

DISEÑO DE PROTECCIÓN ANTIARIETE POR SOBRE-PRESIONES EN UN  
SISTEMA DE GRAN PORTE

*Laura Rovira, Álvaro Acosta*

*Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental (IMFIA) – Facultad de Ingeniería – Universidad de la República, Uruguay, [lrovira@fing.edu.uy](mailto:lrovira@fing.edu.uy), [aacosta@fing.edu.uy](mailto:aacosta@fing.edu.uy)*

**RESUMEN:** Se presenta un caso de estudio, en el que se analizan las sobre-presiones en las proximidades del cabezal de bombeo de una tubería de impulsión de gran porte, determinadas principalmente como consecuencia de su protección antiariete con cámaras de aire de grandes dimensiones y por el gran impacto del cierre de las válvulas de retención. Ambas ondas de presiones generadas por la reflexión de la onda de depresión en las cámaras de aire y por el comportamiento dinámico de las válvulas de retención (check slam) son consideradas. La evaluación de la superposición de estas ondas de presión es realizada a través de la comparación de dos metodologías basadas en las curvas dinámicas características de la válvula de retención y un modelo numérico de simulación de transitorios. Finalmente, diferentes alternativas de control son propuestas y analizadas.

**ABSTRACT:** A case of study of a pump- rising main system, in which occurs high over pressures because of a hydraulic transient resulting from the failure of the pump station, is presented. These over pressures are induced by the sharp impact at the closure of check valves and by large air vessels located adjacent to the pump station, and which control transient pressure-drops in the pipe. Both pressure-waves generated by the reflection of the pressure-drop on the air vessels, and by the dynamic behavior of the check valves (check slam) were considered. The evaluation of the overlap of these pressure-waves is performed by comparison of two methodologies based on the dynamic characteristic curve of the check valve and a numerical model. Finally, different control alternatives were proposed and analyzed.

**PALABRAS CLAVES:** Check-slam, cámaras de aire, transitorios hidráulicos

## INTRODUCCIÓN

La tubería de impulsión que se estudia, de 33.2km de largo, de fundición dúctil PN16 y de 1200mm de diámetro nominal, forma parte de un sistema de 5 tuberías de porte similar que, partiendo de una estación de bombeo se interconectan en varios puntos de su recorrido. Constituyendo de esta manera un sistema de gran complejidad.

En un estudio previo de transitorios hidráulicos son diseñados como dispositivos de control 6 grandes cámaras de aire, cada una de 55m<sup>3</sup> de volumen total y 10m<sup>3</sup> de volumen de aire, ubicadas a aproximadamente 170m del cabezal de bombeo. Esta protección exigió un cuidadoso estudio del tramo de la tubería confinado entre el cabezal de bombeo y las cámaras de aire, pues son establecidas en éste diferentes ondas de sobre-presión que se superponen, generando presiones superiores a las máximas admisibles. Son consideradas las ondas de sobre-presión debidas a la reflexión de la onda de depresión en las cámaras de aire y las ondas originadas por el comportamiento dinámico de las válvulas de retención (check slam).

Se comparan los resultados numéricos obtenidos utilizando dos metodologías alternativas para la determinación de las ondas de sobre-presión y su superposición. Una más conservadora en la que se superponen los picos de las ondas de forma de estimar la máxima sobre-presión, y una segunda metodología en la que se incorpora a un modelo numérico el comportamiento dinámico de las válvulas de retención contribuyendo en la mejora del diseño de los dispositivos de control de las sobre-presiones.

## METODOLOGÍA

A continuación se describe y justifica la metodología a través de la cual se desarrolla el estudio.

### *Condiciones iniciales y parámetros críticos*

Como primera etapa, fueron identificadas las condiciones iniciales críticas en cuanto a los diferentes picos de sobre-presiones originados durante un transitorio. Las diferentes configuraciones de operación del sistema se pueden clasificar entre aquellas con cabezal aislado hacia la línea de estudio o aquellas con cabezal interconectado a otras líneas del sistema. Si bien en su mayoría las configuraciones con cabezal interconectado se asocian a mayores caudales, en éstas el cabezal de bombeo es menos sensible a las condiciones transitorias por la transmisión y reflexión de las ondas en la interconexión. Es así que las condiciones iniciales críticas se asocian a las configuraciones con mayores caudales en las condiciones de cabezal aislado.

