

DEPARTAMENTO DE CONSTRUCCION ARQUITECTONICA
ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE ARQUITECTURA
LAS PALMAS DE GRAN CANARIA

FONTANERÍA

TEMA V.

BOMBAS CENTRÍFUGAS. HIDROCOMPRESORES

MANUEL ROCA SUÁREZ
JUAN CARRATALÁ FUENTES
JAVIER SOLIS ROBAINA

FONTANERIA

TEMA V. BOMBAS CENTRÍFUGAS. HIDROCOMPRESORES.

INDICE

- V.1 BOMBAS CENTRÍFUGAS. SUS COMPONENTES.
- V.2 CLASES DE BOMBAS.
- V.3 CURVA CARACTERÍSTICA, q-h, DE UNA INSTALACIÓN.
- V.4 CURVA CARACTERÍSTICA, q-h, DE UNA BOMBA.
- V.5 ALTURA DE ELEVACIÓN DE UNA BOMBA.
- V.6 POTENCIAS Y RENDIMIENTO.
- V.7 ELECCIÓN DE LA BOMBA.
 - V.7.1 Mediante gráficas y tablas comerciales.
 - V.7.2 Numéricamente.
- V.8 CAVITACIÓN.
- V.9 CÁLCULO DE LA ALTURA GEOMÉTRICA MÁXIMA DE ASPIRACIÓN.
 - V.9.1 Altura positiva neta de aspiración (APNA), ó net positive suction head (NPSH), de una bomba.
 - V.9.2 Ejemplo.
- V.10 FUNCIONAMIENTO EN PARALELO DE LAS BOMBAS.
- V.11 FUNCIONAMIENTO EN SERIE DE LAS BOMBAS.
- V.12 HIDROCOMPRESORES. DESCRIPCIÓN.
- V.13 VARIEDADES BÁSICAS.
- V.14 DETERMINACIÓN DE SUS COMPONENTES.
 - V.14.1 Bombas.
 - V.14.2 Depósito regulador a presión.
 - V.14.3 Valor de T más desfavorable.
 - V.14.4 Valor del volúmen de reserva A.
 - V.14.5 Volúmen útil V_t del depósito a presión o calderín.
- V.15 PROBLEMÁTICA AL CASO DE VARIAS BOMBAS.
 - V.15.1 Bombas con funcionamiento "en alternancia".
 - V.15.2 Bombas con conexión en paralelo y funcionamiento "en cascada".
- V.16 TIPOLOGIAS USUALES DE HIDROCOMPRESORES.
 - V.16.1 De tanques con compresión de aire.
 - V.16.2 De tanques con membrana.
 - V.16.3 De tanques con inyectores.
 - V.16.4 Grupos de presión según el Código Técnico de la Edificación.
 - V.16.5 Grupos compactos.
- V.17 NORMATIVA AUTONÓMICA
- V.18 EJEMPLO DE CÁLCULO.

FONTANERIA

TEMA V. BOMBAS CENTRÍFUGAS. HIDROCOMPRESORES.

V.1 BOMBAS CENTRÍFUGAS. SUS COMPONENTES.

Las bombas centrífugas transforman la energía mecánica - generalmente de origen eléctrico - en energía hidráulica. Sus componentes básicos se representan esquemáticamente en la fig. 1.

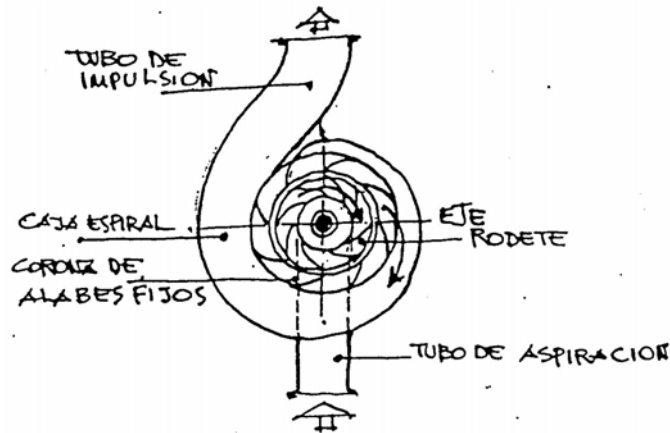


FIG. 1

La energía de un motor hace girar el EJE de la bomba; solidario con él es el RODETE, cuyos álabes aportan la energía cinética al agua que ha llegado al rodete por el TUBO DE ASPIRACION. La CAJA ESPIRAL transforma parte de la energía cinética en altura piezométrica debido al aumento progresivo de sus secciones y, por tanto, de la pérdida de velocidad inicial del líquido. El agua sale por el TUBO DE IMPULSION con una determinada energía, en parte cinética y en parte piezométrica.

Muchos modelos tienen un cuerpo, o CORONA DE ALABES FIJOS, entre el rodete y la caja espiral que aumenta el rendimiento de la bomba.

El motor de la bomba se coloca sobre bancada flotante, tal como indica la fig. 2, a fin de evitar la transmisión de vibraciones y mitigar ruidos.

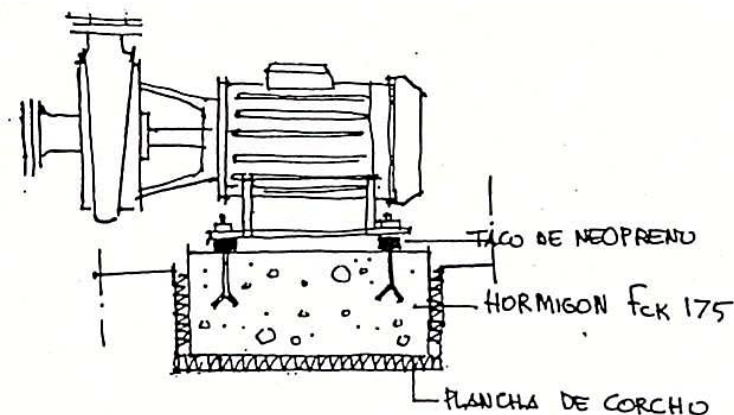


FIG. 2

V.2 CLASES DE BOMBAS.

Existen en el mercado numerosas clases de equipos "motor-bomba" adaptados a las necesidades del trasvase de líquido a realizar.

Los motores se instalan alimentados con corriente monofásica (220 V) ó trifásica (220/380/415/500/660 V) sus revoluciones por minuto oscilan entre 1.400 y 3.000, siendo más revolucionados aquellas que sirven a las bombas con necesidad de mayor altura de impulsión.

Si bien los motores son, en general, eléctricos los motores Diesel tienen gran aplicación - solos o combinarlos con equipos de motores eléctricos - en los grupos de extinción de incendios en previsión de cortes en la electricidad.

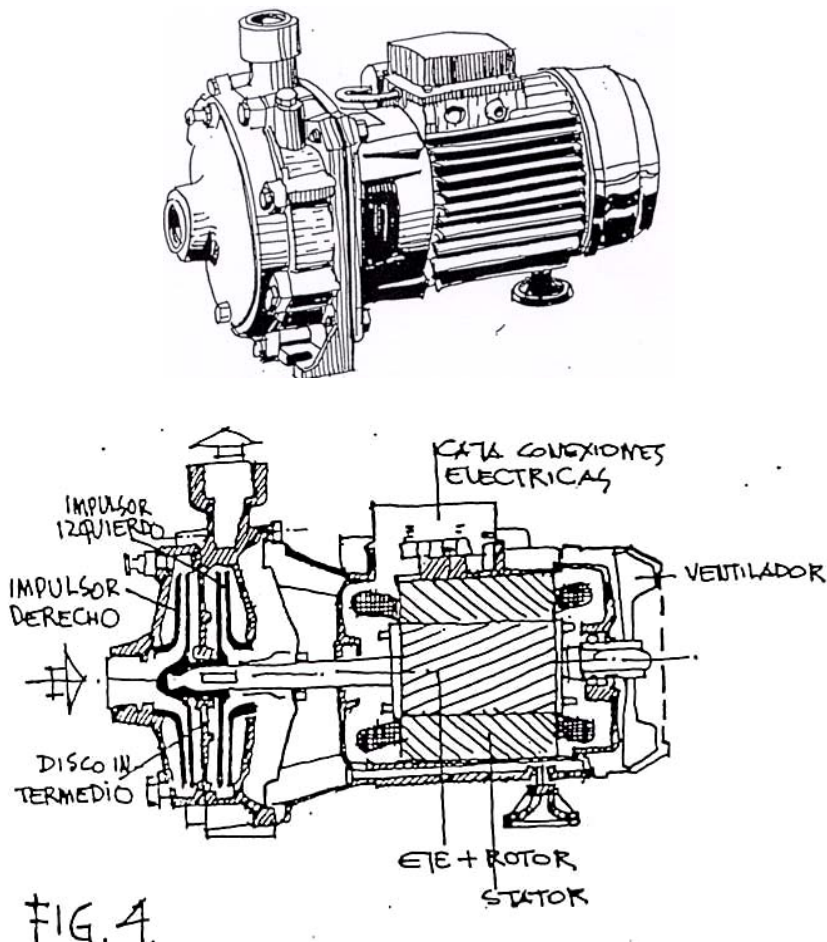
Por su parte las bombas adoptan diseños diferentes según su función; así, por ejemplo, las bombas para grandes impulsiones poseen caja con espiral muy acusada y/o corona de alabes fijos, mientras que carecen de tales elementos las que tienen una función puramente circulatoria.

Pasemos a describir escuetamente algunas bombas usadas en Fontanería y Saneamiento.

V.2.1 Bombas de eje horizontal, flujo radial, de alta presión.

Constituye el tipo de bomba tradicionalmente utilizada en los sistemas de alimentación de agua domiciliar y para la industria así como en los equipos de riego y de extinción de incendios.

Algunos modelos, como el que se representa en las figs. 3 y 4 tienen doble rodete, duplicando así su caudal; en este caso los álabes impulsores van contrapuestos a fin de autocompensar el empuje axial.



V.2.2 Bombas multicelulares de eje vertical (fig. 5).

Sustituyen últimamente con ventaja a las bombas horizontales tradicionales; Sobre un eje vertical van montadas varias turbinas (o "stages") con sus correspondientes coronas de álabes fabricadas con Althane, Noryl u otro tipo similar de polímero, lo que las hace notablemente silenciosas pese a ser muy revolucionadas (3.000 R.P.M.).

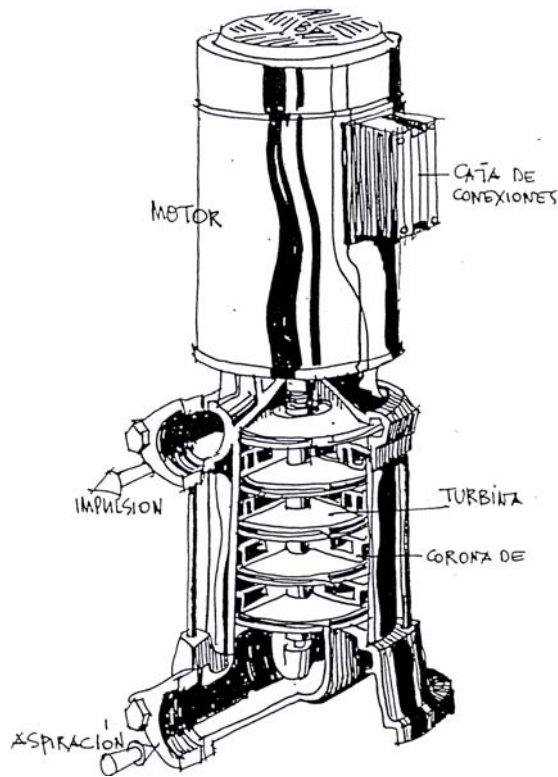


FIG. 5

V.2.3 Bombas de sólidos.

Se llaman así aquellas diseñadas para bombear líquidos que contienen partículas sólidas en suspensión, tal que las aguas residuales.

Se caracterizan por tener una caja espiral muy acusada en la que se aloja un robusto rodete. Sus alturas de impulsión son moderadas (5 á 20 m.) así como sus R.P.M. (1.400). Expliquemos dos tipos muy usados, ambos de eje vertical.

BOMBA CON MOTOR HERMETICO SUMERGIDO (fig. 6)

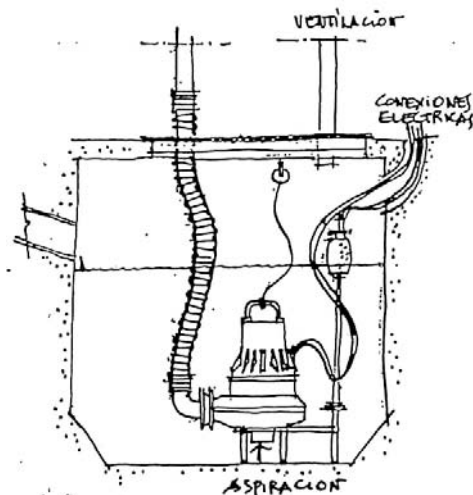


FIG. 6

Dotadas de cable para su recuperación/ reparación. Conectada normalmente a manguera flexible. Las conexiones eléctricas se realizan en cuadro independizador del motor.

