

## ELEVACION NEUMATICA DEL AGUA

---

(CONCLUSION)

### TERCERA PARTE

#### *Compresores de aire*

La extracción o elevación de agua empleando aire, requiere como se ha visto, que éste sea introducido, a una presión superior a la atmosférica, es decir, comprimido; de modo que el conocimiento de la máquina apta para este objeto, sobre todo bajo el punto de vista termotécnico, es indispensable, a los efectos de su acertada elección y racional funcionamiento, de una instalación elevadora.

Como es sabido, las máquinas compresoras más comunes y de las que exclusivamente trataremos en este capítulo, son de movimiento alternativo de un pistón dentro de un cilindro, refrigerado exteriormente por una corriente de agua de circulación a fin de aumentar su rendimiento mecánico.

El funcionamiento de estos compresores es fácil comprenderlo; pues es similar al de las bombas aspirantes-impelentes; en efecto: supongamos (fig. 13) un cilindro C provisto en su tapa, de dos válvulas I y E, la válvula I se abre hacia adentro y la E hacia afuera, y un pistón P animado en su interior de un movimiento alternativo provocado por un sistema biela-manivela. En estas condiciones, la máquina esquemática propuesta, funciona como sigue: (a) Supuesto el pistón P en su posición inicial límite de carrera pp, y al desplazarse según F, se produce dentro del cilindro una depresión abriéndose como consecuencia la válvula I por la acción

de la presión atmosférica que es preponderante, e introduciéndose el aire del exterior, hasta que el pistón llega al límite  $p_1 p_1$  de su carrera de retroceso o aspiración.

(b) Lleno el cilindro de aire atmosférico y cerrada la válvula I por la acción de su resorte al volver el pistón según F', a su posición de partida pp, es claro, que comprimirá el aire hasta llegar a una presión capaz de vencer la resistencia de la válvula E y la que reina dentro de la cámara R que es la que generalmente caracteriza el límite de compresión.

Vuelto el pistón a su posición inicial pp para lo cual ha sido menester que el botón de la manivela, que acciona la biela del pistón haya efectuado una vuelta, se queda en condiciones de realizar el mismo trabajo anterior.

#### DIAGRAMA TEORICO DE TRÁBAJO —

(a) *Compresión simple* — Como se ha visto, la máquina esquemática de la fig. 13, durante la carrera de pp a  $p_1 p_1$  según F, aspira un volumen de aire atmosférico, y si ahora representamos por un diagrama de Clapeyron los volúmenes y presión del aire dentro del cilindro para cada posición del pistón, podremos obtener un diagrama teórico de funcionamiento, cuya superficie nos representará el trabajo necesario de compresión.

Para obtener este diagrama, prolonguemos las líneas pp y  $p_1 p_1$  que son paralelas, hasta cortar la xx que nos representa el origen de las presiones absolutas, y en esta forma obtendremos los ejes coordenados o y, o x.

Si sobre el eje o x de abscisas llevamos los volúmenes y sobre el o y de ordenadas las presiones, el segmento oD nos representará todo el volumen  $V_a$  de aire aspirado por el pistón en una carrera y la presión de aspiración estará dada por  $OF = Pa$ . Si desde el punto C que corresponde a la posición  $p_1 p_1$  del pistón comprimimos el aire a "temperatura constante" es decir, isotérmicamente, la presión crecerá progresivamente según la curva CB cuya ecuación como sabemos, es:

$$P V = \text{Constante (ley de Mariotte)}$$

En esta forma la presión aumentará hasta un cierto punto,



igual  
sten-

luto,  
aire  
cá-  
do a

du-  
ción  
tem-  
r de  
n de

obe-  
tiva  
btér-

efec-  
era  
si la  
a la  
pue-

dad:

y T

atmosférica que es preponderante, e introduciéndose inferior, hasta que el pistón llega al límite  $p_1 p_1$  de su ceso o aspiración.

o el cilindro de aire atmosférico y cerrada la válvula de su resorte al volver el pistón según  $F'$ , a partir de  $pp$ , es claro, que comprimirá el aire hasta presión capaz de vencer la resistencia de la válvula  $E$  dentro de la cámara  $R$  que es la que generalmente es el límite de compresión.

El pistón a su posición inicial  $pp$  para lo cual ha sido el botón de la manivela, que acciona la biela del pistón, al dar una vuelta, se queda en condiciones de realizar el ciclo anterior.

#### CICLO DE TRÁBAJO —

*Compresión simple* — Como se ha visto, la máquina es representada en la fig. 13, durante la carrera de  $pp$  a  $p_1 p_1$  según  $F'$ , el volumen de aire atmosférico, y si ahora representamos por el método de Clapeyron los volúmenes y presión del aire dentro del cilindro en cada posición del pistón, podremos obtener un diagrama de funcionamiento, cuya superficie nos representará el ciclo de compresión.

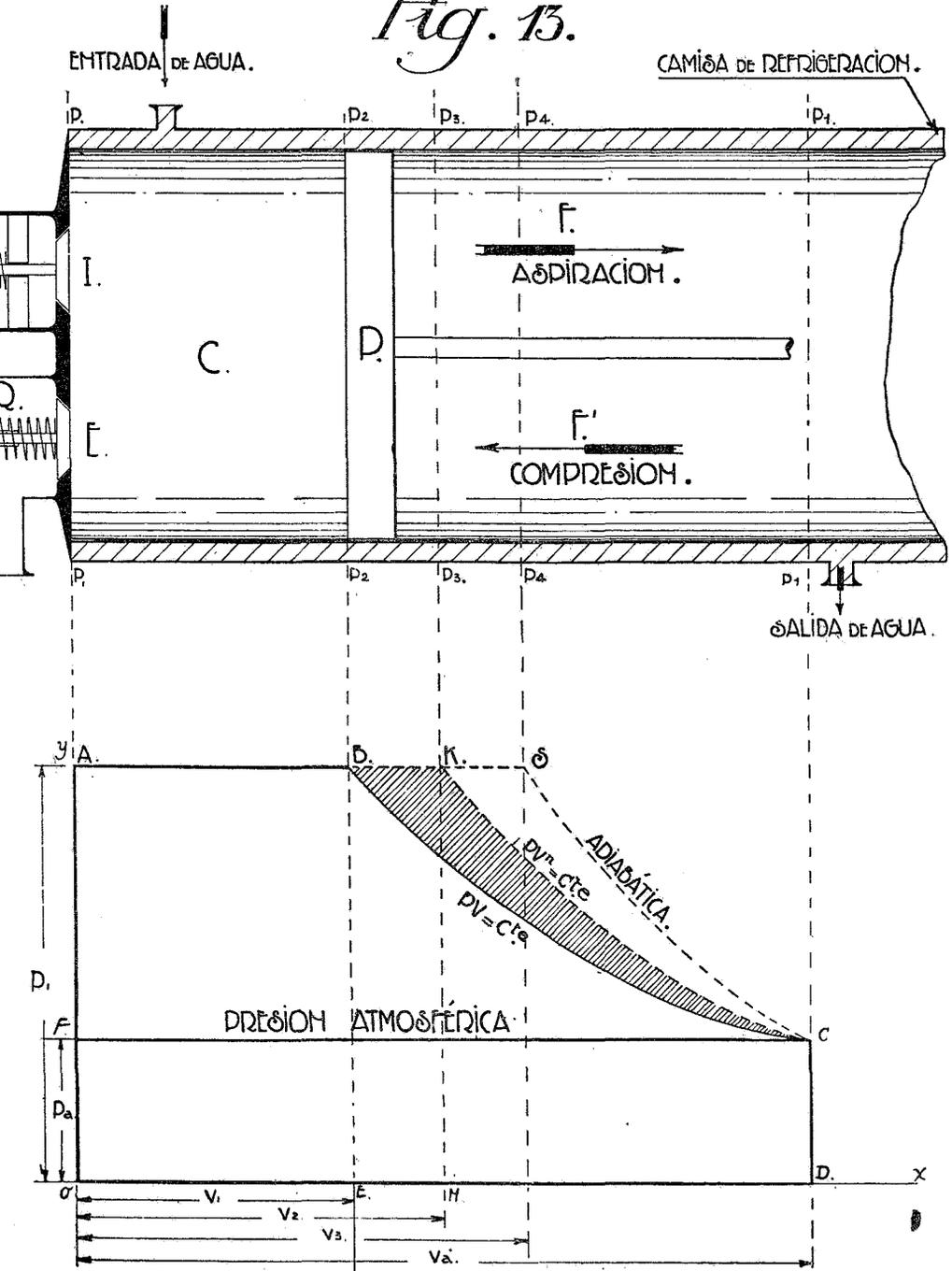
Para obtener este diagrama, prolonguemos las líneas  $pp$  y  $p_1 p_1$  paralelas, hasta cortar la  $xx$  que nos representa el origen de las presiones absolutas, y en esta forma obtendremos los ejes  $o'p$ , o  $x$ .

En el eje  $o x$  de abscisas llevamos los volúmenes y sobre el eje  $o'p$  de ordenadas las presiones, el segmento  $oD$  nos representará el volumen  $V_a$  de aire aspirado por el pistón en una carrera de aspiración estará dada por  $OF = Pa$ . Si desde el punto  $F$  correspondiente a la posición  $p_1 p_1$  del pistón comprimimos el aire a temperatura constante" es decir, isotérmicamente, la presión aumentará progresivamente según la curva  $CB$  cuya ecuación es:

$$P V = \text{Constante (ley de Mariotte)}$$

En esta forma la presión aumentará hasta un cierto punto,

Fig. 13.



de la pre  
el aire d  
carrera d  
(b  
vula I p  
su posici  
llegar a  
y la que  
caracteri

VI  
menester  
tón haya  
el mismo

DIAGRAM

(a  
quemático  
aspira u  
un diag  
del cilin  
grama t  
el traba

P  
que son  
de las  
coorden

S  
el o y d  
todo el  
y la pr  
punto C  
el aire a  
sión cre  
me sab

I

tal como el B que corresponde a la posición  $p_2 p_2$  del pistón e igual a la presión que reina en la cámara R más la debida a la resistencia a la abertura de la válvula E.

Alcanzada así esta presión, su magnitud en valor absoluto, estará representado por  $P_1$  en el diagrama, y el volumen de aire correspondiente por  $V_1$ ; siendo este volumen el que pasa a la cámara R, a la presión constante  $P_1$  mientras el pistón ha llegado a la posición límite inicial  $pp$ .

En el diagrama teórico analizado, se ha supuesto que durante la fase de compresión CB, se efectuaba esta transformación a temperatura constante, es decir que el aire no cambiaba de temperatura; hipótesis que en la práctica no se verifica, a pesar de la refrigeración que se suministra al cilindro por la circulación de agua que se efectúa generalmente como indica la fig. 13.

La curva de compresión que prácticamente se realiza obedece a una transformación politrópica, cuya curva representativa CK (fig. 13) queda comprendida entre una adiabática y una isotérmica, respondiendo la ecuación de la misma a la ley:

$$P V^n = C t_0.$$

*Temperatura del aire al final de la compresión y sus efectos* — Hemos visto que la curva representativa de compresión era intermedia entre una adiabática y una isotérmica; ahora bien, si la compresión fuera adiabática, la transformación respondería a la ley de Laplace, que en el caso de tratarse de gases perfectos se puede escribir:

$$P V^\gamma = C t_0 \text{ (siendo } \gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1,41)$$

ecuación que aplicada al diagrama teórico de la fig. 13 dá:

$$P_a V_a^\gamma = P_1 V_3^\gamma$$

o tambien:

$$P_a V_a V_a^{\gamma-1} = P_1 V_3 V_3^{\gamma-1}$$

y combinando con esta última igualdad, la ecuación de elasticidad:

$$P V = R T \quad (23)$$

en la que R es una constante, que para el aire es igual a 29.3 y T la temperatura absoluta se puede escribir:

$$R T_a V_a^{\gamma-1} = R T_s V_s^{\gamma-1} \quad (24)$$

de la que se obtienen:

$$\frac{T_s}{T_a} = \left( \frac{V_a}{V_s} \right)^{\gamma-1} \quad (25)$$

$$\frac{T_s}{T_a} = \left( \frac{P_i}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (26)$$

fórmulas en las cuales significan:

$T_s$  — la temperatura absoluta del aire en el punto S del diagrama

$T_a$  — la temperatura absoluta del aire aspirado, en el punto C del diagrama.