El diseño del sistema de protección de las sobre-presiones permite en general el alivio de caudal en el cabezal de bombeo. En estos casos, estos tipos de dispositivos son verificados en las configuraciones críticas con depresiones en la tubería.

De esta forma, los parámetros que determinan condiciones de riesgo para las diferentes configuraciones son:

- § Máxima presión debida a la reflexión de la onda en las cámaras de aire.
- § Máxima desaceleración del flujo próximo a las válvulas de retención.
- § Máxima velocidad de giro inverso de las bombas.
- § Mínima presión en el punto más comprometido de la línea.
- § Máxima descarga de caudales en las cámaras de aire.

En el presente trabajo se expondrán los resultados para la configuración con mayor caudal por bomba, pues es en la que resultan las condiciones más adversas para la mayoría de los parámetros de riesgo evaluados. En esta configuración la tubería trabaja con cabezal aislado, operan 3 bombas en paralelo con válvulas de retención de tipo clapeta, bombeando cada una un caudal de 0.696m<sup>3</sup>/s y una presión de 160m.c.a. aproximadamente. La máxima velocidad de giro inversa admisible de las bombas según el fabricante es de 1000rpm.

### *Origen del transitorio*

Como eventos extremos que dan origen a un transitorio hidráulico se consideran el paro total del cabezal de bombeo y el paro parcial (para 1 bomba y el resto continua operando). En el primer caso, la onda de sobre-presión originada por la reflexión de la onda de depresión en las cámaras de aire adquiere las mayores amplitudes, mientras que durante un paro parcial del cabezal de bombeo la sobre-presión originada por el fenómeno de check slam es la que resulta crítica, como consecuencia de las significativas desaceleraciones del flujo a través de la válvula de retención en estas condiciones.

### *Estimación de las máximas presiones*

Como fue mencionado, las elevadas presiones en el tramo entre el cabezal de bombeo y las cámaras de aire son el resultado de la superposición de las ondas de sobre-presión debidas a la reflexión de la onda de depresión en las cámaras de aire, y las ondas originadas por el comportamiento dinámico de las válvulas de retención, fenómeno conocido como check slam.

El comportamiento dinámico de las válvulas de retención es difícilmente abordable en forma completamente analítico, pues éste depende en gran medida de las características propias de cada válvula y del flujo en su entorno que es en general no estacionario y turbulento. Algunos investigadores estudiaron este problema a través del análisis dimensional asumiendo la dependencia de las variables más relevantes y recurriendo a la observación experimental de forma de ensayar esta dependencia (Thorley, 1989), deduciéndose que el parámetro que resulta de decisiva importancia en el establecimiento de una velocidad de reversa a través de la válvula de retención en el momento de su cierre es la desaceleración del flujo. Esto permite analizar el comportamiento dinámico mediante la curva de desaceleración - velocidad de reversa (curva dinámica característica de la válvula de retención) obtenida de un simple ensayo experimental para la válvula en cuestión y frecuentemente proporcionada por sus fabricantes, siendo así una herramienta de grandes ventajas de aplicación debido a la accesibilidad a los parámetros del modelo.

Por otro lado, para la estimación de la onda de sobre-presión reflejada en las cámaras de aire se utiliza un modelo numérico de simulación de transitorios hidráulicos basado en el método de las características para la resolución de las ecuaciones que gobiernan el fenómeno, en el cual se asume constante el coeficiente de fricción de Darcy-Weisbach, y asume comportamiento “ideal” de la válvula de retención, cerrándose en el instante en que la velocidad del flujo se anula. De este cómputo resultan también las condiciones de desaceleración del flujo previas al cierre de la válvula, requeridas para estimar el comportamiento dinámico “real” del tipo de válvula de retención utilizado. Se obtiene además las velocidades de giro inverso de la bomba, para lo cual se consideran las curvas de Sutter con velocidad específica más próxima a la de la bomba existente.

