ó 1.200 calorías por m.<sup>3</sup> y se estableció para una potencia máxima de 1.000 HP á la velocidad de 3.000 vueltas.

Acciona una dinamo D. El árbol está suspendido en la parte superior que sustenta la rueda de la turbina y el rotor de la dinamo.

Desde el principio se obtuvo un movimiento muy suave á toda velocidad, aunque la temperatura de la envoltura exterior de la máquina se condujera á 500°. Obedece esto á que todo el sistema se dilata regularmente á partir del centro y á medida que se eleva la temperatura.

La parte inferior contiene todo el mecanismo de admisión y escape de gas y de su ignición. El material empleado en la construcción fué casi exclusivamente la fundición.

Las presiones son más flojas que en las máquinas de pistón (10 en lugar de 30 atmósferas), y es imposible tener una ignición anticipada. La forma de la cámara A conviene mejor que la forma cilíndrica para soportar la fuerza de la explosión,

(1) Extracto de una comunicación dirigida por H. Holzwarth á la «Hauptversammlung Schiffbautechnischen Gesellschaft», de Berlín.



lo que conduce á una disminución de las paredes.

Las válvulas de admisión del aire y el gas tienen la forma de hongos; funcionan bajo la acción del aceite á presión suministrado por un distributor rotativo.

La máquina se halla provista de un regulador E de árbol horizontal accionado por un engranaje de tornillo. Sobre el árbol están claveteados el regulador ordinario, un regulador destinado á prevenir una ignición inesperada, un taquímetro, el engranaje que acciona el distributor de aceite y el mecanismo de ignición.

Los experimentos efectuados sobre el barrido de los gases, carga, compresión, etc., pueden reunirse como sigue:

El barrido por el aire es necesario á fin de mantener en los límites convenientes la temperatura de la turbina (por encima de  $400^{\circ}$ ). Con objeto de

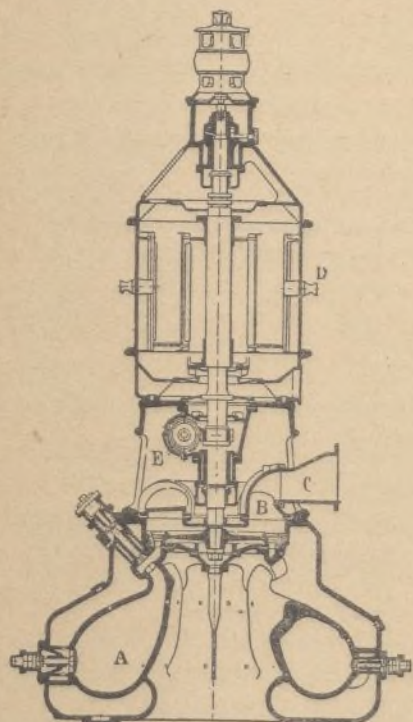


Fig. 1.—Primera turbina de gas sistema Holzwart-Junghans.

obtener un barrido económico con reducida pérdida de calor irradiado por las paredes de la cámara de combustión, precisa tener una abertura auxiliar lo mayor posible.

La potencia necesaria para la compresión del aire se obtiene utilizando el calor perdido y no ejerce la menor influencia, por ser la superficie de generador necesaria más reducida que la del condensador de una turbina de vapor de potencia igual.

La figura 2 representa el diagrama dado por el indicador con una ignición normal.

El autor de la comunicación que extractamos se extiende acerca del sitio que ocupa la turbina comparado con el que ocupa un motor ordinario de potencia igual (1 por 3,28), é insiste sobre su reducido peso (1, por 4,2 para el motor).

Lo mismo que la turbina de vapor, la turbina de gas gira sin choque ni vibraciones y economiza el aceite de lubricación de los cilindros.

La turbina, con su generador elástico, giraba ligeramente á razón de 3.000 vueltas (siendo excitado dicho generador á 4.000 voltios), con 250 á 300 m.<sup>3</sup> de gas pobre por hora, lo que corresponde á su rendimiento de 20 por 100, cifra muy aceptable tratándose de un aparato aun no perfeccionado enteramente.

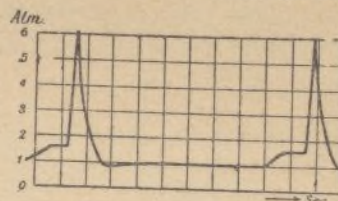


Fig. 2.—Diagrama del indicador.

ENRIQUE AGUILAR, Ingeniero.

