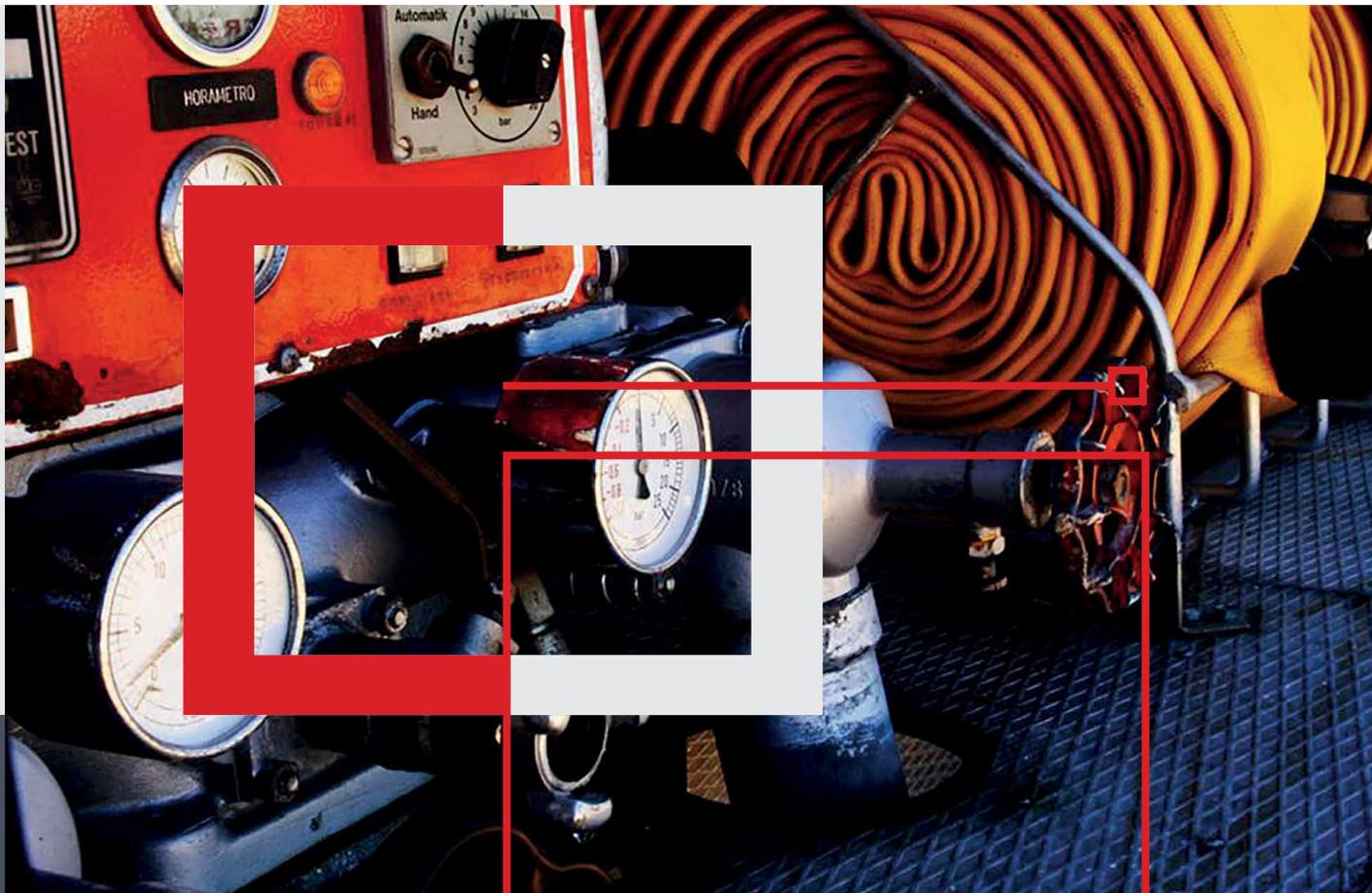


Tema 15

Bombas e hidráulica básica



Índice de contenidos

1. DEFINICIONES Y PROPIEDADES

2. HIDROSTÁTICA

2.1 PRESIÓN

2.2 ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LA HIDROSTÁTICA

2.3 PRINCIPIO DE ARQUÍMEDES

2.4 PRINCIPIO DE PASCAL

3. HIDRODINÁMICA

3.1. INTRODUCCIÓN

3.2. PRINCIPIOS FUNDAMENTALES

3.3. TIPOS DE FLUJOS

3.4. EL CAUDAL DE UNA INSTALACIÓN Y LA ECUACIÓN DE LA CONTINUIDAD

3.5. LA ENERGÍA DEL FLUIDO Y LA ECUACIÓN DE BERNOULLI

3.6. LA REALIDAD DE UN FLUIDO EN MOVIMIENTO Y LA ECUACIÓN DE LA ENERGÍA

3.7. LAS PÉRDIDAS DE CARGA

3.8. LA APLICACIÓN DEL TEOREMA DE BERNOULLI

3.9. EL GOLPE DE ARIETE

4. BOMBAS HIDRÁULICAS

4.1. BOMBAS CENTRÍFUGAS

4.1.1. ELEMENTOS DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

4.1.2. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UNA BOMBA

4.1.3. LEYES DE SEMEJANZA EN BOMBAS CENTRÍFUGAS

4.1.4. BOMBAS MONOCELULARES Y MULTICELULARES

4.1.5. PUNTO DE FUNCIONAMIENTO DE UNA INSTALACIÓN

4.1.6. ACOPLAMIENTO DE BOMBAS

4.1.7. ASPIRACIÓN EN BOMBAS

4.1.8. CEBADO DE BOMBAS INSTALADAS EN ASPIRACIÓN

4.1.9. CAVITACIÓN

4.1.10. CONDICIONES DE NO CAVITACIÓN EN BOMBAS Y ALTURA MÁXIMA DE ASPIRACIÓN

5. APLICACIONES PRÁCTICAS

5.1. INTRODUCCIÓN

5.2. LA RECIRCULACIÓN DEL AGUA Y EL SIFÓN DE LA BOMBA

5.3. ¿POR QUÉ CAE LA PRESIÓN EN BOMBA, AL AUMENTAR EL CAUDAL EN LANZA?

5.4. ¿SALIR EN ALTA PRESIÓN CON 45 MM?

5.5. PECULIARIDADES DE LAS LÍNEAS BIFURCADAS

5.6. EL ALCANCE DE LAS LANZAS

6. BIBLIOGRAFÍA:

1. DEFINICIONES Y PROPIEDADES

Hidráulica: Es la rama de la física que estudia el comportamiento de los fluidos en función de sus propiedades específicas y de las fuerzas a las que son sometidos.

Fluido: Se considera fluido a toda sustancia capaz de fluir, ya sea líquido o gas. Los fluidos carecen de forma definida pudiendo adquirir formas distintas, así, por ejemplo, los gases tienden a ocupar todo el recipiente que los contiene adoptando la forma de éste, por el contrario, un líquido se deformará bajo la acción de su propio peso ocupando total o parcialmente el recipiente que lo contiene. Además de la densidad mucho mayor que presentan los líquidos frente a los gases, desde el punto de vista hidráulico, la diferencia fundamental entre líquidos y gases es la compresibilidad o capacidad para cambiar de volumen. Mientras que los gases son fácilmente compresibles, los líquidos son prácticamente incompresibles.

Masa (m): Magnitud que expresa la cantidad de materia de un cuerpo. Su unidad, según el Sistema Internacional de Unidades (SI), es el kilogramo [kg]. No debe confundirse con el peso, que es la fuerza con la que toda masa es atraída hacia el centro de la Tierra debido al efecto de la gravedad. La unidad para la fuerza en el SI es el Newton [N].

Densidad (ρ): Es la relación entre la masa de un cuerpo y el volumen que ocupa:

$$\text{Densidad } (\rho) = \frac{\text{masa } (m)}{\text{Volumen } (V)} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right];$$

Densidad relativa (ρ_{relativa}): La densidad relativa es una comparación de la densidad de una sustancia con la densidad de otra que se toma como referencia. Ambas densidades se expresan en las mismas unidades y en iguales condiciones de temperatura y presión. Como sustancia de referencia se utiliza el agua. La densidad relativa es adimensional (sin unidades), ya que queda definida como el cociente de dos densidades.

$$\rho_{\text{relativa}} = \frac{\rho_{\text{absoluta}}}{\rho_{\text{agua}}};$$

$$\rho_{\text{agua}} = 1000 \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right];$$

Peso específico (γ): Peso de un cuerpo por unidad de volumen:

$$\text{Peso específico } (\gamma) = \frac{\text{Peso } (P)}{\text{Volumen } (V)} = \frac{mg}{V} = \rho g \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right];$$

Peso específico relativo (γ_{relativo}): El peso específico relativo, al igual que la densidad relativa, es una comparación del peso específico de una sustancia con el peso específico de otra que se toma como referencia. Ambos pesos específicos se expresan en las mismas unidades y en iguales condiciones de

temperatura y presión. Como sustancia de referencia se utiliza el agua. El peso específico relativo es adimensional (sin unidades), ya que queda definido como el cociente de dos pesos específicos.

$$\gamma_{\text{relativo}} = \frac{\gamma_{\text{absoluto}}}{\gamma_{\text{agua}}};$$

$$\gamma_{\text{agua}} = 9810 \left[\frac{N}{m^3} \right];$$

Viscosidad dinámica o absoluta (μ): Es una propiedad característica de cada fluido, que cuantifica la dificultad que ofrece dicho fluido al movimiento, es decir, su resistencia a fluir.

Ley de Newton de la viscosidad:

$$\mu = \frac{\tau}{dv/dy} \quad [Pa \cdot s];$$

Donde:

τ = Tensión de arrastre;

dv/dy = Variación de la velocidad con el alejamiento de la superficie de contacto;



Fluidos con distinta viscosidad.

De la Ley de Newton para la viscosidad, se deduce que cada fluido posee una resistencia propia a la velocidad de deformación, que viene determinada precisamente por su viscosidad dinámica o absoluta, un fluido será más viscoso cuanto mayor sea esta resistencia. Por ejemplo, el proceso de verter un volumen de agua desde un recipiente a otro, es mucho más rápido que verter el mismo volumen de miel entre los mismos

recipientes. Al finalizar el proceso, ambos fluidos habrán experimentado la misma deformación, pero la velocidad a la que ésta se produce es muy distinta.

La viscosidad de un fluido varía con la presión y temperatura, siendo mucho más sensible a esta segunda variable. Aunque a un aumento de presión le corresponde un aumento de viscosidad, éste, por lo general, no es significativo, sin embargo, la viscosidad experimenta importantes cambios con la temperatura comportándose en líquidos y gases de forma bien diferente. Para los primeros, la viscosidad disminuye con el aumento de la temperatura, mostrando en los segundos la tendencia inversa.

Viscosidad cinemática (ν): Cociente entre la viscosidad dinámica (μ) y la densidad (ρ).

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \left[\frac{m^2}{s} \right];$$

La viscosidad cinemática define el coeficiente de proporcionalidad entre la viscosidad dinámica y la densidad de un fluido, como es de viscoso en relación a su densidad. Es importante destacar aquí que densidad y viscosidad dinámica son conceptos diferentes y no tienen por qué estar relacionados, ya que un fluido puede ser muy viscoso y tener una baja densidad, un ejemplo cotidiano es el aceite, que es más viscoso que el agua y sin embargo flota sobre ella al ser menos denso.



Aceite flotando en agua.

2. HIDROSTÁTICA

La **hidrostática** es la rama de la hidráulica que estudia los fluidos en estado de **reposo**, es decir, sin que existan fuerzas capaces de alterar su posición y producir su movimiento.

Los principales teoremas que respaldan el estudio de la hidrostática son el **principio de Pascal** y el **principio de Arquímedes**.

2.1. PRESIÓN

La presión se define como la **fuerza por unidad de superficie**, es la magnitud física que relaciona la fuerza con la superficie sobre la cual actúa.

$$\text{Presión (p)} = \frac{\text{Fuerza(F)}}{\text{Superficie(S)}} \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \text{Pa} \right];$$

La unidad en el Sistema Internacional de Unidades (SI) para medir la presión es el Pascal [Pa]. El valor de presión que representa un Pascal es muy pequeño, es por ello que el bombero en el desarrollo de su profesión, encontrará multitud de equipos cuyas lecturas de presión aparecerán en otras unidades por ser éstas más manejables.

Unidades de presión:

$$1 \text{ atm} = 760 \text{ mm de Hg} = 1,01325 \text{ bar} = 101325 \text{ Pa} = 10,33 \text{ m.c.a.} = 1,033 \text{ kp/cm}^2 = 14,7 \text{ psi}$$

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$$

Presión atmosférica: Es la presión que ejerce la atmósfera, debida al peso de la columna de aire que se extiende desde cualquier punto de la superficie terrestre hasta el límite superior de la atmósfera. La presión atmosférica varía con la altitud, ya que disminuye el volumen de aire que existe por encima y disminuye la gravedad al alejarse del centro de la Tierra, también varía con las condiciones meteorológicas, la temperatura afecta a la densidad del aire y por consiguiente a su peso, así como la presencia de nubes, ya que **el vapor de agua es menos denso que el aire**. Como consecuencia de esta variación, por convenio se definió la presión atmosférica normalizada como la presión atmosférica media al nivel del mar, cuyo valor exacto es **1 atm = 760 mm de Hg (Torr) = 101325 Pa**.

La presión atmosférica se mide con un barómetro:

Altitud [m]	mm Hg	atm
0	760	1
500	716	0,94
1000	674	0,89
1500	634	0,83
2000	596	0,78
2500	560	0,74
3000	525	0,69
3500	493	0,65
4000	462	0,61
4500	433	0,57
5000	405	0,53
5500	379	0,50
6000	354	0,47
6500	330	0,43
7000	308	0,41
7500	287	0,38
8000	267	0,35
8500	248	0,33
9000	231	0,30
9500	214	0,28
10000	198	0,26

Variación de la presión atmosférica con la altitud.

Presión absoluta, relativa o manométrica y de vacío: La presión se puede medir respecto a un vacío perfecto (cero absoluto), entonces se obtiene la **presión absoluta**, o respecto a la presión atmosférica local, obteniéndose la **presión relativa o manométrica**:

$$p_{\text{absoluta}} = p_{\text{atmosférica}} + p_{\text{relativa}} ;$$

La denominación de presión manométrica se debe a que casi todos los **manómetros** marcan cero cuando están abiertos a la atmósfera. Cuando se les conecta al recinto cuya presión se desea medir, miden el exceso de presión respecto a la presión atmosférica. Si la presión en dicho recinto es inferior a la atmosférica, señalan cero.

Las presiones por debajo de la atmosférica reciben el nombre de **presiones de vacío**, se miden con **vacuómetros**, que indican cuanto por debajo estamos de la presión atmosférica. Estos dispositivos son utilizados por el bombero en la maniobra de aspiración en bomba, de cuya lectura el bombero puede observar el vacío generado en el manguete de aspiración.

$$p_{\text{absoluta}} = p_{\text{atmosférica}} - p_{\text{vacío}} ;$$



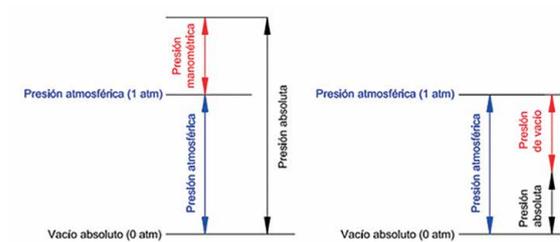
Manómetro de alta presión, manovacúmetro y manómetro de baja.

De lo acabado de exponer, se deducen las siguientes conclusiones:

Las presiones absoluta, manométrica y de vacío son positivas.