Si en lugar de una compresión adiabática se considera una compresión real, la fórmula 25 puede escribirse como sigue:

$$\frac{T_k}{T_a} = \left[ \frac{P_i}{P_a} \right]^{\frac{n-1}{n}} \quad (27)$$

en la que se ha sustituido  $\gamma$  por  $n$  y  $T_s$  por  $T_k$ , significando esta la temperatura absoluta del aire en el punto figurativo K del diagrama teórico.

Aplicando también la ecuación de elasticidad en los puntos figurativos C y K del diagrama teórico se puede escribir:

$$V_a P_a = R T_a$$

$$V_2 P_i = R T_k$$

de donde:

$$\frac{V_a}{V_2} = \frac{P_i}{P_a} \frac{T_a}{T_k} \quad (28)$$

Si la compresión durante la face CK se hubiera efectuado a temperatura constante respondiendo a la ley de Mariotte, la curva representativa sería la CB y su ecuación la siguiente:

$$P_a V_a = P_i V_1$$

de donde:

$$V_1 = \frac{P_a}{P_i} V_a \quad (29)$$

Comparando ahora este volumen  $V_1$  con el  $V_2$  dado por la ecuación 28 resulta:

$$\frac{P_a}{P_i} V_a < V_a \frac{P_a}{P_i} \frac{T_k}{T_a}$$

puesto que  $\frac{T_k}{T_a} > 1$

Este resultado significa bajo el punto de vista del rendimiento mecánico de compresión, que debido al aumento de la temperatura durante la compresión, el volumen a expulsarse a la cámara R a presión constante es mayor, resultando como consecuencia aumentado en la cantidad que representa la superficie BCK el trabajo mecánico, en detrimento del rendimiento, de modo que para comprimir el aire en condiciones económicas, “conviene la compresión isotérmica, la que aproximadamente podrá obtenerse, quitándole al aire el calor de compresión a medida que se produce”.

(b) *Compresión escalonada o Compound* — Resultando ventajoso comprimir el aire isotérmicamente, y considerando que este adquiere mayor temperatura a medida que la relación entre la presión límite de compresión  $P_1$  y la inicial  $P_a$  aumenta, conforme a las leyes dadas por las fórmulas 26 y 27, será menester una refrigeración más enérgica a fin de obtener el aire a la temperatura inicial una vez comprimido; lo que prácticamente es imposible de conseguir, debido a la influencia térmica de las paredes y pistón de las máquinas.

Por otra parte, como más adelante veremos, la compresión máxima que puede obtenerse con un solo cilindro queda limitada en todos los casos por el ESPACIO NOCIVO, que caracteriza cada máquina.

Es por estos motivos, que generalmente cuando el límite de compresión es superior a 7 kilogramos por centímetro cuadrado, la compresión se efectúa escalonada, de la manera siguiente:

Consideremos la máquina teórica de la figura 14, en cuyo diagrama teórico FD es la curva de compresión politrópica y FB la isotérmica. Si el aire en el cilindro BP de baja presión se comprime hasta alcanzar la presión  $P_2$  y así se introduce al refrigerador R que es un depósito atravesado de tubos por los que circula agua, el aire podrá enfriarse hasta alcanzar la temperatura que tenía al introducirse por A a la máquina, contrayéndose su volumen la cantidad HE y en estas condiciones el “punto figurativo” en el diagrama que dá su estado será el H.

El aire así enfriado, y en este estado, es aspirado por B en el cilindro de alta presión AP que al comprimirlo nuevamente sigue la curva HC de la misma categoría aproximadamente que la FD.

Si analizamos el diagrama teórico resultante, después de este

proceso, observaremos: que con relación al diagrama teórico OGFDA que realizaría un compresor monocilíndrico de simple compresión, el trabajo se reduce de la cantidad HEDC cuando se efectúa la

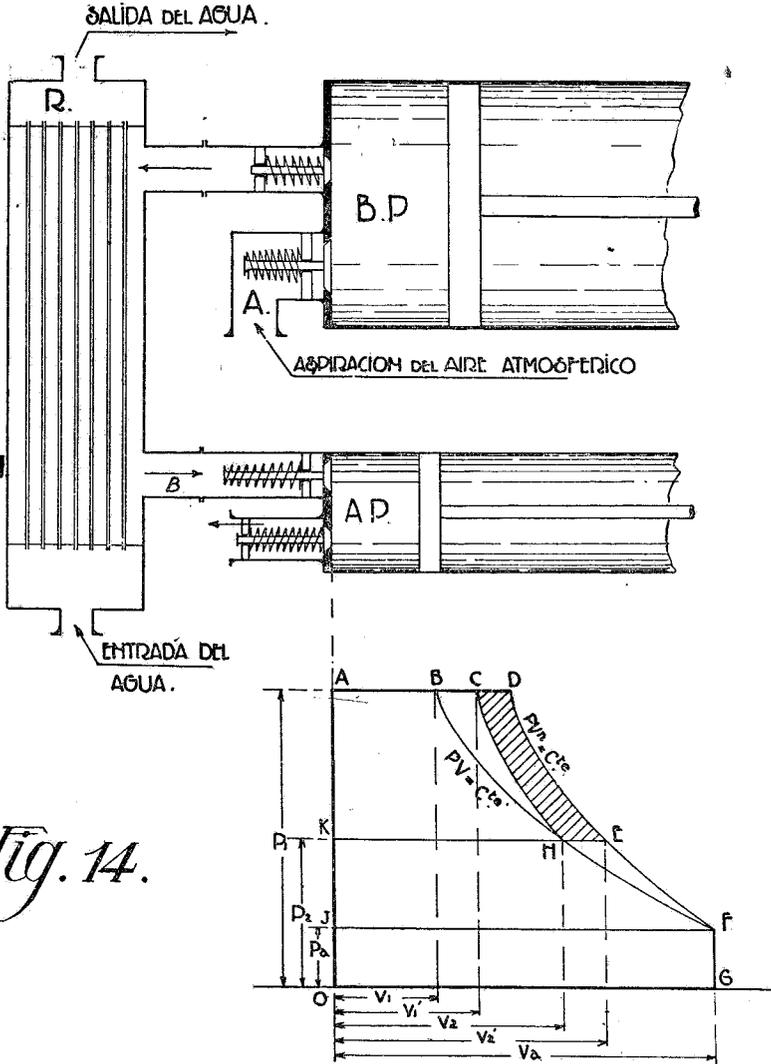


Fig. 14.

misma compresión en dos etapas o sea mediante dos cilindros o compresores.

Resumiendo, las fases u operaciones en la compresión escalo-

nada o compound y las condiciones de funcionamiento son como sigue:

(a) el volumen de aire aspirado por el cilindro BP se reduce de  $OG = V_a$  a  $KE = V'_2$  y la presión se eleva de  $P_a$  a la  $P_2$ .

(b) el aire pasando por el refrigerador R se enfría y como consecuencia se contrae hasta alcanzar el volumen  $V_2$  quedando constante la presión  $P_2$ .

(c) el volumen del cilindro de alta presión AP. debe ser igual al volumen representado por  $KH = V'_2$ .

(d) el volumen del aire, una vez comprimido por AP hasta alcanzar la presión  $P_1$  es  $AC = V'_1$ . Volumen que una vez introducido en el depósito que se alimenta, se enfría y se reduce a  $AB = V_1$ .

*Valuación del trabajo teórico de compresión.* (fig. 13) — Las superficies ABCDO — AKCDO y ASCDO representan como sabemos el trabajo de compresión absoluto, necesario para comprimir un volumen  $V_a$  de aire, según sea isotérmica o politrópica, la temperatura que dá lugar al pasaje del aire de presión inicial  $P_a$  a la final  $P_1$ .

En el caso que la compresión siga la curva CK obedeciendo a la ley  $PV^n = Cte$ , que es la que realmente se obtiene, y se comprueba con los diagramas indicados obtenidos en las máquinas reales, el trabajo teórico, según el diagrama de la figura 13, estará compuesto de las partes siguientes:

1° Superficie OFCD que nos representa un trabajo positivo y que corresponde a la face de aspiración.

2° Superficie NKCD que nos representa durante la face de compresión un trabajo negativo.

3° Superficie AKNO que nos representa un trabajo negativo durante la expulsión del aire, ya comprimido a la cámara R.

La suma algebraica de estas tres superficies nos dará a conocer el trabajo teórico real; que efectuando resulta:

$$T_R = NKCD + AKNO - OFCD$$

La valuación de cada uno de estos términos nos permitirá encontrar la expresión matemática del trabajo; para lo cual procederemos como sigue:

(a) Valuación de la superficie NKCD — El trabajo de compresión si consideramos en esta face, un elemento  $dV$  de volumen puede expresarse por:

$$t_c = \int_{V_2}^{V_a} P \, dV$$

La relación  $PV^n = Ct_c = P_1 V_2^n$  nos permite expresar  $P$  en función de las otras cantidades:

$$P = P_1 \left( \frac{V_2}{V} \right)^n$$

de manera que podemos escribir:

$$t_c = P_1 V_2^n \int_{V_2}^{V_a} V^{-n} \, dV$$

si efectuamos la integración y transformamos se obtiene:

$$t_c = \frac{P_1 V_2}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{V_2}{V_a} \right)^{n-1} \right] \quad (30)$$

o también:

$$t_c = \frac{P_1 V_2}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_a}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (31)$$

(b) Valuación de la superficie AKNO — Esta superficie representa un trabajo isobárico, es decir, a presión constante, de modo que su valor tendrá por expresión:

$$t_c = P_1 V_2$$

(c) Valuación de la superficie OFCD — Como la anterior se trata de un trabajo isobárico y su valor puede expresarse como sigue:

$$t_a = P_a V_a$$

Valuadas en esta forma las tres superficies, la expresión matemática del trabajo será:

$$T_R = \frac{P_1 V_2}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_a}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + P_1 V_2 - P_a V_a \quad (32)$$

de la que se obtiene reemplazando y transformando convenientemente:

$$T_R = P_a V_a \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{P_1}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (33)$$

fórmula en la cual haciendo  $V_a = 1$  se obtiene el trabajo de compresión en kilográmetros por cada metro cúbico de aire aspirado por la máquina teórica.

Si se tratara de una compresión isotérmica, representada en el diagrama por la curva CB, la superficie total representativa del trabajo sería:

$$ABCF = OABE + EBCD - OFCD$$

Como en el caso anterior la valuación de estos tres términos nos dará la expresión matemática del trabajo, expresión que se consigue, siguiendo igual proceso que el adoptado para establecer la fórmula 11; de manera entonces que conservando las anotaciones del diagrama teórico de trabajo se puede escribir:

$$T_i = P_r V_r + P_r V_r L_n \frac{P_r}{P_a} - P_a V_a$$

y siendo en nuestro caso:

$$P_r V_r = P_a V_a$$

resulta finalmente:

$$T_i = P_a V_a L_n \frac{P_r}{P_a} \quad (34)$$

*Temperatura máxima de compresión — Valuación del exponente (n)* — Hemos visto que la compresión no es isotérmica, ni tampoco resulta adiabática, debido a la refrigeración, influencia térmica del cilindro, órganos y estado higrométrico del aire aspirado, y hemos aceptado de acuerdo a los resultados de la experiencia, que la curva de compresión debe estar comprendida entre la adiabática y la isotérmica.