## Mecánica de los Hidroplanos

### II \*

Teóricamente hablando, para un bote hidroplano de 500 kgs. de peso total y unos 7 m.<sup>2</sup> de plano, con un ángulo de 2 grados, á la velocidad de 36 kilómetros-hora, se necesitaría solamente 0,38 HP., y á 152 kilómetros-hora unos 7,5 HP. Ahora bien; suponiendo la fuerza para las pérdidas que se espera unas 10 veces superior á la calculada, se ve que, aún en este caso, ha de dar el hidroplano un resultado muy satisfactorio en comparación con los botes motores ordinarios.

Ahora bien; el bote en marcha origina movimientos en el agua que debe también tenerse en cuenta. El ángulo del plano varía en proporción de la velocidad, pues sabido es que, al encontrarse un bote en movimiento, se hunde por la popa, cambiando por lo tanto su ángulo de inclinación. Vamos á seguir estos movimientos con un ejemplo práctico.

Supongamos un hidroplano de tamaño pequeño que con una persona pese en total 300 kgs. y cuyo suelo, completamente plano, resulte bañado en una extensión de 4 m.<sup>2</sup>

Sea, pues, un plano de 4 metros de longitud por 1 de ancho. Pesando el bote, en total, 300 kgs. resulta que desaloja 300 litros de agua.

En su parte posterior se hunde en el agua 15 cm., lo cual hace que en la anterior suba por encima del agua, á fin de no producir planos de choque. El ángulo que forma nuestro hidroplano con el nivel del agua es aproximadamente de 2 grados. Al ponerse en movimiento, cesa pronto el empuje estático del agua y el bote se coloca en posición tal que su plano puede soportar la carga del bote por los efectos dinámicos de las masas en movimiento. Por lo tanto, se hunde por su popa más y más, hasta un punto determinado.

Hasta esta posición, tanto las relaciones teóricas como las prácticas están en malas condiciones. Teóricamente, la velocidad de peores condiciones es la de 5 m/seg. A esta velocidad nuestro bote (según datos apuntados en el lugar correspondiente), se mueve con un ángulo de 20 grados contra el agua.

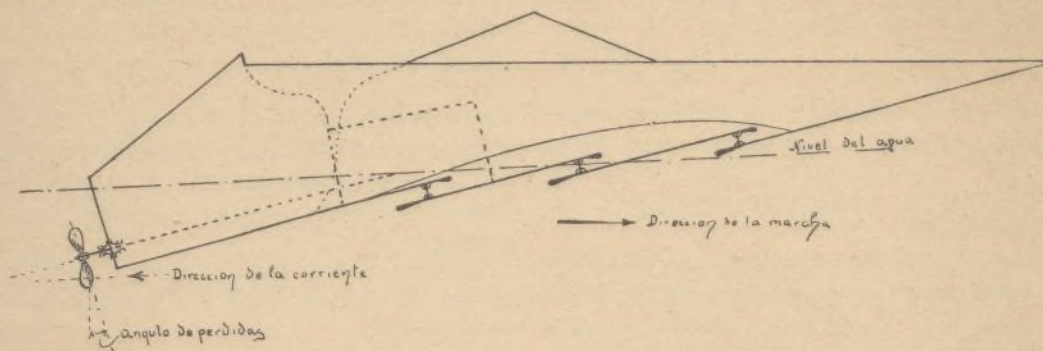
\* Véase número anterior).



En su parte posterior se hunde ahora 137 centímetros; por lo tanto ha desaparecido 122 cm. En este caso necesita el bote una fuerza motriz de 7,6 HP. El motor debe dar un rendimiento mucho mayor.

Representándonos el bote, vemos las desventa-

HP. y aumentando la velocidad hasta 40 m/seg., la posición del bote será aproximadamente la que adquiriera en su estado de reposo, necesitando solamente (teóricamente) 6,6 HP. para su mantenimiento. Admitiendo un rendimiento de 50 por 100 en la hélice, aun teniendo en cuenta las resisten-



jas que hay que tener en cuenta, que son exteriores é interiores.

Por lo que respecta á las exteriores vemos que, al adquirir el bote la posición inclinada, resulta con ella que la hélice no funciona perpendicularmente al sentido de la marcha, y encuentra por lo tanto una corriente de agua oblicua á su eje de rotación, como lo demuestra el dibujo que ilustra este artículo. Ahora bien; si se construye un bote tan ligero, es para obtener una velocidad considerable; por ejemplo, 20 m/seg. A este efecto se ha de construir asimismo la hélice motriz en condiciones adecuadas. Estas hélices trabajan según se sabe con buen rendimiento cuando el bote ha adquirido la velocidad para la cual fueron construídas. Su efecto es de un 50 por 100 y mucho menor en velocidades inferiores. Para la velocidad de 5 m/seg., tómate un efecto de 10 por 100 en la hélice. Resulta entonces que el motor debiera dar una fuerza de 7,6 á 2,10 HP. Y el pequeño hidroplano que nos ocupa no podría soportar semejante motor.