La presión absoluta puede ser superior, igual o inferior a la atmosférica en función del sistema estudiado.

2.2. ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LA HIDROSTÁTICA



Diferentes combinaciones de presiones absolutas.

Un punto cualquiera ubicado en el interior de un volumen líquido, estará sometido a una **presión estática** en función de la profundidad a la que se encuentre.

Dada una columna de líquido de base S entre dos puntos con profundidades h_1 y h_2 , la diferencia de presión estática entre las bases viene dada por el propio peso de la columna de líquido:

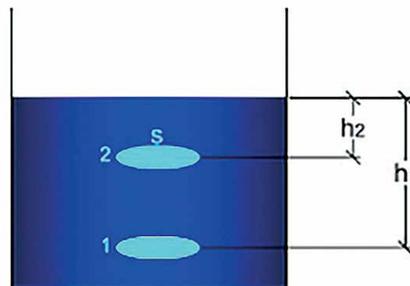
$$\text{Presión} = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Superficie}} = \frac{\text{Peso}}{\text{Superficie}} = \frac{\text{Volumen} \cdot \text{Peso específico}}{\text{Superficie}} = \frac{(s h) \cdot (\rho g)}{s} = \rho g h;$$

$$\text{Volumen columna de líquido} = \text{Área base} \cdot \text{Altura} = s h;$$

$$p_1 = \rho g h_1;$$

$$p_2 = \rho g h_2;$$

$$p_1 - p_2 = \rho g (h_1 - h_2);$$



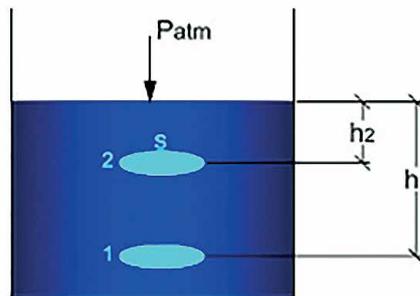
Diferencia de altura entre puntos dentro del seno del líquido.

Si se considera la presión a la que externamente está sometido el depósito, que en este caso será la presión atmosférica, se obtiene la **presión estática absoluta**:

$$p_1 = p_{atm} + \rho g h_1;$$

$$p_2 = p_{atm} + \rho g h_2;$$

$$p_1 - p_2 = \rho g (h_1 - h_2);$$



Accion de la prestion atmosferica sobre la superficie de un deposito.

Conclusiones de la ecuación fundamental de la hidrostática:

- La presión estática que posee un fluido es independiente de la velocidad del mismo.
- La presión estática en el interior de un fluido en reposo aumenta con la profundidad.
- Todos los puntos situados a una misma profundidad y para el mismo fluido poseen la misma presión estática.
- Para dos puntos situados en el interior de dos fluidos distintos a la misma profundidad, la presión estática será mayor en el punto sumergido en el fluido de mayor densidad o peso específico.
- La presión estática no depende de la forma del recipiente (únicamente depende de la profundidad y de la densidad o peso específico del fluido).
- Para un recipiente que contiene un fluido en reposo, la presión estática ejercida por el fluido es perpendicular a la superficie del recipiente. En caso contrario la resultante de las fuerzas no se anularía, produciéndose el desplazamiento del recipiente y, por lo tanto, el fluido estaría en movimiento.

2.3. PRINCIPIO DE ARQUÍMEDES

El principio de Arquímedes afirma que: "Un cuerpo total o parcialmente sumergido en un fluido en reposo, experimenta un empuje vertical y hacia arriba igual al peso de la masa del volumen del fluido que desaloja".

Esta fuerza recibe el nombre de **empuje hidrostático o de Arquímedes**. El principio de Arquímedes se formula así:

$$E = \gamma V = \rho g V \quad [N];$$

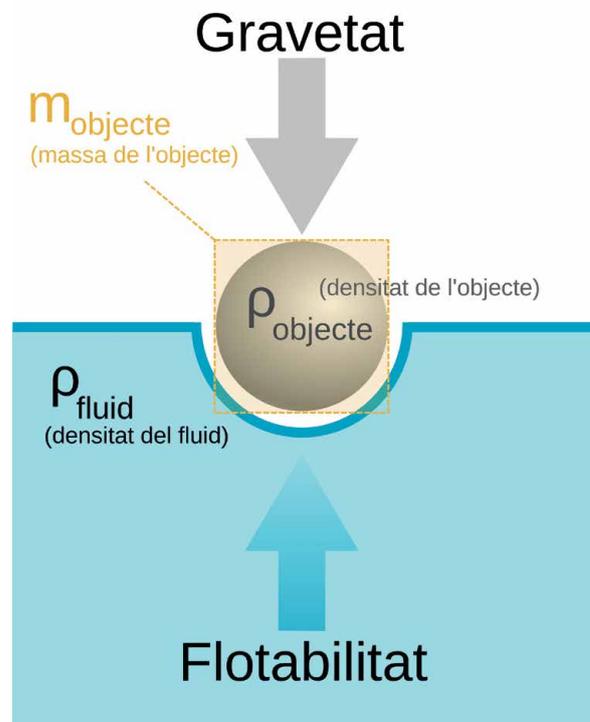
Donde:

E = Empuje hidrostático;

γ = Peso específico del fluido;

ρ = Densidad del fluido;

V = Volumen de fluido desalojado;



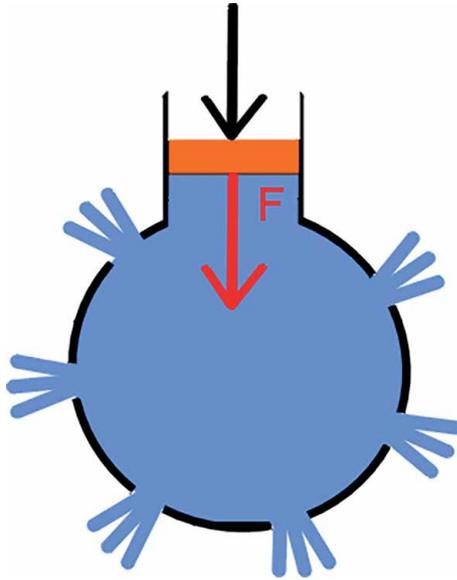
Empuje hidrostático.

2.4. PRINCIPIO DE PASCAL

El principio de Pascal o ley de Pascal, afirma que: "La presión ejercida sobre un fluido incompresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido". Es decir, que toda presión ejercida en un fluido, se distribuirá sobre toda la sustancia de manera uniforme.

El principio de Pascal puede comprobarse utilizando una esfera hueca como la de la imagen siguiente, perforada en distintos lugares con orificios de igual sección y provista de un émbolo. Al llenar la esfera con

agua y ejercer presión sobre ella mediante el émbolo, se observa que el agua sale por todos los agujeros perpendicularmente a la superficie, con la misma velocidad y por lo tanto con la misma presión.

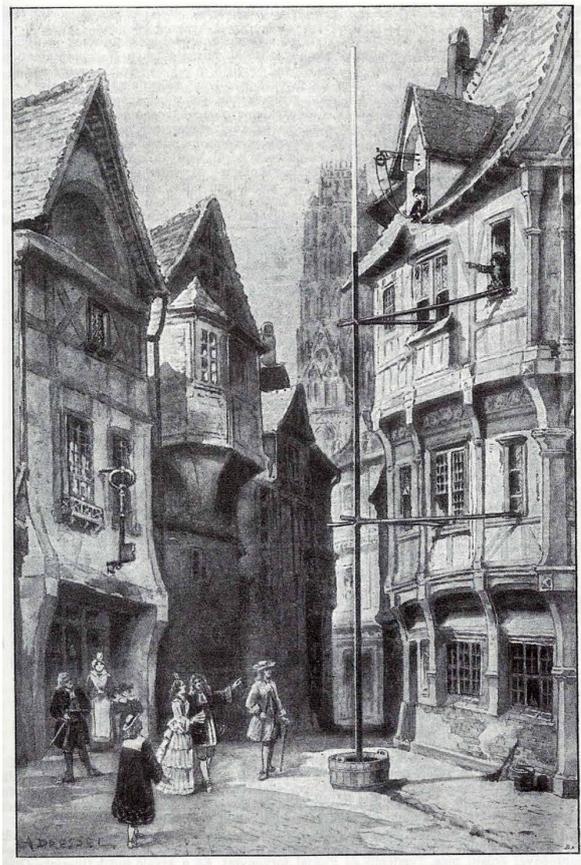


Principio de Pascal.

Una conclusión del principio de Pascal es que la presión estática o hidrostática actúa en todas las direcciones, por eso la presión que realiza un líquido sobre un recipiente no depende de la cantidad de líquido, sino de la altura de este. Pascal realizó un experimento que demuestra esta afirmación, cogió un barril totalmente lleno de agua y colocó encima del mismo un tubo de gran longitud, pero de sección muy pequeña. Lo llenó con tan solo un litro de agua y rompió el barril debido a la gran presión que había transmitido a su interior.

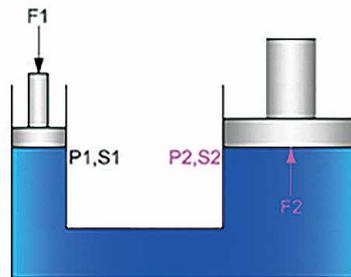
Un símil de este experimento, en la profesión de bombero, puede encontrarse a la hora de realizar una instalación en volado (por hueco de escalera) en un incendio de vivienda, independientemente del diámetro de manguera utilizado ($\varnothing 25$ mm, $\varnothing 38$ mm, $\varnothing 45$ mm o $\varnothing 70$ mm), la presión en la base de la instalación vertical en volado (relleno de la planta baja) será la misma, a pesar de que el peso de la instalación será mayor cuanto mayor sea el diámetro de las mangueras.

También podemos observar aplicaciones del principio de Pascal en las prensas hidráulicas,



Experimento de Pascal.

en los elevadores hidráulicos, en los frenos hidráulicos, en los gatos hidráulicos y en los puentes hidráulicos.



Prensa hidráulica.

La prensa hidráulica constituye la aplicación fundamental del principio de Pascal y también un dispositivo que permite entender mejor su significado. Consiste, básicamente, en dos cilindros de diferente sección comunicados entre sí, y cuyo interior está completamente lleno de un líquido, normalmente agua o aceite hidráulico. Dos émbolos de diferente sección se ajustan, respectivamente, en cada uno de los dos cilindros, de modo que estén en contacto con el líquido. Cuando sobre el émbolo de menor sección S_1 se ejerce una fuerza F_1 , la presión p_1 que se origina en el líquido en contacto con él se transmite íntegramente y de forma casi instantánea a todo el resto del líquido. Por el principio de Pascal esta presión será igual a la presión p_2 que ejerce el fluido en la sección S_2 :

$$p_1 = p_2;$$

Desarrollando la fórmula de la presión:

$$p_1 = p_2 \rightarrow \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \rightarrow F_2 = F_1 \left(\frac{S_2}{S_1} \right);$$

De este modo, la fuerza resultante F_2 será $\frac{S_2}{S_1}$ veces mayor que la fuerza ejercida F_1 , siendo el cociente entre secciones la relación entre la fuerza ejercida y la resultante. Esto permite que, ejerciendo una fuerza inicial pequeña, si S_2 es mucho mayor que S_1 , se pueda multiplicar considerablemente la fuerza resultante, facilitando los trabajos que requieran grandes esfuerzos. Este principio, usando aceite hidráulico como fluido de trabajo, es el utilizado en los equipos de excarcelación.

3. HIDRODINÁMICA

3.1. INTRODUCCIÓN

La hidrodinámica, es la parte de la hidráulica que estudia el comportamiento de los fluidos en movimiento sometidos a esfuerzos y tensiones. Hasta ahora se han estudiado los fluidos en reposo, siendo la propiedad

más significativa, su propio peso. En este apartado, estudiaremos lo que ocurre cuando un fluido circula por una conducción. Para ello, plantearemos de manera sencilla las distintas ecuaciones que rigen su comportamiento y trataremos de relacionarlas posteriormente con la realidad de las instalaciones contra incendios, con las que día a día trabajamos los bomberos.

3.2. PRINCIPIOS FUNDAMENTALES

Los principios físicos fundamentales que rigen el comportamiento del flujo de un fluido son:

- Principio de conservación de la masa: Del que se deduce la Ecuación de la continuidad.
- Ley de conservación de la energía: Del que se obtiene la ecuación de Bernoulli.
- Principio de la cantidad de movimiento: A partir del cual, se deducen las ecuaciones para calcular las fuerzas dinámicas ejercidas por un fluido en movimiento.

3.3. TIPOS DE FLUJOS

Para poder comprender las ecuaciones que rigen el movimiento de los fluidos en una instalación, es necesario conocer como puede ser este movimiento y en que puede afectar al comportamiento del fluido. Para ello, describiremos los principales tipos de flujos:

A) SEGÚN LA VARIACIÓN DE SU DENSIDAD: Los fluidos pueden conservar o no su densidad al circular por una conducción; así, podemos encontrar:

- a. Flujo incompresible: Aquel en el que la densidad del fluido permanece constante o prácticamente constante, siendo despreciables sus variaciones, como, por ejemplo, el agua.
- b. Flujo compresible: Aquel en el que la densidad del fluido no permanece constante, no siendo despreciables sus variaciones, como por ejemplo el aire.

B) SEGÚN LA VARIACIÓN DE SU VELOCIDAD: Al igual que ocurre con la densidad, la velocidad de un fluido dentro de la conducción, puede permanecer constante o no, por lo tanto, atendiendo a esta característica, tendremos:

- e. Flujo permanente: Un flujo permanente, también denominado estacionario, se caracteriza porque las condiciones de velocidad en cualquier punto de la instalación no cambian con el tiempo, o porque las variaciones son pequeñas con respecto a los valores medios. Así mismo, en cualquier punto de un flujo permanente no existen cambios en la densidad, presión o temperatura con respecto al tiempo.
- f. Flujo no permanente: Al contrario de lo que ocurre con los flujos permanentes, este tipo de flujos se caracterizan por no mantener constantes sus principales características con respecto al tiempo, a lo largo de la línea de corriente, especialmente la velocidad. En la mayor parte de los cálculos, suele estudiarse el comportamiento del flujo bajo condiciones permanentes. Sin embargo, si el cambio en la condición del flujo con respecto al tiempo es importante, el flujo debe tratarse como no permanente.

C) SEGÚN SU VISCOSIDAD: Atendiendo a la viscosidad, podemos encontrar los siguientes flujos:

- a. Viscoso: Aquel cuya viscosidad no es despreciable, afectando al comportamiento del flujo.

- b. No viscoso: Aquel con viscosidad nula o despreciable. Un fluido que no tiene viscosidad se denomina fluido ideal, siendo su principal característica la circulación por la conducción sin rozamiento. La viscosidad nula solamente aparece en "superfluidos" a temperaturas muy bajas. El resto de fluidos conocidos presentan algo de viscosidad. Sin embargo, el modelo de viscosidad nula es una aproximación necesaria para ciertas aplicaciones, como veremos más adelante.

