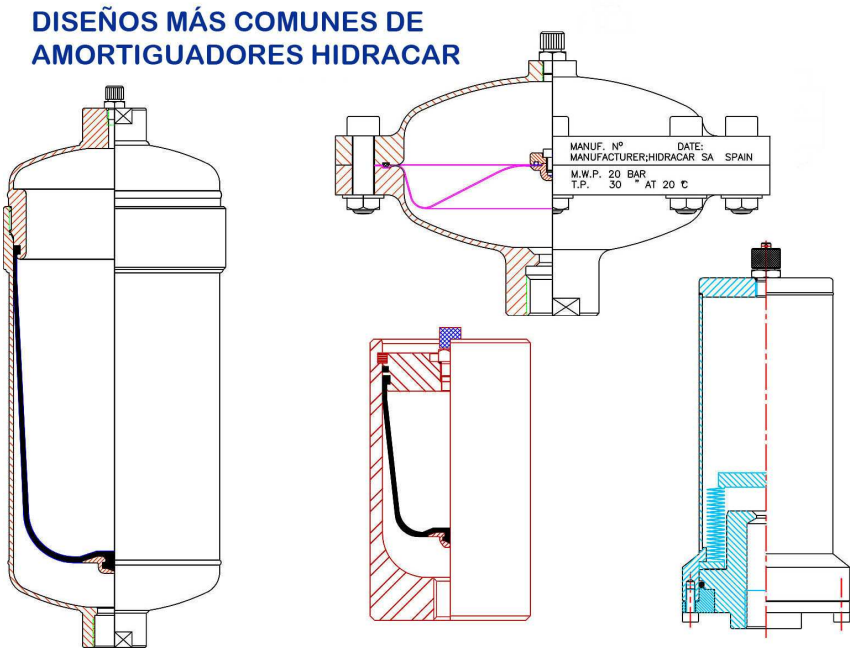
HIDRACAR S.A.

CONSIDERACIONES TÉCNICAS Y PRÁCTICAS DE UTILIZACIÓN DE LOS AMORTIGUADORES DE PULSACIONES EN CIRCUITOS CON BOMBAS DOSIFICADORAS

DESCRIPCIÓN DE UN AMORTIGUADOR DE PULSACIONES Y DE SU FUNCIONAMIENTO

Un amortiguador de pulsaciones es un recipiente que contiene un gas a presión en su interior, normalmente **Nitrógeno**. La presión de gas inicial de hinchado o llenado en su interior debe ser siempre más baja que la presión del circuito hidráulico en el que se instala. A esta presión de hinchado o llenado del amortiguador la denominaremos "$\mathbf{P_0}$".

En todo amortiguador de pulsaciones existe un elemento que aísla el gas del líquido del circuito; siendo su función primordial la de impedir la fuga del gas. Esta pieza que separa ambos fluidos puede estar hecha básicamente en dos tipos de material: Caucho (**Nitrilo**, **EPDM**, **FPM, Butil**, **Silicona**, etc,...) y material termoplástico, por lo general **PTFE**. Cuando se emplea caucho se dice que el amortiguador es de vejiga o bolsa y si es de **PTFE** el amortiguador puede ser ser de membrana o de fuelle en función de la forma del elemento separador. El uso de un tipo de separador u otro dependerá generalmente de las características particulares de cada circuito, como la presión de trabajo, la temperatura and la posible acción corrosiva del líquido del circuito sobre el elemento separador.



La función de un amortiguador de pulsaciones es la de estabilizar el flujo variable y oscilante que es generado en un circuito hidráulico en cada ciclo por bombas volumétricas de pistón o de membrana, tales como las bombas dosificadoras. La característica principal de estas bombas es la de proporcionar un volumen constante de liquido en cada ciclo independientemente de la resistencia o presión del circuito (Más adelante veremos las características de este tipo de bombas).

Cuando hay un amortiguador de pulsaciones instalado en el circuito, el volumen suministrado por (por ejemplo) una bomba simple en cada ciclo de trabajo o de impulsión se divide en dos partes; una se dirige al circuito y la otra se introduce en el amortiguador. Este volumen almacenado es devuelto seguidamente al circuito durante el ciclo de aspiración o de llenado de la cilindrada de la bomba. A la cantidad de liquido que entra y sale del amortiguador en cada ciclo alternativo de la bomba la denominaremos "$\boldsymbol{\delta V}$".

Al introducirse **δV** en el amortiguador, el gas contenido en su interior se comprimirá y en consecuencia se reducirá su volumen. El volumen final del gas (**V_2**) será el volumen inicial menos el volumen del liquido introducido (**δV**).

El volumen inicial del gas es el volumen total interno del amortiguador. Este volumen o tamaño del amortiguador es la incógnita que se deberá calcular en cada caso según el tipo de bomba. A este volumen lo denominaremos "**V_0**".