Otra desventaja es que la hélice, en su empuje (estando el bote inclinado con tendencia á salirse del agua), hace que el bote salga cada vez más del agua, y por lo tanto la superficie hidroplana se reduce: el efecto que ocasiona es el de hundirse el bote más por su popa, y por lo tanto peores condiciones para su marcha. Ahora bien; admitamos que la fuerza del motor sea suficiente, y estudiemos los movimientos del bote en marchas superiores. Entonces se echa de ver que las condiciones serían cada vez mejores y que, al llegar á una velocidad de 10 m/seg., el ángulo  $\alpha$  sería de 10 grados solamente. El bote se hunde por su parte posterior solamente 70 cm.; la fuerza teórica sería por lo tanto inferior en 7,2 HP. Obedece esto al hecho de ser menor el ángulo  $\alpha$ . Nuestro bote adquiere ahora condiciones más buenas cada vez; y, conforme marcha, toma para cada una un ángulo  $\alpha$  de inclinación proporcional.

Cuando el bote haya alcanzado la velocidad de 20 m/seg., el ángulo  $\alpha$  será de 5 grados y en la parte posterior del bote el nivel del agua será de 25 cm. solamente; siendo la fuerza necesaria 72

cias notables del aire, etc., etc., podemos considerar esta velocidad como *prácticamente admisible*.

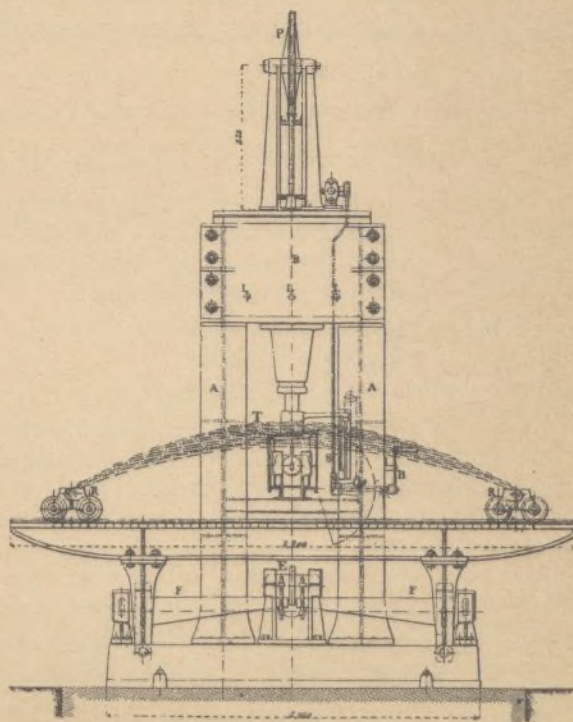
Naturalmente, ha de tener el bote ciertas condiciones, que estudiaremos en el próximo número de esta Revista.

S. LOPEZ TAPIAS, Ingeniero.

## Ferrocarriles

### Máquina para ensayar los resortes

Esta máquina, empleada en los talleres de los ferrocarriles del Estado en Engelsdorf (Alemania),



Nueva máquina para ensayar los resortes.

difiere de las conocidas en que la presión que obra sobre el resorte es producida por aire comprimido.

Se compone de dos montantes verticales A, A,



entre el cilindro B, á la parte superior del cual hállese adaptada una válvula de seguridad.

En este cilindro se mueve un pistón que se apoya sobre el resorte que se ensaya por medio de la cabeza T.

El aire comprimido es conducido por encima del pistón por un tubo de hierro y un grifo de tres vías gobernado por la palanca H.

El sistema del pistón y la sujeción se equilibran por un contrapeso fijo en el extremo de un hilo que pasa por la polea P. La parte superior del pistón está adaptada al otro extremo del hilo, y el contrapeso hace que se remonte el pistón cuando la presión del aire no obra ya en el cilindro.

El cilindro se halla provisto de pequeñas aberturas L, situadas en la parte inferior. Estas aberturas permiten que el aire entre bajo el pistón cuando asciende y le dejen escapar suavemente cuando baja. Su diámetro es reducido, de manera que el aire contenido bajo el pistón forme freno é impida un brusco descenso, en caso de rotura del resorte.

Los extremos de éste se desvían libremente sobre dos carros R.

La flexión del resorte aparece en una escala graduada S ante la cual se desvía un dedo solidario de la cabeza T.

La presión se lee en una báscula cuya graduación está situada atrás.

Las palancas EF de esta báscula dan una relación de 1 á 8; la palanca E, una relación de 1 á 10.