D) SEGÚN SU NÚMERO DE REYNOLDS: Viendo las distintas clasificaciones de flujos descritas anteriormente, queda clara la importancia de conocer las características del fluido que circula por la instalación (velocidad, densidad y viscosidad) y de cuál será su comportamiento, y si estas características varían a lo largo de la misma. Por lo tanto, sería interesante encontrar una expresión matemática que relacione las características de velocidad, densidad y viscosidad de un fluido, para poder prever su comportamiento según varíen éstas. Por suerte, esa ecuación existe y se conoce como ecuación de Reynolds, de la que se obtiene el número de Reynolds, que se calcula, relacionando las conocidas como fuerzas inerciales, frente a las denominadas fuerzas viscosas, dando como resultado un valor adimensional, que determinará el comportamiento del fluido dentro de la instalación:

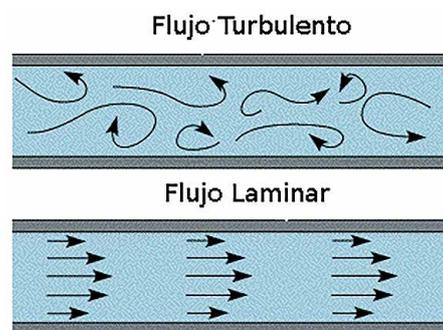
$$R_e = \frac{\rho v D}{\mu}$$

NÚMERO DE REYNOLDS

Siendo: R_e = Número de Reynolds; ρ = densidad del fluido; v = velocidad del fluido; D = diámetro de la conducción; μ = viscosidad dinámica del fluido

Así, en función del número de Reynolds obtenido, tendremos los siguientes tipos de flujos:

- f. **Flujo laminar:** Se considera flujo laminar, a aquel que discurre por la conducción formando capas o láminas paralelas que no se cortan entre sí. El recorrido de cada partícula describe una trayectoria predecible, denominada línea de corriente. Existe rozamiento entre el líquido y la conducción, pero la velocidad es tan baja, que la propia viscosidad que genera el rozamiento, es la que evita que se generen turbulencias. Se considera que un flujo circula en régimen laminar, cuando su **número de Reynolds es inferior a 2000**. El flujo laminar es típico de conducciones por las que circula líquido con velocidades bajas o viscosidades altas.



Tipos de régimen.

- g. **Flujo turbulento:** Un fluido se considera que circula con régimen turbulento cuando por su elevada velocidad y/o su baja viscosidad, discurre de forma caótica; las partículas se mueven desordenadamente, chocando entre sí y formando pequeños remolinos, por lo que las líneas de corriente son sólo predecibles hasta cierto punto. Estas turbulencias, son generadas por el elevado rozamiento entre el fluido y la conducción (la baja viscosidad no es la causa del rozamiento, pero es esa característica, la que impide que el líquido absorba las turbulencias). Se considera que un líquido circula en régimen turbulento, cuando su **número de Reynolds es superior a 4000**.

Existe un comportamiento del flujo, conocido como "régimen de transición", para aquellos fluidos cuyo **número de Reynolds está comprendido entre 2000 y 4000**. Un fluido en régimen de transición posee comportamientos parecidos a los descritos para el régimen laminar cuando su número de Reynolds es ligeramente superior a 2000 y va perdiendo esta condición, volviéndose turbulento e impredecible poco a poco, conforme su número de Reynolds se aproxima a 4000.

3.4. EL CAUDAL DE UNA INSTALACIÓN Y LA ECUACIÓN DE LA CONTINUIDAD

Uno de los conceptos fundamentales de la hidrodinámica, es el de flujo o caudal; consideramos caudal, a la cantidad de líquido que pasa por la sección transversal de una conducción, por unidad de tiempo:

$$Q = \frac{V}{t}$$

CAUDAL DE UNA INSTALACIÓN

Siendo: Q = Caudal, en m^3/s ; V = Volumen, en m^3 ; t = Tiempo, en segundos(s). Aunque la unidad del Sistema Internacional para el caudal, es el m^3/s , para los cálculos utilizados en bomberos, suelen usarse litros/minuto.

Una vez definido el concepto de caudal, pasaremos a explicar la primera ecuación de la hidrodinámica, que se obtiene por el principio de conservación de la masa. Esta ecuación, es la conocida como **Ecuación de la Continuidad**: "para flujos permanentes, la masa de un fluido que discurre por una tubería sin derivaciones, es la misma, en cualquier sección de la tubería, por cada unidad de tiempo". ¿Qué significa esto? Pues sencillamente que, como partimos de la base que la densidad del líquido no varía, podemos asegurar que el caudal que atraviesa una conducción con flujo permanente es constante en cada punto, siempre que la instalación no tenga derivaciones. Esta definición se transforma en una sencilla fórmula, que relaciona el caudal que discurre por una instalación, con la velocidad del fluido y la sección de tubería. Veamos cómo llegar a ella: **$Qm = \rho v S$**

El caudal másico, es igual al producto de la densidad del líquido por su velocidad, multiplicado por la sección de la manguera:

Por aplicación del principio de conservación de la masa, el caudal másico debe ser el mismo en cualquier punto de la instalación, es decir: **$Qm1 = Qm2$** , por lo tanto:

$$\rho \cdot v1 \cdot S1 = \rho \cdot v2 \cdot S2$$

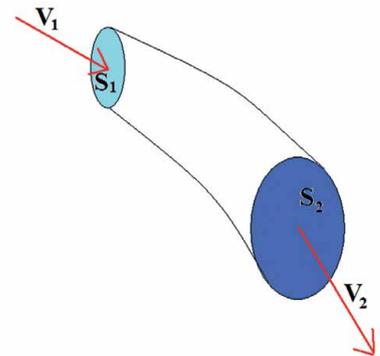
Y como la densidad del líquido es constante a lo largo de la conducción, simplificando, obtenemos el caudal Q : **$v1 \cdot S1 = v2 \cdot S2 = Q = cte$** ; y por lo tanto:

$$Q = S \cdot v$$

ECUACIÓN DE LA CONTINUIDAD

Siendo: Q = Caudal en m^3/s ; S = Sección de la conducción en m^2 ; v = Velocidad del fluido m/s

Para que el caudal se mantenga constante, un fluido que atraviesa una instalación deberá circular a mayor velocidad por tramos con secciones de manguera menores y viceversa. De la misma forma, se deduce de esta fórmula, que el caudal que circula por una conducción sin derivaciones, es directamente proporcional a la velocidad del fluido y directamente proporcional al cuadrado del



Representación de la continuidad de flujo.

diámetro ($S = \pi \cdot D^2/4$) de dicha conducción (es decir, si se duplica la velocidad, se duplica el caudal; mientras que, si se duplica el diámetro de la conducción, el caudal se cuadruplica).

3.5. LA ENERGÍA DEL FLUIDO Y LA ECUACIÓN DE BERNOULLI

Para definir perfectamente el comportamiento de un fluido en una instalación mediante una expresión matemática, debemos determinar su velocidad, su presión y su densidad en cada punto. Esta expresión matemática existe, y es conocida como la ecuación de Navier-Stokes, pero es una ecuación compleja, con demasiadas variables, cuyo uso es muy complicado para los cálculos "cotidianos" a los que se enfrentan los bomberos. Sin embargo, aplicando a la ecuación de Navier-Stokes, dos sencillas simplificaciones (consideraremos el líquido incompresible y no viscoso; es decir, con densidad constante y sin rozamiento), alcanzamos una fórmula simple e intuitiva conocida como Ecuación de Bernoulli. Esta ecuación, es la expresión matemática derivada del teorema de Bernoulli, que dice así: "la energía mecánica total de un fluido ideal (incompresible y no viscoso), es constante a lo largo de una línea de corriente". Todo fluido que circula por una instalación posee energía mecánica, es decir, tiene la capacidad de realizar trabajo. Esta energía mecánica puede presentarse de 3 formas distintas: Energía de Presión, Energía Cinética y Energía Potencial:

$$E_T = E_{pre} + E_c + E_P; \text{ por lo que: } E_{T1} = E_{T2}$$

A) ENERGÍA DE PRESIÓN (E_{pre}): Es la conocida como energía de flujo o energía de presión a la que está sometido el fluido y gracias a la cual es capaz de generar un trabajo (W). De esta definición, podemos obtener fácilmente su ecuación:

$$E_{pre} = W; E_{pre} = F \cdot d;$$

$$\text{Como } F = P \cdot S \rightarrow E_{pre} = P \cdot S \cdot d;$$

también sabemos que el volumen es igual a la superficie por la longitud, así que:

$$V = S \cdot d, \text{ y sustituyendo}$$

$$E_{pre} = P \cdot V$$

B) ENERGÍA CINÉTICA (E_c): Por el simple hecho de tener masa y estar en movimiento cualquier fluido posee una forma de energía denominada energía cinética. La fórmula de la energía cinética es la siguiente:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

para simplificar cálculos posteriores, sustituiremos la masa por el producto del volumen por la densidad:

$$E_c = \frac{1}{2} V \rho v^2$$

C) ENERGÍA POTENCIAL (E_p): Cualquier fluido, por el hecho de tener masa y estar a una altura superior a la considerada cota cero, posee una forma de energía, conocida como energía potencial. La fórmula de la energía potencial es la siguiente:

$$E_p = m \cdot g \cdot h;$$

al igual que antes, para posteriores simplificaciones, sustituiremos la masa por el producto del volumen por la densidad, obteniendo:

$$E_p = V\rho gh$$

- Así pues, una vez conocidas las tres formas de energía que puede poseer el fluido y volviendo a la ecuación de Bernoulli:

$$E_T = E_{pre} + E_c + E_p; \text{ por lo que:}$$

$$E_T = (PV) + \left(\frac{1}{2}V\rho v^2\right) + (V\rho gh)$$

dividiendo todo por el volumen, por ser constante, tenemos:

$$\frac{E_T}{V} = (P) + \left(\frac{1}{2}\rho v^2\right) + (\rho gh)$$

quedando finalmente la ecuación de Bernoulli:

$$B[Pa] = (P) + \left(\frac{1}{2}\rho v^2\right) + (\rho gh) = cte$$

ECUACIÓN DE BERNOULLI

Una vez alcanzada esta ecuación, podemos hacer una modificación de la misma, dividiendo todos los términos por el peso específico del líquido en movimiento, obteniendo como resultado, una expresión en la que todas las formas de energía que puede tener el fluido, vendrán expresadas en metros (alturas):

$$B[m] = \left(\frac{P}{\gamma}\right) + \left(\frac{\frac{1}{2}\rho v^2}{\gamma}\right) + \left(\frac{\rho gh}{\gamma}\right)$$

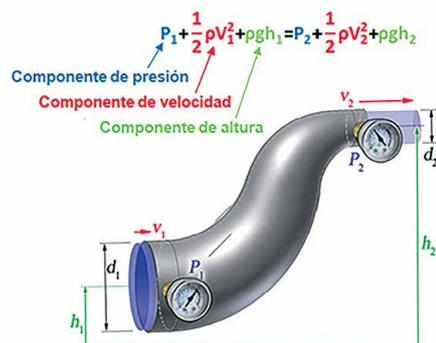
como $\gamma = \frac{\text{Peso}}{v} \rightarrow \gamma = \frac{mg}{v} \rightarrow$ y por tanto, sustituyendo en la ecuación, tenemos:

$$B[m] = \left(\frac{P}{\frac{mg}{v}} \right) + \left(\frac{\frac{1}{2} \rho v^2}{\frac{mg}{v}} \right) + \left(\frac{\rho g h}{\frac{mg}{v}} \right)$$

finalmente, simplificando, tenemos:

$$B[m] = \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + h$$

Siendo: B = número de Bernoulli (m); P/γ = altura de presión (m); $v^2/2g$ = altura cinética (m); h = altura geométrica (m); $P/\gamma + h$ = altura piezométrica (m)



Representación ecuación Bernoulli.

3.6. LA REALIDAD DE UN FLUIDO EN MOVIMIENTO Y LA ECUACIÓN DE LA ENERGÍA

Como advertimos al principio del apartado anterior, para poder aplicar la ecuación de Bernoulli a un fluido que circula por una instalación presurizada, debíamos simplificar la ecuación de Navier-Stokes, suponiendo que el fluido era incompresible y que además no sufría rozamiento con la instalación (viscosidad nula). Por desgracia, esto dista mucho de la realidad, ya que, en las instalaciones de mangueras usadas por los bomberos, la fuerza de rozamiento es inevitable, debido a que la viscosidad del agua no es nula; esto, supone un problema más a resolver para conseguir los caudales recomendables en cada caso, con la presión necesaria, y obtener así el efecto extintor deseado. Para ajustar los cálculos teóricos a la realidad de las instalaciones es necesario, por tanto, completar la ecuación de Bernoulli añadiendo las pérdidas de carga producidas por el rozamiento y considerando, en caso de existir, la energía aportada al fluido por una bomba y la absorbida por un motor. Así, incluyendo estos nuevos términos, tenemos:

$$E_1 + H_b = E_2 + H_f + H_m$$

Siendo: E_1 y E_2 = energía en dos puntos de la instalación;

H_b = energía aportada por una bomba;

H_f = pérdidas de carga;

H_m = energía absorbida por un motor

Como por Bernoulli sabemos que:

$$B = (P) + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2\right) + (\rho \cdot g \cdot h) = cte., \text{ sustituimos y:}$$

$$P_1 + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2\right) + (\rho \cdot g \cdot h_1) + H_b = P_2 + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2\right) + (\rho \cdot g \cdot h_2) + H_f + H_m$$

reagrupando términos, tenemos la ecuación de Bernoulli generalizada:

$$P_1 + \left(\frac{1}{2} \rho g v_1^2\right) + (\rho g h_1) + H_b - H_f - H_m = P_2 + \left(\frac{1}{2} \rho v_2^2\right) + (\rho g h_2)$$

ECUACIÓN DE LA ENERGÍA PARA UNA INSTALACIÓN HIDRÁULICA

3.7. LAS PÉRDIDAS DE CARGA

En las instalaciones con las que trabajamos habitualmente los bomberos no aparecen ni bombas ni motores intercalados en la instalación, por lo que la fórmula anterior se simplifica, eliminando los términos H_b y H_m ; por lo tanto, el principal cambio que introduce la ecuación de la energía con respecto a la ecuación de Bernoulli, en lo que a las instalaciones contra incendios se refiere, es la inclusión de las pérdidas de carga.

¿Y qué son las pérdidas de carga en una instalación por la que circula un líquido? Son las pérdidas de presión que se producen a medida que el fluido avanza por la instalación. Existen dos tipos de pérdida de carga, las pérdidas de carga continuas o principales y las pérdidas de carga puntuales o secundarias, también llamadas localizadas. A continuación, analizaremos cada una de ellas por separado.

A) PÉRDIDAS CONTINUAS O PRINCIPALES: Son las pérdidas que se producen por rozamiento del fluido con la manguera y consigo mismo, debido a su viscosidad, por lo que son constantes a lo largo de la instalación, siempre y cuando no varíen las características de ésta, ni las propiedades del fluido. Así, la pérdida de carga continua entre dos puntos, se define como el producto de dicha distancia multiplicada por el gradiente hidráulico o pérdida de carga por unidad de longitud. Este valor, se determina empíricamente para los diversos tipos de materiales, es función del diámetro, de la **rugosidad** de las paredes de la manguera, de la velocidad media del fluido y de su **viscosidad**.

¿Y cómo podemos relacionar todos estos parámetros, para poder calcular de la manera más precisa posible las pérdidas de carga de una instalación? Pues la respuesta no es sencilla, porque existen multitud de

ecuaciones para ello. De todas ellas, la que más se utiliza con diferencia es la conocida como ecuación de Darcy-Weisbach, y es la siguiente:

$$H_f = f \frac{L v^2}{D 2 g}$$

ECUACIÓN DE DARCY-WEISBACH EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD

Esta fórmula, suele modificarse, ya que, para los cálculos normales de los bomberos es difícil conocer la velocidad del fluido. Por lo tanto, realizando una conversión sencilla, obtenemos la misma ecuación pero en función del caudal:

$$H_f = f \frac{8 L Q^2}{\pi^2 g D^5}$$

ECUACIÓN DE DARCY-WEISBACH EN FUNCIÓN DEL CAUDAL

Esta fórmula tiene una ventaja, y es que, al contrario del resto de ecuaciones, permite aplicarla a cualquier flujo, ya sea laminar, turbulento o de transición. El principal problema para la aplicación de la ecuación de Darcy-Weisbach, es conocer el valor de la constante "f", conocida como el "factor de fricción de Darcy". Este factor se calcula en función del nº de Reynolds y de la rugosidad relativa de cada instalación. Para simplificar más los cálculos podemos introducir la siguiente variación en la ecuación, obteniendo los valores de las pérdidas de carga en bares:

$$Pc[\text{bar}] = \frac{C}{100} \frac{L}{100} \left(\frac{Q}{100} \right)^2$$

Siendo: $Q =$ Caudal en lpm; $L =$ Longitud instalación en m; $C = \frac{f 8}{g \pi^2 D^5}$, cuyos valores

aproximados se muestran en la siguiente tabla:

C			
Ø 25 mm	Ø 38 mm	Ø 45 mm	Ø 70 mm
380	38	17	2,1

Factor C en conducciones de distinto diametro.