De esto, se desprende, que aún queda como problema complementario, para poder determinar el trabajo, el conocimiento de la temperatura del aire al límite de la compresión y la determinación o valuación del exponente  $n$  que caracteriza la ley de compresión.

La valuación de la temperatura del aire que hemos denominado por  $T_k$  al final de la compresión, en la práctica se hace de conformidad a la hipótesis siguiente:

“en los compresores refrigerados por camisa de agua, (de los que exclusivamente nos ocupamos), puede apreciarse el valor de  $T_k$

como promedio de las temperaturas producidas por la compresión adiabática e isotérmica”.

Si por ejemplo, al final de la compresión adiabática, punto S del diagrama, la temperatura es  $T_s$  y al final de la compresión isotérmica, punto B del diagrama, la temperatura es  $T_B$  igual a la  $T_a$  del punto C del diagrama; se puede establecer:

$$T_K = \frac{T_s + T_a}{2} \quad (M)$$

Calculada como se indica la temperatura de compresión, el valor del exponente se podrá también conocer, en efecto, de conformidad a las notaciones de la figura 13, se puede escribir:

$$P_1 V_2^n = P_a V_a^n \left\} \frac{P_1}{P_a} = \left( \frac{V_a}{V_2} \right)^n$$

$$\left. \begin{array}{l} P_1 V_2 = R T_k \\ P_a V_a = R T_a \end{array} \right\} \frac{V_a}{V_2} = \frac{P_1}{P_a} \frac{T_k}{T_a}$$

designando a:

$$\frac{P_1}{P_a} = \Delta_c, \quad \frac{T_k}{T_a} = \Theta$$

y combinando las dos ecuaciones se tiene:

$$\Delta_c = \left[ \frac{\Delta_c}{\Theta} \right]^n$$

de donde:

$$n = \frac{\log \Delta_c}{\log \Delta_c - \log \Theta} \quad (35)$$

Valor que debemos introducir en la fórmula 33 para el cálculo del trabajo de compresión.

*Potencia teórica de compresión.* — Generalmente la capacidad de un compresor se especifica teniendo en cuenta el volumen de aire que es capaz aspirar teóricamente por minuto, o en otros términos, el volumen que engendra el pistón por minuto. Si este volumen se representa por  $V_a$  en el diagrama teórico de la fig. 13, resultará como consecuencia, que la superficie de dicho diagrama representará el “trabajo de compresión teórica en un minuto”, de modo que la potencia teórica de compresión en unidades de 75 Kgmts. seg. o sea en caballos de fuerza tendrá por expresiones:

(a) para compresión politrópica.

$$P_t = \frac{P_a V_a \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{P_t}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{60 \times 75} \quad (36)$$

(b) para compresión isotérmica

$$P_t = \frac{P_a V_a L_n \frac{P_t}{P_a}}{60 \times 75} \quad (37)$$

*Aplicación* — Determinar la potencia teórica que se requiere para comprimir un metro cúbico de aire por minuto, que aspirado a 20° C. a la presión atmosférica, debe comprimirse hasta la presión manométrica de 7 kilos por centímetro cuadrado.

Datos:

$$V_a = 1 \text{ m}^3 \quad P_a = 1 \text{ Kg. cm}^2 \quad P_t = 7 + 1 = 8 \text{ Kg. cm}^2$$

$$T = (20 + 273) = 293^\circ \text{ absolutos.}$$

I — Caso de compresión politrópica. En este caso para utilizar la fórmula 36 correspondiente, debemos previamente conocer  $n$ ; para lo cual se debe determinar la temperatura absoluta  $T_s$  que adquiriría el aire, si se comprimiese adiabáticamente; temperatura que una vez calculada empleando la fórmula 26 nos permitirá conocer la temperatura  $T_K$  empleando la fórmula (M) y  $n$  con la 35.

$$\text{form. 26} - T_s = 293 \left( \frac{8}{1} \right)^{\frac{1.41-1}{1.41}} = 535,3^\circ$$

$$\text{form. (M)} - T_K = \frac{535,3 + 293}{2} = 414^\circ 1 \text{ abs.}$$

$$\text{form. 35} - n = \frac{\log 8}{\log 8 \times \frac{293}{414}} = 1,2$$

$$\text{form. 36} - P_t = \frac{10000 \times 1 \frac{1.2}{1.2-1} \left[ \left( \frac{8}{1} \right)^{\frac{1.2-1}{1.2}} \times 1 \right]}{60 \times 75} = 5.46$$

II — Caso de compresión isotérmica.

$$\text{form. 37} P_t = \frac{10000 \times 1 \times L_n \left( \frac{8}{1} \right)}{60 \times 75} = 4,62$$

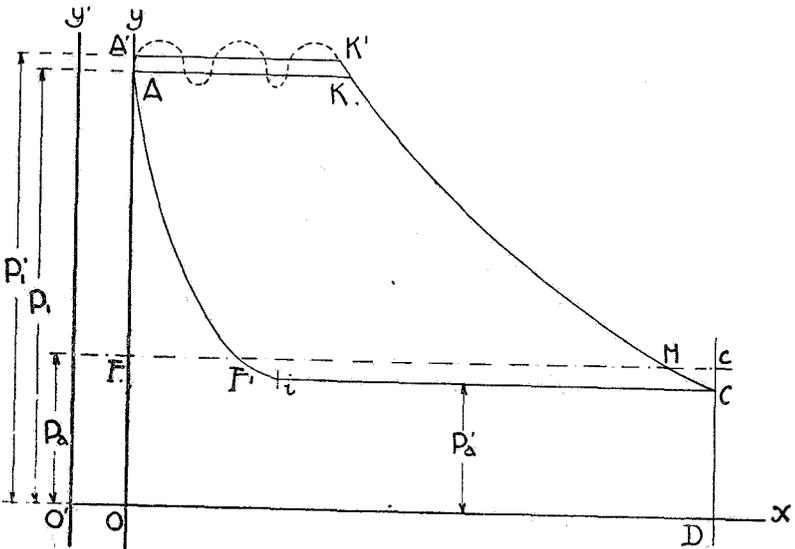
De la comparación de estos resultados puede notarse, que se

se necesita alrededor de 18 0/0 más potencia para comprimir el aire en el primer caso, que cuando se efectúa isotérmicamente la compresión.

*Espacio nocivo — Diagrama real de los compresores simples.*

— Al analizar el funcionamiento de un compresor simple o compound, hemos supuesto que el pistón, (fig. 13) estando la biela en punto muerto, tocaba la tapa pp del cilindro; lo cual en la máquina real, no puede suceder, porque es menester dejar un cierto espacio libre a fin de que los efectos de dilatación del mecanismo biela manivela, juego de cojinete, pernos y deformaciones elásticas provocadas por el trabajo o la inercia del sistema, no provoquen choques y la rotura de la máquina como consecuencia; además, debe tenerse

*Fig. 15.*



presente, que las válvulas también dejan algún espacio libre debajo de ellas, espacio que es imposible evitar por exacto que sea el ajuste de estos órganos.

Estos volúmenes son perjudiciales para el rendimiento volumétrico de la máquina, denominándoseles por tal motivo ESPACIOS NOCIVOS, y a fin de tener en cuenta su influencia en un compresor, es necesario estudiar las modificaciones que teóricamente debe experimentar un diagrama teórico.

Si denominamos,  $V'$  al volumen del espacio nocivo, para apreciar su influencia en el diagrama teórico, debemos desplazar el eje Oy fig. 15 según Oy' de manera que resulte:

$$O O' = V'$$

En esta forma, los diferentes períodos y fases de la compresión se efectuarán como sigue:

(a) Aspiración — Al iniciarse ésta, el espacio nocivo está lleno de fluido a una presión  $P_1' > P_1$  pero generalmente poco diferentes. Cuando el pistón se desplaza, el fluido se distiende según la curva A'F' bajando la presión hasta la  $P_a' < P_a$  de una cantidad suficiente para abrir la válvula de aspiración, de modo que ésta, en realidad empieza en un punto tal como el (i) terminando en C'. Por otra parte, estando las paredes del compresor a una temperatura superior que la del aire aspirado, éste se calienta, adquiriendo una temperatura  $T_a' > T_a$ ; resultando en consecuencia, una masa gaseosa menor que la que corresponde al volumen i C', el que a su vez es inferior al FC que caracteriza la máquina teórica.

De lo expuesto se saca la conclusión siguiente: “la reducción de peso de aire aspirado por un compresor, proviene del espacio nocivo, del calentamiento del aire y también de las pérdidas de carga ocasionadas por el movimiento del mismo”.

(b) Compresión — La compresión en lugar de iniciarse con la presión  $P_a$  atmosférica, se inicia con la  $P_a'$  menor siguiendo siempre la ley  $PV^n = \text{Cte}$ , ya indicada.

(c) Expulsión — Las válvulas de expulsión se abren como es lógico, si son a resorte, cuando la presión es algo superior a  $P_1$  y cuando éstas se han abierto o levantado, la igualdad entre las presiones de la cámara R (fig. 13) y el compresor no puede establecerse debido a las pérdidas de carga provocadas por el movimiento del aire, de modo entonces, que forzosamente este período debe realizarse con una presión  $P_1' > P_1$ . Además la línea representativa de

esta face que teóricamente es isobárica, en la máquina real se manifiesta como pulsativa según la línea punteada, probablemente debido a efectos de inercia del fluido en movimiento. Este mismo fenómeno se observa a veces en la aspiración, en los compresores de velocidad media elevada del pistón.

*Límite de compresión* — La compresión en los compresores simples está limitada por el espacio nocivo. En efecto, siendo el volumen total del cilindro:

$$V_c = V' + V_a$$

y llenándose de aire a la presión  $P_a$ , en el caso de considerar la compresión isotérmica, se puede escribir:

$$P_a' (V' + V_a) = P_1' V' \quad (38)$$

Ahora bien, si la presión en la cámara R (fig. 13) es igual a  $P_1'$  las válvulas de expulsión no se abrirán y el aire quedará en el cilindro.

En el caso de compresión politrópica, la presión  $P_1'$  se puede obtener de la relación siguiente:

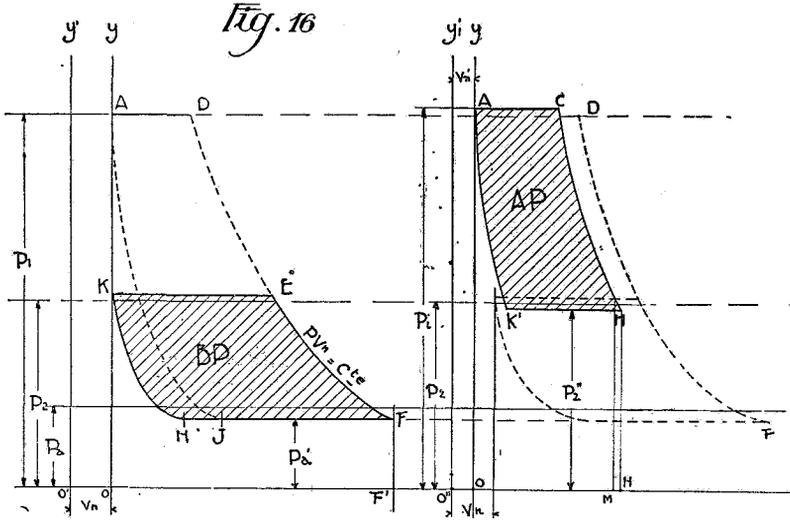
$$P_1' V'^n = P_2' (V_a + V')^n \quad (39)$$

resultando  $P_1'$  más grande que en el caso anterior y su valor aumenta con  $n$  siendo su máximo para  $n = \gamma = 1.41$ .