JOSÉ VALLS, Ingeniero.

## Problemas y Soluciones

OFICINA TÉCNICA

DE

EL MUNDO CIENTÍFICO - INVENTOS MODERNOS

11.—*César Padrós (Ciudad Real)*.—Para el voltaje que usted indica, la construcción de la dinamo tiene que reunir condiciones especiales que, según el dibujo que remitió, no reúne; de todos modos puede usted probarlo en la siguiente forma:

¿Profundidad de las ranuras del tambor?  $30 \text{ m/m}$

¿Diámetro del hilo en el inducido?  $1,2 \text{ m/m}$

¿Diámetro del hilo en los inductores?  $1,8 \text{ m/m}$

¿Número de revoluciones?—Este tendrá usted que obtenerlo por tanteo, pues se hace imposible fijar para él un número determinado. Hágalo usted oscilar entre 1200 y 2000 por minuto y con un voltímetro á la vista.

¿Qué longitud de hilo en los inductores?—Suponemos que los mismos son de sección circular, pues, por falta de la proyección vertical en su dibujo, no podemos precisarlo. En este caso la longitud es de:

Longitud media de una vuelta.  $15 \text{ cm.}$

Número de vueltas (horizontal).  $25 \text{ »}$

Número de vueltas (vertical).  $40 \text{ »}$

Longitud  $= 40 \times 25 \times 15 = 150$  metros en cada inductor.

Hacemos la observación de que el núcleo tiene poco diámetro.

Además, no estando calculada la máquina *toda* para un voltaje é intensidad determinados, el factor de rendimiento de la misma no creemos sea aceptable.

12.—*Salvador Prat (Palafrugell)*.—Las lámparas de arco, construidas para una intensidad y voltaje determinado, no pueden servir para otra intensidad cualquiera. Por lo tanto, su pregunta no puede contestarse en concreto, puesto que usted indica ya la intensidad á que debe funcionar. Bajo una intensidad determinada, el voltaje es también determinado y se sujeta á la construcción de la lámpara.

A su tercera pregunta, para la distancia de 13 metros le bastará con una lámpara de arco de 30 amperios.

Y, con respecto á la primera, deseamos saber si lo que usted quiere es la construcción de una dinamo shunt, pues no se comprende con claridad.

13.—*Alvaro Quiroga (Quiroga)*.—Esperamos contestación á nuestra carta fecha 11 corriente. Mándenos usted un dibujo para poder contestar á su pregunta relativa á esta sección.

14.—*Camilo Benabarre (Bilbao)*.—Se ha empeñado usted en la *corriente alterna de 1.000 períodos por segundo*, y no es posible contestarle porque no la conocemos.

15.—*Ramos (Valencia)*.—Agradecemos sus consejos.

16.—*M. A. Pedrera (Mérida, Yuc. México)*.—Estamos sin noticias de usted referente á su invento máquina de vapor.

17.—*Carlos Celan (Lisboa)*.—Para una máquina de vapor con émbolo de  $600 \text{ m/m}$  de diámetro y velocidad de  $2,1 \text{ m/seg.}$ , deseo saber el cálculo de la caja de distribución, sistema de canales.

Caja de distribución «Trick», de canales:

Grado de lleno de la misma:  $h = 0,65$

Longitud de las canales,  $b = 0,760 + 2 = 44 \text{ cm.}$

Velocidad del vapor á la salida:  $V = 30 \text{ m/seg.}$

Dimensiones:  $a = 45$ ;  $a_1 = 2c = 0,8a = 36 \text{ m/m}$ :

$i = 0,2 - 45 = 9 \text{ m/m}$

$r = 45 + 9 = 54 \text{ m/m}$

$e = 0,52 - 54 = 28 \text{ m/m}$

Las demás dimensiones se obtienen de los diagramas que puede usted adquirir en nuestra oficina.

Nuestra OFICINA TÉCNICA se encarga tanto del estudio de proyectos como de la realización de los mismos, construcción de planos, venta de ellos, etc., etc., es decir, de todo lo concerniente á asuntos industriales y técnicos de cualquier género. Trata con absoluta reserva cuantos asuntos referentes á inventos etc. se nos dirijan, siempre y cuando la correspondencia con referencia á ello vaya dirigida á nombre de nuestro director en carta certificada y anunciando en el sobre «Reservado».

Procura al mismo tiempo poner en contacto socios capitalistas con inventores, para la explotación de un invento sobre el cual nuestra OFICINA haya facilitado buen dictamen, ó sea patrocinado por ella.

Garantiza sus trabajos siempre y cuando sean privados ó de comunicación directa y en condiciones diferentes según los casos.