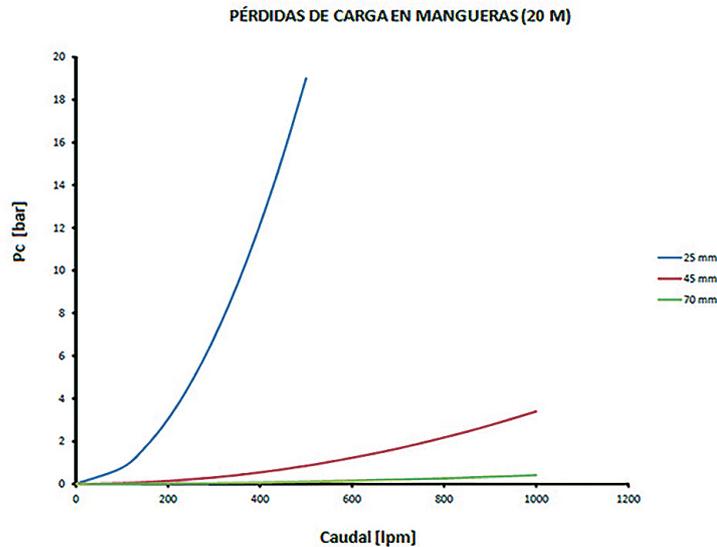
Por lo tanto, y como resumen, debemos señalar que el cálculo exacto de las pérdidas de carga, excede del nivel de conocimiento requerido para un bombero; sin embargo, simplemente al leer la ecuación de Darcy-Weisbach, descubrimos que:

- Las pérdidas de carga son directamente proporcionales a la longitud de la instalación.
- Las pérdidas de carga son directamente proporcionales al cuadrado del caudal.
- Las pérdidas de carga son inversamente proporcionales a la quinta potencia del diámetro de la instalación.

Por tanto, como podemos observar, el diámetro de la manguera, es el factor que más influye en las pérdidas de carga.

Ø lpm	20m				40m				60m				80m				100m			
	25	38	45	70	25	38	45	70	25	38	45	70	25	38	45	70	25	38	45	70
150	1.5	0	0	0	3.5	0.5	0	0	5	0.5	0	0	7	0.5	0.5	0	8.5	1	0.5	0
230	4	0.5	0	0	8	1	0.5	0	12	1	0.5	0	16	1.5	0.5	0	20	2	1	0
475	17	1.5	1	0	34.5	3.5	1.5	0	51.5	5	2.5	0.5	---	7	3	0.5	---	8.5	4	0.5
750	43	4.5	2	0	---	8.5	4	0.5	---	13	5.5	0.5	---	17	7.5	1	---	21.5	9.5	1
1000	---	7.5	3.5	0.5	---	15	7	1	---	23	10	1.5	---	---	13.5	1.5	---	---	17	2
1200	---	11	5	0.5	---	22	10	1	---	---	14.5	2	---	---	19.5	2.5	---	---	24.5	3
1500	---	17	7.5	1	---	---	15.5	2	---	---	23	3	---	---	---	4	---	---	---	4.5

Pérdidas de carga según sección de mangueras en función de la longitud.



B) PÉRDIDAS SINGULARES O SECUNDARIAS: Además de las pérdidas de carga continuas o por rozamiento, vimos que en las conducciones se produce otro tipo de pérdidas debidas a fenómenos de turbulencia que se originan al paso del líquido por los puntos singulares de la instalación, tales como los cambios de dirección, los codos, las bifurcaciones, las reducciones, los racores, etc., y que se conocen como pérdidas de carga accidentales, localizadas o singulares, que, sumadas a las pérdidas de carga continuas, dan lugar a las pérdidas de carga totales.

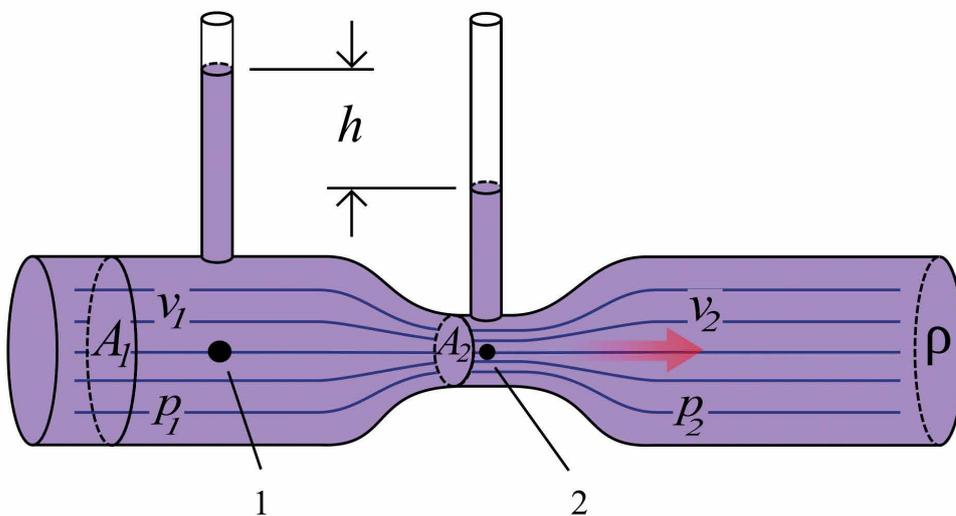
Normalmente, las pérdidas de carga continuas son más importantes que las singulares, pudiendo éstas despreciarse cuando supongan menos del 5 % de las totales, y en la práctica, cuando la longitud entre singularidades sea mayor de mil veces el diámetro interior de la tubería. Salvo casos

excepcionales, las pérdidas de carga localizadas sólo se pueden determinar de forma experimental, y puesto que son debidas a una disipación de energía motivada por las turbulencias, pueden expresarse en función de la energía cinética corregida mediante un coeficiente empírico K . Este coeficiente K es adimensional y depende del tipo de singularidad y de la velocidad media en el interior de la tubería.

3.8. LA APLICACIÓN DEL TEOREMA DE BERNOULLI

El teorema de Bernoulli es una herramienta muy útil para conocer y prever el comportamiento del fluido por la instalación, por lo que es muy habitual recurrir a él para explicar determinados procesos o para calcular parámetros del fluido, tan importantes como pueden ser su presión o su velocidad. A continuación, explicaremos varios conceptos directamente relacionados con el teorema de Bernoulli.

A) EL EFECTO VENTURI: El efecto Venturi, es un fenómeno físico, derivado de la ecuación de la continuidad y del teorema de Bernoulli. Si hacemos circular un fluido por una tubería, en la que hay un estrechamiento, es decir, en la que disminuye su sección, como el caudal debe mantenerse constante (por la ecuación de la continuidad), necesariamente debe aumentar su velocidad. Aplicando el teorema de Bernoulli, si en un punto de la instalación aumenta la velocidad, hará aumentar la energía cinética del fluido, y, por lo tanto, descenderá la presión estática, generando una diferencia de presión. Si en ese punto de presión negativa relativa, practicamos un orificio y conectamos un tubo, la diferencia de presión generada en la línea de corriente, producirá un efecto de succión en dirección a la zona de menor presión, y la sustancia del tubo que hemos conectado, pasará al torrente de la conducción. Este efecto de succión provocado por una diferencia de presión, es el conocido como efecto Venturi.



Efecto Venturi.

B) LA ECUACIÓN DE DESCARGA: Una de las aplicaciones más conocidas del teorema de Bernoulli es la que conocemos como ecuación de descarga **o de Torricelli**. Esta ecuación nos permite **calcular la velocidad por la que saldrá el fluido por el orificio de un depósito por efecto de la gravedad, así como por la lanza de impulsión de una instalación de mangueras presurizada**. Para llegar a ella, basta con aplicar el teorema de Bernoulli antes y después del orificio de salida:

$$B_1 = B_2$$

E_{pre1} = Altura de presión ejercida por la columna de agua = h (porque $P/\gamma = h$)

B_1 – E_{c1} = Altura cinética = 0 (porque la velocidad dentro del depósito es 0)

E_{p1} = Altura geométrica = simplificamos, porque es la misma en los puntos 1 y 2

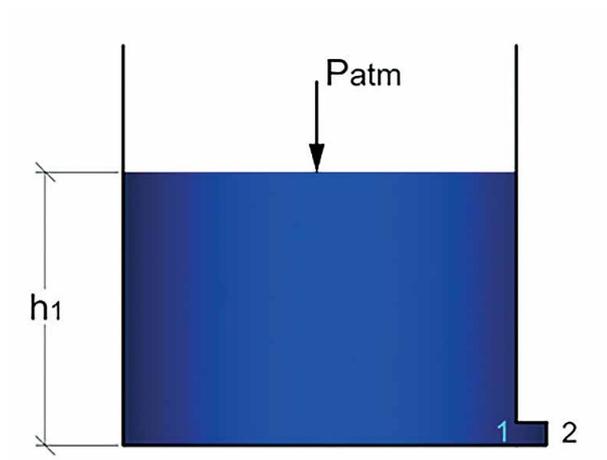
E_{pre2} = Altura de presión ejercida por la columna de agua = 0 (atmosférica)

B_2 – E_{c2} = Altura cinética = $v^2/2g$

E_{p2} = Altura geométrica = simplificamos, porque es la misma en los puntos 1 y 2

sustituyendo y operando tenemos $\rightarrow h = v^2/2g$

$$v = \sqrt{2gh}$$



Descarga de depósito.

- Esta fórmula sólo es aplicable para calcular la velocidad de salida del fluido por un orificio por efecto de su propia presión estática. Para calcular la velocidad de salida del fluido por una lanza, bastará aplicar de nuevo Bernoulli antes y después de la salida.

En este caso, la presión estática en el punto 1 (antes del orificio de salida), no sería la ejercida por la columna de agua del depósito, sino por la presión estática en el interior de la manguera, que vendrá dada por la presión en bomba menos las pérdidas de carga. Por lo tanto, volviendo a la ecuación de Bernoulli, tendremos:

$$E_{t1} = E_{t2}$$

E_{pre1} = Altura de presión E_{pre1} = Presión en bomba – Pérdidas de carga

E_{t1} – E_{c1} = Altura cinética $E_{c1} = v_1^2 / 2g$

E_{p1} = Altura geométrica E_{p1} = simplificamos, porque es la misma en 1 y en 2

E_{pre2} = Altura de presión $E_{p2} = 0$ (atmosférica)

E_{t2} – E_{c2} = Altura cinética $E_{c2} = v_2^2 / 2g$

E_{p2} = Altura geométrica E_{p2} = simplificamos, porque es la misma en 1 y en 2

Con lo cual, la velocidad justo después de que el fluido abandone la lanza, será:

$E_{pre1} + E_{c1} = E_{c2}$ -> por lo tanto, sustituyendo, tenemos:

$$P_{E1} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{V_2^2}{2g}$$

despejando

$V_2^2 = V_1^2 + 2 \cdot g \cdot P_{E1}$ -> considerando que el término de presión estática es muy superior al término cinético en 1, podemos despreciar este último, quedando la ecuación:

$$v_2 = \sqrt{2g P_{E1}} \quad \text{☐}$$

ECUACIÓN DE LA DESCARGA PARA UNA INSTALACIÓN PRESURIZADA

C) REACCIÓN EN PUNTA DE LANZA: Por el "principio de acción y reacción" (la tercera ley de Newton), el agua, al ser impulsada por la lanza con una fuerza determinada (acción), genera una fuerza de la misma intensidad y de sentido contrario (reacción).

Podemos entender la reacción en punta de lanza como el retroceso que genera el agua al salir impulsada por la boquilla. Las fórmulas para calcular la reacción en lanza son diversas, aunque la más conocidas son dos:

$$R = 2 \cdot S \cdot P_L = \sqrt{2 \cdot \rho \cdot P_L} \cdot Q = 0.06 \cdot Q$$

Siendo: R = Reacción en lanza en kg; S = Superficie en cm^2 ; P_L = Presión en lanza en kg/cm^2 .

El valor de 0,06 se obtiene siempre que la presión en lanza sea igual a 7 bares; en estas condiciones la reacción simplemente será el 6 % del valor seleccionado en el selector de caudal.

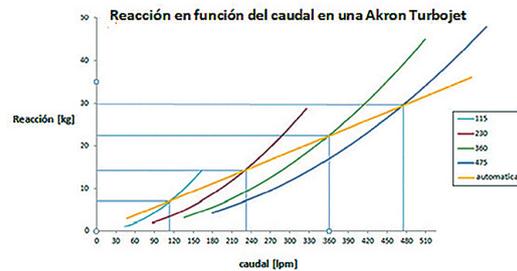
$$R = 1.57 \cdot P_L \cdot \varnothing^2$$

Siendo: R = Reacción en lanza en Kg; \varnothing = Diámetro en cm^2 ; P_L = Presión en lanza en kg/cm^2

Como vemos en la fórmula, la reacción en punta de lanza, depende de la superficie del orificio de descarga y de la presión en lanza. Se ha evaluado cual es el caudal que puede circular por una manguera, de manera que esta, se pueda utilizar con efectividad y seguridad mientras se avanza por el interior de un recinto incendiado a la vez que se realiza la extinción, y se ha observado que hay una fuerza de reacción máxima, por encima de la cual, se hace prácticamente imposible su manejo:

1 BOMBERO	266 KN
2 BOMBEROS	333 KN
3 BOMBEROS	422 KN

Reacción de lanza soportable.



Reacción de una lanza Akron Turbojet en función del caudal.

3.9. EL GOLPE DE ARIETE

El golpe de ariete, también conocido como pulso de Zhukowski, es una sobrepresión y depresión consecutivas que se forma en una tubería al variar bruscamente el caudal que circula por ella. Es un fenómeno de gran importancia, ya que, en determinados casos, la sobrepresión generada es de tal magnitud que llega incluso a romper los conductos de paso.

Cuando se cierra bruscamente una válvula o un grifo instalado en el extremo de una tubería de cierta longitud, las partículas de fluido que se ha detenido son empujadas por las que vienen inmediatamente detrás y que continúan en movimiento. Este empuje crea una sobrepresión que se desplaza por la tubería a una velocidad que puede superar la velocidad del sonido en el fluido. Esto tiene dos efectos: crea una situación de sobrepresión en el interior de la conducción y dilata ligeramente la tubería. Cuando todo el fluido que circulaba se detiene, esa velocidad se transforma en presión en ese punto en el interior de la tubería y, por tanto, esta tiende a expandirse. Además, la tubería que tiende a aumentar su diámetro, también tiende a retomar su dimensión normal. Estos efectos provocan conjuntamente una onda de presión que solo puede viajar en sentido opuesto a la circulación del fluido (puesto que hemos interrumpido el paso de fluido mediante una barrera física). El fluido se desplaza entonces en sentido contrario, pero al estar la válvula cerrada se produce una depresión con respecto a la presión normal de la tubería. Al reducirse la presión, el fluido puede pasar a estado gaseoso y formar una burbuja mientras la tubería se contrae. Si la onda no se disipa al alcanzar el otro extremo de la tubería (por ejemplo, en un depósito a presión atmosférica) se reflejará, y será mitigada progresivamente por la propia resistencia de la tubería a la compresión y dilatación, generada por el fluido.