A partir de todo esto, podemos establecer que: $$V_2 + \delta V = V_0$$

Todo amortiguador instalado en un circuito tiene una constante que viene dada por su volumen y la presión de carga o hinchado de gas**:**

$$P_0 \times V_0 = \text{constant}$$

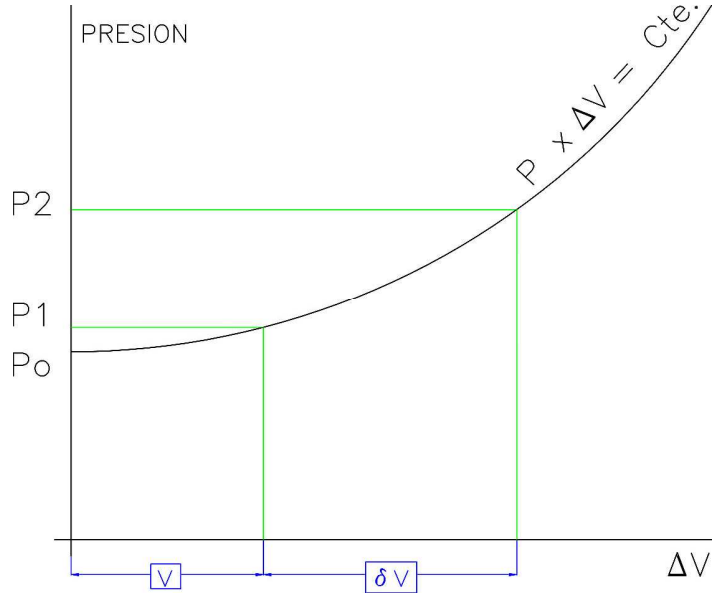
En la práctica de trabajo, no es conveniente que los amortiguadores se vacíen totalmente de liquido en cada ciclo de salida para evitar que el elemento anti-extrusión de la membrana o vejiga golpee repetidamente la superficie interna del fondo del amortiguador, lo que desgastaría prematuramente los mismos. De ello resulta una nueva fórmula:

$$V_2 + \delta V + v = V_0$$

donde "**v**" es un volumen de liquido sin usar en el interior del amortiguador. Como norma este volumen es el **10%** del volumen total del amortiguador y, por tanto, la fórmula anterior se puede expresar como:

$$V_2 + \delta V + 0.1\, V_0 = V_0$$ y finalmente como: $$V_0 = (V_2 + \delta V) / 0.9$$

El siguiente gráfico, que muestra una figura que representa un amortiguador de vejiga en sus tres estados o volúmenes del gas en su interior, ilustra con mayor claridad lo hasta ahora expuesto:

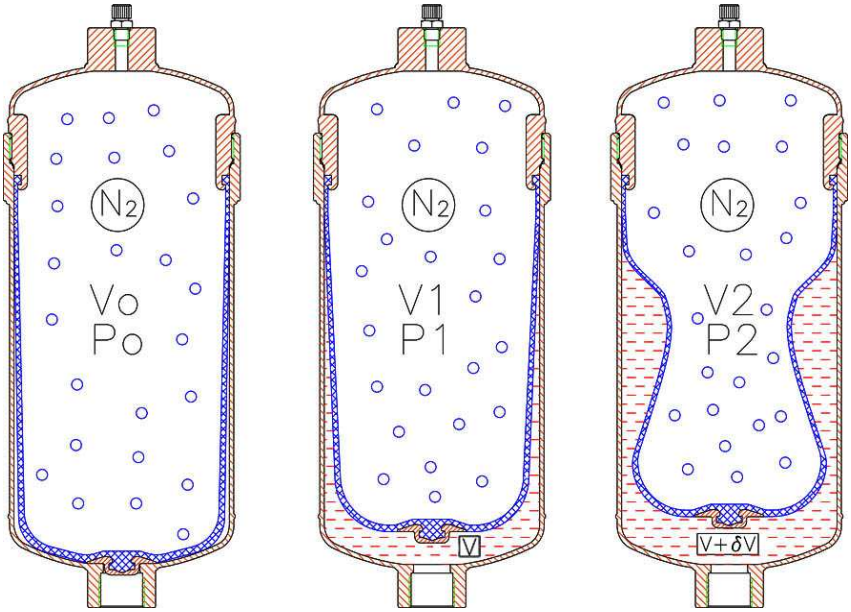


Este gráfico nos muestra que:

A la presión inicial de carga "**P_0**" el gas ocupa todo el volumen de éste y no hay líquido en el interior del amortiguador. La curva corta el eje de ordenadas en el punto correspondiente al valor cero en el eje de abscisas.

La presión "**P_1**" es la presión del gas cuando un volumen "**v**" se ha introducido en el amortiguador; la presión "**P_2**" es el valor alcanzado al introducir en el amortiguador el volumen adicional "**δV**".

De esta curva se deduce que par un mismo tamaño o volumen de amortiguador, si el valor "**δV**" se incrementa entonces el valor de la presión "**P_2**" también se verá incrementado; y viceversa: Si aumentamos el tamaño del amortiguador manteniendo constante la cantidad "**δV**" la presión final "**P_2**" se reducirá.



CÁLCULO DEL TAMAÑO DEL AMORTIGUADOR

Los datos que se precisan para calcular el tamaño del amortiguador son:

"**δV**" = Volumen de liquido que debe almacenar el amortiguador (en el capítulo que describe los diferentes tipos de bombas dosificadoras veremos la relación entre "**δV**" y la capacidad cúbica de cada uno de los tres tipos más comunes de bombas).

"$\mathbf{P_1}$" y "$\mathbf{P_2}$" son los valores de presión máximo y mínimo que se aceptan en el circuito.

Veamos un ejemplo: Si la presión teórica de trabajo en un circuito es "$\mathbf{P_t}$" y la pulsación residual admitida es **+/- 5%** de esta presión, los valores $\mathbf{P_1}$ y $\mathbf{P_2}$ serán:

$$P_1 = P_t - (5/100) \times P_t \quad \text{y} \quad P_2 = P_t + (5/100) \times P_t$$

Nota: La presión "P_t" es la medida a la salida de la conexión de la bomba.