NOTA.—Se suplica que, en la correspondencia para la OFICINA, se haga notar en el sobre de la carta, á fin de evitar confusiones y extravíos.

FELIU Y SUSANNA — EDITORES — BARCELONA

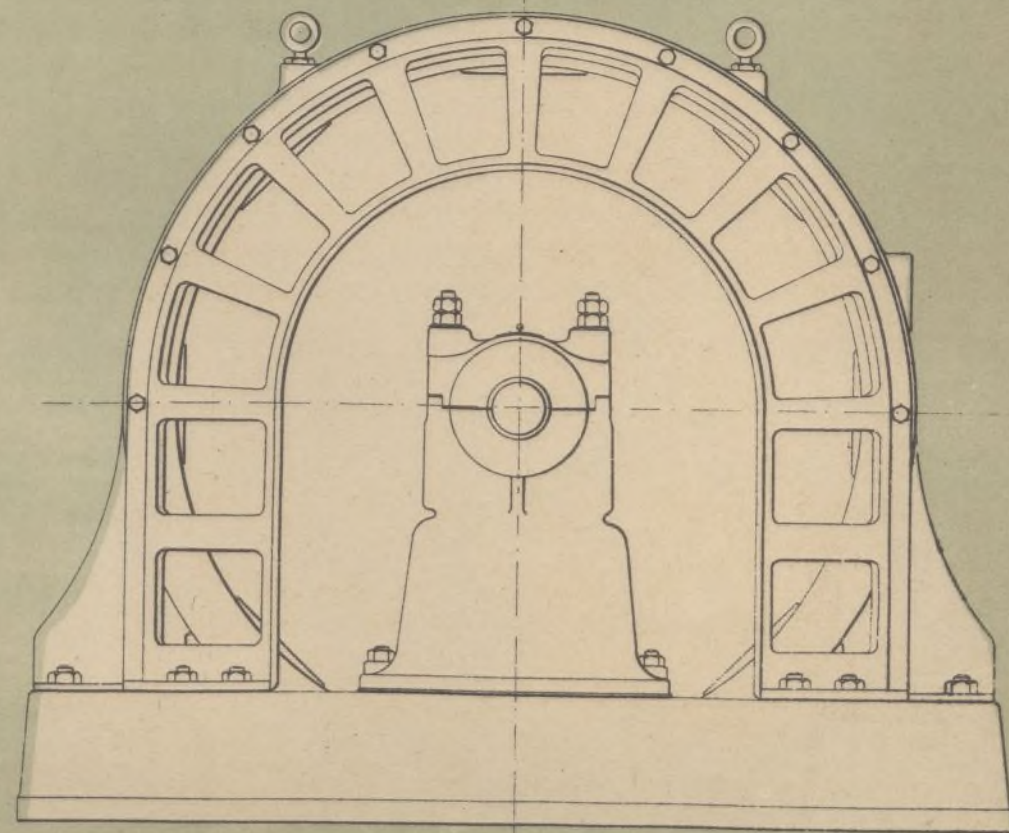
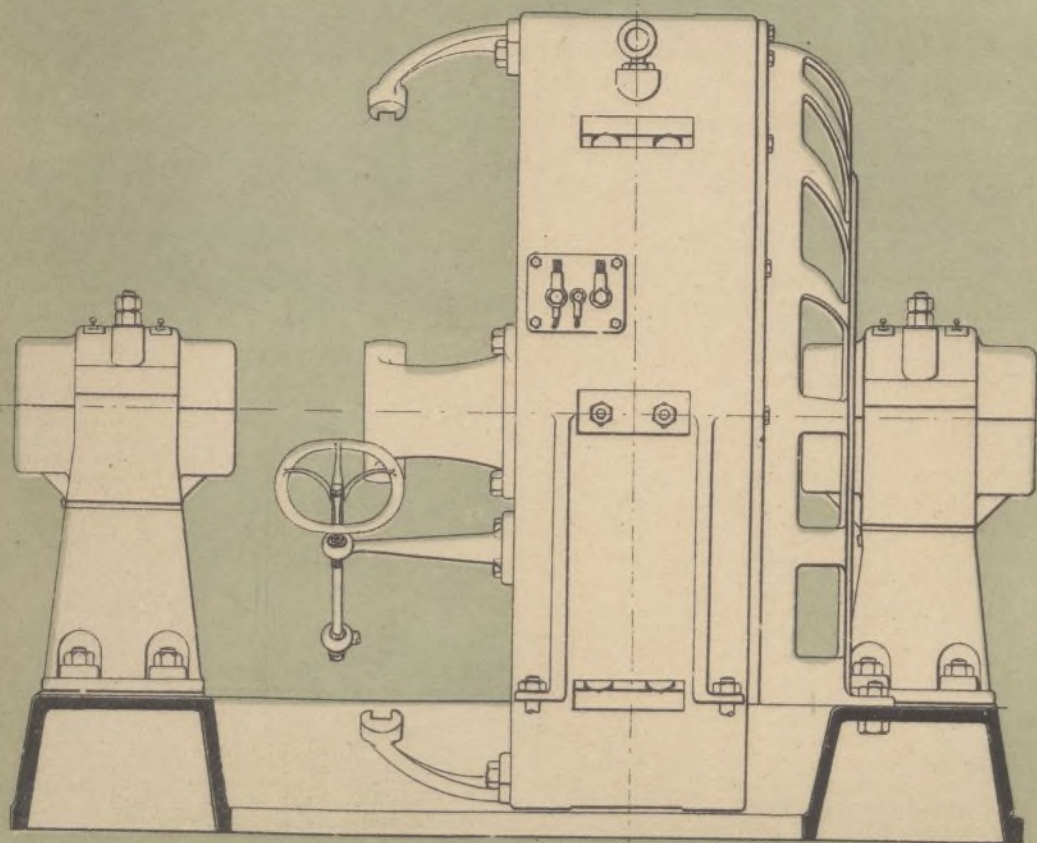