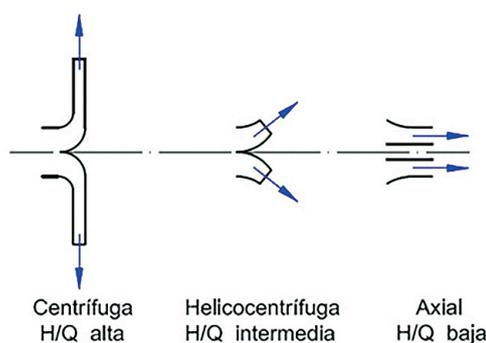
4. BOMBAS HIDRÁULICAS

Una bomba hidráulica es una máquina transformadora de energía: la energía mecánica que toma por el eje la transforma en energía de presión y caudal que se transmite a la corriente líquida.

Existen dos grandes grupos de bombas:

- b. **Turbobombas:** Son aquellas en las que se aumenta el momento cinético del fluido que las atraviesa incrementando así la energía del mismo. Tal adición energética tiene lugar en el rodete de la bomba, y posteriormente, dentro del mismo cuerpo de bomba se transforma el exceso de energía cinética en energía de presión. Esto ocurre en el difusor (si lo hay) y en la voluta (también llamada caracol).
- c. **Bombas de desplazamiento positivo:** En ellas se aplica una determinada fuerza (o par si son rotativas) a una serie de cámaras de trabajo que se van llenando y vaciando de forma periódica. El aumento de la energía del fluido se efectúa directamente en forma de energía de presión.

Dentro de las turbobombas, podemos establecer tres grandes grupos en función de la trayectoria que siga el fluido a lo largo del rodete: centrífugas, helicentrífugas y axiales. Las prestaciones de estas tres morfologías son muy diferentes, las primeras están especialmente indicadas para caudales moderados y alturas notables (relación H/Q alta), mientras que las axiales se utilizan en la elevación de grandes caudales en alturas más bien reducidas (relación H/Q baja), existiendo entre ambos extremos una amplia transición.



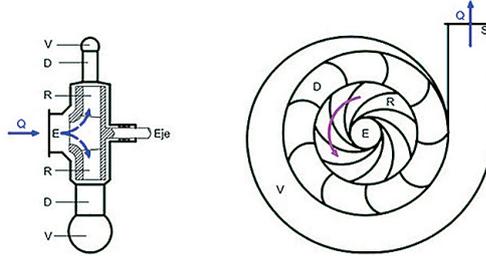
Tipos de turbobombas.

4.1. BOMBAS CENTRÍFUGAS

Dentro de las turbobombas, la bombas centrífugas, poseen prestaciones que se ajustan mejor a las necesidades de los servicios a los que se enfrentan habitualmente los bomberos, es por ello que nos centraremos en el análisis de este tipo de bombas.

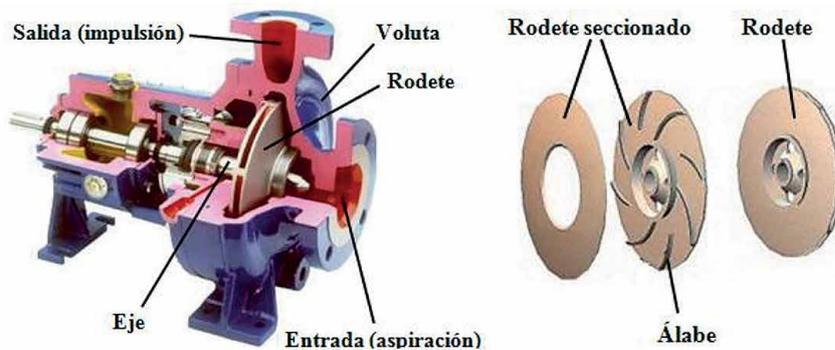
4.1.1. ELEMENTOS DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

Tal y como se observa en la imagen siguiente, en una bomba centrífuga distinguimos los siguientes elementos:



Elementos de una bomba centrífuga.

2. Una entrada **E** al rodete, unida a la tubería de aspiración.
3. Un rodete móvil **R** que gira (impulsor centrífugo), en sentido antihorario. El rodete gira solidariamente al eje de la bomba.
4. Un difusor **D**, formado por unas paletas difusoras fijas colocadas alrededor del rodete. La función del difusor es reducir la velocidad del fluido a la salida del rodete transformando esta reducción de velocidad en un aumento de presión. Esto hace el flujo más controlado y aumenta la tasa de conversión de la energía producida por el impulsor a flujo de presión, haciendo que la bomba sea más eficaz. El difusor es, por tanto, un elemento de la bomba diseñado para hacerla más eficaz optimizando el flujo del líquido que está siendo bombeado, no obstante, en multitud de bombas centrífugas (de media y baja potencia), este elemento no existe.
5. Una voluta **V** (también llamada caracol por su forma), cuyo objetivo es recoger el fluido a la salida del difusor (o del rodete en el caso de que no exista difusor) y conducirlo hasta la sección de salida **S**. En la voluta se produce la transformación de parte de la energía cinética del fluido en energía de presión a medida que, al progresar por ésta, aumenta su sección hasta la sección de salida **S** con la consiguiente reducción en la velocidad.



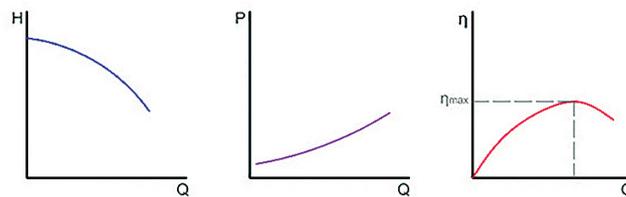
Elementos de una bomba centrífuga.

4.1.2. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UNA BOMBA

Las curvas características definen las prestaciones de la bomba, son propias de cada bomba y vienen detalladas por el fabricante. Las curvas que más interés presentan desde el punto de vista de utilización de la bomba son las siguientes:

- Altura en función del caudal: $H = H(Q)$;
- Potencia en función del caudal: $P = P(Q)$;
- Rendimiento en función del caudal: $\eta = \eta(Q)$;

Más adelante veremos las formas características de estas curvas.:



Curvas características: Altura manométrica, Potencia y Rendimiento en función del caudal.

En las curvas características podemos observar, por ejemplo, la evolución de la altura manométrica con el caudal, y que su valor es máximo para un caudal nulo y disminuye cuando el caudal aumenta. También es posible determinar el **punto óptimo de funcionamiento de la bomba**, aquel donde su rendimiento energético es más elevado (η_{\max}). En este punto óptimo se definen los valores nominales de la bomba (caudal nominal y presión nominal), indicados en el catálogo de prestaciones de la bomba facilitado por el fabricante. El fabricante obtiene estas curvas mediante un estudio experimental.

Para ello se coloca una válvula a la salida de la bomba y con ella se regula el caudal de paso. De esta forma se simula el incremento progresivo de la pérdida de carga aguas arriba hasta alcanzar la capacidad máxima de la bomba (caudal nulo). Para cada posición de la válvula se obtienen los valores de caudal, presión y potencia consumida y se trazan, punto a punto, las curvas características de la bomba.

La potencia hidráulica (P_h) transmitida por la bomba se define como:

$$P_h = \gamma H Q \quad [W];$$

Hay que distinguir la potencia hidráulica, que es la potencia útil que finalmente comunica la bomba al fluido, de la potencia absorbida por la bomba (P_{abs}), que es la potencia que le suministra el motor de arrastre a través del eje, en el caso de un BUP esta potencia la entrega el motor del vehículo.

El rendimiento de la bomba (η) se define como:

$$\eta = \frac{P_h}{P_{abs}} ;$$

El valor del rendimiento siempre será menor de uno ($\eta < 1$), ya que la potencia hidráulica siempre será menor que la potencia absorbida ($P_h < P_{abs}$), esto se debe a que siempre hay pérdidas mecánicas por fricciones de las partes móviles, por rozamiento viscoso del fluido bombeado, choques del fluido con las partes rígidas, pequeñas fugas de caudal, etc. Todas estas pérdidas son inevitables y suponen que la bomba no puede entregar al fluido toda la potencia que recibe del motor.

La mayoría de bombas centrífugas convencionales, trabajan con un régimen de revoluciones del rodete fijo y con unos valores de presión y caudal lo más próximos posible a sus valores nominales, esto se hace para hacer coincidir el punto de funcionamiento de la bomba con su punto óptimo, y obtener así, el máximo rendimiento de la bomba (η_{max}).

Una de las particularidades importantes de las bombas centrífugas de bomberos es que disponen de un mando de aceleración que permite regular el número de revoluciones del motor y, en definitiva del rodete, permitiendo regular ampliamente P y Q (punto de funcionamiento). Esto se hace porque, a diferencia de la mayoría de bombas convencionales, que suelen trabajar bajo condiciones más o menos estables, las bombas instaladas en los vehículos de bomberos se utilizan en servicios muy diversos con instalaciones muy cambiantes, necesitándose para cada servicio, un punto de funcionamiento diferente. Según la bomba instalada el límite superior de revoluciones es variable, aunque no suele exceder de las 5000 r.p.m.

4.1.3. LEYES DE SEMEJANZA EN BOMBAS CENTRÍFUGAS

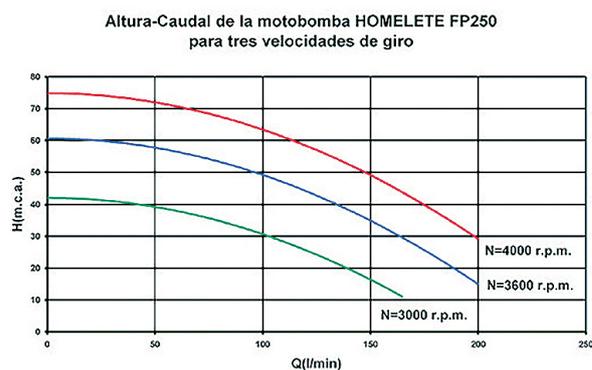
El efecto que produce la variación de la velocidad de giro N (r.p.m.) de la bomba sobre el caudal, la altura y la potencia hidráulica, se define mediante las Leyes de Semejanza:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{N}{N'} ; \quad \frac{H}{H'} = \left(\frac{N}{N'}\right)^2 ; \quad \frac{P}{P'} = \left(\frac{N}{N'}\right)^3 ;$$

Esto significa que dada una bomba que gira a N r.p.m. dando un caudal Q y entregando una potencia hidráulica P, si ahora la bomba gira a una velocidad N', el nuevo caudal, altura y potencia serán:

$$Q' = \frac{N'}{N} Q; \quad H' = \left(\frac{N'}{N}\right)^2 H; \quad P' = \left(\frac{N'}{N}\right)^3 P;$$

A partir de las leyes de semejanza podemos obtener la curva H(Q) para diferentes valores de N.



Curvas H-Q en función de N. (Fuente. Hidráulica, Juan Miguel Suay Belenguer).

4.1.4. BOMBAS MONOCELULARES Y MULTICELULARES

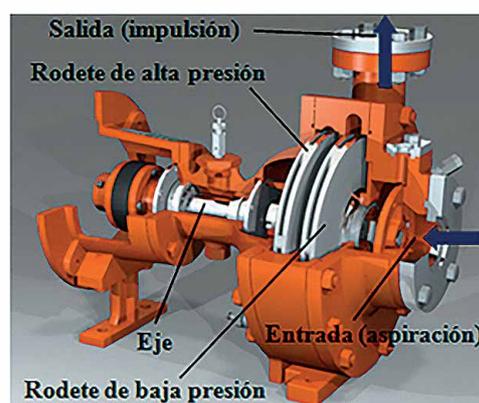
Hasta ahora se ha visto un criterio de clasificación de las turbobombas que contempla la trayectoria del fluido a lo largo del rodete, y que da lugar a la diferenciación entre bombas centrífugas, helicentrífugas y axiales, sin embargo, existen otros criterios de clasificación, entre los cuales destaca uno que conviene que el bombero conozca por su frecuente instalación en los vehículos autobomba.

Según el número de rodetes que tengan las bombas, éstas se dividen en **monocelulares** y **multicelulares**. Las bombas más convencionales son de tipo monocelular, esto es, de un solo rodete. Sin embargo, existen muchas ocasiones en que por limitaciones del propio rodete, limitaciones de espacio o bien por razones constructivas se recurre a las bombas multicelulares (varios rodetes).

Normalmente los BUP de los servicios de extinción van equipados con bombas multicelulares, en concreto con dos rodetes, esto es lo que se conoce como etapas de alta y baja presión. Cuando la bomba funciona en baja solo trabaja el rodete de baja presión y cuando la bomba funciona en alta trabajan ambos rodetes, el de baja y el de alta. Los dos rodetes se justifican por la necesidad de impulsar alturas importantes y por el espacio limitado en el vehículo. En fabricación de bombas, para conseguir alturas de impulsión más allá de los 100 m con un solo rodete, se requieren diámetros que por su tamaño y peso, comienzan a plantear problemas de rendimiento mecánico e hidráulico, además, desde el punto de vista del espacio son inasumibles para un vehículo autobomba. Caso contrario es el de los BNP, cuya función principal es la de abastecimiento, impulsando mayores caudales a menor presión, es por ello que habitualmente solo poseen la etapa de baja (monocelulares).

El funcionamiento de la bomba de doble etapa cuando trabaja en baja es como el de una bomba monocelular, y cuando funciona en alta, la salida del rodete de baja coincide con la entrada del rodete de alta, de forma que este recoge el agua procedente del primer rodete y le añade aún más momento cinético, de esta forma aumenta la cantidad de energía cinética recibida por el agua que posteriormente se convertirá en presión.

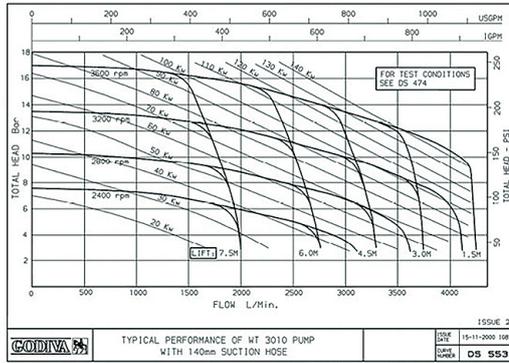
Se ha comentado anteriormente que no todas las bombas están equipadas con difusor, ya que no siempre



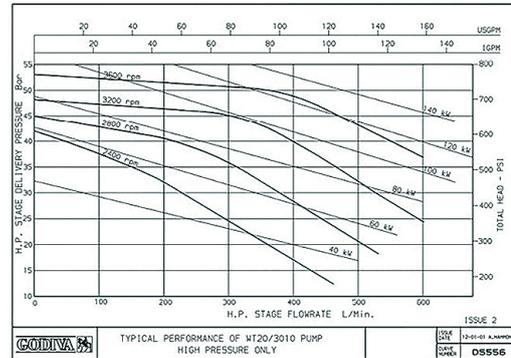
Bomba de doble etapa.

compensa el coste del mismo con la mejora de rendimiento que se consigue, sin embargo, en las bombas multicelulares la presencia del difusor es obligada, ya que éste tiene la importante misión de orientar el flujo hacia la entrada del siguiente rodete.