Las máximas presiones alcanzadas en el tramo de estudio se establecen por la superposición de las ondas de presión mencionadas, originadas en diferentes puntos de la tubería e instantes de tiempo. Es así que son evaluadas las máximas presiones a través de dos metodologías diferentes.

(1).- Por un lado, considerando la máxima presión como la suma de los picos de sobre-presión de la onda reflejada en las cámaras de aire, y el pico de sobre-presión debido al comportamiento dinámico de las válvulas de retención asociado a la existencia de flujo inverso a través de las mismas en el momento de su cierre. La sobre-presión en este último caso se estima a través del empleo de las curvas dinámicas características de la válvula de retención y la ecuación de Allievi.

(2).- En una segunda etapa, de forma de obtener una estimación más exhaustiva, se desarrolla una rutina de simulación del comportamiento dinámico de la válvula de retención, que es implementada en el modelo numérico de simulación de transitorios hidráulicos. De esta forma se contribuye en la mejora y verificación del diseño de los dispositivos de control de las sobre-presiones.

En esta rutina se emplean las curvas características dinámicas de las válvulas de retención como metodología de base. Además la rutina realiza las siguientes hipótesis:

- § La pérdida de carga que introduce la válvula de retención varía con el sentido del flujo, pero no es tenido en cuenta el grado de apertura de la válvula. Esto implica tres coeficientes de pérdida de carga:  $k_v$  para válvula abierta con flujo en dirección normal,  $k_v$  para válvula abierta con contraflujo y  $k_v$  para válvula cerrada. Cabe señalar que el coeficiente de pérdida de carga de contra flujo es significativamente dependiente del tipo de válvula de retención. Así por ejemplo, para válvulas de tipo tobera o válvulas con resortes, la pérdida de carga en la dirección opuesta al flujo es significativamente superior a la pérdida de carga de la válvula con flujo en sentido normal. Por otro lado, esta diferencia es en general menor para válvulas de tipo clapeta.
- § El modelo asume que la válvula vuelve a abrir si la diferencia de presiones alcanza un valor mayor o igual a una diferencia de presiones mínima, estimada en base al caudal mínimo para el cual los fabricantes indican que la válvula se encuentra totalmente abierta.
- § Si la válvula vuelve a abrir y luego vuelve a cerrar, la desaceleración del flujo que se establece para este segundo cierre se estima a partir de la siguiente ecuación:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{Q_{\max}}{t_{\text{cierre}} - t_{\max}} \quad [1]$$

Donde,

$Q_{\max}$ , es el caudal máximo que se registra a través de la válvula de retención entre los instantes de tiempo en que la válvula volvió a abrir y vuelve a cerrar.

$t_{\text{cierre}} - t_{\max}$ , es la diferencia de tiempo entre el instante en el que la válvula volvió a cerrar y el tiempo en el cual ocurre  $Q_{\max}$ .

La rutina incorporada al modelo numérico se desarrolla de forma que en el instante en que el caudal por la tubería se anula es estimada la desaceleración del flujo y la velocidad de reversa asociada, de acuerdo a la curva dinámica característica de la válvula. A partir de este instante se contemplan tres posibles comportamientos de la válvula de retención: válvula abierta con flujo directo, válvula abierta con flujo inverso o válvula cerrada, en función de si el caudal resulta mayor que cero, menor que cero pero mayor que el caudal inverso asociado al cierre de la válvula o menor que el caudal inverso asociado al cierre de la válvula, respectivamente. En los tres casos se resuelve el la condición de borde que impone una válvula en el modelo, modificándose en cada uno de éstos el coeficiente de pérdida de carga, según lo expuesto en la primer hipótesis de la rutina.

### *Dispositivos de protección*

Son analizadas varias alternativas para el control de las sobre-presiones:

1-Válvulas de cierre programado.

2-Diferentes tipos de válvulas de retención.

3-Válvulas de retención con Bypass.

## EVALUACIÓN DE RESULTADOS

La presión máxima admisible en el cabezal de bombeo se establece en 210m.c.a., 30m.c.a. por debajo de la presión de prueba (240m.c.a.). Este escaso margen hace relevante la optimización del diseño de esta protección.