*Diagrama real de los compresores compounds.* — En estos compresores los fenómenos que se producen son más complejos que los que se presentan en el funcionamiento de los compresores simples, y para su análisis, debe tenerse siempre en cuenta los diversos elementos que se han considerado para éstos. En efecto, si desplazamos el eje Oy según O'y' de manera que resulte  $OO' = Vn$  o sea el volumen del espacio nocivo en el cilindro BP fig. 16, el diagrama teórico correspondiente, quedaría modificado de acuerdo a las razones dadas anteriormente al tratarse de la compresión simple y resultaría uno tal como el KNF'E, en el cual la presión de aspiración sería  $P_a' < P_a$  y la presión durante la face EK de expulsión sería  $P_2' > P_2$  puesto que al fluido se lo desplaza al refrigerante intermedio.

En este diagrama la curva KN que también responde a la

ley  $PV^n = Cte.$  nos representa la expansión del aire comprendido en el espacio nocivo a la presión inicial  $P_2'$



Por otra parte, si la compresión se efectuara completamente en el cilindro de baja presión BP, la curva de compresión sería la FED y la de expansión del aire del espacio nocivo, sería la AJ y el volumen de aire realmente aspirado resultaría  $JF < NF$ , de modo entonces que con la compresión compounding se atenúa el efecto del espacio nocivo traduciéndose esto en un aumento del rendimiento volumétrico.

Si ahora desplazamos el eje Oy según  $O''Y_1$  de manera que resulte  $OO'' = V_n'$  o sea el volumen del espacio nocivo correspondiente al cilindro AP de alta presión para el cual  $V_n' < V_n$  el diagrama teórico correspondiente quedaría modificado según  $K'HCA$  en el que como puede notarse, la presión de aspiración es  $P_2'' < P_2$  y la presión durante la fase de expulsión CA es  $P_1' > P_1$ . Por otra parte, el volumen del cilindro de alta presión AP debe ser igual a  $O''N$  algo mayor que el volumen representado por  $O''M$  debido a la caída de presión  $P_2' - P_2''$  y también por la elevación de temperatura provocada por la primera compresión, y el cilindro de baja presión BP estará dado por  $O''F'$ .

Las líneas KE y  $K'H'$  no son en la práctica horizontales ni

rectas, sino líneas onduladas inclinadas que denuncian transformaciones pulsativas en estos períodos, debido a la capacidad del refrigerador, inercia del fluido e inserción de las manivelas en la máquina.

#### DIFERENTES RENDIMIENTOS EN LOS COMPRESORES —

*Rendimiento teórico* — Este rendimiento que designaremos por  $R_t$  es la relación del trabajo de compresión isotérmica  $T_i$  de un peso dado de aire con el trabajo  $T_R$  de compresión, dado por la fórmula (33) de modo entonces que se puede escribir:

$$R_t = \frac{T_i}{T_R} \quad (40)$$

*Rendimiento efectivo* — Si a  $T_R$  le sumamos el trabajo necesario que debe suministrar además, el motor que acciona el compresor, para vencer las resistencias pasivas provocadas por los órganos de la máquina, transmisión, etc. se obtendrá un trabajo  $T_E > T_R$  y el rendimiento efectivo estará dado por la relación siguiente:

$$R_e = \frac{T_i}{T_E} \quad (41)$$

este rendimiento oscila entre 60 °|° a 80 °|° con buenas máquinas

*Rendimiento volumétrico eficaz* — Este rendimiento está dado por la relación del “volumen real de aire” expulsado por el compresor y almacenado en un depósito, reducido después a la presión  $P_a$  y temperatura  $T_a$  iniciales, con el volumen engendrado por el pistón en una carrera, de modo entonces que puede escribirse:

$$R_v = \frac{V_a}{V_p} \quad (42)$$

en la que  $V_a$  representa en el caso de la figura 15, el volumen de aire a la presión y temperatura atmosférica, equivalente a la masa de aire que representa la línea AK y  $V_p$  representa el volumen que engendra el pistón en su carrera completa de aspiración.

Conocidos el volumen  $V_1$  que representa la línea AK, su temperatura absoluta  $T_1$  y presión  $P_1$ ; la ecuación de elasticidad nos permite escribir:

$$P_1 V_1 = R. T_1$$

y llamando  $P_a$ ,  $T_a$  y  $V_a$  a la presión atmosférica, temperatura y volumen de la masa de aire, también se puede escribir:

$$P_a V_a = R T_a$$

de donde resulta:

$$V_a = \frac{P_f}{P_a} \times \frac{T_a}{T_f} \times V_f$$

pudiendo escribirse por lo tanto:

$$R_v = \frac{P_f T_a V_f}{P_a T_f V_p} \quad (43)$$

La aplicación de este método para la determinación del rendimiento volumétrico eficaz, requiere la obtención previa de un diagrama indicado y el conocimiento del espacio noivo de la máquina.

El método práctico para determinar este rendimiento, cuyo conocimiento es de suma importancia en la industria, y sobre todo en la aplicación del aire comprimido para la elevación de agua, es como sigue:

Se conecta con el compresor un depósito de volumen conocido  $V_1$  y se determina la presión  $P_1$  barométrica y la temperatura  $T_1$  absoluta que tiene el aire que aspira el compresor, y la presión  $P_a$  barométrica en el lugar después del ensayo cuya duración se ha medido, se determina la temperatura  $T_2$  y la presión  $P_2$  que reinan en el depósito; esta presión  $P_2$  debe ser elejida si es posible, de manera que satisfaga la relación:

$$P_2 = 2 P - P_1$$

en la que  $P$  representa la presión normal de régimen.

El volumen así almacenado después del ensayo, puede ser considerado, como el que contiene el depósito de volumen  $V_1$  a la

presión 
$$P = \frac{P_2 + P_1}{2} \quad (44)$$
 a la temperatura

$$T = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (45)$$

Aplicando ahora la ley de elasticidad, podemos escribir:

$$P_a V_a = R T_a$$

$$P V_1 = R T$$

de donde:

$$V_a = \frac{P V_1 T_a}{P_a T} \quad (46)$$

*Aplicación* — Supongamos que se trata del ensayo de un compresor cuyo pistón es capaz de desplazar 2 m<sup>3</sup> por minuto, la presión de régimen es de 7 kilogramos absolutos y que antes y durante el ensayo se han tomado los datos siguientes:

$$P_1 = 760 \text{ m. m. de mercurio —}$$

$$T_1 = 30^\circ + 273^\circ = 303^\circ$$

$$T_a = 25^\circ + 273^\circ = 298^\circ$$

$$P_a = 760 \text{ m.m. de mercurio}$$

$$P_2 = 14 \text{ Kgms.}$$

$$T_2 = 350^\circ + 273 = 623$$

$$V_1 = 2 \text{ m}^3 \text{ (volumen del depósito.)}$$

$$t = 364 \text{ segundos, tiempo que se ha tardado para alcanzar la presión } P_2 \text{ dentro del depósito.}$$

Empleando las fórmulas 44, 45 y 46 se tiene:

$$T = \frac{623 + 303}{2} = 463^\circ$$

$$P = \frac{14 + 1,033}{2} = 7.51$$

$$V_a = \frac{75100 \times 2 \times 298}{10330 + 463} = 9.3 \text{ m}^3$$

Según el tiempo que se ha tardado en el ensayo, el pistón ha desplazado un volumen:

$$\frac{364 \times 2}{60} = 11.8 \text{ m}^3 \text{ —}$$

de manera que el rendimiento volumétrico eficaz será:

$$R_v = \frac{9.3}{11.8} = 0.78$$

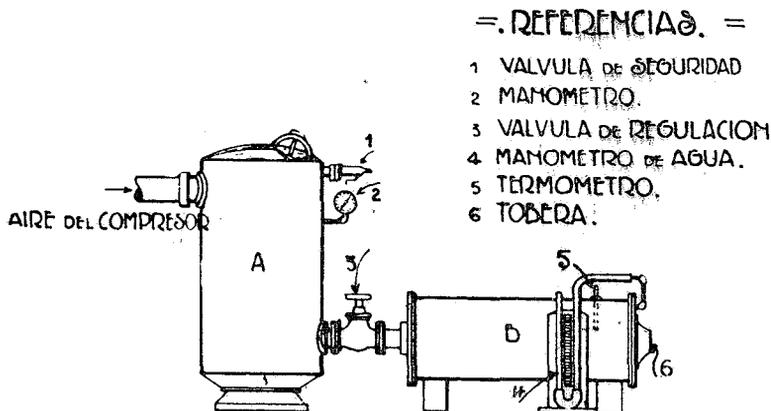
También se puede aproximadamente determinar el rendimiento volumétrico eficaz de un compresor bien construido con la fórmula siguiente que se ha deducido de las conclusiones de Henrotte: (1)

(1) Construction des machines, 1919 — Liège.

$$R_v = 1 - 0.05 \left[ P_i + 0.25 \right]^n \quad (47)$$

en la que el exponente  $n$  es el que corresponde a la curva de compresión.

*Método adoptado por The Compressed Air Society (E.E. UU. N. A.)* — Este método consiste en lo siguiente: Fig. 17.



*Fig. 17.*

1° el aire comprimido por el compresor se introduce en el depósito de aire A desde el cual pasa a un depósito B, y desde éste a la atmósfera por la tobera 6.

2° En el depósito A el aire se comprime a la presión normal de trabajo, estrangulándolo mediante la válvula de regulación 3.

3° En el depósito B deben efectuarse las medidas siguientes:

(a) medir la presión interior empleando un manómetro de agua colocado próximo a la tobera;

(b) tomar la temperatura del aire entre el manómetro y la tobera, para lo cual debe introducirse el termómetro dentro del recipiente B.

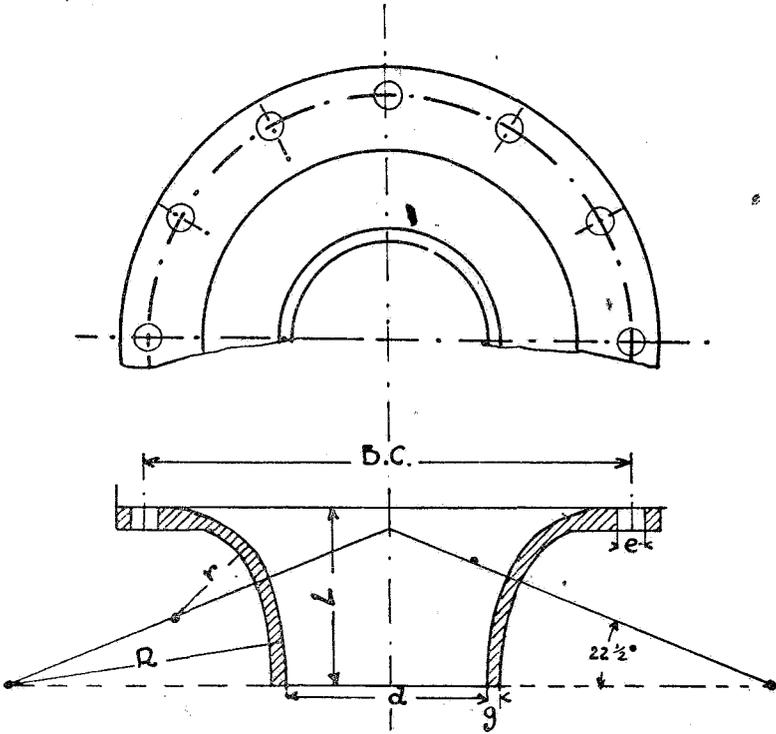
4° Durante el ensayo se tomarán: la presión atmosférica, la

temperatura del aire que aspira el compresor y el número de revoluciones que da éste p. m.

Efectuado el ensayo y tomados los datos indicados se emplea la fórmula siguiente:

$$R_v = \frac{3.45 d^2 \sqrt{\frac{H. T_i}{P_m}} \times \frac{T_a}{T_i}}{V_D} \quad (48)$$

en la que:



*Fig. 18.*

$d$  = diámetro menor de la tobera (fig. 18) en centímetros

H = presión interior en el depósito medida en centímetros de agua con el monómetro 4.