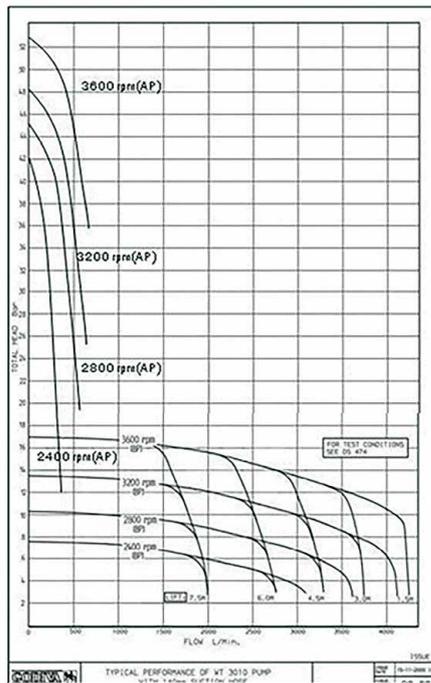
Curvas H-Q en bombas de doble etapa:



Curva de baja presión bomba Godiva WT 3010.



Curva de alta presión bomba Godiva WT 3010.



Curva de alta y baja presión bomba Godiva WT 3010.

4.1.5. PUNTO DE FUNCIONAMIENTO DE UNA INSTALACIÓN

La presión en bomba necesaria para que los bomberos en punta de lanza dispongan del caudal requerido es la suma de tres factores: presión en lanza (P_L), altura geométrica (H) desde la cota de la bomba hasta la cota del punta de lanza y pérdidas de carga (P_C):

$$P_B = P_L + H + P_C;$$

Las pérdidas continuas por fricción en la instalación según Darcy-Weisbach tendrán la forma:

$$h_{continuas} = \frac{8fL}{\pi^2 g D^5} Q^2;$$

mientras que la suma de las pérdidas localizadas será:

$$h_{localizadas} = \sum K_{acc} Q^2;$$

con lo que las pérdidas de carga (P_C) quedan:

$$P_C = \left(\frac{8fL}{\pi^2 g D^5} + \sum K_{acc} \right) Q^2 = K Q^2;$$

Respecto a la presión en punta de lanza (P_L), ésta puede despejarse en función del caudal:

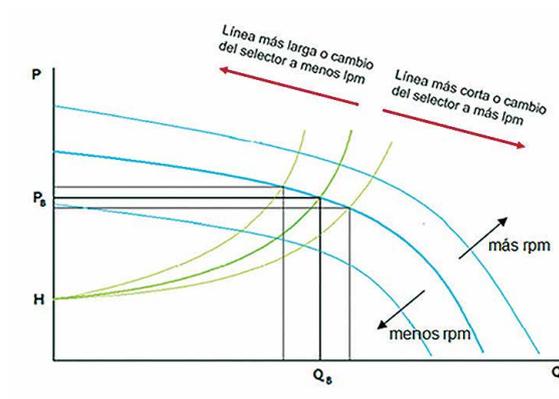
$$Q = kS\sqrt{P_L} \rightarrow P_L = \frac{1}{(kS)^2} Q^2$$

Agrupando términos se obtiene:

$$P_B = P_C + H + P_L = K Q^2 + H + \frac{1}{(kS)^2} Q^2 = H + \left(K + \frac{1}{(kS)^2} \right) Q^2;$$

que como vemos en la imagen siguiente, se trata de una curva cuadrática desplazada del origen por el término H .

La intersección entre la curva característica de la bomba $H(Q)$ cedida por el fabricante y la curva resistente obtenida es el punto de funcionamiento de la instalación.



En verde curva resistente. En azul curva característica de la bomba. P_b y Q_b es el punto de funcionamiento.

(Fuente. Curso básico bomberos de nuevo ingreso, IVASPE 2016. Sergio Mora Ureña).

4.1.6. ACOPLAMIENTO DE BOMBAS

El acoplamiento de bombas puede llevarse a cabo tanto en **serie** como en **paralelo**:

Acoplamiento en serie:

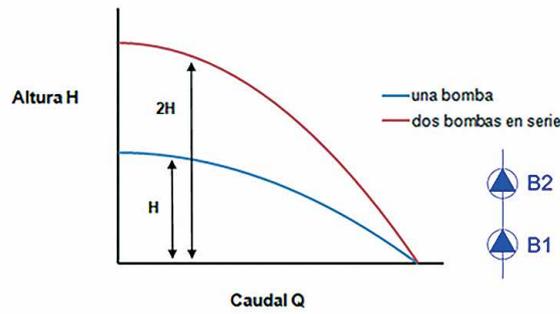
En esta combinación, la impulsión de una bomba constituye la aspiración de la siguiente unidad, por lo que el caudal bombeado será el mismo en todas ellas aunque las alturas creadas deberán sumarse:

$$H = H_1 + H_2 + H_3 + \dots + H_n ;$$

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n ;$$

El acoplamiento de bombas en serie puede presentar interés cuando haya que elevar un mismo caudal a gran altura. Un caso especial de acoplamiento en serie es la disposición de los rodetes en bombas multicelulares, con rodetes montados en serie pero que comparten un único cuerpo de bomba (bomba de un BUP).

La curva característica del acoplamiento de bombas o rodetes en serie se obtiene sumando las alturas, para igualdad de caudales, a partir de la curva característica de cada rodete en particular. Ello se traduce en que las curvas resultantes tienen una pendiente acusada, tanto mayor cuanto más grande sea el número de rodetes acoplados como vemos en la imagen siguiente.



Bombas idénticas conectadas en serie.

Acoplamiento en paralelo:

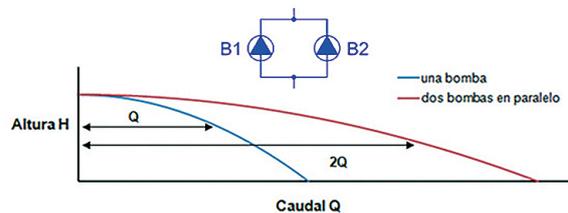
En esta combinación, se aspira el fluido de un punto común inyectándose después el caudal a la impulsión general. Por tanto, en este caso se suman los caudales, conservándose las alturas:

$$H = H_1 = H_2 = H_3 = \dots = H_n ;$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \dots + Q_n ;$$

El acoplamiento de bombas en paralelo es muy útil cuando se desea bombear grandes caudales a una altura determinada.

La curva de un conjunto de bombas acopladas en paralelo, se obtiene al sumar los caudales para una misma altura a partir de la curva de cada una de las bombas acopladas. Ello da lugar a curvas globales H-Q cada vez más planas según aumenta el número de bombas acopladas.



Bombas idénticas conectadas en paralelo.

4.1.7. ASPIRACIÓN EN BOMBAS



Aspiración e impulsión por monitor.

Se dice que una bomba trabaja en aspiración cuando se halla en una cota superior al depósito de alimentación. Cuando se aspira en una conducción, se reduce la presión por debajo de la presión atmosférica (1 atm), y el líquido, que se encuentra a esta presión atmosférica en el depósito de alimentación, asciende empujado por la propia presión atmosférica que busca equilibrar presiones. La altura de aspiración tiene un límite, ya que el máximo vacío que puede generar la succión en la brida de aspiración es el vacío absoluto (0 atm), esto, unido al empuje de 1 atm que ejerce la presión atmosférica en el fluido, nos da una **altura máxima teórica de aspiración de 10,33 metros**, desafortunadamente, esta altura máxima es imposible de alcanzar por varios motivos:

- El vacío absoluto es muy difícil de obtener, imposible en las condiciones de trabajo habituales en bomberos, por lo que existe cierta presión dentro de los mangotes.
- La presión atmosférica local puede ser menor de 1 atmósfera, según las condiciones climatológicas (densidad del aire) y la altitud.

Altitud [m]	Patm [m.c.a.]
0	10,33
200	10,08
400	9,83
600	9,58
800	9,34
1000	9,11
1200	8,89
1400	8,67
1600	8,45
1800	8,24
2000	8,04

Variación de P_{atm} con la altitud.

- Existen pérdidas de carga en los mangotes y en la válvula de pie.
- La presión de vapor y temperatura a la que se encuentra el fluido es variable. Cuanto mayor es la temperatura del agua, mayor es su presión de vapor y, por tanto, menor es la altura de aspiración.

Temperatura [°C]	Pérdida de aspiración [m.c.a.]
10	0,125
15	0,173
20	0,236
25	0,32
30	0,43
35	0,57
40	0,745

Pérdida de altura de aspiración en función de la temperatura del agua.

Todos estos factores provocan que la altura de aspiración disminuya hasta valores de entre siete y ocho metros.

4.1.8. CEBADO DE BOMBAS INSTALADAS EN ASPIRACIÓN

En una bomba centrífuga instalada en aspiración, su mangote de aspiración y el rodete se encuentran llenos de aire. La creación de unas condiciones de carga previas al arranque en la bomba es el proceso de cebado, tras el cual, el tramo de aspiración y el rodete quedan llenos de agua por completo y en el momento del arranque la bomba entra directamente en funcionamiento normal, para ello el aire debe poder escapar al exterior y el agua de llenado debe ser retenida en el interior del cuerpo de bomba y en el mangote de aspiración.

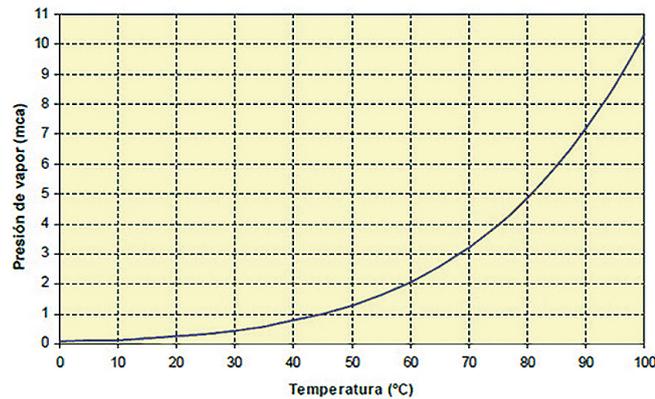
Existen distintos métodos de cebado, entre los que destacan:

- Bombas autocebantes (hace uso de un depósito de agua específico para llenar el cuerpo de bomba y la tubería de aspiración).
- Cebado por eyector de gases (hace uso del efecto Venturi usando los gases de escape del motor del vehículo que acciona la bomba).
- Cebado por bomba de pistones impelentes.
- Cebado de bombas por anillo de agua (hace uso de una bomba volumétrica).
- Cebado por depresor de vacío (hace uso de una bomba de vacío específica accionada normalmente por un motor de tipo eléctrico).

4.1.9. CAVITACIÓN

Antes de entrar de lleno en la definición de cavitación vamos a introducir los conceptos de tensión o presión de vapor de un líquido y temperatura de ebullición.

En un líquido, la presión de vapor es la presión de la fase gaseosa o vapor sobre la fase líquida para una temperatura determinada, en la que la fase líquida y el vapor se encuentran en equilibrio dinámico. La presión de vapor es, por tanto, una medida del grado de volatilidad de las sustancias, su valor es propio de cada sustancia y éste aumenta con la temperatura.



Presión de vapor del agua en función de la temperatura.

La temperatura de ebullición es la temperatura a la que una sustancia se transforma del estado líquido al estado gaseoso. En el punto de ebullición, la presión de vapor de la sustancia y la presión ambiente se igualan (se toma como valor fijo de referencia para la presión atmosférica 1 atm). A esta misma temperatura se le denomina temperatura de condensación cuando la sustancia pasa del estado gaseoso al estado líquido. Es, en definitiva, la temperatura de cambio de fase.

Una vez introducidos estos conceptos definimos ahora la cavitación.

La cavitación es un fenómeno complejo, el cual depende en parte de los procesos termodinámicos ligados con la ebullición y condensación de vapor, que puede presentarse tanto en las estructuras fijas (venturis, válvulas, etc.), como en las máquinas hidráulicas (bombas).

La cavitación es la formación de "cavidades" llenas de vapor en el seno del líquido en movimiento, es decir, la vaporización del líquido circulante a causa del descenso local de la presión hasta alcanzar la tensión de vapor a la temperatura a la que se encuentre el líquido, y posterior colapso de las burbujas de vapor formadas cuando éstas alcanzan zonas de presión creciente. Este fenómeno tiene, por tanto, dos fases:

Fase 1: Cambio de estado líquido a estado gaseoso (burbujas de vapor).

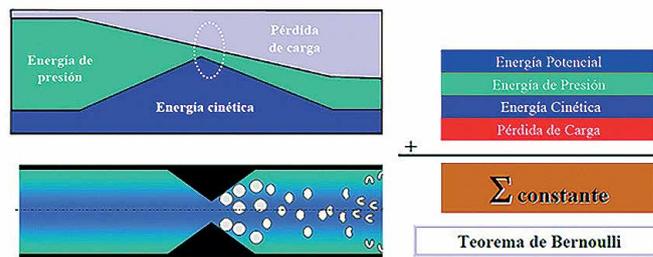
Fase 2: Cambio de estado gaseoso a estado líquido (implosión).

En las instalaciones hidráulicas utilizadas en los servicios de bomberos, los lugares donde hay más probabilidad de que aparezca cavitación son los siguientes:

Partes fijas: Brida de aspiración (entrada al rodete) y estrangulamientos bruscos, válvulas a medio abrir p.ej.

Partes móviles: Rodetes de bombas.

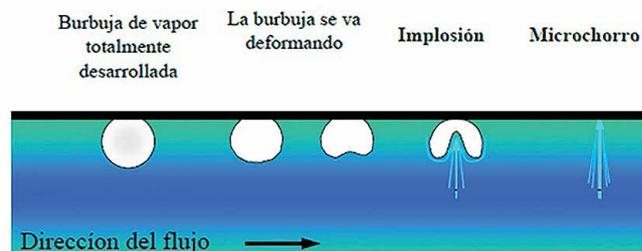
En un estrangulamiento brusco como en la imagen, el agua circulante en la instalación, por conservación del caudal, se ve forzada a aumentar su velocidad, aumentando, por consiguiente, su energía cinética. Se produce también una pérdida de carga puntual en cuanto a la energía potencial, ésta no varía al no variar la cota entre la entrada y salida del estrechamiento. El resultado de todo esto, por conservación de la energía, es un descenso de la energía de presión. Si este descenso alcanza la presión de vapor del agua a la temperatura correspondiente, se producirá cavitación, formándose burbujas de vapor que al salir del estrechamiento se deformarán al incrementarse la presión y finalmente implosionarán y desaparecerán.



Cavitación y Teorema de conservación de la energía de Bernoulli.

La cavitación también puede afectar adversamente al funcionamiento de las bombas centrífugas, pudiendo aparecer ésta desde la brida de aspiración (entrada al rodete) hasta que se alcanza el punto de mínima presión sobre el rodete.

Una vez superada esta zona, el rodete comunica energía al fluido, aumentando en consecuencia la presión y condensando las posibles burbujas formadas. Estas implosiones producidas sobre los álabes desgastan y erosionan su superficie. Los puntos del rodete donde se ha producido erosión en el material tienen más facilidad para volver a producir otra cavitación al acelerarse localmente el líquido en estas irregularidades.



Implosión de burbujas de vapor en la superficie del álabe.

El agua al vaporizarse incrementa su volumen unas 1700 veces, al condensarse disminuye su volumen en la misma proporción, de forma que el agua se precipita en los espacios vacíos de las burbujas y golpea contra las superficies presentes (álabes), llegándose a generar presiones locales que pueden alcanzar 1000 bar.



Detalles de la erosión en la superficie de los álabes del rodete.

En resumen, los efectos de la cavitación en bombas son los siguientes:

Audibles: Golpeteo del líquido sobre la pared sólida, semejante a un martilleo irregular, o al ruido de un chorro de grava sobre chapa metálica.

Visibles: Se forman nubes blancas en el interior del líquido, no transparentes, con fuerte efervescencia, que ocupan un volumen mayor o menor del líquido según la intensidad de la cavitación.