Con estos datos ya conocidos: **δV**, $\mathbf{P_1}$ y $\mathbf{P_2}$, podemos calcular ya el tamaño del amortiguador "$\mathbf{V_0}$".

La ley de los gases ideales para temperatura constante (Ley de Boyle) (más adelante aclararemos esta ecuación para esta aplicación) nos proporciona la siguiente igualdad:

$$P_0 \times V_0 = P_1 \times V_1 = P_2 \times V_2 = \text{Constante} \quad (1)$$

Si: $V_1 = V_0 - v$ y $v = 0.1 \times V_0$

tendremos: $V_1 = 0.9 \times V_0$ (2)

y también: $V_2 = V_1 - \delta V$ (3)

Finalmente, a partir de (1) y (2) obtendremos: $P_0 = 0.9 \times P_1$ (4)

Y entonces a partir de (1), (2), (3) y (4) obtendremos:

$$P_0 \times V_0 = P_2 \times V_2 \; ; \quad \underline{0.9\, P_1 \times V_0} = P_2 \times (V_1 - \delta V) = \underline{P_2 (0.9\, V_0 - \delta V)}$$

A partir de los términos subrayados de las igualdades, obtenemos la fórmula definitiva:

$$V_0 = \frac{P_2 \times \delta V}{0.9\,(P_2 - P_1)}$$

Ésta es la fórmula teórica simplificada para calcular el volumen del amortiguador de pulsaciones en función de **δV**, $\mathbf{P_1}$ and $\mathbf{P_2}$.

Como ya hemos dicho, por norma la presión de carga de gas "$\mathbf{P_0}$" **= 0.9** $\mathbf{P_1}$. Esta relación entre $\mathbf{P_0}$ and $\mathbf{P_1}$ se adopta para evitar el vaciado total del líquido del amortiguador en cada ciclo de trabajo. Esta cantidad extra de líquido **"v"** en el amortiguador compensará las posibles variaciones de la presión del gas originadas por la variación de la temperatura externa, y en consecuencia el "**δV**" teórico calculado podría no llegar a introducirse en su totalidad o bien no llegar a vaciarse del todo del amortiguador.

La igualdad expuesta anteriormente (1) $\mathbf{P_0 \times V_0 = P_1 \times V_1 = \ldots = P_n \times V_n}$ en la práctica no se cumple, ya que cuando se comprime un gas éste se calienta, lo que incrementa la presión, y cuando se expande se enfría (efecto nevera). Este fenómeno se produce con la mayoría de los gases, incluidos el Nitrógeno y el aire comprimido, gases empleados para la pre-carga de los amortiguadores (el aire atmosférico se utiliza en precargas inferiores a **10 bar**, siempre que no exista riesgo de reacción química entre el Oxígeno del aire y el líquido bombeado).

La fórmula (1) queda de este modo transformada en:

$$(P_0 \times V_0)^{\gamma} = (P_1 \times V_1)^{\gamma} = \ldots = (P_n \times V_n)^{\gamma}$$

en donde **γ** = coeficiente de calores específicos del gas a presión y volumen constantes, respectivamente. Para la mayoría de los gases, **γ = 1.41** Esta constante es también teórica y en la práctica no se cumple, siendo su valor más adecuado **γ = 1.25**. Pero para no complicar en exceso la fórmula de cálculo emplearemos una nueva constante (**0.8**) que nos proporcionará los mismos resultados.

$$V_0 = \frac{P_2 \times \delta V}{0.8 \times 0.9 \times (P_2 - P_1)} \qquad (5)$$