### *Sistema sin protección*

En las figuras 1 y 2 se muestran respectivamente las presiones y caudales en función del tiempo para secciones inmediatamente aguas abajo de la válvula de retención e inmediatamente aguas arriba de la misma. En estas figuras se presenta además en forma comparativa resultados obtenidos por el modelo numérico sin la incorporación de la rutina de las válvulas check y con la incorporación de esta rutina.

En estos casos el transitorio es originado por el paro simultáneo de las 3 bombas en el cabezal de bombeo.

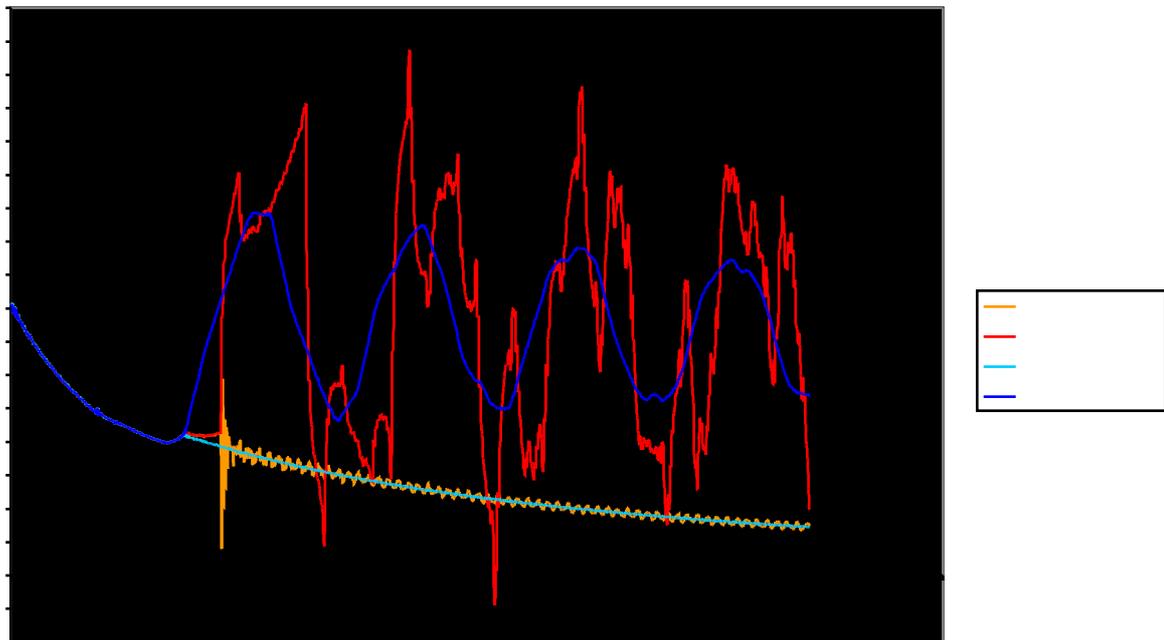


Figura 1.- Presiones en función del tiempo, sistema sin protección de sobrepresiones, transitorio por paro total. c/rutina: resultados modelo numérico con rutina. s/rutina: resultados modelos numéricos sin rutina. AA vr: sección aguas arriba de la válvula de retención. aa vr: sección aguas debajo de la válvula de retención.