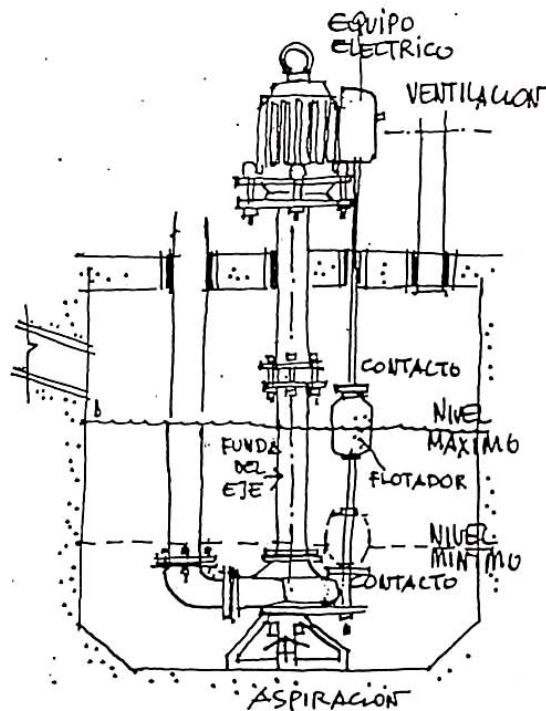


FIG. 7.

BOMBA CON MOTOR SECO (fig. 7)

Presenta ventajas en cuanto a control y mantenimiento respecto al tipo anterior. Como contrapartida se exige una cuidada colocación, de modo que la verticalidad del eje garantice su buen funcionamiento.

Ambos tipos van provistos de contactor de boya, que hace arrancar el motor al nivel máximo prefijado para el líquido y que lo detiene al alcanzarse el nivel mínimo.

V.2.4 Circuladores.

Pequeño equipo de eje horizontal con rotor sumergido característico de las instalaciones de agua caliente sanitaria y que se conecta directamente a las tuberías mediante racor o soldadura (figs. 8 y 9)

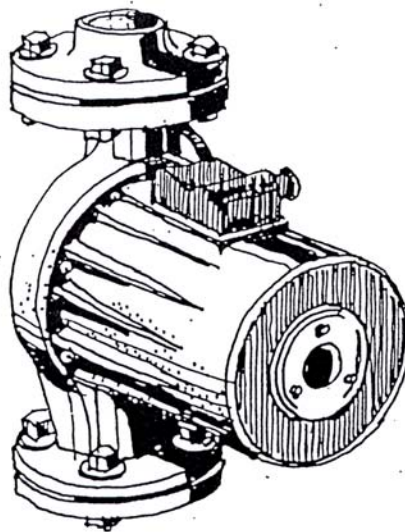


FIG. 8

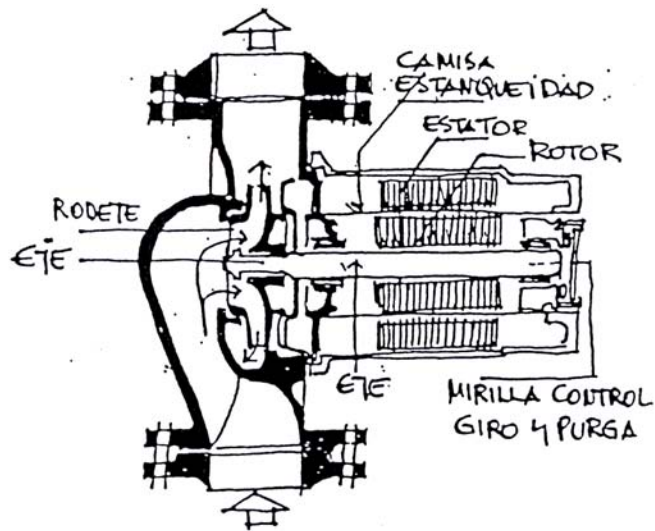


FIG. 9.

Carece de corona de álabes y sus limitadas prestaciones de caudal y altura están acorde con su estricta función de acelerar el paso del agua en la red.

V.3 CURVA CARACTERÍSTICA, q-h, DE UNA INSTALACIÓN.

La pérdida de presión o altura que se experimenta en cualquier punto de una instalación viene dada en función del cuadrado de la velocidad del líquido circulante. Dado que $Q = S \cdot v$, lo anterior equivale a decir que depende del caudal circulante con una fórmula genérica del tipo $H_p = \varphi Q^2$, donde φ es el parámetro que representa las características físicas (diámetros, longitud, materiales, obstáculos, etc.) del trazado.(fig 10).

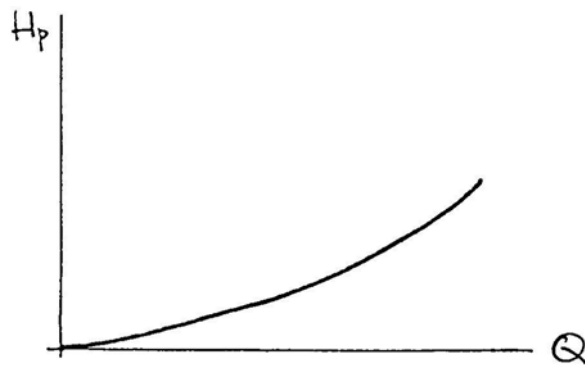


FIG. 10

Se suele llamar CURVA CARACTERÍSTICA de una instalación aquella que, sobre unos ejes coordenados Q-H de caudal y altura, representa las demandas hidrosanitarias de presión y caudal del trazado desde la situación de todos los grifos cerrados hasta la de todos los grifos abiertos. En dicha curva, evidentemente, estará incluido el punto P correspondiente a la situación de que estén abiertos el máximo número probable de grifos.

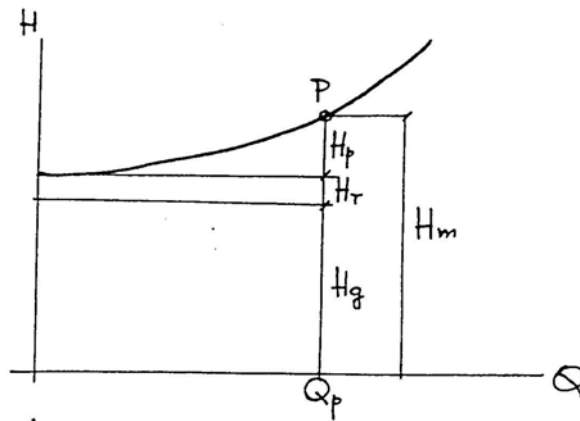


FIG. 11

Si nos fijamos en la curva la situación P correspondiente al caudal punta Q_p (fig. 11), será:

$$H_m = H_g + H_r + H_p$$

siendo, H_m = altura manométrica o presión total requerida

- H_g = altura geométrica del punto de agua más desfavorable (dato)
- H_r = altura o presión residual de uso (dato)
- H_p = altura o presión requerida para vencer las pérdidas de carga por rozamiento hasta dicho punto de agua

En fontanería, normalmente, consideraremos sólo la posición P de la instalación, lo que nos dará las correspondientes alturas para un cierto caudal de agua crítico, (caudal punta), olvidándonos del resto de las posiciones o puntos de la curva. Para otras posiciones u otros puntos de agua la instalación se considerará - en general - sobrada y convenientemente servida.

V.4 CURVA CARACTERÍSTICA, q-h, DE UNA BOMBA.

Análogamente a lo que ocurre con las instalaciones las características hidráulicas de una bomba se expresan mediante una curva construida sobre los ejes Q-H de caudal y altura. Los puntos de dicha curva son obtenidos en fábrica mediante el estrangulamiento de una válvula colocada a la salida de la bomba que simula un cerramiento paulatino de grifos hasta llegar al cierre total. Los caudales y alturas correspondientes a distintas posiciones de la válvula son obtenidos mediante caudalímetros y manómetros, respectivamente. Por ejemplo en la curva Q-H de la figura 12 la bomba impulsando un caudal de 5 l/seg. lo eleva a 20 ms de altura pero si, por estrangulamiento de la válvula de prueba, reducimos el caudal a 2 l/seg. lo elevará a 50 ms; y si la cerramos completamente el manómetro nos señalará 57 m. de altura.

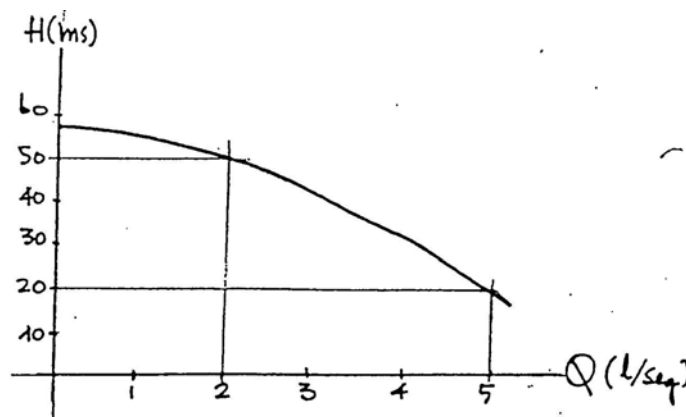


FIG. 12

Representemos ahora simultáneamente la curva demanda de una instalación y la curva característica de una cierta bomba comercial (fig. 13)

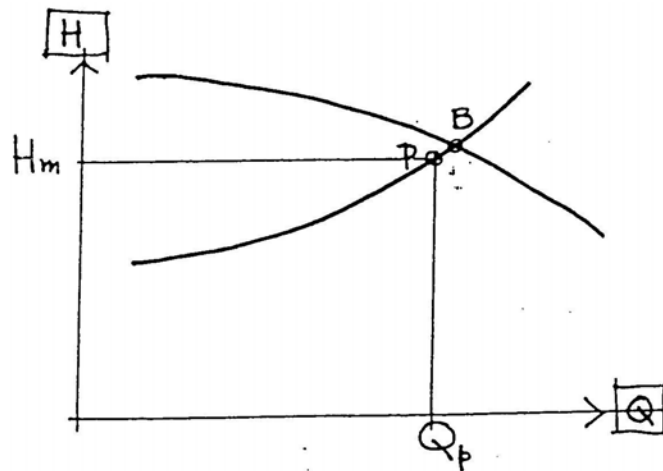


FIG. 13

La bomba será la adecuada para cubrir las demandas de la instalación cuando la curva de la bomba "cubra" el punto P de la curva de la instalación. Al punto B de intersección se le denomina punto de funcionamiento de la bomba; su determinación se requiere en las instalaciones contra incendios, como se verá posteriormente.

V.5 ALTURA DE ELEVACIÓN DE UNA BOMBA.

La altura total de elevación de una bomba, en cualquiera de los puntos de su curva Q-H, está formada por la altura de aspiración $H_{(a)}$ y la altura de impulsión $H_{(i)}$, (fig. 14).

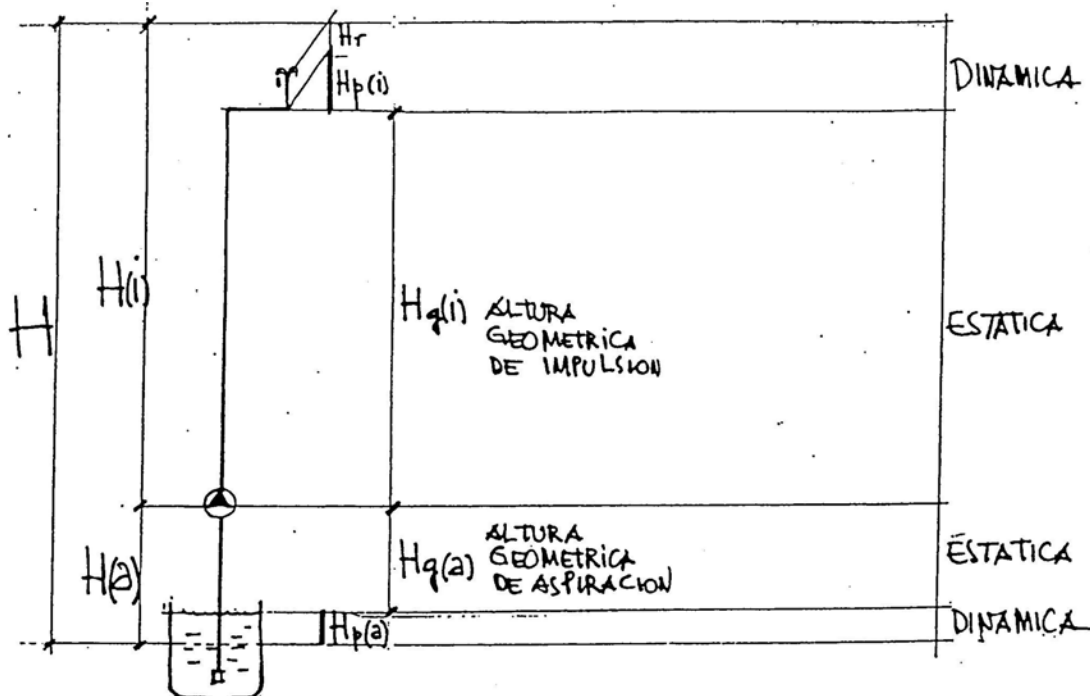


FIG. 14

Ahora bien ambas tienen una componente estática E y una componente dinámica D. La componente estática del tramo de aspiración es la altura geométrica desde la superficie del líquido hasta el eje de la bomba, mientras que la del tramo de impulsión ha de ser la altura geométrica desde el eje de la bomba hasta el punto de agua más desfavorable. Por su parte la componente dinámica en el tramo de aspiración ha de ser la presión necesaria para vencer el rozamiento del tramo de aspiración $H_{g(a)}$, mientras que la componente dinámica del tramo de impulsión ha de ser la presión necesaria para vencer el rozamiento del tramo de impulsión $H_{g(i)}$ más la presión residual H_r exigible al punto de agua más desfavorable.