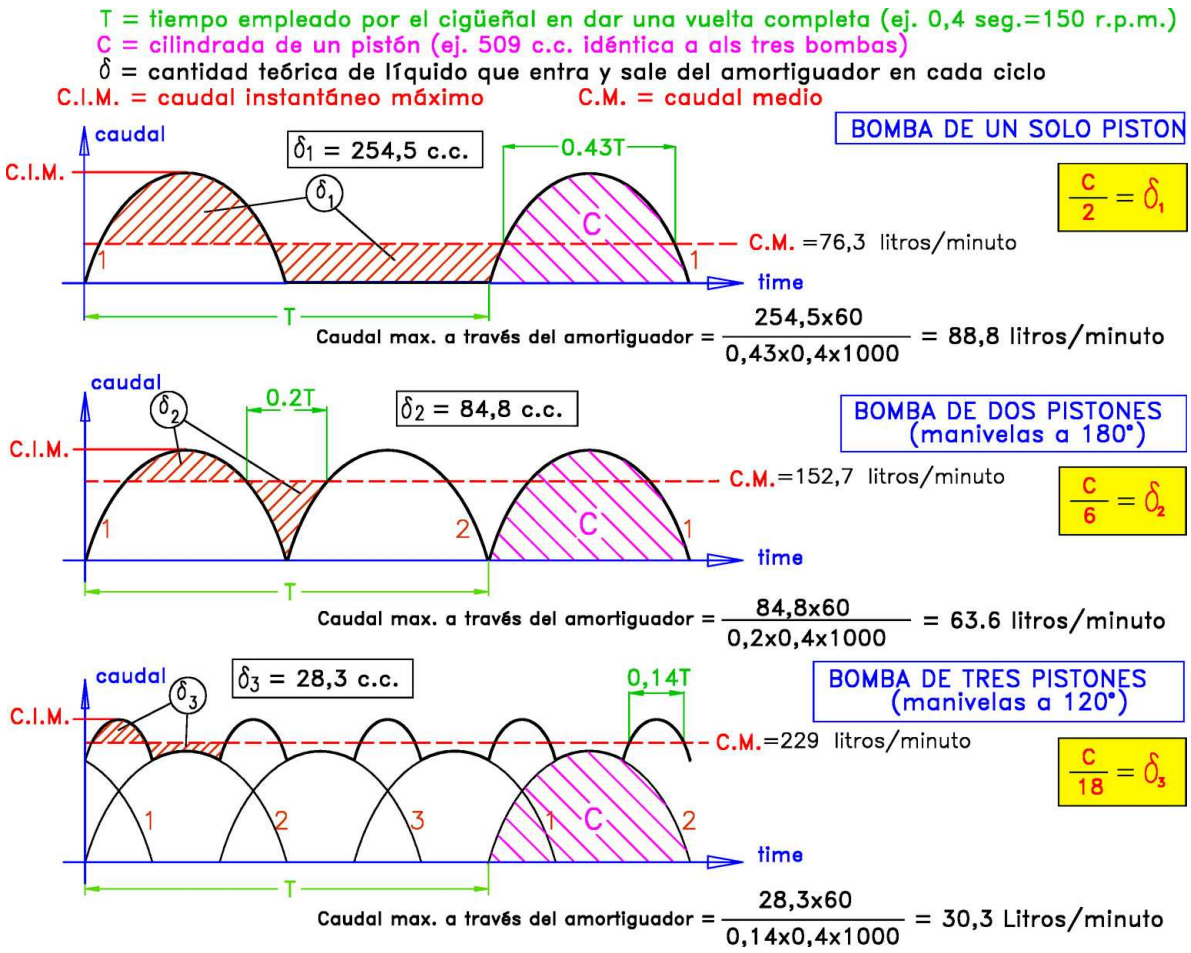
Esta fórmula se puede emplear en la práctica para casi todas las aplicaciones industriales. Los volúmenes proporcionados por esta fórmula rara vez coincidirán con los volúmenes estándar de los fabricantes. A excepción de aplicaciones muy exigentes, podemos recomendar la utilización del tamaño estándar del fabricante inmediatamente inferior para optimizar costes.

Nota: No hemos tenido en cuenta la posible variación de la temperatura ambiental o la del propio líquido del circuito que, evidentemente, modificaría el valor de la presión de hinchado Esto cambiaría el valor de la presión de carga de gas a 20º (hay que tener en cuenta que por cada 10ºC de variación de la temperatura la presión del gas varía aproximadamente un 3%).

DIFERENTES TIPOS DE BOMBAS DOSIFICADORAS A LAS QUE SE PUEDEN INSTALAR AMORTIGUADORES DE PULSACIONES

Consideraremos las bombas con uno, dos o tres pistones, con mecanismo de biela-manivela, por ser las más representativas y las que en mayor medida se benefician de la acción de un amortiguador de pulsaciones (para bombas accionadas con aire comprimido, peristálticas, etc..., por favor, consulte al departamento técnico de ***HIDRACAR S.A.***).

Los siguientes gráficos corresponden a estos tres tipos de bombas y representan los caudales instantáneos en función del tiempo o de las vueltas del cigüeñal. Hemos supuesto que las dimensiones, embolada o carrera y diámetro, de todos los pistones son idénticos) en las tres bombas..



Estos gráficos nos permiten ver cómo actúan los amortiguadores de pulsaciones. Si nos fijamos en el primer gráfico, que corresponde a una bomba de un solo pistón, observamos que en este tipo de bomba la utilización de un amortiguador es casi imprescindible, ya que de lo contrario el circuito se queda durante medio ciclo sin suministro de caudal. Además, si la bomba no incorpora el amortiguador, el diámetro de la tubería del circuito se tiene que dimensionar para el valor del caudal máximo, que acontece cuando la velocidad del émbolo es también máxima, cuando se encuentra en el punto medio de su recorrido (la curva del caudal es una sinusoide).

Con un amortiguador instalado, a partir del punto en el que éste se monta en el circuito el caudal que circulará será prácticamente el caudal medio, lo que hace posible reducir el diámetro de la tubería **¡¡en un 40%!!**, ya que el caudal instantáneo máximo es **2.8** veces superior al caudal medio. En algunos casos esta reducción del diámetro de la tubería ya compensa la inversión en la instalación del amortiguador; además de la principal ventaja de estabilizar la presión en el circuito, con las indiscutibles mejoras que esto conlleva (la presión en un circuito hidráulico es, principalmente, función del caudal, y si éste varía también varía la presión).

Siguiendo con el primer gráfico podemos ver que la aplicación del amortiguador es almacenar el exceso, por encima del caudal medio, de la cilindrada útil o de impulsión de la bomba durante la carrera o embolada de trabajo; y restituir al circuito este volumen "δ_1" durante el recorrido de aspiración del émbolo. Así pues, la cantidad de líquido que acumula en cada ciclo el amortiguador es la mitad de la cilindrada de la bomba.

Analizando los tres gráficos se observa que a medida que aumenta el número de pistones de la bomba el caudal medio se acerca más al caudal instantáneo máximo y el volumen de líquido "δ_1" almacenado por el amortiguador se va reduciendo. Esto hace que el volumen que tiene que almacenar el amortiguador se reduzca. A mayor número de cilindros de la bomba más se reduce el tamaño del amortiguador (esto es totalmente válido en un caso como este, en el que todos los pistones en las tres bombas tienen el mismo diámetro, embolada y número de revoluciones por minuto).