Sensibles: Pueden producirse vibraciones peligrosas en las máquinas e incluso para la estructura de sujeción.

Energéticos y destructivos: La erosión de los álabes disminuye su sección transversal útil, por lo que se perturba la corriente, y disminuye la potencia y el rendimiento. Además, el material de las paredes sólidas llega a romperse por fatiga.

En bombas, y de acuerdo con lo que acabamos de comentar, la aparición de este fenómeno va a depender de lo siguiente:

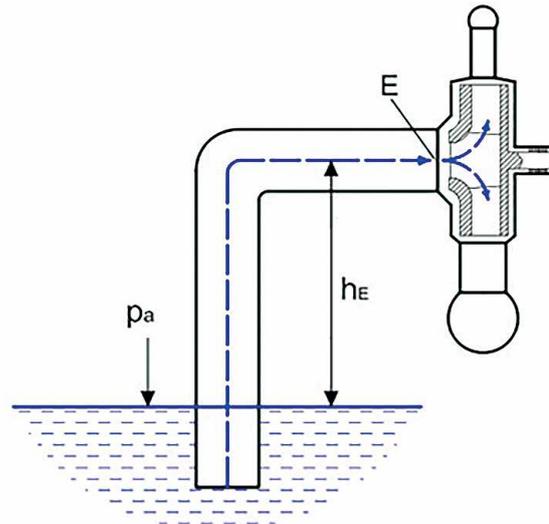
- Las condiciones de aspiración, esto es, valor de la altura a la que situemos la bomba a partir del nivel de captación, y distintas pérdidas de carga existentes en este tramo de tubería (trasegar caudales elevados o utilizar mangotes de diámetros pequeños favorecen la cavitación en la instalación).
- Energía cinética que posee el fluido a la entrada de la bomba.
- Trabajo que hay que realizar para vencer el rozamiento existente desde la entrada del fluido al cuerpo de bomba hasta la llegada al punto de mínima presión en el interior del rodete.

Estos factores nos van a definir dos conceptos, desarrollados en el siguiente apartado, los cuales se utilizan ampliamente cuando se trata de comprobar si la bomba en un determinado punto de funcionamiento está trabajando con cavitación. Estos conceptos son:

- Altura neta positiva en la aspiración disponible ($NPSH_d$).
- Altura neta positiva en la aspiración requerida ($NPSH_r$).

4.1.10. CONDICIONES DE NO CAVITACIÓN EN BOMBAS Y ALTURA MÁXIMA DE ASPIRACIÓN

Sea una bomba instalada en aspiración a un nivel superior al de la superficie de captación. En el inicio de la aspiración, la energía disponible es la de la presión atmosférica existente en el depósito de que se trate (p_a). Conforme se ve aspirado el fluido, esta energía en forma de presión se transforma, parte en energías potencial y cinética, parte se emplea en vencer el rozamiento y parte permanecerá en forma de presión. Por consiguiente, a la entrada E de la bomba habrá una presión manométrica negativa, y tanto más cuanto mayor sean la altura de aspiración y las pérdidas en esta parte de la instalación.



Bomba y manguito de aspiración.

Planteando la ecuación de Bernoulli entre la superficie de aspiración y la entrada del rodete de la bomba se obtiene:

$$\frac{p_a}{\gamma} = h_E + \frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} + h_{a \rightarrow E}; \quad (1)$$

Donde:

v_E = velocidad del fluido en la entrada al rodete;

p_a = presión atmosférica;

$h_{a \rightarrow E}$ = pérdidas de carga entre el depósito y la entrada a la bomba;

Operando con la ecuación obtenemos:

$$\frac{p_E}{\gamma} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \left(\frac{v_E^2}{2g} + h_E + h_{a \rightarrow E} \right); \quad (2)$$

Las pérdidas por fricción dentro del mangote de aspiración tendrán la forma:

$$h_f = \frac{8fL}{\pi^2 g D^5} Q^2;$$

La suma de las pérdidas en los accesorios instalados en el tramo de aspiración será:

$$h_{acc} = \sum K_{acc} Q^2;$$

con lo que resulta:

$$h_{a \rightarrow E} = h_f + h_{acc} = \left(\frac{8fL}{\pi^2 g D^5} + \sum K_{acc} \right) Q^2 = K Q^2; \quad (3)$$

Sustituyendo (3) en (2):

$$\frac{p_E}{\gamma} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - h_E - \frac{v_E^2}{2g} - K Q^2; \quad (4)$$

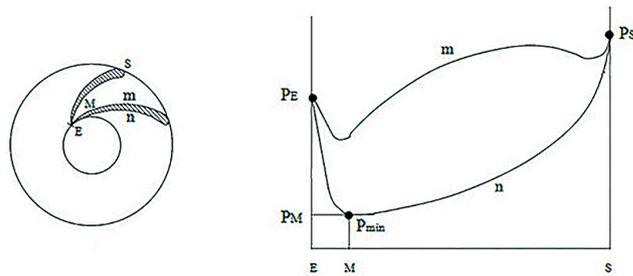
Para que no aparezca cavitación debe cumplirse:

$$\frac{p_E}{\gamma} > p_v; \quad (5)$$

siendo p_v la presión de vapor del fluido a la temperatura de trabajo. En definitiva, y en primera aproximación, podemos decir:

$$\frac{p_{atm}}{\gamma} - h_E - \frac{v_E^2}{2g} - KQ^2 > p_v ; \quad (6)$$

Hemos considerado, en principio, como punto más desfavorable la entrada del líquido en el rodete. Sin embargo, un análisis más detallado del funcionamiento de una bomba muestra que no es éste el punto de menor presión, sino que dicho punto se encuentra sobre la cara cóncava de los álabes (*lado n en la imagen siguiente*). De esta imagen deducimos que en el punto M se da la presión mínima y aparecerán en primer lugar las burbujas de vapor de agua, causantes de la cavitación.



Evolución de la presión a lo largo de las dos caras del álabe.

La condición de no cavitación puede escribirse ahora como:

$$\frac{p_{min}}{\gamma} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - h_E - \frac{v_E^2}{2g} - KQ^2 - h_{E \rightarrow M} > p_v ; \quad (7)$$

Desde la entrada E a la bomba, y hasta que se alcanza el punto de mínima presión M sobre el rodete, existirán pérdidas de carga debido a rozamientos y choques del fluido contra el borde de ataque de los álabes. Por ello, y hasta que el efecto de subida de la presión debido al trabajo de la bomba llegue a apreciarse, se perderá presión.

La caída de presión entre los puntos E y M se modeliza de la siguiente forma:

$$h_{E \rightarrow M} = \lambda \frac{W^2}{2g} ; \quad (8)$$

Donde:

W^2 = velocidad relativa de entrada al rodete;

λ = coeficiente de pérdidas función del caudal y de la rugosidad de la cara cóncava del álabe.

Introduciendo (8) en (7), la condición de no cavitación resultante queda como:

$$\frac{p_{min}}{\gamma} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - h_E - KQ^2 - \left(\frac{v_E^2}{2g} + \lambda \frac{W^2}{2g} \right) > p_v ; \quad (9)$$

Separando en (9) los términos que dependen de la instalación de aquellos que dependen de la bomba, podemos definir las alturas netas positivas disponible y requerida, respectivamente, como (*NPSH = Net Positive Suction Head*):

$$NPSH_d = \left(\frac{p_{atm}}{\gamma} - h_E - p_v \right) - KQ^2 ; \quad (10)$$

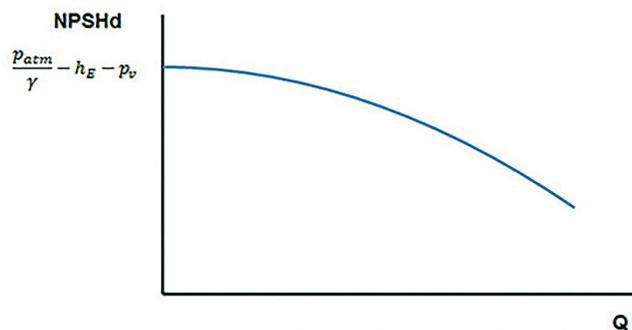
$$NPSH_r = \frac{v_E^2}{2g} + \lambda \frac{W^2}{2g} ; \quad (11)$$

Finalmente la condición de no cavitación puede expresarse:

$$NPSH_d > NPSH_r ; \quad (12)$$

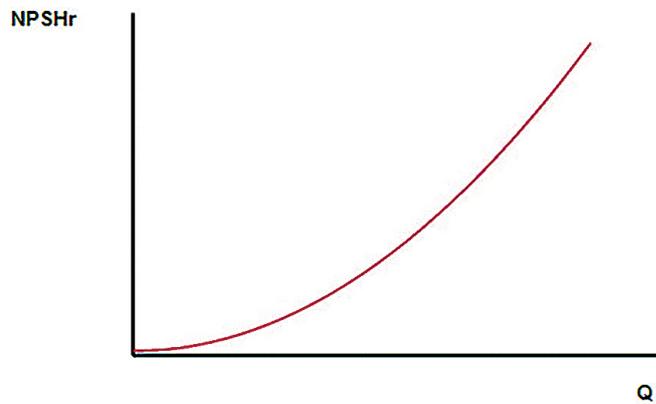
El uso de los conceptos de $NPSH_d$ y $NPSH_r$ en la condición de cavitación y los términos que los integran, se justifica porque a la hora de calcular en una instalación en aspiración si se produce o no cavitación, los términos que conforman la $NPSH_d$ dependen únicamente de la instalación y pueden calcularse, mientras que el valor de $NPSH_r$ no puede calcularse y lo facilita el fabricante, ya que es éste el que conoce, entre otras cosas, en qué punto exacto del interior de la bomba se alcanza la presión mínima y el tamaño de la abertura de entrada al rodete que condiciona el valor de v_E .

En la ecuación (10), los términos del paréntesis son independientes del caudal y, dada una instalación, están perfectamente definidos, ya que la p_{atm} es función del lugar, h_E es la altura de aspiración y p_v depende del fluido y de la temperatura de trabajo. El resultado de esta expresión es que la $NPSH_d$ decrece parabólicamente con el caudal tal como se muestra en la imagen.



Variación de $NPSH_d$ con el caudal.

En la $NPSH_r$, como se deduce de (11), el primer sumando $v^2/2g$, crece cuadráticamente con el caudal bombeado, mientras que el segundo sumando $\lambda W^2/2g$, para bombas centrífugas es prácticamente constante hasta el caudal nominal o de diseño donde alcanza su valor mínimo, y a partir de este punto empieza a crecer con el caudal. La suma de los dos términos da lugar a una curva de la siguiente forma:

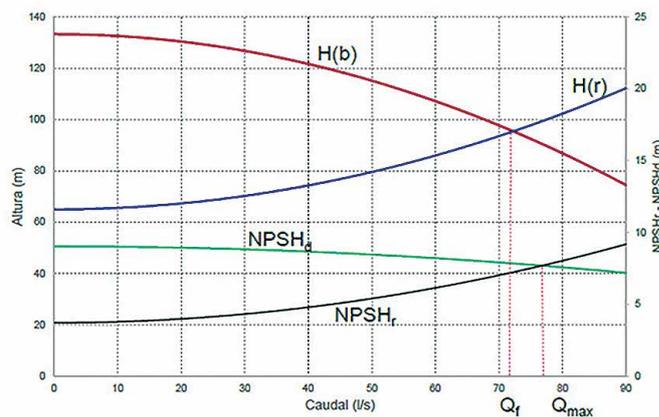


Variación de $NPSH_r$ con el caudal.

A partir de la condición de no cavitación expresada en (12):

$$NPSH_d > NPSH_r ; \quad (12)$$

y las curvas $NPSH_d$ y $NPSH_r$, se obtiene el caudal máximo (Q_{max}) que puede impulsar una bomba sin cavitación:



Caudal máximo sin cavitación y caudal de funcionamiento.

En la imagen superior se puede observar que el punto de funcionamiento definido por la intersección de la curva característica de la bomba y la curva resistente la instalación, debe quedar a la izquierda de Q_{max} para que no aparezca cavitación.

Por último, operando con (10) y (12), definimos la altura máxima de aspiración sin cavitación de la bomba:

$$h_E < \left(\frac{p_{atm}}{\gamma} - p_v \right) - (KQ^2 + NPSH_r); \quad (13)$$

donde los términos englobados en el primer paréntesis no dependen de Q , mientras que los del segundo sí varían, y mucho, como se ha visto. Consecuencia de ello es que la máxima altura de aspiración varía con el punto de funcionamiento de la bomba.

5. APLICACIONES PRÁCTICAS

5.1. INTRODUCCIÓN

Todo lo expuesto hasta ahora puede parecer demasiado teórico y poco aplicable al día a día del bombero, pero como veremos a continuación, esta aparente complejidad no lo es tanto. En nuestras labores diarias manejamos habitualmente las bombas de los vehículos de forma rutinaria, es decir, sin ser conscientes muchas veces de qué está ocurriendo realmente en nuestra instalación. Por lo general, durante los servicios a los que nos enfrentamos, este manejo de la bomba suele ser suficiente, sin embargo, excepcionalmente, pueden darse situaciones en las que el éxito de nuestra intervención, o lo que es peor, nuestra propia seguridad, dependan de la destreza en el manejo y del conocimiento profundo de nuestras bombas. Para tratar de alcanzar este nivel de conocimiento y conseguir mayor eficiencia en nuestras instalaciones, plantearemos a continuación diversas cuestiones, y las resolveremos para explicar claramente qué es lo que ocurre, y por qué, en el interior de nuestra instalación.

5.2. LA RECIRCULACIÓN DEL AGUA Y EL SIFÓN DE LA BOMBA

Las bombas montadas en nuestros vehículos contra incendios vienen equipadas con un sistema de retorno de agua que va, desde la etapa de baja hasta la cisterna, y cuyo nombre común, reconocido por todos, es "sifón". Aunque en realidad su nombre es "válvula de llenado de cisterna". El sifón está diseñado para llenar la cuba, a través de la bomba, durante la aspiración. Sin embargo, existe una práctica muy habitual en la mayoría de los cuerpos de bomberos, que es usar el sifón para refrigerar el cuerpo de bomba y evitar así su sobrecalentamiento. A continuación, analizaremos esta cuestión y explicaremos porque no es recomendable usar el sifón para refrigerar la bomba y plantearemos las posibles soluciones al problema.

EL SOBRECALENTAMIENTO: Cuando una bomba centrífuga está girando a un número determinado de revoluciones, y con las salidas de impulsión cerradas, es decir, sin trasegar líquido, gran parte de la energía cinética del rodete es absorbida por el agua del cuerpo, incrementando su temperatura. Esta situación suele ser habitual, ya que las técnicas de pulsaciones intermitentes o los buceos de humo prolongados, sin hacer consumo de agua pero con la maguera bajo presión, son frecuentes. Para evitar el sobrecalentamiento, los fabricantes de las bombas, desde el 2004, y siguiendo las indicaciones de la norma UNE-EN 1028, instalan en la etapa de baja presión una válvula de protección térmica que se dispara automáticamente cuando el agua alcanza un determinado valor que, en zonas de clima templado como el nuestro, suele oscilar entre los 65 °C y los 75 °C, según cada fabricante (en zonas de clima más frío, disparan antes, rondando los 45 °C). Al abrirse la válvula, el agua sobrecalentada del cuerpo de bomba es impulsada al exterior por la parte baja del vehículo, provocando la entrada de agua fría procedente de la cisterna y reduciendo así la temperatura. A priori, esta solución parece ideal para resolver el problema

del sobrecalentamiento; sin embargo, el disparo de este tipo de válvulas puede no ser tan recomendable, ya que suelen generar los siguientes inconvenientes:

- Cuando la válvula se abre, impulsa un chorro de agua contra el suelo a una temperatura cercana a la de ebullición, generando una nube de vapor que puede dañar gravemente al operador de la bomba.
- Debido a la dureza del agua (muy habitual en la zona mediterránea), se puede acumular gran cantidad de cal en la válvula. Esta cal impide que la válvula, una vez se ha disparado, vuelva a su posición original, dejando una fuga en el cuerpo de bomba que puede vaciar la cisterna en cuestión de minutos.