Llamando H_g a la altura total de elevación y H_p a la presión total necesaria para vencer las pérdidas de carga podemos escribir:

$$H = H_g + H_p + H_r$$

H_g componente dinámica o cinética

$H_p + H_r$ componente estática ó piezométrica

V.6 POTENCIAS Y RENDIMIENTO.

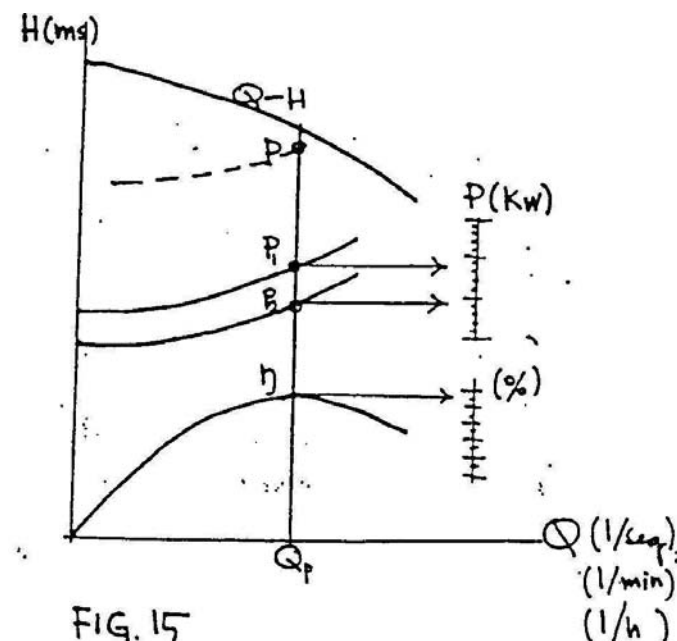
Llamaremos P_1 , potencia IN PUT, o "potencia consumida" por una bomba a su gasto energético en la unidad de tiempo.

Llamaremos P_2 , potencia OUT PUT o "potencia necesaria" aquella que, para cada posición de la curva Q-H, ha de verificarse en el eje de rotación de la bomba.

Llamaremos P_3 "potencia desarrollada" o útil aquella que puede medirse traducida en el movimiento del líquido (caudal y altura).

La relación $P_2/P_1 = \rho$ se llama rendimiento del motor, vale entre 0,6 y 0,85, depende de características puramente eléctricas y es constante para cada modelo de bomba.

La relación entre la potencia desarrollada P_3 y la necesaria P_2 en cada posición de la curva Q-H se denomina "rendimiento de la bomba" y se representa por la letra η , ($\eta < 1$). En este parámetro, que es función, básicamente, del caudal que mueve la bomba, se incluye, además, la pérdida de potencia que se produce por rozamiento de los cojinetes, la viscosidad del líquido, formación de torbellinos, pérdidas por ranuras, etc.



Las características Q-H, P_1 , P_2 y η de una bomba se representan en un solo diagrama, tal como se indica en la fig. 15, sobre el que haremos los siguientes comentarios:

NOTA.- P_3 no se representa sino indirectamente a través de la curva Q-H. Tampoco es frecuente que se represente P_2 .

$$P_2/P_3 \text{ (constante)}$$

$$\eta = P_3/P_2 \text{ (variable)}$$

Las diferentes curvas "se leen" siempre sobre la vertical Q_p a impulsar, la curva Q-H nos dará la altura, P_1 y P_2 las potencias en kw y η nos dará el rendimiento en %.

Las curvas de las potencias consumida y necesaria crece con el caudal y decrece a partir de un cierto valor del mismo.

El rendimiento η de la bomba es nulo para $Q = 0$, aumenta con el caudal y decrece a partir de un cierto valor del mismo.

La "potencia desarrollada" para cada valor de Q será $P_3 = P_2 \frac{\eta}{100}$

Para entender la diferencia entre potencia desarrollada y la necesaria baste advertir que sí para caudal cero la primera es nula, la potencia necesaria suele ser importante (40-60% de la máxima). Se entiende ello considerando que, en caso contrario la columna de agua revertiría a la altura inicial.

V.7 ELECCIÓN DE LA BOMBA.

V.7.1 Mediante gráficas y tablas comerciales.

Una vez establecido el punto P de nuestra instalación convendrá escoger una bomba que no solo tenga su curva $Q-H$ lo más cercana posible al punto P , sino que, para el caudal Q_p , tenga un rendimiento η elevado.

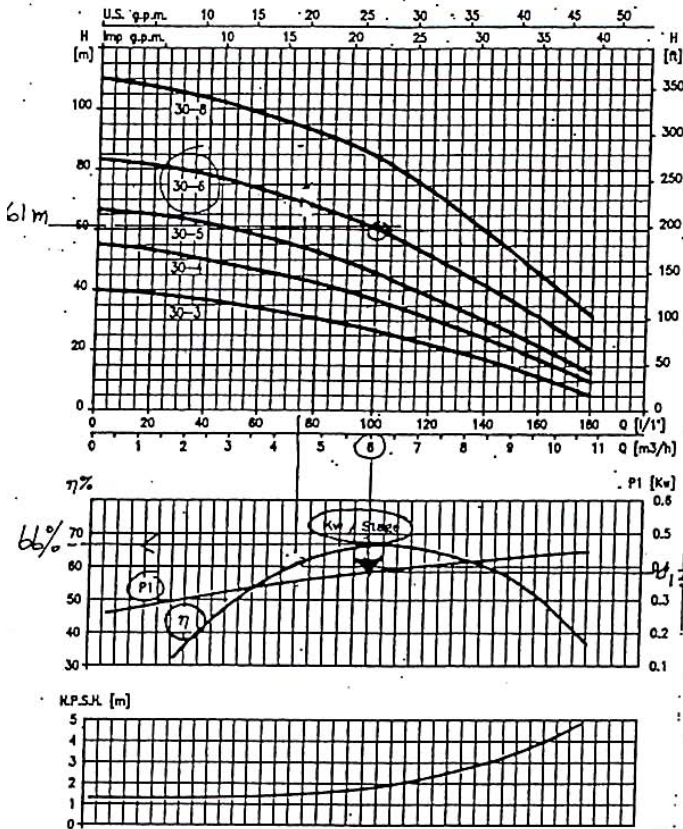
Aparte de las curvas $Q-H$, P_1 y η , las casas comerciales aportan tablas en las que vienen consignados los valores de P_1 y P_2 correspondientes al caudal máximo.

Ejemplo.- Necesitamos una bomba de las siguientes prestaciones:

$$Q = 6 \text{ m}^3/\text{h}, H = 50 \text{ ms.}$$

Veamos en el catálogo de la casa ESPA (hoja ANEXA) la bomba MULTI 30-6 compuesta por 6 turbinas en vertical o "stages".

Curvas de funcionamiento a 2.900 r.p.m.



NOTA.- valores P_1 por turbina
 $P_1 \text{ total} = n \times P_1$, siendo n el número de turbinas

NOTA.- La NPSH es independiente del número de turbinas, ya que sdo la primera interviene en el fenómeno de la Cavitación

P_2 (valores tipo)

	KW	HP	l/min	37	33	30	28	100	125	150	175
			m³/h	1	2	3	4.8	8	7.5	9	10.5
MULTI 30-3 M	MULTI 30-3	0.75	1	39	37.5	35.5	31.5	27	21	15	7
MULTI 30-4 M	MULTI 30-4	1.1	1.5	54	51	48	44	37	29.5	21	11.8
MULTI 30-5 M	MULTI 30-5	1.5	2	65.4	63.5	60	54.5	46	36	26.2	15
	MULTI 30-6	2.2	3	82	79.5	75	69	61	49	36.7	23
	MULTI 30-8	3	4	108	105	101	93	85	70	53	35

P_1 (valores tipo)

220-240 V 50 Hz	220-380 V 240-415 V 50 Hz	A		A				P_1 (Kw)		uF	
		1-	240	220	380	240	415	1-	3-	220	240
Mult 30.3M	Mult 30.3	6.3	6.7	4.4	2.6	4.1	2.4	1.3	1.2	25	25
Mult 30.4M	Mult 30.4	9.2	8.3	5.1	3	4.6	2.7	1.97	1.58	25	25
Mult 30.5M	Mult 30.5	10.8	9.3	6.5	3.8	5.6	3.5	2.3	1.9	30	30
	* Mult 30.6			8.5	5	7.6	4.5			27	
	Mult 30.8			10.8	6.3	9.8	5.7			3.5	

Su curva Q-H nos da para $Q = 6 \text{ m}^3/\text{h}$ una $H = 61 \text{ ms}$, lo que cubre nuestras necesidades.

La posición de η para el caudal demandado es de un 66%, cercano al óptimo. Veamos también la posición de la curva P_1 con una potencia por turbina de 0,38 Kw, que nos daría un gasto teórico total de $P_1 = 6 \times 0,38 = 2,28 \text{ Kw}$. Comparando este valor con P_1 de la tabla ó consumo máximo IN PUT, = 2,7 kw, consideramos que la "ratio" es aceptable.

La tabla bajo las gráficas nos da los valores máximos OUT PUT, ó P_2 , de la serie MULTI 30, a la vez que reproduce numéricamente los valores Q-H del gráfico superior.

Para la MULTI 30-6 tenemos $P_2 = 2,2 \text{ kw}$

La tabla final nos dará, las características eléctricas de los motores, entre las que se incluye un IN PUT, o P_3 , máximo de 2,7 kw para nuestra bomba.

El rendimiento del motor de la MULTI 30.6 será, en consecuencia:

$$\rho = \frac{P_2}{P_3} = \frac{2,2}{2,7} = 0,81$$

V.7.2 Numéricamente.

Más problemática e inexacta es la elección de la bomba a partir de las fórmulas de la física, que es el sistema que se expone normalmente en los libros de texto. Veámoslo:

Si elevamos un cierto caudal Q a una altura H, P_3 ó "potencia desarrollada" será:

En caballos.-	$P_3 = \frac{1}{75}QH$	Q en l/seg. H en ms
En caballos.-	$P_3 = \frac{1}{3,6} \times \frac{1}{75}QH$	Q en m ³ /h. H en ms

mientras P_2 , "potencia necesaria" (OUT PUT) será:

En caballos. $P_2 = \frac{1}{\eta} P_3$ (P_3 en caballos)

En kw .- $P_2 = \frac{1}{\eta} 0,736 P_3$ (η , adimensional, <1)

A su vez P_1 , "potencia consumida" (IN PUT) será :

$$P_1 = \frac{1}{\rho} P_2 \quad \left| \begin{array}{l} \rho < 0.85 \\ > 0,6 \end{array} \right.$$

Ejemplo.- Sea el caso anteriormente planteado. Será:

$$P_3 = \frac{1}{3,6} \times \frac{1}{75} \times 6 \times 50 = 1,11 \text{ c.v.}$$

y tomando prudentemente $\eta = 0,5$ (50%) tenemos:

$$P_2 = \frac{1}{0,5} \times 0,736 \times 1,11 = 1,63 \text{ kw}$$

y tomando $\rho = 0,7$

$$P_1 = \frac{1}{0,7} \times 1,63 = 2,32 \text{ kw}$$

A fin de cubrir las incidencias eléctricas (par de arranque, caídas de tensión, etc.) procede elegir una bomba con una potencia máxima un 20% mayor.

$$\max P_1 = 1,20 \times 2,32 = 2,78 \text{kw}$$

resultado similar al obtenido mediante gráficas y tablas comerciales

V.8 CAVITACIÓN.

Durante el funcionamiento de la bomba se establece una depresión en su línea de aspiración. Si el nivel del agua a aspirar se encuentra por debajo de la bomba, la presión atmosférica actuante sobre la superficie hace, por sí sola, subir el agua (fig. 16). Teóricamente, y salvo rozamientos, podría vencer una altura de 10,33 ms.