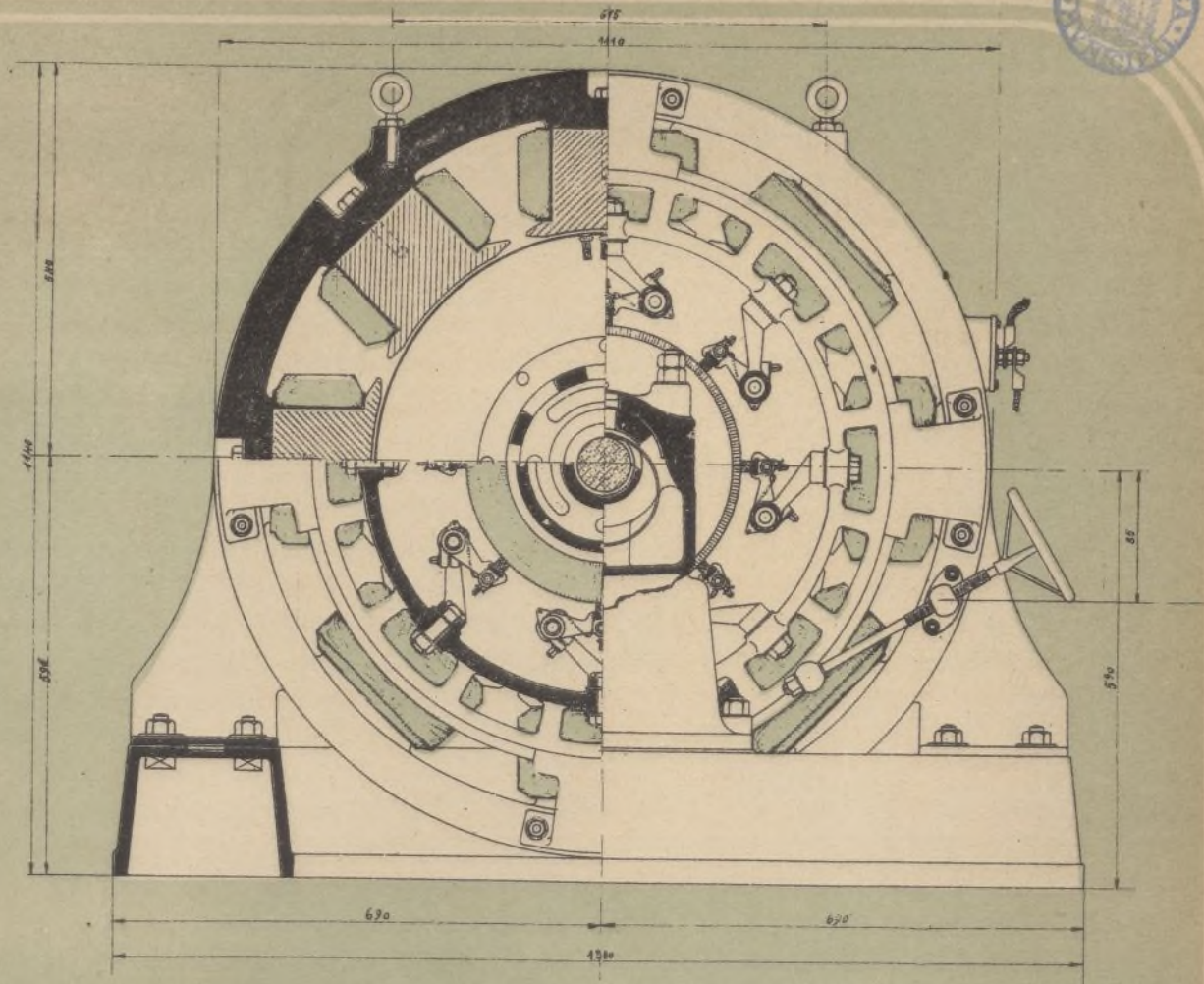
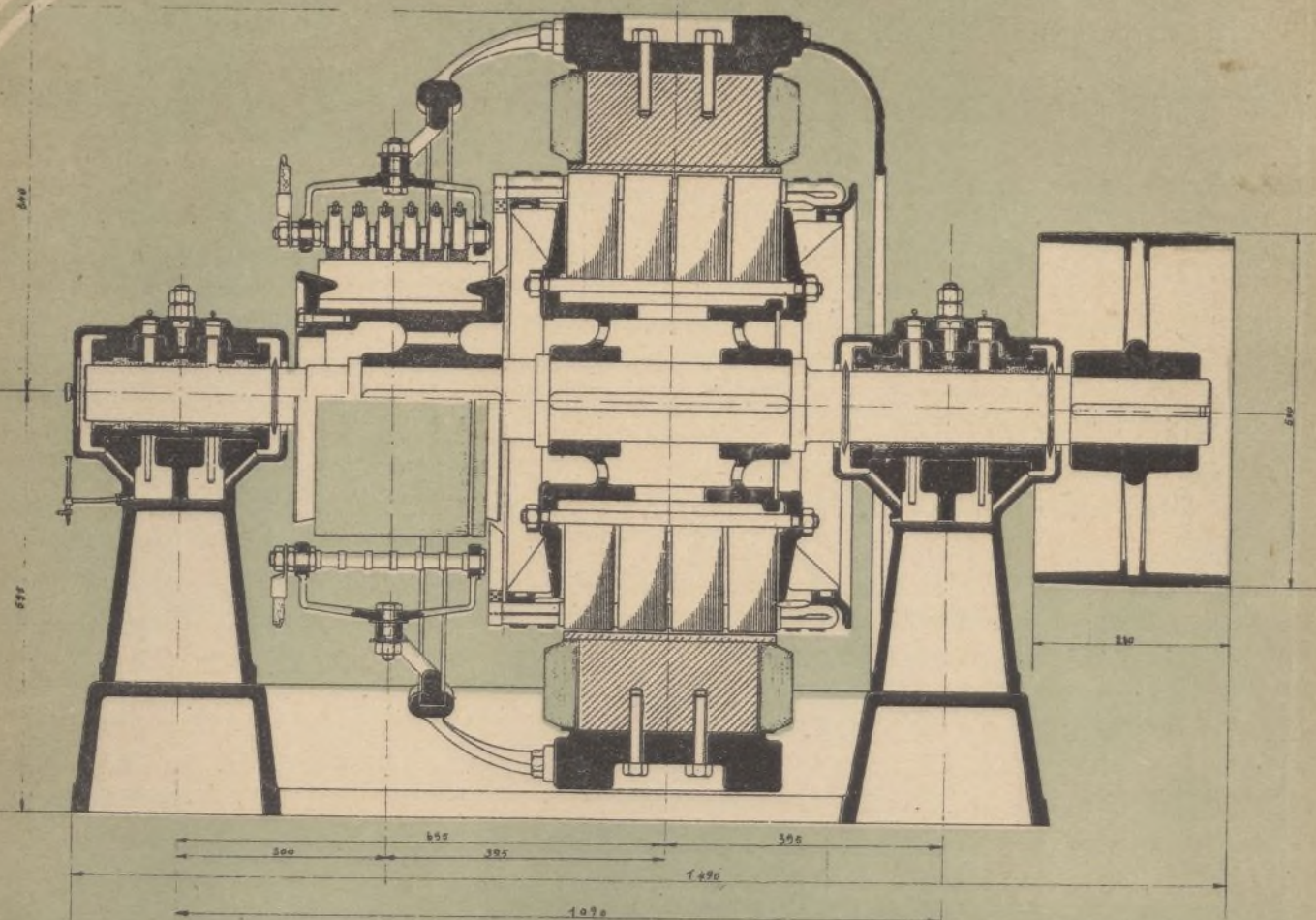
Talleres tipográficos de EL MUNDO CIENTÍFICO - INVENTOS MODERNOS.