T<sub>i</sub> = temperatura absoluta del aire avaluada con el termómetro 5.

P<sub>m</sub> = presión media absoluta en Kg. cm<sup>2</sup>, equivalente a la semi-suma de la presión absoluta en el depósito B y la atmosférica actual.

T<sub>a</sub> = temperatura absoluta del aire que aspira el compresor.

V<sub>D</sub> = desplazamiento del compresor, o sea el volumen en litros, que engendra el pistón en un minuto.

*Aplicación* — Durante el ensayo de un compresor de doble efecto, cuyo pistón engendraba 51,3 m<sup>3</sup> a razón de 175,3 R.P.M. se han tomado los datos siguientes:

1 — tobera de ensayo d = 12,7 cm.

2 — presión en el depósito B; H = 26,4 cm. de agua

3 — temperatura marcada por el termómetro 5; t<sub>i</sub> = 88,°8

4 — presión barométrica; p<sub>b</sub> = 757.4 m.m.

5 — temperatura del aire de aspiración; t<sub>a</sub> = 20.°5

De estos datos, se deducen para el empleo de la fórmula 48 los siguientes:

$$P_m = \frac{[0.0264 + (757.4 + 0.00136)] + (757.4 \times 0.00136)}{2} = 1.043 \text{ Kg. cm}^2$$

$$T_i = 273 + 88,8 = 361.8$$

$$T_a = 273 + 20.5 = 293.5$$

pudiéndose en consecuencia escribir:

$$R_v = \frac{3.45 \times 12.7^2 \sqrt{\frac{26.4 \times 361.8}{1.043}} \times \frac{293.5}{361.8}}{51300} = 0.842$$

o sea: 84, 2 0/0 —

NOTA — La tobera 5 debe ser construida de acuerdo a las indicaciones de la figura 18 y tabla III y en los ensayos debe elegirse, de medida adecuada, para que la presión indicada por el manómetro 4 quede comprendida entre 5 cm. y 50 cm. como límites.

El diámetro del recipiente B debe ser de cincuenta centímetros por lo menos y longitud de 2 m. como minimum

TABLA III

| TOBERAS STANDARDS |         |                    |       |      |      |           |        |
|-------------------|---------|--------------------|-------|------|------|-----------|--------|
| Diametro d        |         | Dimensiones en cm. |       |      |      | Capacidad |        |
| pulgadas          | centim. | L                  | R     | r    | B C  | MAXIMA    | MINIMA |
| 1"                | 2.54    | 3.00               | 4.00  | 1.30 | 32.0 | 3700      | 800 —  |
| 2"                | 5.08    | 4.25               | 7.00  | 2.50 | 32.0 | 9600      | 3650   |
| 3"                | 7.62    | 6.40               | 10.50 | 3.75 | 32.0 | 21000     | 8200   |
| 4"                | 10.16   | 8.50               | 14.00 | 5.00 | 32.0 | 37000     | 14000  |
| 5"                | 12.7    | 10.60              | 17.5  | 6.25 | 32.0 | 57000     | 24000  |

*Potencia efectiva necesaria para accionar los compresores.* — El cálculo del trabajo teórico real que es necesario para comprimir el aire, nos dá a conocer como sabemos, la potencia teórica de trabajo, potencia a la que deben sumarse, los trabajos resistentes debido a los órganos de la máquina y transmisión, si se quiere determinar la potencia efectiva necesaria.

La evaluación de estas resistencias es algo compleja, siendo necesario por tal motivo en la práctica, emplear fórmulas caracterizadas por coeficientes deducidos experimentalmente. Por este motivo, y a fin de obtener con la precisión que la práctica exige, la "potencia efectiva" que debe tener el motor para accionar un compresor, se propone la fórmula siguiente, la que ha sido deducida teniendo en cuenta, datos experimentales de Harback y Brunelli.

$$N = V_D \gamma [W + \varphi] S \times 2,47 \quad (49)$$

en la que:

$$W = P_1 \left[ \sqrt{\left( \frac{3 P_1 - 1.5}{P_1^2} + 0.06 \right)} - 0.25 \right] - 1$$

$P_1$  = presión máxima absoluta durante la compresión

$$\lambda = 1 - 0.03 [P_1^{0.7} - 1]$$

$$\varphi = 0.042 \sqrt{P_1} + \frac{2.5}{D}$$

D = diámetro del pistón del compresor.

$$S = 1 + \frac{11}{D + 40}$$

V<sub>D</sub> = volumen en m<sup>3</sup> engendrado por el pistón p. m. o sea el desplazamiento.

Empleando esta fórmula (49) se ha calculado la tabla IV con la que puede determinarse la potencia efectiva que debe tener el motor capaz de accionar un compresor simple o compound, por cada metro cúbico de aire desplazado por el pistón por minuto.

*Aplicación* — Determinar la potencia que debe tener un motor para accionar un compresor simple, cuyo pistón tiene 12'' de

TABLA IV

| PRESION<br>MANOMETRICA<br>K. cm <sup>2</sup> | Potencia que requiere tener el motor para accionar<br>el compresor |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--|--|------|------|------|------|------|------|------|------|
|  | Diámetro del pistón del compresor en cm.                           |      |      |      |      |      |      |      |      |
|  | 10   | 15   | 20   | 25   | 30   | 35   | 40   | 45   | 50   |
| 1  | 2.33   | 2.05 | 1.90 | 1.81 | 1.75 | 1.69 | 1.65 | 1.62 | 1.59 |
| 2  | 4.10   | 3.78 | 3.58 | 3.50 | 3.42 | 3.36 | 3.35 | 3.27 | 3.22 |
| 3  | 4.90   | 4.60 | 4.42 | 4.30 | 4.26 | 4.13 | 4.08 | 4.03 | 3.99 |
| 4  | 5.56   | 5.24 | 5.05 | 4.92 | 4.82 | 4.74 | 4.68 | 4.63 | 4.59 |
| 5  | 6.07   | 5.74 | 5.54 | 5.42 | 5.31 | 5.23 | 5.16 | 5.11 | 5.06 |
| 6  | 6.50   | 6.14 | 5.94 | 5.80 | 5.74 | 5.61 | 5.55 | 5.50 | 5.44 |
| 7  | 6.80   | 6.45 | 6.25 | 6.12 | 6.00 | 5.91 | 5.84 | 5.80 | 5.74 |
| 8  | 7.06   | 6.72 | 6.52 | 6.39 | 6.27 | 6.18 | 6.11 | 6.06 | 6.00 |
| 9  | 7.33   | 6.99 | 6.78 | 6.64 | 6.53 | 6.43 | 6.43 | 6.31 | 6.25 |

diámetro, un desplazamiento p. m. de 8.600 litros y que comprime el aire a 7 Kg. p. cm<sup>2</sup> (presión manométrica).

La tabla dá para 1 m<sup>3</sup> de desplazamiento p. m. y 7 Kg. de presión, 6 caballos; luego para el compresor en cuestión se necesitan:

$$8.6 \times 6 = 51.6 \text{ caballos efectivos}$$

NOTA — Este cálculo corresponde a un compresor de la Ingersoll — Rand — ER1 — que de acuerdo a las mediciones dina-

ométricas del fabricante, aconseja adoptar un motor de 53 caballos. Ver página 7 del catálogo N° 92075 año 1915.

Se advierte que la tabla dá resultados algo mayores cuando se trata de compresores compounds.

*Influencia de la altitud* — La presión barométrica como es sabido, disminuye a medida que uno se eleva; aumentando en consecuencia el volumen específico del aire atmosférico. Este aumento de volumen específico significa una disminución de la producción de aire en peso, para un compresor dado con respecto a la produc-

TABLA V

| ALTITUD<br>S. N. M.<br>— M ts — | PPRESION<br>BAROMETTICA<br>m. m. | Perdida de capaci-<br>dad volumétrica<br>o/o | Disminución<br>de la potencia<br>requerida<br>o/o |
|---------------------------------|----------------------------------|--|---|
| 0                               | 760.00                           | 0.00   | 0.00  |
| 300                             | 733.5                            | 3.00   | 1.80  |
| 610                             | 706.1                            | 7.00   | 3.51  |
| 914                             | 679.7                            | 10.00  | 5.20  |
| 1220                            | 655.3                            | 13.00  | 6.90  |
| 1524                            | 629.7                            | 15.90  | 8.48  |
| 1888                            | 606.0                            | 19.10  | 10.00   |
| 2133                            | 583.4                            | 22.00  | 11.50   |
| 2438                            | 561.6                            | 24.10  | 13.00   |
| 2742                            | 540.8                            | 27.00  | 14.50   |
| 3047                            | 520.4                            | 30.00  | 16.00   |

NOTA — Esta tabla se ha confeccionado con datos y coeficientes de "Cyclopedia of Engineering — Vol. V".

ción de que es capaz al nivel del mar.

La tabla V dá para diferentes alturas sobre el nivel del mar, coeficientes de reducción, que deben tenerse en cuenta en las instalaciones de acuerdo a la altitud de las mismas.

*Elementos accesorios de los compresores — Depósito de aire.*

-- El aire que se comprime se recibe en uno o varios depósitos según la importancia o destino de la instalación; pero en el caso de tratarse de instalaciones elevadoras de agua, tiene por exclusivo objeto: uniformar la presión del fluido, amortiguando en mayor o menor grado las pulsaciones del compresor según sean sus dimensiones.

Generalmente, el volumen que debe tener el depósito de aire, se determina teniendo en cuenta el desplazamiento p. m. del compresor, con la fórmula siguiente:

$$V = \frac{\sqrt{10 V_D}}{P_1} \quad (50)$$

fórmula empírica en la que  $V_D$  es el desplazamiento p. m. y  $P_1$  la presión a la que se comprime el aire.

Así por ejemplo, para el aire comprimido a 10 Kg.  $\text{cm}^2$  por un compresor cuyo desplazamiento sea de 6  $\text{m}^3$ . p. m. debe ser:

$$V = \frac{\sqrt{10 \times 6}}{10} = 0,775 \text{ m}^3. \text{ de capacidad.}$$

Este elemento de toda instalación, debe estar provisto de los accesorios siguientes:

- (a) bridas de conexiones para el tubo de entrada y para el tubo de salida;
- (b) válvula de seguridad;
- (c) manómetro;
- (d) un purgador para la evacuación del agua y residuos;
- (e) una boca de inspección.

*Limitador volumétrico o regulador de presión* — Este aparato tiene por objeto: proporcionar a presión constante y automáticamente, la cantidad de aire que debe suministrar un compresor en régimen de velocidad; según sea el volumen requerido de aire, ya sea como gasto permanente o temporario.

La variación en el consumo de aire, capaz de producir una planta generadora, es un factor que interviene en toda instalación industrial; y se presenta también en el caso de explotación de una napa acuífera, cuando se trata de varios pozos, y una sola planta proveedora de aire; siendo necesario en este caso la regulación o limitación de la producción de aire, a fin de economizar energía y en consecuencia mejorar el rendimiento. Para estos aparatos de regulación, puede asimilarse su función, a la del regulador de la máquina de vapor, mientras que la del depósito regulador o de aire, juega el rol del volante.

Por otra parte, todo limitador volumétrico, debe entrar a actuar, cuando la presión del aire en el depósito crece por causa de una disminución de gasto de aire en los receptores, en forma tal, que se anticipe a la apertura de la válvula de seguridad, que a pesar de ser también un regulador es antieconómico.