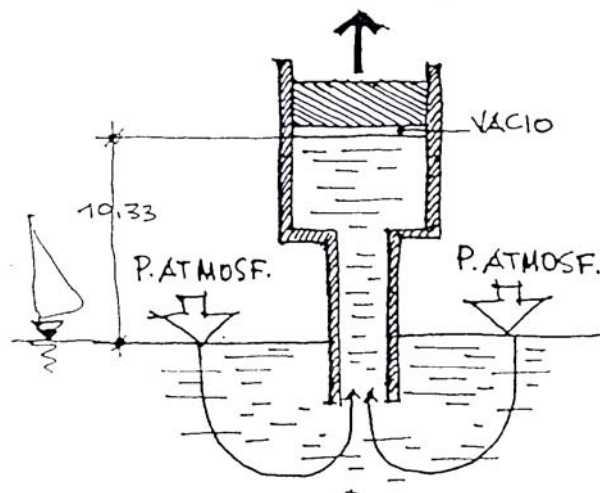


FIG.16

Sin embargo no se aconseja en ningún caso superar los 8 metros si no queremos que sobrevenga el problema de cavitación del que hablamos a continuación:

El agua, como cualquier líquido, y dependiendo de cada temperatura, posee una tensión de vapor; es decir una tendencia a cambiar al estado gaseoso.

Las partículas de agua pierden su presión atmosférica inicial a medida que se acercan a la bomba; al entrar en los álabes del rodete se produce en el mismo una nueva caída de presión. Si la presión resultante en algún punto es inferior a la presión de vapor del líquido se forman bolsas de vapor. Estas burbujas son arrastradas por el flujo y llegan a zonas donde la presión aumenta; allí se juntan bruscamente y el vapor se vuelve a condensar. Teniendo en cuenta que al vaporizarse el agua aumenta de volumen 1.700 veces, al condensarse disminuye de volumen en la misma proporción; en los espacios vacíos se precipita el agua que fluye a continuación golpeando contra la superficie de los álabes. De este modo se ocasionan presiones locales que pueden alcanzar los 1.000 kg/cm^2 . El fenómeno, conocido como "aspiración en vacío" o "cavitación" produce el deterioro de la bomba.

V.9 CÁLCULO DE LA ALTURA GEOMÉTRICA MÁXIMA DE ASPIRACIÓN.

V.9.1 Altura positiva neta de aspiración (APNA), ó net positive suction head (NPSH), de una bomba.

Durante la aspiración la propia bomba - tanto por conversión de la presión en energía cinética, como por rozamiento del agua en sus elementos - gasta parte de la presión atmosférica inicial del agua. Tal pérdida de presión es característica de cada bomba: es mayor en aquellas muy revolucionadas y en las de amplios diámetros de entrada. Teniendo en cuenta que durante el funcionamiento las pérdidas aumentan con el caudal circulante el fabricante, mediante fórmulas "ad hoc" y ensayos, establece

tales pérdidas para los posibles caudales y las incluye en la hoja de características por medio de una curva denominada "Curva de NPSH de la bomba" (fig. 17)

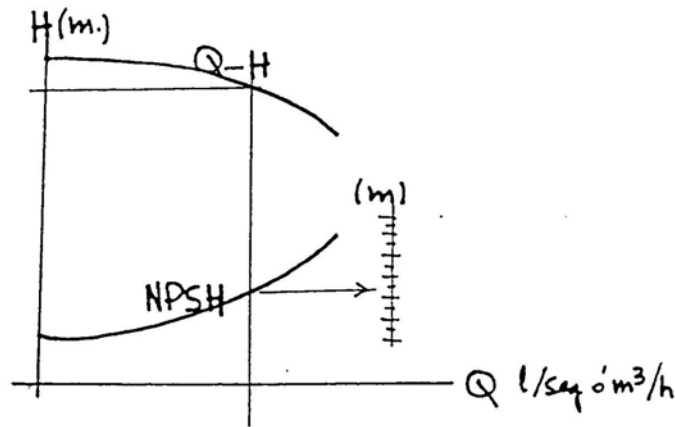


FIG. 17

La NPSH, como hemos dicho, depende de la construcción de la bomba y varía con cada posición de la bomba (curva Q-H); tiene el valor mínimo para $Q=0$ y crece fuertemente al aumentar el agua elevada.

Centrándonos ahora en la instalación se trata de averiguar qué presión atmosférica ha de quedar en el proceso íntegro de la aspiración para que no se produzca cavitación.

Refiriéndonos a la fig. 14 de este tema debemos poder escribir:

$$P_{atm} - [H_g(a) + H_p(a)] - NSPH > p^0.v.$$

ó sea

$$P_{atm} - H_p(a) - NSPH - p^0.v > H_g(a)$$

lo que nos da la altura a que podemos colocar la bomba, siendo:

P_{atm} = presión atmosférica del lugar en m.c.a.

$H_p(a)$ = pérdidas de carga desde la toma hasta el eje de la bomba en m.c.a.

$NSPH$ = valor del parámetro en la posición de la bomba considerada (punto de la curva Q-H) expresada en m.

$p^0.v.$ = presión de vapor del líquido a la temperatura ambiente

$H_g(a)$ = altura máxima de aspiración en m.

Valores para la utilización de ésta fórmula:

Altura s/el mar (m)	P_{atm} (m)	Temp. del agua (°C)	$p^0.v.$ (m.c.a.)
0	10,33	10	0,125
1.000	9,16	20	0,238
2.000	7,95	30	0,433
3.000	7,20	40	0,752
4.000	6,16	50	1,258
6.000	4,72		

V.9.2 Ejemplo.

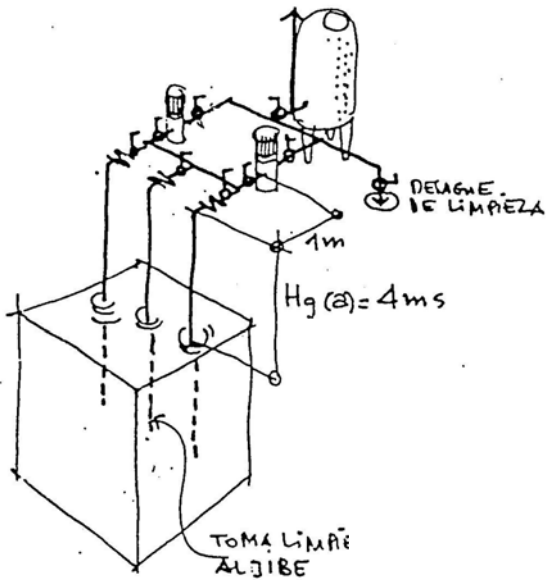


FIG. 18

Sea el grupo hidroneumático representado (fig. 18) que sirve a la instalación del ejemplo descrito en el punto 7.1.

DATOS

$$l_1 = 5 + 1 = 6 \text{ ms}$$

$$\phi = 2" \text{ 1/2 ACERO}$$

$$1 \curvearrowright = 1 \times 5 = 5,00 \text{ ms}$$

$$2 \times = 2 \times 0,43 = 0,86 "$$

$$1 \sqcap = 1 \times 2,14 = 2,14 "$$

$$1 \curvearrowleft = 1 \times 1,31 = \underline{1,31 "}$$

$$l_2 = 9,31 "$$

$$L = l_1 + l_2 = 6 + 9,31 = 15,31 \text{ m}$$

Para un caudal de $6 \text{ m}^3/\text{h}$ ($= 1,66 \text{ l/seg}$) y $\phi = 2 \text{ 1/2 "}$ tenemos (v. monograma de Flammant) $J = 0,015 \text{ m./m.}$, luego

$$* H_p(a) = J \times L = 0,015 \times 15,31 = 0,23 \text{ m}$$

Por otra parte la altura de aspiración será máxima para el aljibe vacío

$$* H_g(a) = 5 \text{ ms.}$$

La edificación se sitúa en Tejada, G.C (2.000 m. s/nivel del mar).

$$* P_{atm} = 7,95 \text{ m}$$

Si suponemos el agua a 20° :

$$* p^0.v. = 0,238 \text{ m.}$$

Bomba ESPA Multi 30.6. Para la situación de la bomba: $Q = 6 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 61 \text{ m}$, tenemos:

$$* \text{NPSH (v. ábaco del catálogo)} = 1,8$$

$$\text{Fórmula: } P_{atm} - H_p(a) - \text{NPSH} - p^0.v. > H_g(a)$$

$$7,95 - 0,23 - 1,8 - 0,24 = 5,68 > 5$$

Así pues $H_g(a)$ cumple sobradamente, sin peligro de cavitación

NOTA.- Las llaves de compuerta se mantendrán completamente abiertas; en caso contrario aumentaría peligrosamente $H_p(a)$.

V.10 FUNCIONAMIENTO EN PARALELO DE LAS BOMBAS.

Si el caudal de una sola bomba no fuese suficiente, puede aumentarse el caudal conectando varias bombas en paralelo. (Ver figura 19). Sin embargo, no basta multiplicar el caudal de una bomba por el número de ellas, sino que hay que proceder del modo siguiente: si trabaja solamente la bomba 1, se tiene el punto de funcionamiento B_1 , si trabaja la bomba 2 solamente, el punto de funcionamiento es el B_2 .

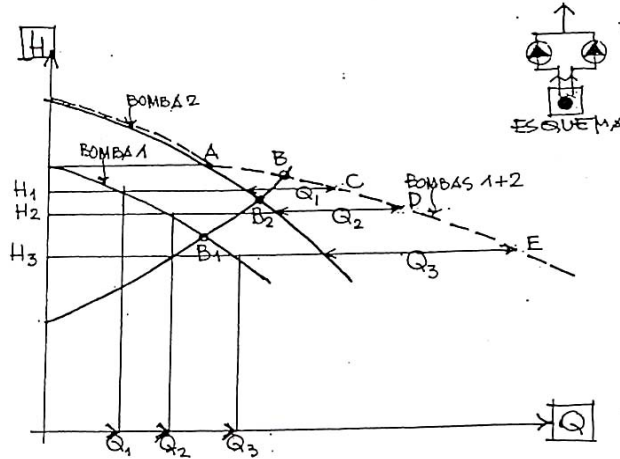


FIG. 19

Para calcular el punto de funcionamiento del conjunto B es necesario construir primero una curva Q-H común. La curva característica común se obtiene por adición de los caudales de cada una de las bombas. Para ello se toman primero sobre el eje de ordenadas varios valores, elegidos arbitrariamente, de alturas de elevación y se llevan estas alturas, por ejemplo $H_1/H_2/H_3$, a las curvas de las bombas 1 y 2. En los puntos de intersección de las alturas H_1, H_2, H_3 , con la curva de la bomba 1 se obtienen los caudales correspondientes Q_1, Q_2, Q_3 . Estos caudales se suman ahora simplemente a los caudales obtenidos con la curva de la bomba 2 en los puntos de intersección con las alturas H_1, H_2, H_3 . Los puntos C, D, E así obtenidos se unen entre sí para formar la curva característica común de las bombas 1 y 2.

El punto de intersección de la curva característica de la instalación con la nueva curva característica es el punto de funcionamiento B de las bombas funcionando en paralelo. La curva característica común comienza en A porque por encima de A la bomba 1 aún no produce elevación. La figura 20 aclara el cálculo de la curva característica común de dos bombas conectadas en paralelo cuando tienen iguales curvas Q-H.

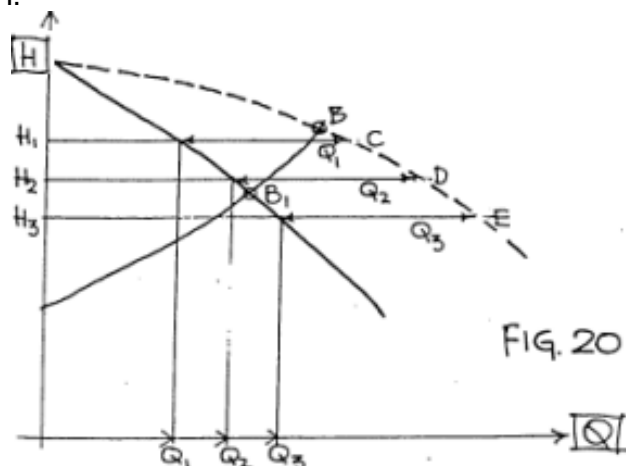


FIG. 20

Se aprecia claramente que el caudal conjunto que se consigue en el punto de funcionamiento B es menor que la suma de los caudales que se obtendrían con cada una de las bombas por sí solas en el punto B_1 .

V.11 FUNCIONAMIENTO EN SERIE DE LAS BOMBAS.

Se efectúa la conexión de varias bombas, una a continuación de la otra (conexión en serie) cuando no basta una sola bomba centrífuga para vencer la altura de elevación deseada. En el funcionamiento en serie se suman las alturas de elevación de cada una de las bombas para el mismo caudal elevado. (Ver figura 21).