Resumiendo: A mayor cantidad de cilindros de la bomba, menor es el tamaño del amortiguador requerido y a la vez menor pueden ser el tanto la sección de la tubería como la del orificio de conexión entre ésta y el amortiguador.

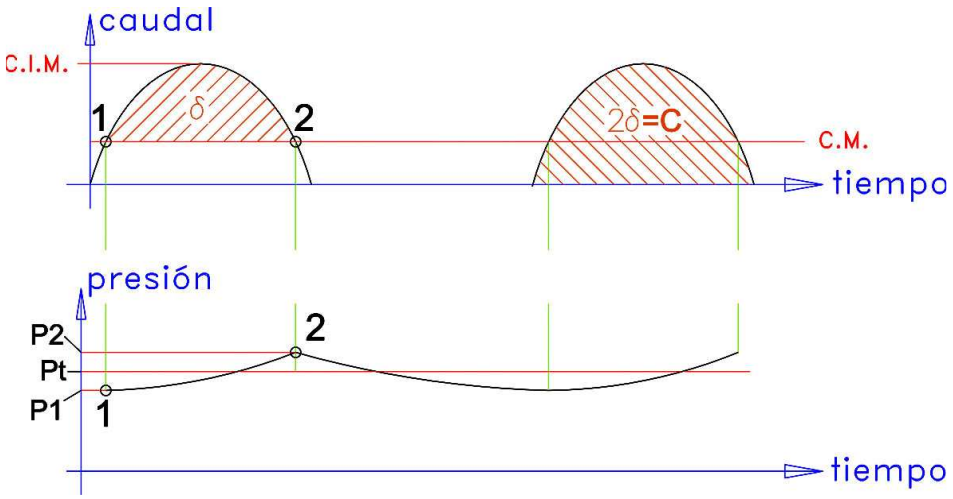
La relación entre "**δV**" y la cilindrada "**C**" de un pistón es, según el tipo de bomba:

δv = C / 2 Para la bomba de un pistón
δv = C / 6 Para la bomba de dos pistones
δv = C / 18 Para la bomba de tres pistones

(Valores prácticos para el cálculo del tamaño del amortiguador)

Sabemos que cuando un gas se comprime aumenta su presión, y ésta se reduce cuando aumenta el volumen. Así pues, al instalar un amortiguador a la salida de una bomba de pistones, la presión del líquido bombeado en el circuito oscilará de acuerdo con los mismos valores que el gas del interior del amortiguador. Esta variación de la presión, +/- un porcentaje de la presión $\mathbf{P_t}$, será definida por el diseñador técnico del circuito o por requisitos especificados por el cliente final.

Los gráficos siguientes ayudan a comprender mejor lo arriba expuesto:



La curva inferior del gráfico representa la variabilidad de la presión con un amortiguador instalado en el circuito. Esta curva depende de la curva teórica del caudal instantáneo que suministra la bomba. Hemos visto que el volumen que está por encima del caudal medio se almacena en el amortiguador; por ello el valor mínimo de la curva de presión (punto **1**) debe coincidir con el primer punto de corte de la curva del caudal instantáneo con la línea del caudal medio. Y el valor máximo de la curva de presión (punto **2**) debe coincidir con el segundo punto de cruce entre ellos, momento en el que todo el volumen "**δV**" se ha almacenado en el interior del amortiguador.

Recordemos que el área situada entre la curva del caudal instantáneo y el eje de las abscisas (tiempo) representa un volumen que en el caso de una bomba de un solo pistón es igual a la cilindrada de éste. (caudal x tiempo = volumen) .

Veamos a continuación el significado de los valores $\mathbf{P_1}$, $\mathbf{P_t}$ y $\mathbf{P_2}$ de la curva de variación de la presión en función del tiempo:

En todo circuito hidráulico la presión que se mide a la salida de la bomba es dependiente del caudal, la longitud y el diámetro de la tubería, la viscosidad del líquido bombeado, el estado superficial de la pared interna de la tubería, la altura geométrica, etc... Si el caudal se mantiene constante en el tiempo, la presión necesaria para bombear el líquido será también constante mientras no haya tampoco cambios en la resistencia al flujo (por ejemplo filtros obturados por sedimentación, etc...) A esta presión constante la denominamos presión de trabajo o "$\mathbf{P_t}$".

Cuando se ha de diseñar un circuito hidráulico, se deberá considerar el caudal medio y las resistencias que se oponen al flujo para calcular la presión de trabajo "$\mathbf{P_t}$".

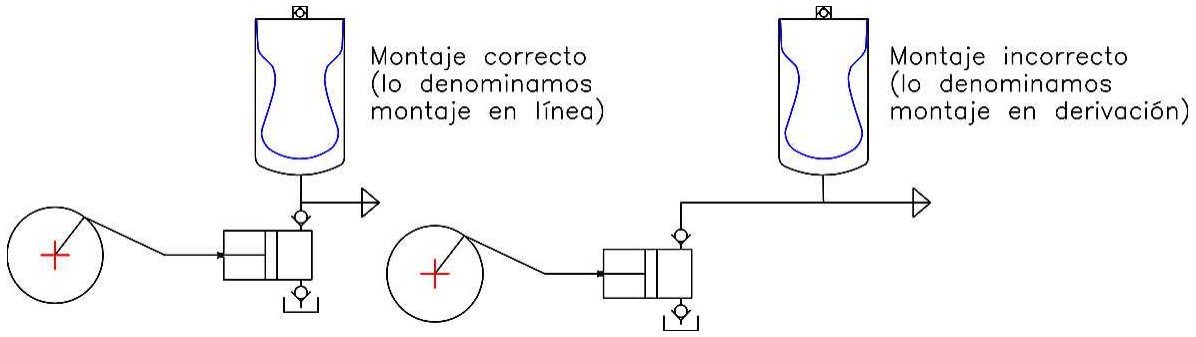
Así pues vemos que el amortiguador por un lado estabiliza el caudal, lo que debería proporcionar una presión constante, pero vemos que no es exactamente así, ya que la presión va desde "$\mathbf{P_1}$" a "$\mathbf{P_2}$". La razón de esto es que el amortiguador cumple la función de estabilizador del caudal, pero para ello necesita comprimir y expandir un volumen de gas, y son estas variaciones en +/- porcentaje de $\mathbf{P_t}$ las que regularán o se aceptarán en el circuito.