Los bomberos, conocedores de estos inconvenientes, tratan siempre de impedir el sobrecalentamiento del agua para evitar el disparo de la válvula de protección térmica. Para ello, en la mayoría de los casos, recurren al sifón, abriendo la llave de paso e impulsando agua sobrecalentada desde la bomba hacia la cisterna, y provocando, como ya dijimos, la entrada de agua fría desde la cuba.

Como ya adelantamos al inicio de este apartado, esta acción es poco recomendable, ya que las cisternas, a pesar de incorporar deflectores, estos tienen una resistencia al impacto que oscila entre los 5 y los 7 bares (según sean de vinilo o de polietileno), siendo estas presiones inferiores a las presiones habituales de trabajo en incendios de interior. Es decir, si abrimos el sifón trabajando con la bomba por encima de los 6 o 7 bares, a la larga, acabaremos causando serios daños en la cisterna. Habitualmente, para minimizar el daño producido por el impacto, el operador de la bomba abre la válvula del sifón, pero solo parcialmente, generando una pérdida de carga singular, muy elevada, que podría reducir el daño en la cuba, pero a costa de dañar dicha válvula por efectos de cavitación en la válvula, generando problemas posteriores de estanqueidad que complicarían el proceso de cebado de la bomba y el sellado de la cisterna en la generación e impulsión de espuma.

Por lo tanto, por todo lo expuesto, queda claro que el uso del sifón queda restringido al uso para el que está diseñado, es decir, para llenar la cuba a través de la bomba mediante aspiración, no siendo recomendable su uso para refrigerar el cuerpo de bomba salvo con la bomba trabajando a bajas revoluciones (con presiones inferiores a 5 bares).



Válvula de llenado de cisterna, sifón o bypass.

Una solución provisional o temporal al problema del sobrecalentamiento, es la adoptada por alguno de nuestros servicios. La RECIRCULACION.

Se coloca un tramo de manguera de 25 mm, a alguna de las salidas de baja presión y se conecta por el otro lado a alguna de las tomas de llenado de 70 mm de la cisterna. Con esta sencilla recirculación se evita el aumento de temperatura del cuerpo de bomba sin generar daño a la cisterna, ya que, debido al gran caudal que se trasiega, junto con el reducido diámetro de la manga, se producen elevadas pérdidas de carga que evita que entre el agua a la cisterna a más de 5 bares.



Vista bomba con instalación de recirculación.

Sin embargo la recirculación externa no deja de ser una solución provisional, adoptada por los bomberos, dada la falta de adaptación del diseño de las bombas centrífugas a las peculiaridades de servicios de bomberos. La solución definitiva, no parece compleja, ya que bastaría con que el fabricante, instalara una VALVULA REGULADORA de presión a la salida del sifón, garantizando que la presión de entrada a la cisterna no fuera superior a 5 bares en ningún caso.

5.3. ¿POR QUÉ CAE LA PRESIÓN EN BOMBA, AL AUMENTAR EL CAUDAL EN LANZA?

Imaginemos una instalación cualquiera, por ejemplo, 1 tramo de manguera de 25 mm conectado a la salida de alta de la bomba, y con una lanza Akron, también de 25 mm, cuyo anillo selector nos permite trabajar con los siguientes caudales: 50 lpm, 100 lpm, 150 lpm y 230 lpm.

Aceleramos el motor, consiguiendo, por ejemplo, 20 bares en bomba. Seleccionamos en la lanza el caudal de 50 lpm y la abrimos; si observamos en ese momento el manómetro de la bomba, veremos que ya no marca 20 bares, sino 16, ya que parte de los 20 bares iniciales de presión estática, se han transformado en velocidad al abrir la lanza.

Ahora, si variamos el anillo selector hasta la posición de 100 lpm, y volvemos a abrir, veremos que la presión en bomba vuelve a bajar, hasta alcanzar los 14 bares.

Así, si seguimos aumentando el caudal de la lanza mediante el anillo selector, veremos que la presión en bomba cada vez cae más. La explicación es sencilla, como ya explicamos en el apartado de las curvas características de las bombas, éstas nos ofrecen los caudales y las presiones de forma inversa, es decir, si queremos mucha presión, el caudal que obtendremos será pequeño; por el contrario, si queremos mucho caudal, lo obtendremos, pero con poca presión.

Este fenómeno puede explicarse mediante el teorema de Bernoulli: con la instalación cerrada y presurizada toda la energía la tenemos en forma de presión estática; al abrir la lanza, parte de ella se convierte en velocidad. Si aumentamos el caudal, como la sección de la manguera es constante, el caudal aumentará debido a que aumenta la velocidad del fluido. Por consiguiente, este aumento de la velocidad implica un aumento del término cinético de la ecuación de Bernoulli; como el teorema de Bernoulli dice que el sumatorio de energías es constante a lo largo de la instalación, si aumenta la energía cinética, necesariamente deberá disminuir la estática. Así, para una misma instalación, cuanto mayor caudal impulsemos, mayor velocidad tendrá el fluido (por la ecuación de la continuidad) y mayor será su energía cinética, por lo que menor será su presión estática *(Copia el enlace o escanea el código QR para ver el video 1)*.

<https://www.youtube.com/watch?v=gzFHK2sCpDM&t=2s>



5.4. ¿SALIR EN ALTA PRESIÓN CON 45 MM?

Realizar una instalación con manguera de 45 mm de diámetro, mediante reducción invertida, saliendo desde la etapa de alta de la bomba, podría ser una solución posible a las dificultades a las que se enfrentan los bomberos para conseguir el caudal necesario en punta de lanza en edificios de gran altura. Pero esta instalación presenta un riesgo importante que conviene conocer. Supongamos que conectamos varios tramos de manguera de 45 mm a la salida de alta presión de la bomba; con la lanza cerrada el conductor acelera la bomba, pero siempre con la precaución de seleccionar una presión que no sea superior a la

presión máxima de trabajo de las mangueras, que ronda los 20 bares para las mangas de 45 mm usadas habitualmente en la mayoría de los servicios.

En el momento en el que el bombero en punta de lanza abra la misma, la presión manométrica en bomba descenderá ya que parte de la presión estática inicial se convertirá en velocidad por la impulsión del agua. De este modo, si el bombero está trabajando con un caudal de 230 l/m, la presión en bomba ya no será de 20 bares sino bastante inferior, y con este nuevo valor inferior en bomba se deberá vencer las pérdidas de carga en la instalación, vencer la altura geométrica de impulsión y proporcionar una presión en lanza de 7 bares para alcanzar dicho caudal con un diámetro de gota óptimo para la extinción.

Como la presión en bomba será insuficiente para atender estas demandas, lo habitual será que el bombero en punta de lanza solicite al conductor un aumento de presión. El conductor puede cometer el error de, viendo que la presión en bomba en ese momento es inferior a la de trabajo de la manguera, acelerar el motor, incrementando las revoluciones de la bomba, y desplazando la nueva curva característica hacia un nivel superior. El problema es que, cuando el lancero cierre la lanza se producirá un incremento brusco y permanente de la presión, ya que, al haber incrementado las revoluciones de la bomba con la lanza abierta, a los 20 bares iniciales de presión estática, se le tendrá que sumar el aumento generado con la aceleración posterior. Es decir, cuando el lancero cierre la lanza, con toda seguridad, se superará la presión de trabajo de la manguera con el consiguiente riesgo de rotura de la instalación.

Para evitar este problema, algún servicio de bomberos, como por ejemplo Bomberos Municipales Valencia, adquirieron en su día un modelo de mangueras de 45 mm (Gomdur Rise), con una presión de rotura superior a la de las mangueras de 25 mm (50 bares aproximadamente), permitiendo de este modo, poder realizar este tipo de instalaciones, sin peligro de accidente (*Copia el enlace o escanea el código QR para ver el video 2*).

<https://www.youtube.com/watch?v=i1YiAaHFSZc>



5.5. PECULIARIDADES DE LAS LÍNEAS BIFURCADAS

Es muy habitual en el trabajo diario del bombero realizar instalaciones con un tramo común de alimentación, conectado a una bifurcación y con dos líneas de ataque independientes. Este tipo de instalaciones, son muy usadas en los incendios de interior, ya que permiten trabajar al binomio de lanceros con una de las líneas, mientras el resto de la dotación permanece en el rellano con la otra por si fuera necesaria su intervención.

Veamos con detalle como se comportan el caudal y la presión en este tipo de instalaciones.

Imaginemos una instalación en la que conectamos a la bomba tres tramos de manguera de 45 mm, una bifurcación y dos líneas de ataque exactamente iguales, con dos mangueras de 25 mm y una lanza

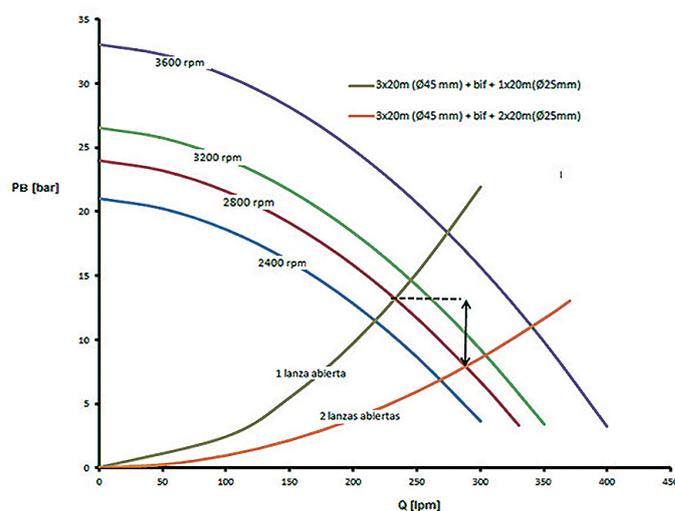
Akron en cada una de ellas. Aceleramos el motor hasta conseguir 15 bares en bomba de manera que, tras vencer las pérdidas de carga de la instalación, tendremos una presión de 7 bares en punta de lanza. Si colocamos el selector de caudal de ambas lanzas en la posición de 230 lpm, como las líneas de ataque son simétricas, el caudal se repartirá a partes iguales, y como la presión en punta será de 7 bares, por ambas lanzas saldrá el mismo caudal, 230 lpm.

¿Pero qué pasa si uno de los bomberos cierra su lanza?, ¿Qué pasará con el caudal en la lanza que permanece abierta?, ¿Y qué ocurrirá con la presión en punta?, ¿A qué será debido el aumento de la reacción en punta de lanza en la línea de ataque que no se ha cerrado?

Lo primero que conviene recordar es que el caudal que sale por la lanza es el que tenemos seleccionado en el anillo selector, siempre que tengamos 7 bares de presión en punta de lanza. Así, si tenemos más de 7 bares en punta, tendremos más caudal, mientras que si nos llegan menos de 7 bares, el caudal será menor. Es decir, el hecho en sí, de que deje de salir caudal por una de las lanzas, no tiene por qué implicar necesariamente que salga más por la otra. Pero, finalmente, ¿saldrá más caudal? La respuesta es clara: sí. Veamos por qué.

Al cerrar una de las lanzas por el tramo de mangueras de alimentación hasta llegar a la bifurcación, dejará de circular todo el caudal que circulaba por la lanza que ahora está cerrada; es decir, el caudal total trasegado por la instalación se reducirá a cerca de la mitad. Esta reducción del caudal, a casi a la mitad, implicará un descenso de las pérdidas de carga a lo largo del tramo de mangueras de alimentación. Este descenso de las pérdidas de carga provocará necesariamente que la presión que llegue a la lanza sea mayor y, por lo tanto, como ya señalamos anteriormente, si llega más presión a la lanza el caudal aumentará.

Este aumento de presión es también la explicación a la última de las cuestiones planteadas, ya que, según vimos en el tema de hidrodinámica, la reacción en punta de lanza dependía de la sección del orificio de descarga y de la presión en lanza; por lo tanto, el aumento de presión generará una mayor reacción que deberá ser soportada por el bombero. Este aumento de la reacción en punta de lanza puede ser significativo, por lo que es recomendable que exista comunicación entre los lanceros y se avisen el uno al otro cuando vayan a cerrar la lanza para evitar posibles accidentes.



Curvas presión-caudal.

5.6. EL ALCANCE DE LAS LANZAS

En muchas ocasiones podemos encontrarnos en situaciones en las que conseguir dos metros extra de alcance nos puede ahorrar esfuerzo o, lo que es más importante, tiempo. Por lo tanto saber aprovechar al máximo el alcance de nuestra instalación nos puede ayudar en momentos puntuales, a, por ejemplo, cortar el avance de un incendio de matorrales sin perder tiempo en empalmar una manguera, o ganar distancia de seguridad, por ejemplo, al lanzar agua desde lejos a una cisterna incendiada, entre otros casos.

Calcular teóricamente el alcance de una instalación es ciertamente difícil ya que, aunque se rige por la ley del tiro parabólico, tienen un papel fundamental otros factores como pueden ser el efecto aerodinámico o la disgregación del chorro debido a su avance a través del aire. Aunque a priori puede parecer evidente que para conseguir mayor alcance sería mejor menor caudal, ya que menor caudal implica mayor presión y menor masa que impulsar, las mediciones reales nos dicen lo contrario, la velocidad de salida (relacionada

con la presión: $v = \sqrt{\frac{2P}{\rho}}$) así como el caudal, determinan el alcance del agua que lanzamos. Un mayor caudal

influye positivamente ya que, al haber resistencia con el aire, la masa del agua lanzada, y su inercia o energía cinética es determinante.

En el siguiente cuadro del fabricante *Akron Brass Company* (fabricante de las llamadas "lanzas Akron"), se aprecia la dependencia del alcance con la presión en lanza y el caudal:

	Presión en lanza(bar)	Posición selector caudales (lpm)	Caudal (lpm)	Distancia efectiva (m)
Akron 1702 (25mm)	7	50	50	17
		95	95	20
		150	150	27
		230	230	34
	8.5	50	57	17
		95	106	20
		150	170	33
		230	254	37
Akron 1720 (45mm)	7	115	115	26
		230	230	35
		360	360	41
		475	475	43
	8.5	115	129	30
		230	254	37
		360	401	44
		475	530	46
Akron 1727 (70mm)	7	360	360	43
		475	475	47
		750	750	52
		950	950	53
	8.5	360	401	44
		475	530	49
		750	848	55
		950	1060	59

Relación entre el caudal, presión y alcance de lanzas Akron.

6. BIBLIOGRAFÍA:

SERGIO MORA UREÑA. (2016) Curso Básico Bomberos de Nuevo Ingreso. IVASPE.

DAVID IBÁÑEZ DAVID; et al. (2016) Instalaciones en incendios de interior CPBV.

DAVID IBÁÑEZ DAVID, et al. (2016) Técnicas de extinción. CPBV.

JUAN MIGUEL SUAY BELENGUER (2002). Apuntes de Hidráulica <http://www.bizkaia.eus/dokumentuak/07/ope/pdf/bibliografia_3.pdf?hash=b6a8fefde1bae6011c8bbf6bbd5e6520>

CEIS GUADALAJARA (2015) Manual de Incendios. Hidráulica. <http://ceis.antiun.net/docus/pdfsonline/m1/M1_Incendios_v6_02_hidraulica/M1-Incendios-v6-02-hidraulica.pdf>

FERNANDO MARTÍNEZ ALZAMORA. (2010) Apuntes de máquinas hidráulicas. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de la UPV.