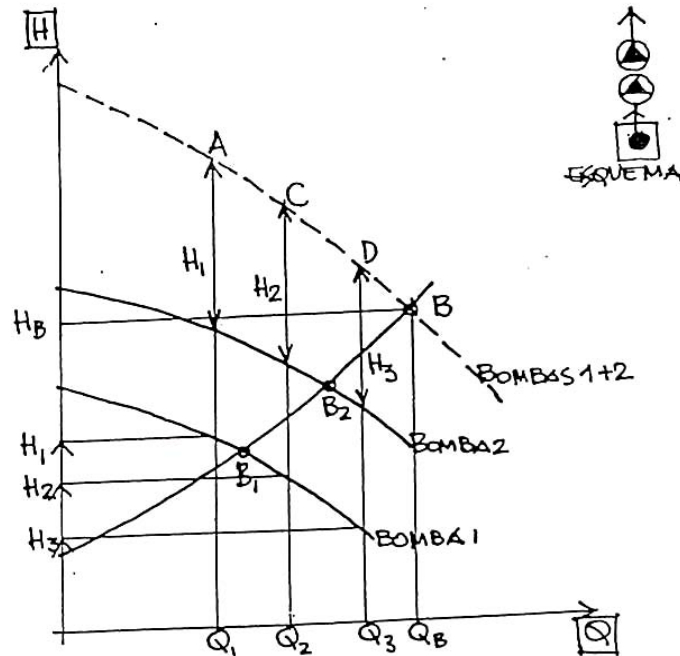


FIG. 21

Para determinar el punto de funcionamiento B para la elevación común, hay que determinar primero la línea Q-H del conjunto. Esta nueva curva se obtiene sumando las alturas de elevación de cada una de las bombas para un mismo caudal. La altura de elevación H_1 de la bomba 1 para el caudal Q_1 se transporta sobre la curva de la bomba 2, y lo mismo se hace con H_2 , H_3 , etc.

Los puntos A, C, D, así obtenidos se unen para formar la curva característica común de las bombas 1 y 2. El punto de intersección de la curva característica de la instalación con la nueva línea Q-H es el punto de funcionamiento B de las bombas centrífugas conectadas en serie.

V.12 HIDROCOMPRESORES. DESCRIPCIÓN.

Un grupo de presión, o hidropresor, está compuesto básicamente por un tanque hermético que contiene aire y agua, suministrada ésta última por una o más bombas. Al ser comprimido el aire transmite la presión al agua que, de este modo, puede llegar a todos los puntos del edificio.

En realidad la bomba, comandada por un presostato, podría suministrar directamente el agua a la presión requerida sin necesidad del tanque pero para ello tendría que arrancar tal número de veces que los contactores eléctricos tendrían muy corta vida.

V.13 VARIEDADES BÁSICAS.

Existen dos variedades fundamentales de hidropresores (fig.22). En los primeros inicialmente se prepara el tanque insuflando aire a presión mediante un compresor, de modo que el tanque queda a la presión mínima de trabajo (p_1). En los segundos la presión mínima inicial del tanque se alcanza inyectando agua mediante la propia bomba.

En ambos la presión máxima del tanque (p_2) se logra bombeando agua. Una vez alcanzada la presión máxima de trabajo el presostato detiene la bomba; asimismo cuando por el consumo de agua se llega a la presión mínima de trabajo el presostato hace arrancar de nuevo la bomba hasta recuperar la presión máxima; el agua se suministra, pues, al edificio a presiones comprendidas entre una presión máxima y otra mínima, previamente establecidas.

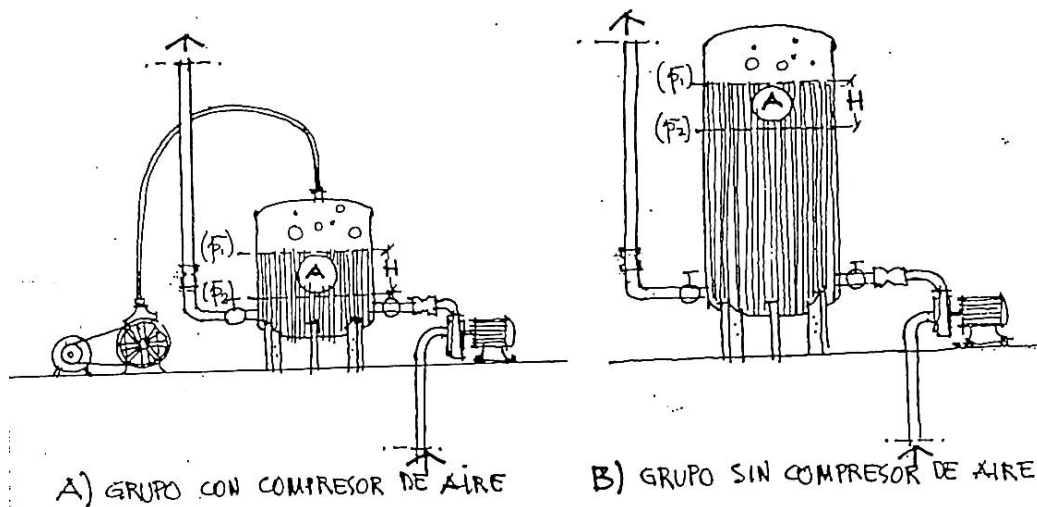


FIG. 22. ESQUEMAS DE HIDROCOMPRESORES.

p_1 = presión mínima absoluta de trabajo del hidrocompresor*

p_2 = presión máxima absoluta de trabajo del hidrocompresor*

H = altura que debe subir el agua suministrada por la bomba para que pase la presión de p_2 a p_1

A = volumen de agua a consumir por el edificio antes de que vuelva a producirse un arranque de la bomba

* Presión manométrica + ¹ (Patmosférica = 1)

Como se ve los hidrocompresores con compresores de aire, para una prestación equivalente, ocupan menos volumen que los otros.

Se suelen instalar hidrocompresores con compresor sólo en los grandes edificios ya que es más costosa su implantación y mantenimiento.

V.14 DETERMINACIÓN DE SUS COMPONENTES.

V.14.1 Bombas.

La bomba que forma parte de un hidrocompresor debe ser capaz de hacer frente al caudal máximo que el sistema demanda en un determinado período de tiempo a una presión media, intermedia entre la máxima y la mínima.

V.14.2 Depósito regulador a presión.

Como ya se ha indicado, la función del depósito a presión es evitar el continuo arranque y parada de la bomba con cualquier gasto que se produzca en la instalación, es decir se trata de limitar la frecuencia o el número de ciclos de arrancada o parada de la bomba, porque es sabido que esta circunstancia influye en el deterioro de los contactores eléctricos del equipo. Por tanto vamos a estudiar las posibles situaciones con que se puede enfrentar el sistema y determinar cuales pueden ser las más desfavorables. Para ello supondremos que la duración de las situaciones hidráulicas que estudiemos sea igual al tiempo en que midamos la frecuencia del número de arrancadas de la bomba.

Así, si decimos que la frecuencia de arrancadas de la bomba es 10 por hora, querrá decir que el tiempo que suponemos que dura el fenómeno hidráulico estudiado es una hora. Teniendo en cuenta

que la bomba ha de dar respuesta a los mayores consumos de la instalación que duran, además, varios minutos, es claro que nos referimos a una de las horas puntas del edificio.

Tiempo t_1 de reposición del Volumen de Reserva A.

Si llamamos A al volumen de agua que representa la diferencia entre el arranque y la parada de la bomba, el tiempo que tarda la bomba en reponer dicho volumen será:

Cuando en la instalación no se produce ningún gasto

$$t_1 = \frac{A}{Q_b}$$

Cuando en la instalación se está produciendo un consumo de agua, una parte del caudal de la bomba va destinado a cubrir dicho gasto y por tanto la expresión anterior quedará

$$t_1 = \frac{A}{Q_b - Q_c}$$

Siendo:

A = Volumen a reponer en l.

Q_b = Caudal de la bomba en l./min.

Q_c = Caudal medio de la instalación en el período T entre arrancadas.

t_1 = Tiempo en minutos que tarda la bomba en reponer el volumen A.

Tiempo t_2 que tarda en consumirse el Volumen A de Reserva

Una vez lleno el depósito, si la instalación tiene un gasto cuyo caudal es Q_c , el tiempo t_2 que tarda en consumirse el volumen de reserva A será:

$$t_2 = \frac{A}{Q_c}$$

Tiempo T entre arrancadas.

El tiempo total T entre arrancada y arrancada de la bomba será igual a la suma de ambos tiempos t_1 y t_2 :

$$T = t_1 + t_2$$

Cuanto mayor sea el tiempo total T, menor será la frecuencia de arrancadas de la bomba.

V.14.3 Valor de T más desfavorable.

Veamos en qué posibles situaciones puede encontrarse la instalación:

a).- El caudal que se consume en la instalación es mínimo. Tenemos que

$$t_1 = \frac{A}{Q_b - Q_c}$$

tiempo t_1 que resulta ser mínimo cuando Q_c se hace cero, puesto que todo el caudal de la bomba se destina a reponer el volumen A de reserva, quedando la expresión anterior como:

$$t_1 = \frac{A}{Q_b}$$

Sin embargo con t_2 pasa lo contrario, es decir que cuando Q_c se acerca a valores cercanos a cero, t_2 tiende a infinito:

$$t_2 = \frac{A}{Q_c} = \frac{A}{0}$$

Como resulta que el valor T, que nos interesa, es el resultado de la suma de los valores t_1 y t_2 , estamos en un caso favorable respecto a nuestros deseos de que la frecuencia de arrancadas de la bomba sea pequeña.

b).- El caudal que se consume es máximo, es decir $Q_c = Q_b$

Si Q_c es máximo, por definición, será igual a Q_b , lo cual implica, para valores de Q_c cercanos a Q_b , que t_1 tiende a infinito, según se desprende de la expresión:

$$t_1 = \frac{A}{Q_b - Q_c} = \frac{A}{0}$$

Lo que hace irrelevante el valor de t_2 , para concluir en que estamos también en un caso favorable, respecto a la frecuencia de arrancadas de la bomba.

c).- El caudal, que se consume Q_c , corresponde a valores equivalentes a valores intermedios de Q_b .

c).1.-
$$Q_c = \frac{Q_b}{4}$$

$$t_1 = \frac{A}{Q_b - Q_c}$$

Sustituyendo Q_c por su valor:

$$t_1 = \frac{A}{Q_b - \frac{Q_b}{4}} = \frac{A}{\frac{3Q_b}{4}} = \frac{4A}{3Q_b}$$

Por otra parte tenemos

$$t_2 = \frac{A}{Q_c}$$

Sustituyendo, asimismo, Q_c por su valor:

$$t_2 = \frac{A}{\frac{Q_b}{4}} = \frac{4A}{Q_b}$$

Hallando T como suma de t_1 y t_2 y sustituyéndolos por sus valores en función de A y Q_b :

$$T = \frac{4A}{3Q_b} + \frac{4A}{Q_b} = \frac{16A}{3Q_b}$$

c).2.-
$$Q_c = \frac{3Q_b}{4}$$

Volviendo a realizar las mismas sustituciones y operaciones:

$$t_1 = \frac{A}{Q_b - Q_c}$$

Sustituyendo Q_c por su valor:

$$t_1 = \frac{A}{\left(Q_b - \frac{3Q_b}{4}\right)} = \frac{4A}{Q_b}$$

Por otra parte tenemos

$$t_2 = \frac{A}{Q_c}$$

Sustituyendo, asimismo, Q_c por su valor:

$$t_2 = \frac{A}{\frac{3Q_b}{4}} = \frac{4A}{3Q_b}$$

Hallando T como suma de t_1 y t_2 y sustituyéndolos por sus valores en función de A y Q_b :

$$T = \frac{4A}{Q_b} + \frac{4A}{3Q_b} = \frac{16A}{3Q_b}$$

Lo que quiere decir que se obtiene el mismo valor de T para $Q_c = Q_b/4$ y para $Q_c = 3Q_b/4$

c).3.
$$Q_c = \frac{Q_b}{2}$$

Volviendo a realizar las mismas sustituciones y operaciones:

$$t_1 = \frac{A}{Q_b - Q_c}$$

Sustituyendo Q_c por su valor:

$$t_1 = \frac{A}{\left(\frac{Q_b}{2}\right)} = \frac{2A}{Q_b}$$

De igual manera tenemos

$$t_2 = \frac{A}{Q_c}$$

Sustituyendo, asimismo, Q_c por su valor:

$$t_2 = \frac{A}{\frac{Q_b}{2}} = \frac{2A}{Q_b}$$

Hallando T como suma de t_1 y t_2 y sustituyéndolos por sus valores en función de A y Q_b :

$$T = \frac{2A}{Q_b} + \frac{2A}{Q_b} = \frac{4A}{Q_b}$$

Lo que representa el valor mínimo de T y por tanto la mayor frecuencia de arrancadas de la bomba, caso más desfavorable para el que debemos calcular la instalación.

Realizando una gráfica donde quede reflejado T, para diferentes valores de Q_c y siendo $Q_c = f(Q_b)$, obtendremos $T = f(A, Q_b)$, tal como hemos hecho hasta ahora (fig. 23).