Ya hemos visto que esta oscilación de la presión se puede reducir hasta valores muy pequeños a costa de aumentar el tamaño o volumen del amortiguador. "$\mathbf{P_1}$" y "$\mathbf{P_2}$" son valores porcentuales del valor "$\mathbf{P_t}$" ya comentados con anterioridad y que son variaciones de presión que debe elegir o determinar el cliente final; si bien no recomendamos que sean inferiores a +/- 2%, ya que las condiciones ambientales de temperatura modificarán muy probablemente, el cálculo teórico.

RECOMENDACIONES DE MONTAJE PARA OBTENER EL MÁXIMO RENDIMIENTO DEL AMORTIGUADOR

En todo lo expuesto hasta ahora y fijándonos en los gráficos de los caudales de los tres tipos de bombas se aprecia que en el caso de la bomba de un solo pistón la relación "**caudal instantáneo máximo / caudal medio**" es mayor que en las otras dos y también lo es la cantidad de líquido "**δV**" que entra y sale del amortiguador en cada ciclo; siempre considerando iguales diámetro del pistón y embolada. Por ello en el ejemplo que expondremos a continuación nos referiremos a este tipo de bomba.

Podemos decir que para el **99%** de las aplicaciones industriales, si se siguen las recomendaciones que exponemos, el rendimiento del amortiguador está garantizado.



1.- Montar el amortiguador de modo que su eje coincide con el del orificio de salida de la bomba.

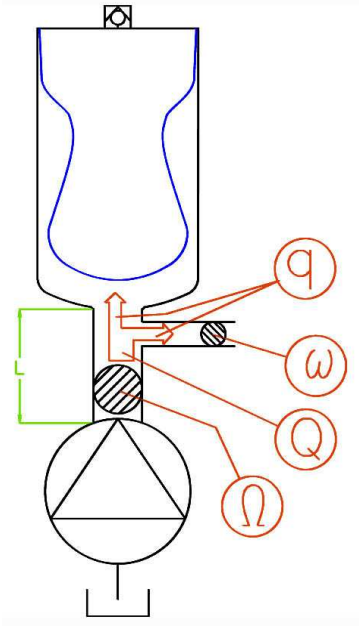
2.- La distancia entre el orificio de salida de la bomba y el de entrada del amortiguador debe ser lo más corta posible.

3.- La sección del tramo de tubería desde la salida de la bomba hasta la conexión con amortiguador se calculará para el caudal instantáneo máximo de la bomba.

4.- La sección de tubería restante se calculará para el caudal medio.

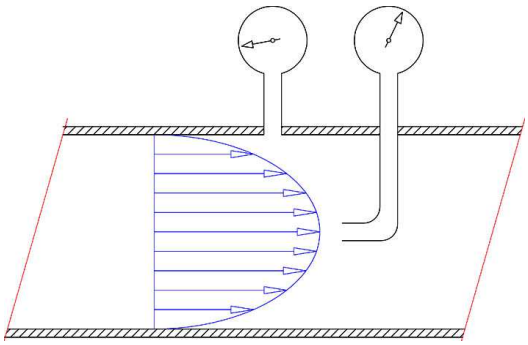
En la siguiente figura se ve claramente lo expuesto.

ω : Sección para la circulación del caudal medio.
Ω : Sección para el paso del caudal instantáneo máximo.
Q : Caudal instantáneo máximo.
q : Caudal medio.
L : Distancia entre la bomba y el amortiguador, lo más corta posible.



Para mostrar la diferencia entre el montaje en línea y el montaje en derivación a un circuito, y la mayor eficacia del primero, recordaremos algunos principios de la mecánica de fluidos:

Cuando un fluido circula por una tubería existen diferentes líneas de velocidad: El valor máximo se encuentra en el centro o eje y la velocidad mínima junto a la pared interna (ver figura). A mayor velocidad media del liquido en la tubería, mayor es la diferencia entre la presión dinámica (la medida en la dirección del movimiento del líquido) respecto de la presión estática (la medida perpendicularmente al eje de la tubería). En el esquema podemos observar que el montaje en línea se corresponde con la medida de la presión dinámica y el montaje en derivación con la medida de la presión estática. *(Nota: Asumimos que el fluido circula con un régimen laminar)*



Si además de montar el amortiguador en derivación, éste se instala alejado de la bomba su eficacia quedará reducida en gran manera. Y si además se instala en un tramo de tubería de sección menor a la de la tubería principal, entonces la existencia del amortiguador apenas se notará.