Estos reguladores pueden actuar:

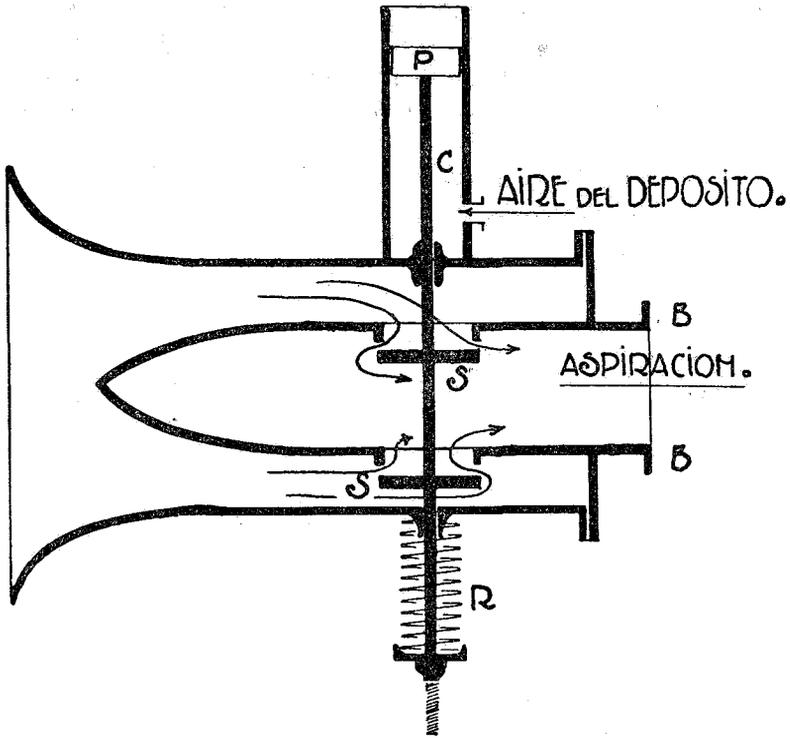
- (a) sobre las válvulas de compresión;
- (b) estrangulando la aspiración;
- (c) modificando los espacios nocivos.

En el primer caso, el aparato consiste en un pistón equilibrado por un contrapeso, actuando sobre el pistón la presión del depósito de aire; en forma tal, que cuando se sobrepasa la presión normal, dicho pistón se desplaza y por un dispositivo adecuado las válvulas de compresión quedan abiertas, estableciéndose por esto, una comunicación a igual presión entre las dos caras del pistón del compresor, y así, éste desplaza el aire de uno hacia otro lado del cilindro.

Este procedimiento es económico, pero dá lugar a variaciones bruscas de potencia, que tiene su inconveniente cuando se trata de accionamiento por correa o motor eléctrico.

Por el segundo procedimiento, (b) el regulador actúa por estrangulamiento progresivo, haciendo disminuir el peso de aire aspirado y en consecuencia la presión. Este procedimiento tiene la ventaja de evitar las cargas bruscas de potencia sobre el motor que acciona el compresor. La figura 19 muestra esquemáticamente un regulador de esta clase, y su funcionamiento es el siguiente: estando el aparato conectado al tubo de aspiración del compresor mediante la brida BB y permaneciendo abiertas las válvulas solida-

rias SS gracias al resorte R, el aire aspirado sigue el trayecto que las flechas indican, si por cualquier motivo la presión crece en el depósito de aire, ésta se manifiesta en el cilindro C y actuando so-



*Fig. 19.*

bre el pistón P éste vence el esfuerzo antagónico del resorte R, desplazando hacia arriba las válvulas SS que modifican a su vez la

entrada del aire y en consecuencia el volumen de la aspiración. Si después de un cierto tiempo la presión del aire en el depósito decrece, el pistón P baja, se abren más las válvulas y aumenta el volumen de aspiración. Como puede notarse, se trata de un aparato simple y que según sea su construcción, su sensibilidad en la práctica es más que eficiente, y es por este motivo que este procedimiento de regulación es el más difundido en las instalaciones industriales.

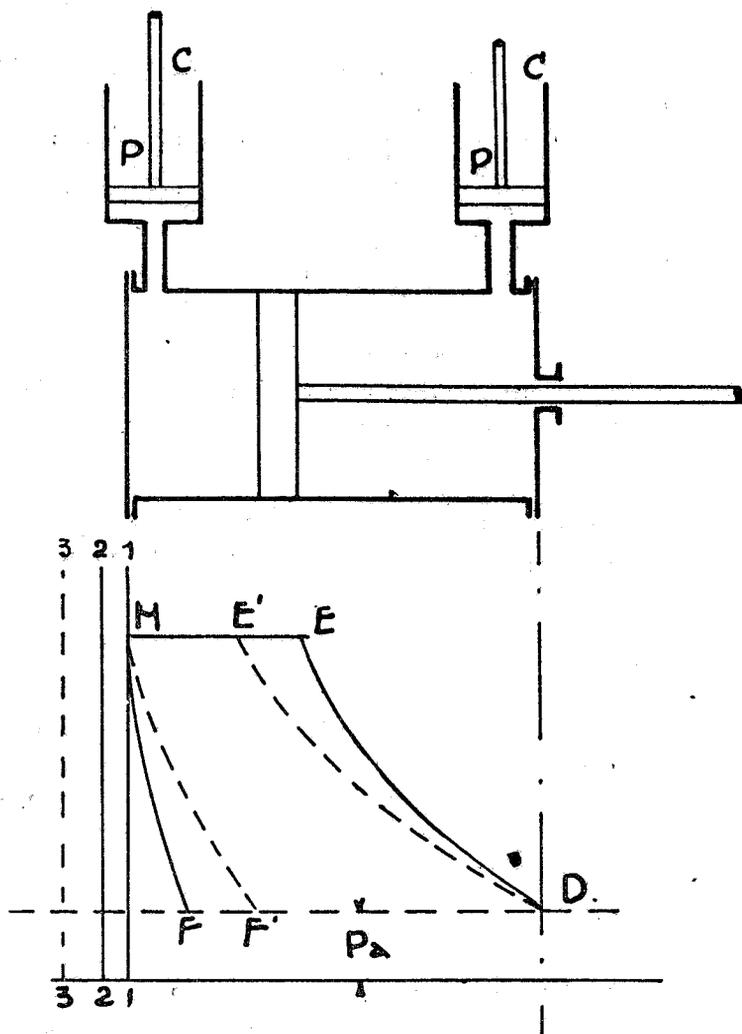
La regulación por modificación de los espacios nocivos se explica fácilmente examinando la figura 20. Sea F'DEN un diagrama de funcionamiento a plena carga, siendo en este caso el volumen de aire aspirado el representado por FD a la presión  $P_a$  y el expulsado por el compresor el EN a la presión  $P_1$ , para un espacio nocivo de la máquina tal como 1-2. Si aumentamos el espacio nocivo, un volumen como 2-3 por ejemplo, la curva de aspiración resulta la NF'D y el volumen aspirado  $F'D < FD$ ; debido a esto la curva de compresión normal se modifica según la DE'N, resultando como consecuencia que el volumen expulsado  $E'N < EN$ .

El aumento de los espacios nocivos se obtiene por medio de dos cilindros auxiliares C,C conectados al cilindro del compresor, dentro de los cuales pueden desplazarse dos pistones dependientes de un regulador de mecanismo especial.

A pesar de que este procedimiento de regulación es económico y racional no se emplea generalmente en las instalaciones provistas de compresores comunes.

*Conductos de aire* — Los conductos empleados para el transporte del aire comprimido, requieren un cálculo complejo, a tal punto que cuando se presenta el caso, para cualquier ingeniero que no sea especialista, dudará en la elección de la fórmula que debe emplear. Por este motivo se ha creído conveniente, evitar esto, dando puede decirse, la fórmula más exacta que hoy se conoce para efectuar el cálculo de la pérdida de carga en un conducto de aire.

La fórmula que más adelante se dá, se ha deducido de las experiencias de Lebau, coeficientes de Holman, Milikan y Reynolds, teniendo en cuenta y siguiendo las indicaciones de J. Pouset en un interesantísimo estudio que presentó en el año 1924 a la Société des Anciens Eleves des Ecoles National d'Arts et Metier de Francia;



*Fig. 20.*

y puede asegurarse que los resultados que con la misma se han obtenido son de una gran exactitud.

La fórmula deducida como se ha dicho es la siguiente:

$$(51) \quad J = \left[ \frac{1243 \cdot V_a^2 L}{d^5} + \frac{548 \cdot V_a^2 \Sigma \varrho}{d^4} \right] K \quad (\text{tabla VII})$$

$$K = \frac{0.0205 [273 + t_c]}{P_t} \quad (\text{tabla VI})$$

en la que:

$J$  = pérdida total de carga en m.m. de agua

$V_a$  = volumen de aire reducido a la presión atmosférica (aire libre) en  $m^3$  que circula por el conducto o tubo.

$L$  = longitud del tubo en metros.

$d$  = diámetro del tubo en centímetros.

$t_c$  = temperatura media del aire comprimido en el tubo.

$P_t$  = Presión media absoluta en  $Kg. cm.^2$  del aire en el tubo (presión de transporte)

$\Sigma \varrho$  = suma de las resistencias provocadas por curvas, codos, etc. (tabla VIII) o sea "suma de pérdidas locales"

*Aplicación* — Determinar la pérdida total de carga en una conducción construida como sigue:

(a) diámetro del conducto de transporte 4" y 2.000 m. de longitud.

(b) curvas de 90°:

4 de  $R = d$ ;  $R = 10$  cm.

5 de  $R > d$ ;  $R = 19$  cm.

6 de  $R > d$ ;  $R = 35$  cm.

7 cambios de dirección sin curva de 135° —

El gasto de aire libre p. m. es de  $35 m^3$  a la presión atmosférica y la presión media en el tubo es de  $8 Kg. cm.^2$  absolutos siendo la temperatura media de  $40^\circ C$ .

Valuación de  $\Sigma \varrho$ : (tabla VIII)

para  $R = 10$  cm =  $4 \varrho = 4 \times 0.25 = 1.00$

"  $R = 19$  cm =  $5 \varrho = 5 \times 0.20 = 1.00$

"  $R = 35$  cm =  $6 \varrho = 6 \times 0.15 = 0.90$

cambios de dirección sin

curvas —————  $7 \varrho = 7 \times 0.30 = 2.10$

$\Sigma \varrho = \underline{\underline{5.00}}$

TABLA VI

| Pt                                      | VALORES DE K               |       |       |       |       |       |
|---|----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Presión absoluta<br>Kg. cm <sup>2</sup> | tc. Temperatura Centigrada |       |       |       |       |       |
|   | 20°                        | 30°   | 40°   | 50°   | 60°   | 70°   |
| 3                                       | 2.00                       | 2.070 | 2.140 | 2.200 | 2.276 | 2.343 |
| 4                                       | 1.50                       | 1.550 | 1.600 | 1.655 | 1.707 | 1.757 |
| 5                                       | 1.20                       | 1.242 | 1.284 | 1.324 | 1.366 | 1.406 |
| 6                                       | 1.00                       | 1.035 | 1.070 | 1.100 | 1.173 | 1.171 |
| 7                                       | 0.857                      | 0.887 | 0.917 | 0.945 | 0.975 | 1.004 |
| 8                                       | 0.750                      | 0.776 | 0.802 | 0.827 | 0.854 | 0.878 |
| 9                                       | 0.667                      | 0.690 | 0.713 | 0.735 | 0.759 | 0.781 |
| 10                                      | 0.600                      | 0.621 | 0.642 | 0.662 | 0.683 | 0.703 |
| 11                                      | 0.545                      | 0.564 | 0.583 | 0.601 | 0.620 | 0.639 |