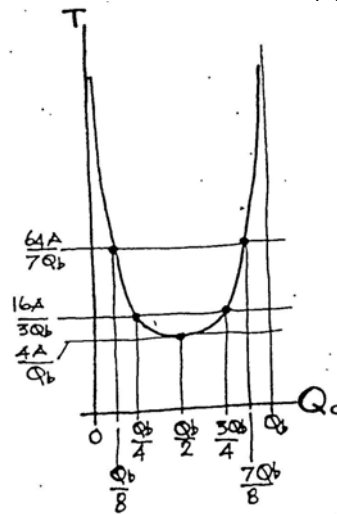


FIG.23

CUADRO DE VALORES PARA $Q_c = f(Q_b)$

$Q_c = f(Q_b)$	t_1	t_2	T
0	A/Q_b	Infinito	Infinito
$Q_b/8$	$8A/7Q_b$	$8A/Q_b$	$64A/7Q_b$
$Q_b/4$	$4A/3Q_b$	$4A/Q_b$	$16A/3Q_b$
$Q_b/2$	$2A/Q_b$	$2A/Q_b$	$4A/Q_b$
$3Q_b/4$	$4A/Q_b$	$4A/Q_b$	$16A/3Q_b$
$7Q_b/8$	$8A/Q_b$	$8A/7Q_b$	$64A/7Q_b$
Q_b	Infinito	---	Infinito

V.14.4 Valor del volumen de reserva A.

Una vez establecido el valor de Q_c que resulta más desfavorable, vamos a ver qué volumen total V_t del depósito a presión haría falta para, con dicho caudal, poder mantener el número de arrancadas de la bomba con la frecuencia deseada.

Para ello, vamos a poner el volumen de reserva A en función de valores conocidos como el caudal de la bomba Q_b y el valor del número de arrancadas por hora que como máximo ha de admitirse N_c (número de ciclos), para el caso del consumo más desfavorable donde $Q_c = Q_b/2$.

Con los siguientes significados:

A = Volumen en litros de reserva o útil que representa la diferencia entre la presión de máxima y la mínima en el depósito a presión y por tanto entre el arranque y la parada de la bomba.

$Q_b =$ Caudal de la bomba en litros/minuto.

$N_c =$ Número de ciclos, número arrancadas de la bomba por hora o frecuencia de maniobras que se producen tomando como unidad de tiempo una hora.

Según hemos visto:

$$(1) \quad T = 4A/Q_b$$

Al propio tiempo por definición:

$$N_c = 60/T$$

Despejando T tenemos:

$$(2) \quad T = 60/N_c$$

Sustituyendo (2) en (1):

$$60/N_c = 4A/Q_b$$

Y despejando A de la anterior expresión:

$$(3) \quad A = 15Q_b/N_c$$

Valor de A que nos será muy útil posteriormente, puesto que nos dá el valor de A en función de valores conocidos o impuestos por nosotros.

V.14.5 Volumen útil v_i del Depósito a presión o Calderín.-

Como ya se ha explicado, en este tipo de instalaciones la bomba introduce agua a presión en el depósito, cuyo nivel sube y va comprimiendo el aire que parcialmente ocupa la parte superior del mismo. Al alcanzarse la presión máxima, previamente seleccionada, un presostato interrumpe el funcionamiento de la bomba. Cuando por el consumo de la instalación, el nivel del agua en el depósito disminuye, la presión también va bajando hasta que llega al mínimo establecido, donde el presostato vuelve a poner en funcionamiento la bomba y se inicia de nuevo el ciclo descrito.

Si consideramos tres momentos de este ciclo (fig. 24).

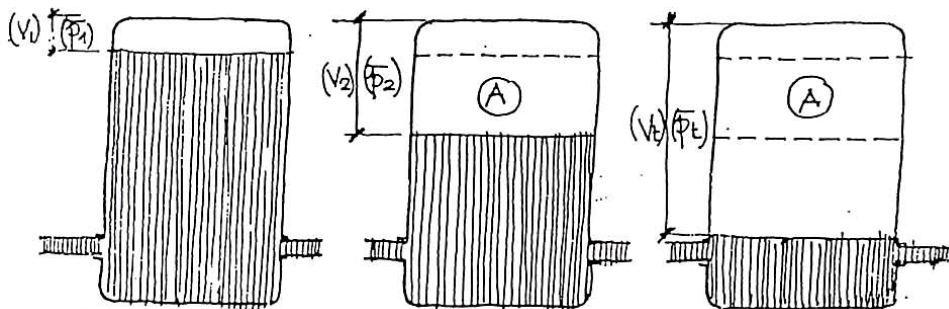


FIG. 24

a). El depósito está completamente lleno.

$p_1 =$ Presión máxima absoluta en el depósito correspondiente al volumen v_1 de aire.

$v_1 =$ Volumen mínimo de aire en la parte superior del depósito.

b). El depósito se encuentra lleno hasta el nivel donde tiene su arranque la bomba.

$p_2 =$ Presión mínima absoluta en el depósito. Corresponde al volumen v_2 de aire.

$v_2 =$ Volumen máximo de aire en la parte superior del depósito.

Hay que resaltar que el volumen útil o de reserva A es igual a la diferencia entre v_2 y v_1 :

$$A = v_2 - v_1$$

c). El depósito se encuentra vacío, encontrándose el nivel de agua por encima de los tubos de entrada y salida del agua.

$v_t =$ Volumen del depósito contado desde el nivel mínimo que cubre los tubos de entrada y salida del agua

$p_t =$ Presión absoluta del aire en el depósito correspondiente a v_t .

Esta presión puede ser igual a la atmosférica o a una mayor, en el caso que el depósito cuente con una presión inicial aportada mediante compresor.

Si aplicamos la ley de Mariotte, tenemos:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = p_t v_t$$

Por tanto:

$$(1) \quad p_2 v_2 = p_t v_t$$

y

$$p_1 v_1 = p_t v_t, \text{ luego } v_1 = \frac{p_t v_t}{p_1}$$

Por otra parte:

$$v_2 = A + v_1$$

Sustituyendo en (1) los valores antes hallados:

$$p_2(A + v_1) = p_t v_t$$

y posteriormente:

$$p_2 \left(A + \frac{(v_t p_t)}{p_1} \right) = p_t v_t$$

Operando y despejando v_t , obtenemos:

$$(2) \quad v_t = \frac{A \cdot p_1 \cdot p_2}{p_t(p_1 - p_2)}$$

Esta expresión se transforma en:

$$(l) \quad v_t = \frac{A \cdot p_1 \cdot p_2}{(p_1 - p_2)}$$

en el caso que el depósito no sea dotado de ninguna presión inicial y por tanto p_t sea igual a la atmosférica (1 kg/cm^2)

Si al depósito se le dota de una presión inicial equivalente a la presión mínima p_2 la expresión (2) queda:

$$(II) \quad v_t = Ap_1/(p_1-p_2)$$

que lógicamente representa un depósito de dimensiones menores (fig. 25).

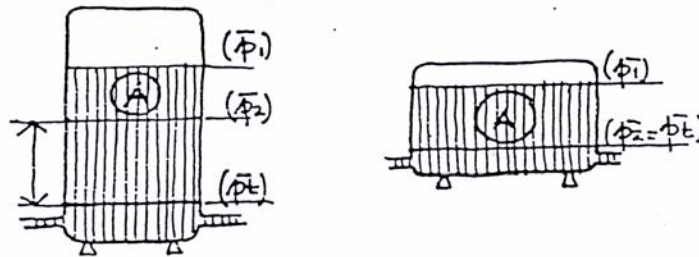


FIG. 25

Por otra parte si sustituimos A por su valor en función de Q_b (caudal de la bomba elegida) y de N_c (número de arrancadas de la bomba en una hora), hallados previamente, tenemos que para el caso más desfavorable (cuando $Q_c = Q_b/2$):

$$A = 15Q_b/N_c$$

sustituyendo en (I) y (II), nos quedará:

$$(I) \quad v_t = 15Q_b p_1 p_2 / N_c (p_1 - p_2)$$

$$(II) \quad v_t = 15Q_b p_1 / N_c (p_1 - p_2)$$

Si además tenemos en cuenta que en muchos modelos de depósitos los orificios de entrada y salida del agua se encuentran a una determinada altura del fondo de los mismos y que resulta imprescindible que dichos orificios se encuentren siempre por debajo del nivel mínimo del agua, tendremos que el volumen útil v_t representa una fracción del volumen total V del calderín. Fracción que puede oscilar entre el 70 y 90 %, que llamaremos K y que permite establecer las siguientes expresiones :

Sin compresión inicial.- $p_t = 1 \text{ atm.}$

$$(I) \quad V = \frac{15}{k} \cdot \frac{Q_b}{N_c} \cdot \frac{p_1 \cdot p_2}{p_1 - p_2}$$

V = Volumen total del depósito en l.

Q_b = Caudal de la bomba, en l/min.

N_c = Número de arrancadas de la bomba en la hora punta.

p_1, p_2 = Presiones absolutas máximas y mínimas en el tanque, en atmósferas.

Con compresión inicial.- $p_t = p_2$

$$(II) \quad V = \frac{15}{k} \cdot \frac{Q_b}{N_c} \cdot \frac{p_1}{p_1 - p_2}$$

Con valores de k comprendidos entre 0,7 y 0,9.

Llegados a este punto conviene aclarar lo siguiente:

Para poder aplicar la Ley de Mariotte hemos tenido que trabajar con las presiones absolutas del aire encerrado en el calderín, mientras que las presiones en fontanería se expresan en presiones relativas; es decir en aquella magnitud que excede a la presión atmosférica del lugar. Así pues si se

nos da como datos tales presiones relativas (que designaremos como p) en las formulas (I) y (II) serán:

$$P_1 = p_1 + 1$$

$$P_2 = p_2 + 1$$

p_1, p_2, p_1 y p_2 en atmósferas o kg/cm^2

En tales fórmulas p_2 será la presión mínima exigible para la instalación, es decir: la suma de la altura geométrica desde el hidro hasta el punto de agua más desfavorable, más las pérdidas de carga hasta dicho punto, más su presión de servicio.

$$p_2 = Z + \sum (R + \Lambda_{\underline{R}}) + p_s$$

En cuanto al valor de p_1 , éste se establece ponderadamente, ya que una presión excesiva podría perjudicar la instalación, siendo normales los valores $p_1 = p_2 + 1,5$ atmósferas.

V.15 PROBLEMÁTICA AL CASO DE VARIAS BOMBAS.

Hasta ahora todo el desarrollo teórico que hemos hecho se ha basado en la consideración que el equipo contaba con una sola bomba, aunque conviene recordar la conveniencia de la existencia de una bomba de reserva, para casos de avería, sobre todo cuando la importancia del suministro sea relevante.

V.15.1 Bombas con funcionamiento "en alternancia".

De la necesidad de la existencia de una bomba de reserva se desprende, como alternativa, que dichas bombas puedan funcionar en régimen de alternancia, lo que significa que cada una de ellas pueda hacer frente al gasto total de la instalación y que representa una serie de ventajas entre las que destacan:

1º.- Hace innecesaria la existencia de una bomba de reserva, puesto que caso de avería de una de ellas, mientras dura la reparación, la otra puede hacer frente al gasto de la instalación.

2º.- Tiene la ventaja que todas las bombas funcionan habitualmente, lo que facilita el control del estado de todas ellas, frente al problema de tener una bomba de reserva permanentemente parada, salvo caso de avería.

3º.- Permite una reducción importante del volumen del depósito a presión del hidroc ompresor, puesto que, suponiendo dos el número de bombas, a igualdad del tiempo T entre arrancada y arrancada de la misma bomba, permite duplicar el número de ciclos con que pueden entrar en funcionamiento el conjunto y, por tanto, generalizando para n bombas, las expresiones (I) y (II) toman la siguiente forma:

Sin compresión inicial.- $P_t = 1$ atm.

$$(I) \quad V = \frac{15}{k} \cdot \frac{Q_b}{nNc} \cdot \frac{P_1 \cdot P_2}{P_1 - P_2}$$

Con compresión inicial.- $P_t = P_2$

$$(II) \quad V = \frac{15}{k} \cdot \frac{Q_b}{nNc} \cdot \frac{P_1}{P_1 - P_2}$$

siendo:

$$Q_b = Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots \text{caudal de } \underline{\text{cada bomba}} \text{ instalada.}$$

n = número de bombas funcionando en régimen de alternancia ¹.

N_c = número de ciclos de cada bomba.

V.15.2 Bombas con conexión en paralelo y funcionamiento "en cascada".

Otra modalidad de funcionamiento, cuando se conectan dos o más bombas, es la que permite la entrada en funcionamiento de las bombas según la demanda lo va requiriendo.

Su funcionamiento es el siguiente:

Supongamos que el nivel de agua en el depósito ha alcanzado el mínimo, nivel al que correspondería la presión mínima establecida p_2 . Si se produce o se está produciendo un consumo en el sistema, entraría a funcionar la primera de las bombas. En caso que a pesar de ello, la presión de mínima siguiera bajando, querría decir que el caudal que se consume es mayor que el que aporta la propia bomba y automáticamente entraría a funcionar la segunda. Si con esta segunda bomba tampoco se recuperase la presión en el depósito, entraría a funcionar la tercera, y así sucesivamente hasta que entrase la última, en cuyo caso, como, al menos, la suma de los caudales de todas las bombas conectadas en paralelo debe ser igual al máximo de los consumos, la presión no debe seguir bajando.