ne  
la  
c-  
ea  
  
a-  
y  
ra  
a  
d  
o  
n  
a  
  
3  
e  
  
r  
a  
.  
s  
.  
i



120 KILOVATIOS — 225 VOLTIOS — 600 REVOLUCIONES



*S. Lopez Tapias,*  
*Ingeniero E y M.*

Vista posterior del mismo.

# Ayuntamiento de Madrid







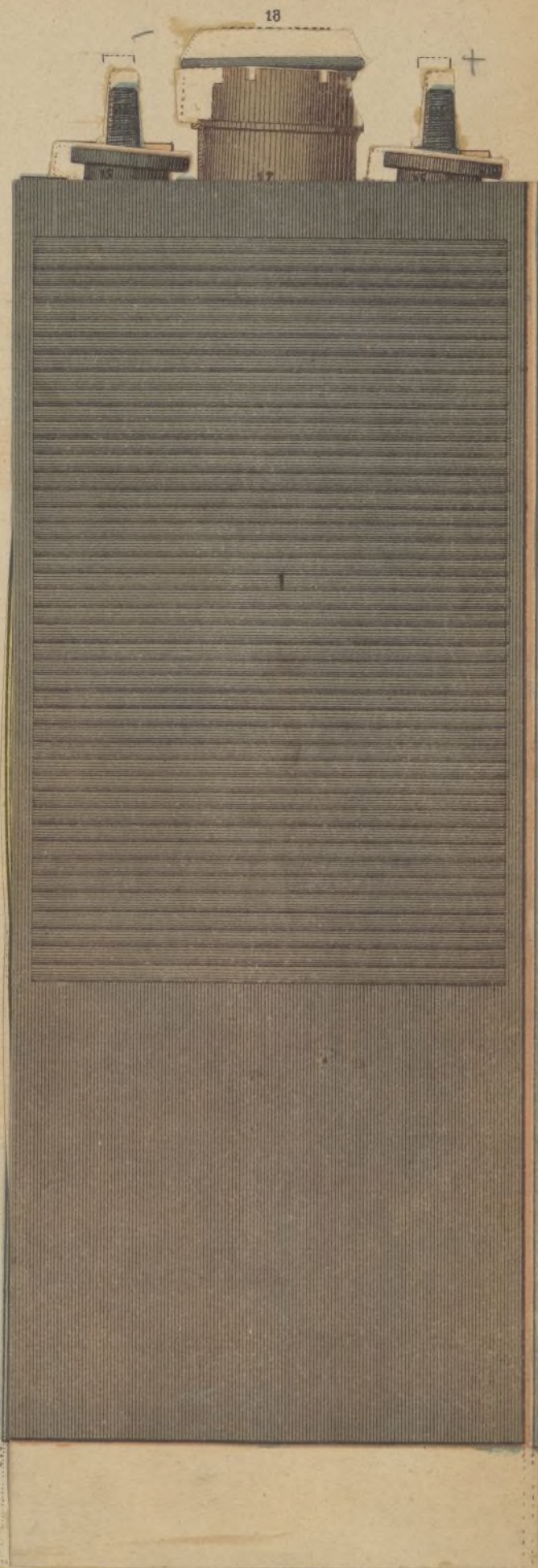
# ACUMULADOR EDISON/EDISON



- 1.—Cubierta (parte anterior).
- 2.—Placas aisladoras de ebonita.
- 3.—Receptáculos negativos.
- 4.—Rejilla de níquel en las placas negativas.
- 5.—Varillas aisladoras (ebonita).
- 6.—Tubos perforados.
- 7.—Armazón de las placas positivas.
- 8.—Armazón de las placas negativas.
- 9.—Armazón aislador lateral.
- 10.—Cubierta (parte posterior).
- 11.—Pívote de unión.
- 12.—Cabeza del mismo.
- 13.—Bornes.
- 14.—Bornes.
- 15.—Anillo aislador.
- 16.—Rosca porta-bornes.
- 17.—Orificio para la entrada del líquido y porta-válvulas.
- 18.—Tapa y porta-válvulas.
- 19.—Válvula de ebonita.



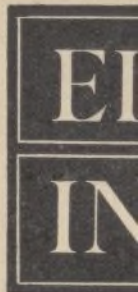
ES PROPIEDAD



J. Costa (Grabó).

S. Lopez Tapias, Ingeniero E. y M.





## Construc

Para la c  
el fin de dar  
trabajo que  
tico íntima  
ilustra la si

*Ejemplo.*  
máquina co  
válvulas co  
céntrica.

Diámet  
Sección  
Recorri  
Número  
Presión

*Cálculo.*-

Velocidad d

V =

Sección de l

De donde  
Diámetr

Recorrid

*Lleno en*

El *grado*  
apuntamos  
mos tomarlo  
de las comp  
quieran. Ap

El recorri

$h_m$

(1) Véase el r