El valor de K según la tabla VI es de 0.802 para  $P = 8$  Kg. y  $t_c = 40^\circ\text{C}$ . y de la tabla VII se obtiene para un tubo de 4"  $d^4 = 10910$  y  $d^5 = 111500$ . Introduciendo estos valores en la fórmula 51 se obtiene:

$$J = \left[ \frac{1243 \times 35^2 \times 2000}{111500} + \frac{548 \times 35^2 \times 5}{10910} \right] 0.802 =$$

$$= 22151 \text{ m. m.}$$

o sea:

$$J = 2,215 \text{ Kg. cm}^2$$

la presión disponible en la extremidad de servicio resultará:

$$P = 8 - 2,215 = 5,785 \text{ Kg. cm}^2.$$

*Distensores* — Estos aparatos se emplean cuando es menester utilizar un gas comprimido o vapor a una presión inferior que

la de origen. La figura 21 muestra su principio: una válvula estran-

TABLA VII

| — Dimensiones "Standard" de los tubos industriales — |                       |          |                                  |                |                |
|--|-----------------------|----------|----------------------------------|----------------|----------------|
| Sección<br>en<br>cm <sup>2</sup> —                   | Diámetros en pulgadas |          | Diámetro<br>en cm.<br>(efectivo) | d <sup>4</sup> | d <sup>5</sup> |
|  | Nominal               | Efectivo |                                  |                |                |
| .1.96  | 1/2"                  | 0.623    | 1.58                             | 6.23           | 9.84           |
| 3.43   | 3/4"                  | 0.824    | 2.09                             | 19.10          | 39.85          |
| 5.47   | 1"                    | 1.048    | 2.64                             | 48.58          | 128.30         |
| 9.62   | 1 1/4"                | 1.380    | 3.50                             | 150.0          | 525.0          |
| 13,14  | 1 1/2"                | 1.610    | 4.09                             | 279.8          | 1171           |
| 21.64  | 2"                    | 2.067    | 5.25                             | 762.8          | 4009           |
| 30.87  | 2 1/2"                | 2.468    | 6.27                             | 1545           | 9683           |
| 47.66  | 3"                    | 3.067    | 7.79                             | 3682           | 28680          |
| 63.76  | 3 1/2"                | 3.548    | 9.01                             | 6562           | 59050          |
| 81.71  | 4"                    | 4.026    | 10.22                            | 10910          | 111500         |
| 102.30   | 4 1/2"                | 4.508    | 11.45                            | 17190          | 179500         |
| 128.70   | 5                     | 5.045    | 12.81                            | 26920          | 344800         |
| 183.85   | 6                     | 6.065    | 15.30                            | 54810          | 838500         |
| 248.90   | 7                     | 7.023    | 17.84                            | 101300         | 1807000        |
| 323.60   | 8                     | 7.982    | 20.27                            | 168800         | 3420000        |

"The compressed air society" E.E. U.U. de N.A.  
Estos datos se han tomado de los Standards de:

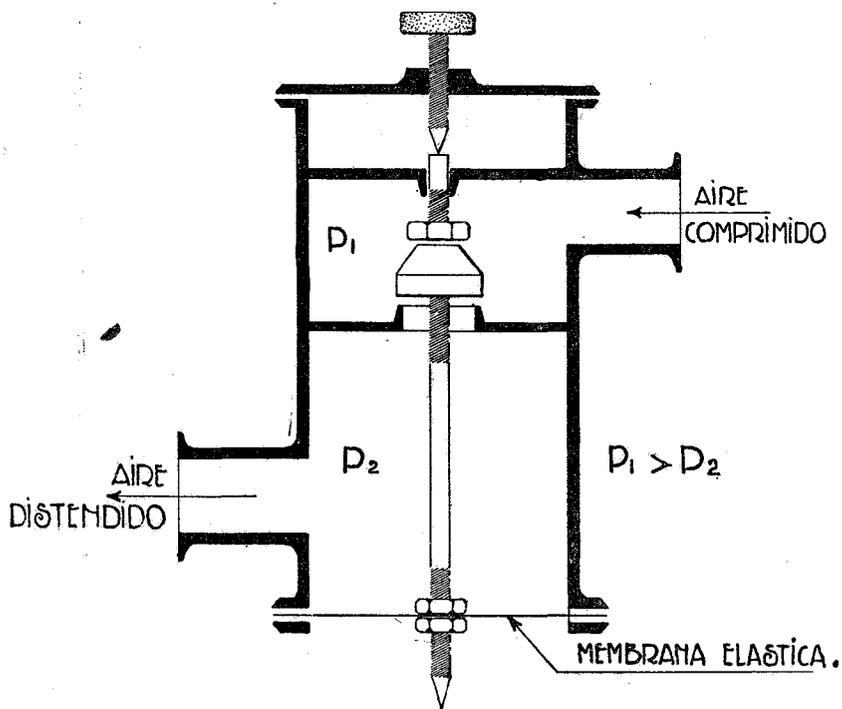
## TABLA VIII

| PARTICULARIDAD DEL ACCESORIO                   | Valores<br>e |
|--|--------------|
| <u>Curvas de 90°</u>                           |              |
| para $R = d$                                   | 0.25         |
| " $R > d$ (hasta $R = 2 d$ )                   | 0.20         |
| " $R > 2 d$ ( " $R = 4 d$ )                    | 0.15         |
| " $R > 4 d$ ( " $R = 5 d$ )                    | 0.12         |
| " $R > 5 d$ ( " $R = 6 d$ )                    | 0.07         |
| " $R > 6 d$                                    | 0.00         |
| <u>Curva de 135°</u>                           |              |
| para $R \leq 2 d$                              | 0.15         |
| <u>Cambio de dirección de 135° (sin curva)</u> | 0.30         |

NOTA —  $R$  es el radio medio de la curva y  $d$  del diámetro del tubo.

Los valores de  $e$  consignados se deben al Dr. H. Rietschel — Gesundheits — Ingenieur — 1905.

gula más o menos el paso del aire; esta válvula es solidaria de una membrana elástica entre la cual se ejerce la presión reducida hacia abajo. Si esta presión es demasiado alta la membrana se hunde y cierra la válvula y en caso contrario cuando la presión es baja la elasticidad de la membrana predomina levantando la válvula, dando paso en consecuencia al fluido comprimido.



*Fig. 21.*

## CUARTA PARTE

*Elementos que caracterizan a los pozos —*

*Cálculo práctico de una instalación*

Nivel piezométrico de un pozo. — Esta designación, significa la altura a que sube el agua de una napa, y fué adoptada por Haton de Goupilliere, quien medía esta altura, desde la superficie del terreno.

De esta convención se desprende, que en un pozo surgente podemos considerar positivo el nivel piezométrico, y en un pozo común de napa ascendente o semisurgente, el nivel piezométrico será negativo.

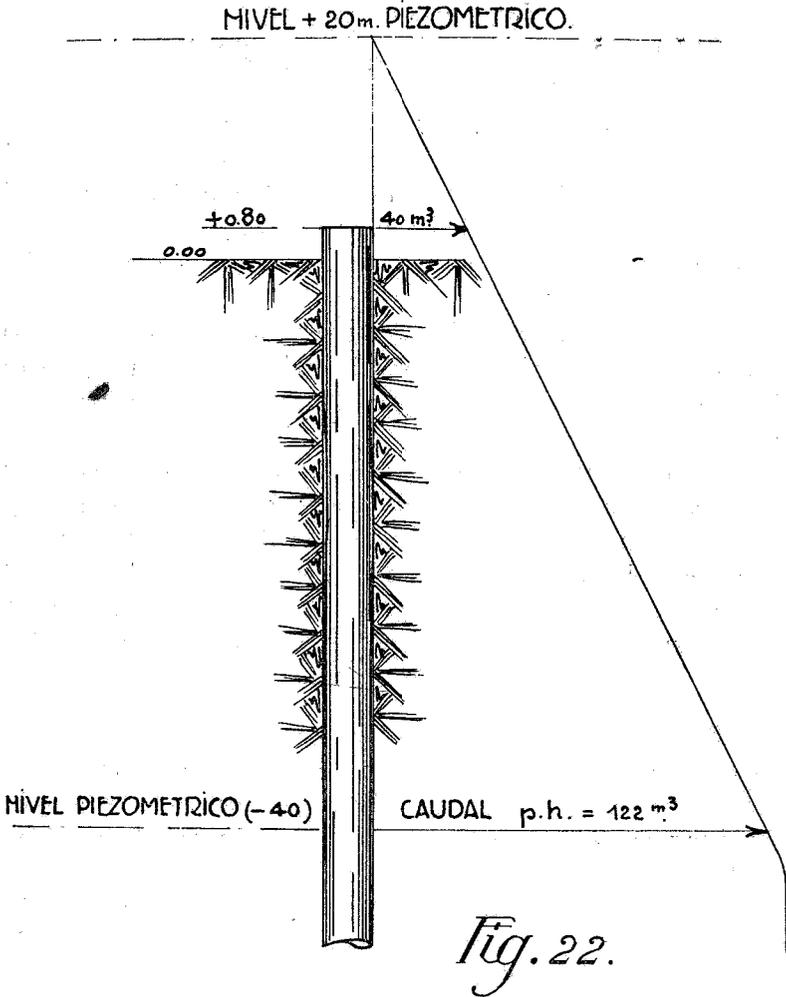
Cuando se trata de relacionar los niveles de varios pozos, debe tomarse el nivel de cada uno y relacionarlos con un punto fijo de comparación. En nuestro país la Dirección General de Minas, Geología e Hidrología efectúa las relaciones de los niveles piezométricos, refiriéndolos al cero del Mareógrafo del Riachuelo; y en este caso pueden denominarse así referidos “niveles piezométricos absolutos”.

*Depresión* — Al extraer agua por cualquier medio de un pozo, el nivel de la napa desciende una cierta cantidad, y como consecuencia, resulta que la presión hidrostática del agua en el pozo, se hará menor que la que corresponde a nivel piezométrico al iniciar el bombeo.

Debido a esta diferencia de presiones hidrostáticas, el líquido vence las resistencias que encuentra en su camino; resistencias debidas a la capa acuífera, filtros y frotamiento en la camisa tubular de revestimiento del pozo.

*Caudal* — La experiencia comprueba que el caudal de un pozo, o sea la cantidad de agua que es capaz de suministrar en la unidad de tiempo, aumenta con la depresión.

Si tomamos en un sistema de coordenadas los niveles piezométricos de un pozo como ordenadas y los caudales como abscisas y se unen los puntos así obtenidos, resulta una curva que prácticamente se confunde con una línea recta (1). Esta ley no rige para



la profundidad total del pozo como es lógico, sino para una fracción de la parte superior del mismo, hasta que se alcance el caudal máximo.

(1) DRU — Sociétés des Ingenieurs Civils.

Según esto, resulta sumamente fácil calcular aproximadamente los diferentes caudales que puede suministrar un pozo de acuerdo a la depresión o variación del nivel piezométrico que se prevea.

El ejemplo de un pozo existente, aclarará lo suficiente este concepto.

La figura 22 representa el pozo n° 1 de Ordóñez (Provincia de Córdoba) cuyo nivel piezométrico, (el pozo en reposo) es de + 20 m. y el que con un nivel piezométrico de + 0.8 m. produce 40000 litros por hora, mostrando al mismo tiempo la curva que caracteriza el caudal y la depresión.