Este sistema tiene una serie de ventajas, entre las que podemos destacar:

1º.- Permite ajustar mejor el rendimiento de las bombas a la curva de consumos que se puedan producir, sobre todo si ésta resulta de difícil pronóstico o muy variable.

2º.- Si bien es cierto que este sistema sigue requiriendo la existencia de una bomba de reserva, la potencia y tamaño de la misma será más pequeño.

3º.- A partir de tres bombas permite una reducción del tamaño del calderín como veremos tras la obtención de las correspondientes fórmulas:

Si como es preceptivo

$$Q_c = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n$$

siendo n el número de bombas, y cuya suma de caudales sería equivalente al caudal Q_b .

$$Q_b = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n$$

Con lo cual, podremos comparar los valores de T con los correspondientes a si tuviera una sola bomba.

¹ La reducción de v no es proporcional a n pues, como veremos, con más de una bomba en alternancia convendrá mayorar Q_b .

***.- Dos bombas en cascada.**

Realizando las mismas operaciones que se hicieron para determinar el valor más desfavorable de T, cuando estudiamos el caso de una sola bomba, se deduce que éste se produce cuando el consumo es ligeramente superior a $Q_1 = Q_b/2$, y arranca la segunda bomba:

$$T = t_1 + t_2 = \frac{4A}{Q_b}$$

Que resulta ser el mismo valor de T que se tenía con una sola bomba.

***.- Tres bombas en cascada.**

Procediendo de igual manera, se deduce que el valor de T más desfavorable se produce cuando el consumo es ligeramente superior a $Q_1 + Q_2 = 2Q_b/3$, y arranca la tercera bomba:

$$T = t_1 + t_2 = \frac{9A}{2Q_b}$$

***.- Cuatro bombas en cascada.**

El valor de T más desfavorable se produce cuando el consumo supera ligeramente $Q_1 + Q_2 + Q_3 = 3/4Q_b$, y arranca la cuarta bomba:

$$T = t_1 + t_2 = \frac{16A}{3Q_b}$$

***.- N bombas en cascada.**

Si generalizamos para n bombas, el valor de T más desfavorable se producirá cuando el consumo sea tal que se requiera el arranque de la enésima bomba y T tomará los siguientes valores:

$$T = t_1 + t_2 = \frac{n^2 A}{(n-1)Q_b}$$

Expresión que resulta válida para valores de n iguales o mayores de 2.-

Teniendo en cuenta que:

$$T = \frac{60}{N_c}$$

Podemos establecer la siguiente igualdad:

$$\frac{60}{N_c} = \frac{n^2 A}{(n-1)Q_b}$$

Por tanto:

$$A = \frac{60(n-1)Q_b}{n^2 N_c}$$

De dónde las expresiones (I) y (II) toman la siguiente forma para bombas con funcionamiento en cascada:

Sin compresión inicial.- $p_t = 1 \text{ atm.}$

$$(I) \quad V = \frac{60}{k} \cdot \frac{n-1}{n^2} \cdot \frac{Q_b}{N_c} \cdot \frac{P_1 \cdot P_2}{P_1 - P_2}$$

Con compresión inicial.- $p_t = p_2$

$$(II) \quad V = \frac{60}{k} \cdot \frac{n-1}{n^2} \cdot \frac{Q_b}{N_c} \cdot \frac{P_1}{P_1 - P_2}$$

siendo: $Q_b = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots$ suma de los caudales de las bombas instaladas
 n = número de bombas funcionando en cascada, para valores de n iguales o mayores de 2.
 N_c = número de ciclos del conjunto o, lo que es lo mismo, de cada bomba.

V.16 TIPOLOGIAS USUALES DE HIDROCOMPRESORES.

V.16.1 De tanques con compresor de aire.

Como se ha visto los tanques servidos por compresor de aire, ó con presión inicial, tienen, para una prestación equivalente, menos volumen que los que carecen de aquel.

Hay que tener en cuenta, además, que en unos y otros el aire presionado se va incorporando en forma de pequeñas burbujas al agua del calderín para ser luego impulsadas a la red; en el caso de tanques con compresor la consiguiente pérdida de presión es repuesta automáticamente.

De todos modos este tipo de grupos solo suele colocarse para grandes instalaciones al ser más costosa su implantación y mantenimiento.

V.16.2 De tanques con membrana.

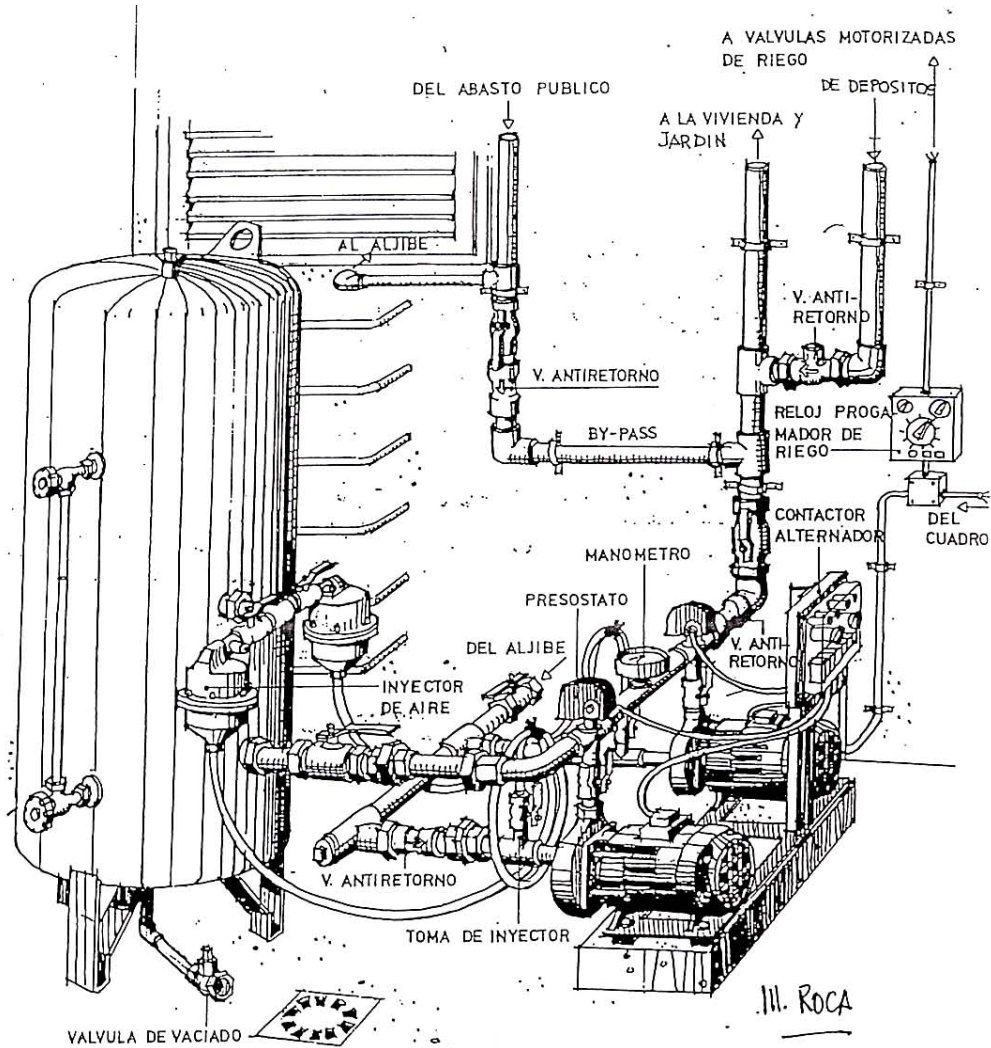
A fin de paliar este inconveniente sobre los años 70 se extendió la utilización de depósitos con membranas elásticas separadoras de agua y aire. Sus frecuentes roturas han llevado a una utilización más moderada actualmente.

V.16.3 De tanques con inyectores.

Hoy el problema parece resuelto con la incorporación de inyectores que aprovechan la propia fuerza motriz de las bombas para introducir, con cada arrancada, una mezcla de agua-aire que restaura el equilibrio inicial. La regulación de esta impulsión complementaria de agua se realiza mediante válvula manual en el período de puesta a punto.

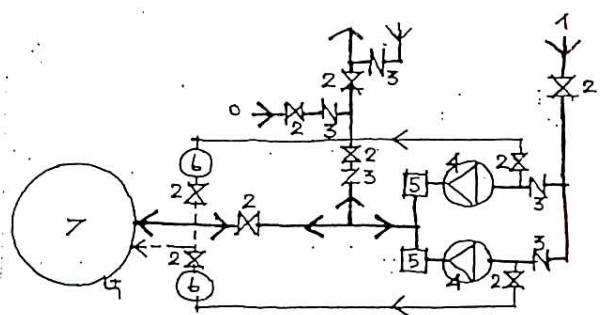
Es interesante hacer observar que podemos, en cualquier momento, comprobar el buen funcionamiento del sistema. Efectivamente si A es el volúmen de agua que se introduce en el tanque con cada arrancada, según 14.5. I (pág. 26), $A = V_t (p_1 - p_2 / p_1 \times p_2)$ dónde V_t , p_1 y p_2 son valores físicos conocidos; así pues tomando el diámetro del tanque deduciremos la altura h que ha de recorrer el nivel del agua en cada arrancada. Si, a través del visor, observamos que el recorrido es menor de lo calculado será ello señal de que parte del colchón inicial de aire ha ido diluyéndose; los disparos se producirán entonces con gran frecuencia, por lo que habrá que reponer el aire perdido; si fuera necesario incluso vaciando el calderín y procediendo a su recarga mediante la bomba.

En la fig. 26 se ha representado un grupo con inyectores para un chalet. Nótese que las conexiones se han dispuesto de modo que tanto vivienda como jardín puedan nutrirse bien del aljibe o bien directamente de la red de abasto. Igualmente se hace ver que en este modelo se han unificados los conductos de entrada y salida de agua del calderín.



M. ROCA

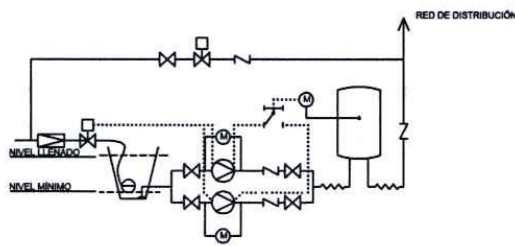
- 0 DEL ABASTO
 - 1 DEL ALJIBE
 - 2 VALVULA MANUAL
 - 3 VALVULA DE RETENCION
 - 4 BOMBA
 - 5 PRESOSTATO
 - 6 INYECCOR DE AIRE
 - 7 DEPÓSITO
- AIRE
 - - - AGUA A INYECCORES
 ——— AGUA A LA RED.



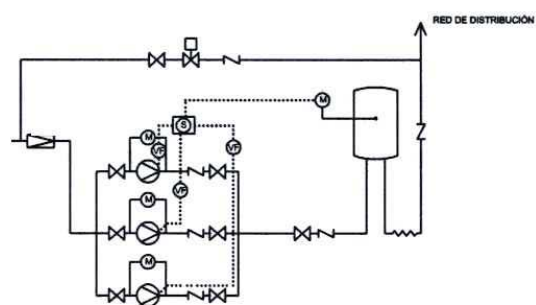
V.16.4 Grupos de presión según el Código Técnico de la Edificación.

- 1 Todo sistema de sobreelevación estará diseñado de manera que se puedan suministrar zonas del edificio alimentables con presión de red, sin necesidad de la puesta en marcha del grupo.
- 2 Los grupos de presión podrán ser de cualquiera de los siguientes tipos:
 - a) convencional, que contará con los siguientes elementos:
 - I) depósito auxiliar de alimentación, que evite la toma de agua directa por el equipo de bombeo;
 - II) equipo de bombeo, compuesto como mínimo por dos bombas de iguales prestaciones y funcionamiento alterno, montadas en paralelo;
 - III) depósitos de presión con membrana, conectados a dispositivos suficientes de valoración de los parámetros de presión de la instalación, para su puesta en marcha y parada automáticas. No se admitirán depósitos sin membrana para evitar la introducción de oxígeno en la red que favorezcan o aceleren fenómenos de corrosión en componentes metálicos de la instalación;
 - b) de accionamiento regulable, que podrá prescindir del depósito auxiliar de alimentación y contará con un variador de frecuencia que accionará las bombas manteniendo constante la presión de salida, independientemente del caudal solicitado o disponible. Una de las bombas mantendrá la parte de caudal necesario para el mantenimiento de la presión necesaria.

ESQUEMA GENERAL DE GRUPO DE PRESIÓN CONVENCIONAL



ESQUEMA GENERAL DE GRUPO DE PRESIÓN DE CAUDAL VARIABLE



Grupos de presión

- 3 El grupo de presión se instalará en un local de uso exclusivo donde también se podrá instalar el sistema de tratamiento de agua, si es el caso. Las dimensiones de dicho local serán capaces de albergar el equipo completo con los suficientes espacios a su alrededor para realizar un mantenimiento adecuado.