SOLUCIÓN A PROBLEMAS DE APLICACIONES PARTICULARES DE AMORTIGUADORES DE PULSACIONES

I) CIRCUITOS QUE REQUIEREN UNA LIMPIEZA PERIÓDICA DESPUÉS DE CADA PROCESO

Todo amortiguador de pulsaciones, sea cual sea su tipo – aunque desde luego unos más que otros - tienen, debido a su propio diseño, rincones de difícil acceso en los que resulta complicada su limpieza o la eliminación completa de residuos del líquido bombeado.

La solución más segura y eficaz para este problema, de acuerdo con nuestra experiencia a lo largo de más de 35 años, es el empleo de un sistema de desmontaje rápido de la vejiga del interior del amortiguador y la limpieza por separado de ésta y de la parte interna de la carcasa del amortiguador. En el caso de aplicaciones con una presión de carga de gas inferior a **10 bar** y en los que sea posible utilizar aire comprimido es, sin duda, la solución más efectiva.

II) CIRCUITOS QUE DEBEN FUNCIONAR CON UNA AMPLIA GAMA DE VALORES DE PRESIÓN

El problema que plantea la aplicación de amortiguadores a este tipo de circuitos tiene diferentes soluciones. Pero de nuevo en este caso la experiencia nos ha mostrado que la mejor solución es, como siempre, la más sencilla, o por lo menos aquella que requiere un menor coste de implementación y mantenimiento sin aporte suplementario de energía.

Consideremos, a modo de ilustración, que debe trabajar a una presión inicial de **20 bar** y a una presión final de **200 bar**, con un **δV = 10 c.c.** (en cada cambio de los diferentes valores de presión) y una pulsación residual maxima aceptada a **200 bar** de **+/- 5%** (*****). La bomba es del tipo de pistón monocilíndrica de simple efecto y su cilindrada de **20 c.c.** Para simplificar los cálculos asumiremos que la variación de volumen del gas tiene lugar a temperatura constante (curva isotérmica en concordancia con **P x V = Constante**).

((*****) : A 20 bar la pulsación residual será mucho menor porque, como se muestra a continuación, el tamaño del amortiguador se calcula para la máxima presión del circuito y por tanto cuando el circuito trabaja a la presión mínima - aquí, 20 bar – el gas del interior del amortiguador se expandirá y en consecuencia la pulsación residual se reducirá respecto del +/- 5% admitido inicialmente).

Partiendo de: $\mathbf{P_2 \times V_2 = P_0 \times V_0}$ $\mathbf{P_0 = 0.9 \times 20 = 18\ bar}$ $\mathbf{P_2 = 200 + 5\% = 210\ bar}$

$$\mathbf{P_2 / P_0 = V_0 / V_2 = 210 / 18 = 11{,}66} \quad (6)$$

Calcularemos el volumen de un amortiguador hipotético para una presión máxima de **210 bar**.

$$\mathbf{(10 \times 210) / 0.9 \times (210 - 190) = V_0\ (200) = 116.66\ c.c.}$$ (de la fórmula (5) en la página 4)

Este volumen es equivalente a "$\mathbf{V_2}$" de la igualdad (6)**,** y en consecuencia:

$$\mathbf{(210 / 18) = (V_0 / 116.6) = 11.66}$$

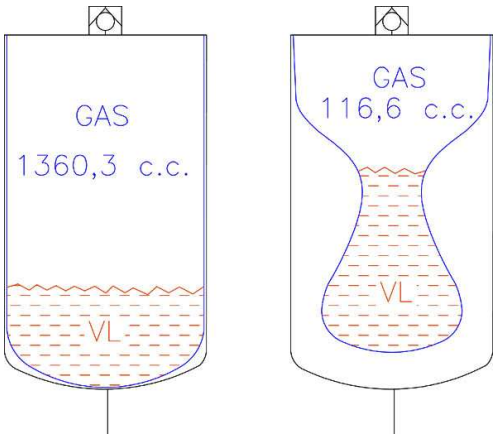
y $$\mathbf{V_0 = 116.6 \times (210 / 18) = 1{,}360.33\ c.c.}$$

Éste es en teoría el volumen total del amortiguador necesario para la aplicación que nos ocupa. Ahora bien, la relación $\mathbf{V_0 / V_2}$ no debe ser superior a **4** (Para amortiguadores de tipo vejiga; el valor será distinto para otros tipos de diseño de amortiguador. Por favor, consulte al departamento técnico de ***HIDRACAR S.A.*** si precisa mayor información al respecto) para no arrugar excesivamente la vejiga, lo que podría desgarrarla prematuramente. En el ejemplo expuesto, vemos que esta relación $\mathbf{V_0 / V_2}$ es de **1,360.33 / 116.66 = 11**, casi **3** veces superior al valor máximo de **4** aconsejado.

Para evitar sobrepasar esta relación **4:1**, introduciremos en el interior de la vejiga una cantidad de liquido mezclado con el gas (Normalmente el mismo líquido que ha de ser bombeado; o en su defecto cualquier otro que no pueda reaccionar con la vejiga ni con el líquido del circuito). De nuevo en nuestro ejemplo, este volumen de líquido que ha de ser introducido en la vejiga, **"V_L"** (ver figuras), se calcula:

$$(1{,}360.3 + V_L) / 116.6 + V_L) \leq 4 \quad \text{y operando:} \quad V_L = 298 \text{ c.c.}$$

El volumen total del amortiguador necesario será: **1,360.3 + 298 = 1,658.3 c.c.**



CUANDO INSTALAR UN AMORTIGUADOR DE PULSACIONES EN LA ASPIRACIÓN DE BOMBAS VOLUMÉTRICAS DE DOSIFICACIÓN, DEL TIPO DE PISTÓN O SIMILARES

La utilidad de instalar una bomba volumétrica en un circuito hidráulico es la de dosificar con precisión un volumen de líquido. Para conseguirlo, la embolada o cámara de la bomba debe llenarse completamente de líquido en cada ciclo de desplazamiento del pistón en su carrera de aspiración.