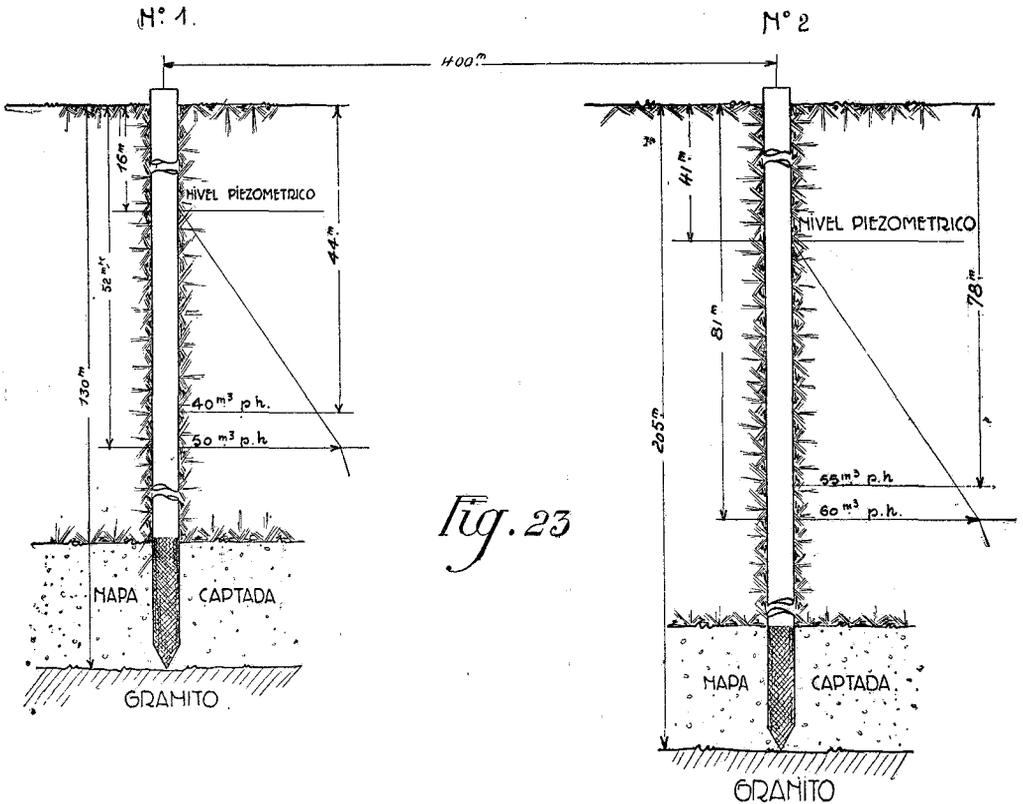


Fig. 23

*Cálculo de una instalación* — Supongamos que se trata de explotar con un solo compresor dos pozos semisurgentes de las características que los croquis de la fig. 23 indican, de manera que

se obtenga la mayor producción horaria, con máximo rendimiento en el aprovechamiento del aire que se suministre a cada uno.

*Pozo n° 1* — Este pozo tiene 130 metros de profundidad, de modo que no pudiendo ser superior a esta cantidad, la longitud L del tubo de bombeo, debe tratarse de explotar con un caudal que produzca una depresión tal, que sea compatible con un aprovechamiento máximo del aire que se introduzca. La tabla IX nos dá para  $L = 128$  mts.  $H = 44$  mts.; de manera que el nivel piezométrico de este pozo en funcionamiento debe tratarse de que sea igual a esta última cantidad.

En estas condiciones, el pozo producirá  $40 \text{ m}^3$  por hora según el diagrama de caudales y con una inmersión  $I = 128 - 44 = 84$  metros.

La cantidad de aire necesaria para su funcionamiento, se puede calcular en las tablas I y II las que dan:

$$0.0042 = \alpha$$

$$1.78 = \text{vol. teórico de aire}$$

de donde:

$$V_a = 1.78 \times 593.3 \times 0.0042 \frac{40000}{60} = 2957$$

litros de aire p. m.

*Pozo n° 2* — Analizado este pozo como el anterior, la tabla IX dá para 204 m.  $H = 78$  mts., límite, en el que debe oscilar el nivel piezométrico de este pozo en funcionamiento.

Funcionando con este nivel piezométrico, se podrán extraer alrededor de  $55 \text{ m}^3$  de agua por hora, con una inmersión del tubo de bombeo,  $I = 204 - 78 = 126$  mts.

La cantidad de aire necesaria, calculada como en el pozo anterior, resulta:

$$0.0044 = \alpha$$

$$3.00 = \text{vol. teórico de aire.}$$

$$V_a = 3 \times 593.3 \times 0.0044 \frac{55000}{60} = 6902 \text{ litros de aire p. m.}$$

TABLA IX

| H  | L   | $\Delta$ | H  | L   | $\Delta$ | H   | L   | $\Delta$ |
|----|-----|----------|----|-----|----------|-----|-----|----------|
| 10 | 32  | 3.20     | 44 | 128 | 2.90     | 94  | 234 | 2.50     |
| 12 | 39  | 3.25     | 46 | 132 | 2.87     | 100 | 245 | 2.45     |
| 14 | 46  | 3.27     | 48 | 138 | 2.82     | 105 | 253 | 2.42     |
| 16 | 52  | 3.25     | 50 | 142 | 2.82     | 110 | 260 | 2.36     |
| 18 | 58  | 3.21     | 52 | 147 | 2.82     | 115 | 268 | 2.32     |
| 20 | 64  | 3.20     | 54 | 152 | 2.81     | 120 | 275 | 2.29     |
| 22 | 68  | 3.10     | 56 | 157 | 2.80     | 125 | 280 | 2.24     |
| 24 | 74  | 3.09     | 58 | 162 | 2.76     | 130 | 287 | 2.21     |
| 26 | 80  | 3.07     | 60 | 166 | 2.75     | 135 | 292 | 2.16     |
| 28 | 86  | 3.06     | 62 | 172 | 2.75     | 140 | 297 | 2.12     |
| 30 | 91  | 3.04     | 66 | 180 | 2.74     | 145 | 301 | 2.08     |
| 32 | 96  | 3.00     | 70 | 188 | 2.69     | 150 | 305 | 2.03     |
| 34 | 102 | 3.00     | 74 | 196 | 2.65     | 160 | 313 | 1.96     |
| 36 | 108 | 3.00     | 78 | 204 | 2.61     | 170 | 318 | 1.87     |
| 38 | 114 | 3.00     | 82 | 212 | 2.60     | 180 | 324 | 1.80     |
| 40 | 118 | 2.95     | 86 | 219 | 2.55     | 190 | 328 | 1.72     |
| 42 | 123 | 2.92     | 90 | 227 | 2.54     | 200 | 330 | 1.65     |

NOTA — Esta tabla ha sido calculada con regla logarítmica, empleando la fórmula:

$$\Delta = 3.25 - 0.008H$$

*Planta motriz* — El compresor a instalarse debe ser capaz de servir ambos pozos y apto para comprimir el aire, una vez en régimen los mismos, hasta una presión inferior a 12,6 Kgms. cm.<sup>2</sup>, siendo ésta, la presión equivalente a la inmersión I en el pozo n° 2.

Siendo el volumen de aire libre a la presión atmosférica que debe suministrarse a los dos pozos igual a la suma de las cantidades que para uno se requiere se tendrá:

Pozo n° 1 — aire necesario — 2957 l. p. m.

Poso n° 2 — “ “ — 6902 l. p. m.

Aire total necesario — 9859 l. p. m.

Si suponemos ahora que se instalará un compresor compound cuyo pistón mayor sea de 36 cm. de diámetro y de *rendimiento volumétrico eficaz* igual a 0.83; el desplazamiento del mismo deberá ser de:

$$\frac{9859}{0.83} = 11878,3 \text{ l. p. m.}$$

Con estos datos se puede calcular empleando la fórmula 48, la potencia máxima que será necesaria para accionar este compresor. En efecto, aplicando la fórmula sucesivamente se tiene:

$$W = 13.6 \left[ \sqrt{\left( \frac{3 \times 13.6 - 1.5}{13.6^2} + 0.06 \right)} - 0.25 \right] - 1 = 2.7$$

$$\varphi = 0.042 \sqrt{13.6 \times \frac{2.5}{36}} = 0.225$$

$$S = 1 + \frac{11}{36 + 40} = 1.144$$

$$\lambda = 1 - 0.03 [13.6^{0.7} - 1] = 0.84$$

$$N = 11,878 \times 0.84 [2.7 + 0.225] 1.144 \times 2.47 = 80.2$$

Considerando ahora, que el compresor debe comprimir el aire por lo menos, hasta 12,6 Kg. cm<sup>2</sup> a fin de poder alimentar el pozo n° 2, y como en el pozo n° 1 se necesitará en la pieza de fondo una presión algo mayor de 8,4 Kgm. cm<sup>2</sup> será menester para repartir equitativamente el aire, que en los pozos se necesitan, perder carga en la conducción del aire para el pozo n° 1 o bien suministrarle aire a este pozo empleando un distensor, que resultará más económico.

En el caso de instalar la planta motriz próxima al pozo n° 2, y si para la conducción del aire para el pozo n° 1, se emplea tubería de 1½" con  $\Sigma \rho = 30$  y temperatura del aire conducido de 40°C; empleando la fórmula 51, se tiene que la pérdida total de carga hasta llegar a dicho pozo será:

$$J = \left[ \frac{1243 \times 2.96^2 \times 400}{4.09^5} + \frac{548 \times 2.96^2 \times 30}{4.09^4} \right] 0.713 = 3017 \text{ m.m.}$$

o sean 0.302 Kgm. cm<sup>2</sup>; de manera entonces, que en el citado conducto a la salida del distensor, deberá suministrarse aire con una presión algo superior de 8,7 Kg. cm<sup>2</sup> debiéndose regular el distensor para un trabajo comprendido más o menos entre 12,6 y 8,7 Kg. me<sup>2</sup>.

*Tubos de bombeo* — El cálculo del diámetro del tubo de bombeo, necesario para cada pozo, debe hacerse aplicando la fórmula 18.

Empleando la tabla X, los cálculos se simplifican, en efecto, con esta tabla conociendo la altura geométrica de elevación y el cau-

TABLA X

| ALTURA H<br>DE<br>ELEVACION | DIAMETRO DEL TUBO DE BOMBEO  |       |                                 |       |                                 |       |       |        |
|-----------------------------|--|-------|---------------------------------|-------|---------------------------------|-------|-------|--------|
|                             | 1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> "                                      | 2"    | 2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " | 3"    | 3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " | 4"    | 5"    | 6"     |
|                             | <i>Caudal en m.<sup>3</sup> p. h. con <math>\Delta</math> normal</i> |       |                                 |       |                                 |       |       |        |
| Mts. 10                     | 3.63   | 6.54  | 9.93                            | 16.50 | 23.40                           | 31.80 | 55.50 | 85.70  |
| 20                          | 3.86   | 6.98  | 10.60                           | 17.60 | 24.96                           | 33.70 | 58.60 | 92.00  |
| 30                          | 4.08   | 7.41  | 11.27                           | 18.70 | 26.52                           | 35.60 | 61.70 | 96.60  |
| 40                          | 4.31   | 7.84  | 11.94                           | 19.80 | 28.08                           | 37.50 | 64.80 | 101.20 |
| 50                          | 4.53   | 8.28  | 12.61                           | 20.90 | 29.64                           | 39.40 | 67.90 | 105.80 |
| 60                          | 4.76   | 8.71  | 13.28                           | 21.00 | 31.20                           | 41.30 | 71.00 | 110.40 |
| 70                          | 4.98   | 9.14  | 13.95                           | 22.10 | 32.76                           | 43.20 | 74.10 | 115.00 |
| 80                          | 5.21   | 9.57  | 14.62                           | 23.20 | 33.32                           | 45.10 | 77.20 | 119.60 |
| 90                          | 5.44   | 10.00 | 15.30                           | 24.30 | 34.88                           | 47.00 | 80.30 | 124.20 |
| 100                         | 5.66   | 10.40 | 15.96                           | 25.40 | 36.44                           | 48.90 | 83.40 | 128.80 |

Esta tabla responde a la fórmula n° 18

dal a bombear por hora se puede determinar el diámetro del tubo que debe emplearse en cada caso.

En nuestro caso, para el pozo n° 1 tenemos  $H = 44$  y siendo el caudal a elevar por hora de  $40 \text{ m}^3$ , la tabla indica que el diámetro del tubo de bombeo debe ser de 4" por lo menos y para el pozo n° 2, en el cual  $H = 78$  y el caudal por hora de  $55 \text{ m}^3$ , la tabla indica que debe emplearse un tubo, cuyo diámetro esté comprendido entre 4" y 5".

C. A. REVOL