V.16.5 Grupos compactos.

La necesidad de simplificar gastos de montaje ha impulsado a la fabricación de grupos normalizados en los que, sobre una estructura básica, montada sobre depósitos de diferentes capacidades, se acoplan el resto de los componentes tabulados de forma que, en su conjunto, respondan a las diferentes demandas de los edificios más usuales.

Se consigue, por otra parte una importante reducción del volumen ocupado por el grupo facilitando, además al arquitecto prever los espacios necesarios. Ello elimina la improvisación y/o problemas de montaje frecuentes en las obras.

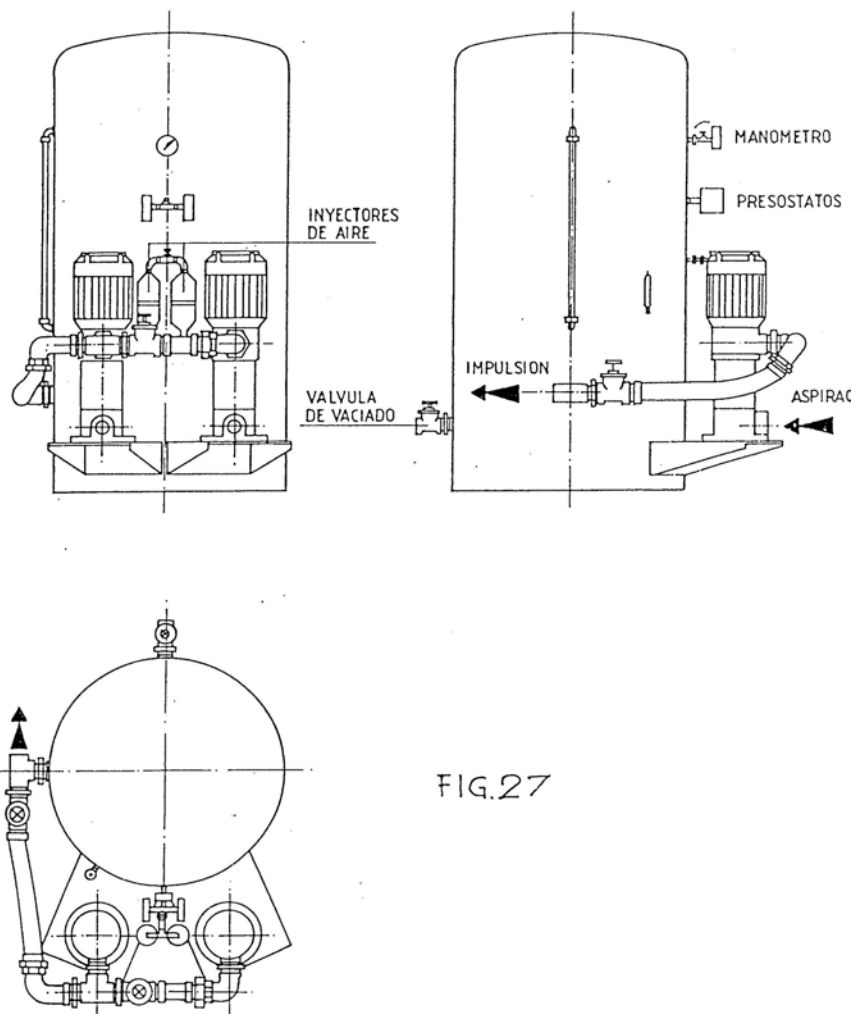


FIG.27

En la figura 27 se representa uno de estos grupos, cuyos componentes y esquema de funcionamiento coinciden con lo representado en la figura 26 anterior.

V.17 NORMATIVA AUTONÓMICA.-²

A continuación se establecen inicialmente las siguientes categorías o tipos de suministros según la normativa autonómica:

Suministro tipo A.- Su caudal instalado es inferior a 0,6 litros/segundo; corresponde a locales dotados de servicio de agua en la cocina, lavadero y un sanitario.

Suministro tipo B.- Su caudal instalado es igual o superior a 0,6 l/s., e inferior a 0,9 l/s., corresponde a locales dotados de servicio de agua en la cocina, lavadero y un cuarto de aseo.

Suministro tipo C.- Su caudal instalado es igual o superior a 1 l/s., e inferior a 1,2 l/s.; corresponde a locales dotados de servicio de agua en la cocina, lavadero y un cuarto de baño completo.

Suministro tipo D.- Su caudal instalado es igual o superior a 1,5 l/s., e inferior a 1,95 l/s., corresponde a locales dotados de servicio de agua en la cocina, "office", lavadero, un cuarto de baño y otro de aseo.

² ITA 09-Grupos de sobreelevación.

Suministro tipo E.- Su caudal instalado es igual o superior a dos l/s., e inferior a 2,65 l/s.; corresponde a locales dotados de servicio de agua en la cocina, "office", lavadero y dos cuartos de baño y otro de aseo.

V.17.1. Dimensionamiento.

V.17.1.1. Caudal de la bomba.

El caudal de la bomba, funcionando en el límite más alto de presión, no será inferior a los valores expresados en la siguiente tabla en litro por minuto en función del número de suministros que alimenta.

Caudal de la bomba en litros/ minuto					
Número suministros	Tipo A	Tipo B	Tipo C	Tipo D	Tipo E
0-10	25	35	50	60	75
11-20	40	60	85	100	125
21-30	60	75	110	140	180
31-50	90	150	180	220	280
51-75	150	220	250	290	320
76-100	200	270	290	320	----
101-150	250	300	320	----	----

Existirá siempre una bomba de reserva de las mismas características que el resto de las existencias.

V.17.1.2. La presión mínima del agua en el recipiente de presión.

La presión mínima del agua en el recipiente de presión, en metros de columna de agua (m.c.d.a.), se obtendrá añadiendo 15 metros a la altura, en metros sobre la base del recipiente, del techo de la planta más elevada que tenga que alimentar.

V.17.1.3. Presión máxima del agua en el recipiente de presión.

Presión máxima del agua en el recipiente de presión, será 15 m.c.d.a. superior a la presión mínima definida en el punto V.17.1.2.

V.17.1.4. Volumen del depósito de presión.

El volumen interior total del depósito en litros será igual o superior al que se determina por aplicación de la siguiente fórmula, en función del caudal de la bomba y presión máxima de agua en el recipiente de presión, multiplicando por el coeficiente K correspondiente al tipo de calderín según el sistema de renovación del gas comprimido empleado.

$$V = \frac{K \cdot 6,25 \cdot Q_n \cdot P_p}{100N}$$

V = Volumen interior del calderín en litros.

Q_n = Caudal, en litros / minuto, del conjunto de todas las bombas a la presión de paro según el punto V.17.1.1.

P_p = Presión absoluta de paro en m.c.a.

N = Número de bombas iguales que se instalan (excluida la de reserva).

K = Coeficiente según el tipo de calderín.

K = 1 cuando existe membrana de separación gas-agua.

K = 2 cuando la renovación del aire se realiza por medio de compresor.

K = 3 cuando la renovación del aire se realiza por medio de inyectores.

En aplicación de la anterior fórmula, se puede determinar el volumen del interior del calderín en la siguiente tabla:

VOLUMEN INTERIOR DEL CALDERÍN DE PRESIÓN PARA K = 1(litro)											
Q_{n1} l/min	PRESIÓN MANOMÉTRICA DE PARO (m.c.a)										
	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
10	28	31	34	38	41	44	47	50	53	56	59
25	70	78	86	94	102	109	117	125	133	141	148
35	98	109	120	131	142	153	164	175	186	197	208
40	113	125	138	150	163	175	188	200	213	225	238
50	141	156	172	188	203	219	234	250	266	281	297
60	169	188	206	225	244	263	281	300	319	338	356
75	211	234	258	281	305	328	352	375	398	422	445
85	239	266	292	319	345	372	398	425	452	478	505
90	253	281	309	338	366	394	422	450	478	506	534
100	281	313	344	375	406	438	469	500	531	563	594
110	309	344	378	413	447	481	516	550	584	619	653
125	352	391	430	469	508	547	586	625	664	703	742
140	394	438	481	525	569	613	656	700	744	788	831
150	422	469	516	563	609	659	703	750	797	844	891
180	506	563	619	675	731	788	844	900	956	1013	1069
200	563	625	688	750	813	875	938	1000	1063	1125	1188
220	619	688	756	825	894	963	1031	1100	1169	1238	1306
250	703	781	859	938	1016	1094	1172	1250	1328	1406	1484
270	759	844	928	1013	1097	1181	1266	1350	1434	1519	1603
280	788	875	963	1050	1138	1225	1313	1400	1488	1575	1663
290	816	906	997	1088	1178	1269	1359	1450	1541	1631	1722
300	844	938	1031	1125	1219	1313	1406	1500	1594	1688	1781
320	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900

Para entrar en la tabla Q_{n1} = Caudal de cada una de las bombas iguales, en caso de existir varias de ellas.

Nota: La mencionada fórmula que figura en ITA, corresponde a la fórmula general expresada en V.14.5.II (con compresión inicial), para valores de $k = 0,8$, $p_1 - p_2 = 1,5$ y $N_c = 20$.

V.17.1.5. Equipo de sobreelevación con velocidad variable.

En el caso de que el equipo de sobreelevación esté dotado de variación de velocidad, éste mantendrá una presión constante a la salida de la bomba; dicha presión de consigna se ajustará al valor medio de las presiones definidas en los apartados V.18.1.1 y V.18.1.2. de esta misma ITA.

Para el adecuado funcionamiento del equipo, en los momentos de bajo consumo, estará equipado de un depósito de presión cuyo volumen no se determinará según el punto V.18.1.4 sino que como mínimo su volumen en litros será, según el sistema de renovación del gas comprimido, el que se determina en la tabla siguiente:

Coficiente	Volumen del depósito de presión
K = 1	200 litros
K = 2	400 litros
K = 3	600 litros

V.18 EJEMPLO DE CÁLCULO.

Resumamos el tema con un ejemplo en el que, por los distintos procedimientos, establecemos el valor de los componentes en un caso concreto.

DATOS.

Edificio de 24 viviendas con cocina, lavadero, baño y aseo. Sin fluxores.

Instalar 2 bombas en alternancia + 1 de reserva.

Número de ciclos de c/u = 20

Presión mínima de servicio, $p_2 = 35$ m.c.a.

* A) CALCULO DE Q_b .

Primer procedimiento (en base a Q_p).

Cocina	1 ap.	0,2 l/seg.
Lavadero	1 ap.	0,2 "
Baño	4 ap.	0,6 "
Aseo	3 ap.	0,4 "
	<hr/>	<hr/>
	9 ap.	1,4 l/seg.

En 24 viviendas, $Q = 24 \times 1,4 = 33,6$ l/seg. = 2.016 l/min.

Coeficiente de simultaneidad $K_p = \frac{1}{\sqrt{215}} = 0,068$

Si adoptamos $k_p = 0,068$

$$Q_p = 0,068 \times 2,016 = 137 \text{ l/min}$$

2º Procedimiento (en base a ITA) NBA.

Cada vivienda tiene un caudal instalado (Q_i) de 1,4 l/seg., lo que corresponde a suministros tipo D.

Según tabla, para 24 viviendas: $Q_b = 140$ l/min

3^{er} Procedimiento (en base a NBE).

- 24 suministros tipo C

Según tabla del artº 1.6.1.1 $Q_b = 110$ l/min

* B) CALCULO DE V.

$$p_2 = Z + \sum (R + \Delta_R) + p_s = 35 \text{ m.c.a.} \quad P_2 = 3,5 + 1 = 4,5 \text{ atm.}$$

tomando $P_1 - P_2 = 1,5 \text{ atm}$, $P_1 = 6 \text{ atm}$.

Adoptemos $Q_b = 137 \text{ l/min}$ y $K = 0,9$

- **I (Sin compresión inicial):**

$$V = \frac{15}{0,90} \times \frac{137}{2 \times 20} \times \frac{6 \times 4,5}{1,5} = 1.027,5 \text{ litros}$$

- **II (Con compresión inicial):**

$$V = \frac{15}{0,90} \times \frac{137}{2 \times 20} \times \frac{6}{1,5} = 228 \text{ litros}$$

- **N.B.A:**

Según tablas del artº 1.6.1.4.

$$M = 60$$

$$n = 24$$

$$V = 60 \times 24 = 1.440 \text{ litros}$$

- **N.B.A.-I.T.A.**

Para k = 3 (con inyectores):

$$V = \frac{3 \times 6,25 \times 140 \times 60}{2 \times 100} = 787,5 \text{ litros}$$

Para k = 2 (con compresor):

$$V = \frac{2 \times 6,25 \times 140 \times 60}{2 \times 100} = 525 \text{ litros}$$

Para k = 1 (con membrana):

$$V = \frac{6,25 \times 140 \times 60}{2 \times 100} = 262,5 \text{ litros}$$