Si en el orificio de entrada de líquido a la bomba existe una presión que supere en 2 bar la presión que se necesita para vencer la resistencia del muelle de la válvula de aspiración de la bomba y la sección de paso a través de dicha válvula crea una velocidad del líquido que no sea superior a la mitad de la velocidad de éste en la impulsión, la bomba podrá funcionar, en principio, sin necesidad del amortiguador en la aspiración.

Cuando la presión relativa del líquido en el punto de entrada a la bomba es baja, del orden de 1 a 1,5 bar y la longitud de la tubería de aspiración es del orden de 3 metros aproximadamente, si además el líquido bombeado tiene una reducida tensión de vapor a la temperatura de funcionamiento, se puede entonces producir el fenómeno llamado '**cavitación**'.

Cuando se produce esta anomalía, la bomba aspira una mezcla de líquido / vapor que, al ser impulsada hacia el circuito a presión en el ciclo de impulsión de la bomba, provoca que el vapor del líquido se condense produciéndose un sonido característico y un desgaste semejante a una corrosión en las superficies internas de la bomba; y así ésta deja de suministrar al circuito cantidad exacta de líquido necesaria para el proceso o mezclado requerido.

Para evitar la cavitación y el que se formen, por así decirlo, bolsas de vapor del líquido mezcladas con el propio líquido en el interior de la bomba, debe mantenerse un valor de presión mínimo en el orificio de entrada de líquido a la bomba. **Aún así, el amortiguador de pulsaciones no siempre podrá eliminar el problema de la cavitación**. Su utilización dependerá de cada caso y de todos los parámetros que intervienen en la formación de dicha anomalía. Si la presión en la entrada de la bomba es muy baja la solución será instalar una bomba auxiliar del tipo centrífuga o similar para que realimente y cree una presión suficiente en el orificio de aspiración de la bomba dosificadora.

Por el efecto intermitente del movimiento de la bomba – de pistón de accionamiento por biela manivela -, cada vez que ésta aspira el líquido para llenar su cámara, la velocidad del pistón pasa de cero a un valor máximo cuando éste está en la mitad de su recorrido para volver a la velocidad cero en el punto final y de cambio de dirección; y por ello la velocidad del líquido en la tubería de aspiración varía también acelerándose y decelerándose. Estas variaciones de velocidad producen también variaciones de la pérdida de carga y por tanto de presión, que si además ya es de por sí reducida dará como consecuencia el que la cámara de la bomba no se llene del todo y así su volumen de dosificación se verá reducido y alterado.

Para evitar el efecto de aceleración y deceleración de la columna líquida en la tubería de aspiración de la bomba se puede instalar un **amortiguador de pulsaciones** lo más cerca posible de la entrada de líquido a la bomba y conseguir únicamente, del mismo modo que el amortiguador instalado en la impulsión, que la columna líquida en la tubería de aspiración no tenga variaciones de velocidad y por tanto que el caudal sea constante. Si el caudal en la aspiración es constante y la altura geométrica mínima del líquido en el depósito de alimentación a la bomba permite que la presión estática en la entrada de la bomba sea como mínimo superior a 2 bar relativa (la presión de apertura de la válvula de aspiración de la bomba deberá ser inferior a 1 bar), se podrá evitar en principio el fenómeno de la cavitación.

El tamaño del **amortiguador de pulsaciones** puede ser, teóricamente, idéntico al instalado en la impulsión; aunque, dado que en la aspiración se requiere que la variación de la presión sea menor - recordemos que el amortiguador siempre funciona con una oscilación reducida de presión -, recomendamos la instalación de un amortiguador de un volumen inmediatamente superior al de la impulsión, y que tenga el orificio de paso acorde con el diámetro de la tubería de aspiración de la bomba. Es a nuestro entender en esta aplicación cuando se requiere realmente el montaje de un **amortiguador de pulsaciones** con dos orificios de conexión, para reducir al máximo las pérdidas de carga en el tramo de tubería entre la aspiración y el amortiguador.

La presión de hinchado o de carga del **amortiguador de pulsaciones** en la aspiración deberá ser el 80% de la presión estática existente en el orificio de entrada de líquido a la bomba.

Esperamos que lo aquí expuesto ayude a la comprensión de la aplicación de un amortiguador de pulsaciones en el circuito de aspiración de una bomba dosificadora. Queremos también aclarar que no constituye un estudio teórico del problema de la cavitación, sino más bien una descripción del problema y su solución práctica. Nuestro departamento técnico queda a su disposición para proporcionar cualquier aclaración que pudieran requerir al respecto.

3ª rev., julio 2011

Hemos elaborado este artículo con la modesta esperanza de poder servir de ayuda a cualquier persona interesada en estos aparatos para comprender las aplicaciones de los acumuladores hidroneumáticos empleados como amortiguadores de pulsaciones. Si resulta finalmente de utilidad para alguien, nos consideraremos satisfechos y recompensados por el tiempo y el esfuerzo invertidos en su redacción.

Manuel Carcaré Gimeno
Director Técnico y Fundador de ***HIDRACAR S.A.***