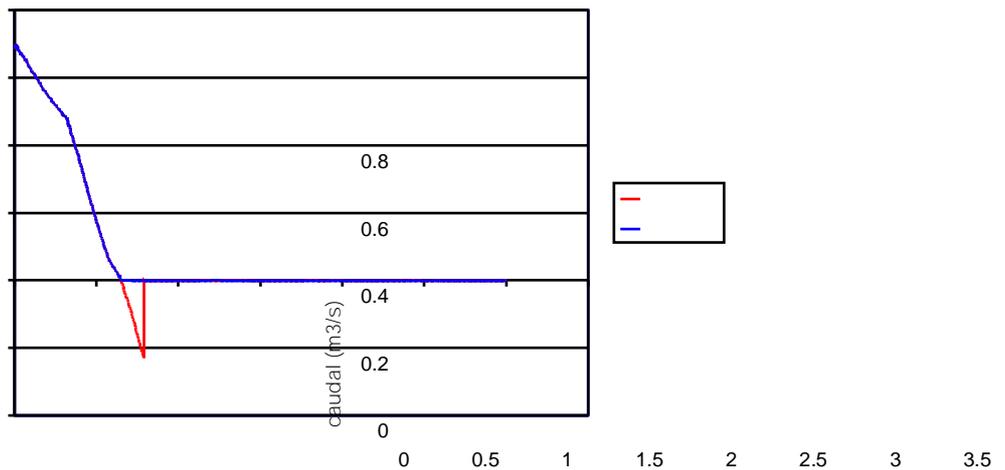


Figura 2.- Caudales en función del tiempo a través de la válvula de retención, sistema sin protección de sobrepresiones, transitorio por paro total. c/rutina: resultados modelo numérico con rutina. s/rutina: resultados modelos numéricos sin rutina.

Las diferencias entre los dos modelos comienzan a observarse a partir del instante de tiempo igual a 0.656s, en el cual el caudal se anula.

En este instante en el modelo con rutina comienza a ocurrir el flujo inverso a través de la válvula de retención, mientras que en el modelo original la válvula cierra y comienza el incremento de las presiones por la llegada de la onda de sobre-presión reflejada en las cámaras de aire al extremo cerrado.

Por otro lado, en el modelo con rutina la válvula continúa abierta luego de ese instante permitiendo el flujo inverso, por lo cual los primeros incrementos en la presión por la llegada de la onda reflejada son aliviados hacia la bomba. La onda de sobre-presión generada en el instante en que ocurre el cierre de la válvula (0.789s) presenta una pendiente mas empinada de la que se esperaría debido a que el modelo no considera el cierre gradual de la válvula de retención. A partir de este instante aguas arriba de la válvula se observa la superposición de las ondas de sobre-presión que alcanzan aproximadamente 280m.c.a., mientras que hacia aguas abajo de la válvula de retención se observa la onda de check slam opuesta, alcanzando una magnitud de aproximadamente 70m.c.a..

Se observa además en el modelo con rutina un efecto de “doble pico” de las sobrepresiones que se debe a que la onda de sobre-presión originada por el check – slam y la onda reflejada en las cámaras de aire se propagan en con sentidos opuestos durante estos primeros instantes, generandose caudales positivos que si bien son pequeños logran reducir las presiones en las proximidades de la válvula. Por otro lado, durante este proceso continúa superponiéndose a éstas presiones la onda de sobre-presión que viene de reflejarse en las cámaras de aire, alcanzándose su valor pico en el segundo 1.14.

Luego del pico por la superposición de ambas ondas, se genera una depresión que permite la re apertura de la válvula de retención y su posterior cierre al subir nuevamente la presión, esto genera una nueva sobre-presión por check slam en la tubería que se superpone a la onda de sobre-presión ya existente provocando que el segundo gran pico de sobre-presión (1.5s) superiores a el primero.

El pico de sobre-presión de la onda reflejada en las cámaras de aire, que resulta del modelo numérico con comportamiento “ideal” de la válvula de retención es de 213m.c.a., el cual supera la presión máxima admisible del sistema.

En la estimación de la superposición de las ondas de sobre-presión mediante la metodología (1) resultan los valores indicados en la tabla 1 para la onda generada por el check slam.

Tabla 1.- Resultados de metodología (1), sistema sin protección, transitorio por paro total.  $dv/dt$ : desaceleración del flujo.  $Q_r$ : caudal inverso en el momento del cierre.  $\Delta h$  ch. s.: pico de sobre-presión por check slam.

$dv/dt$	$Q_r$	$\Delta h$ ch. s.
$m/s^2$	$m^3/s$	m.c.a.
2.76	0.22	72.7

Superponiendo ambos picos de sobre-presiones, resulta una presión máxima estimada a través de esta metodología en la sección aguas abajo de la válvula de retención de 285.7m.c.a..

Se verifica que ambas metodologías no presentan diferencias en el caudal en el momento de cierre obtenido de acuerdo a la curva dinámica de la válvula de retención, y en la amplitud de la onda generada por el fenómeno de check slam.

Se observa además que la superposición de ambas ondas en la rutina alcanza valores del orden de las estimadas mediante la metodología (1). Por otro lado, el modelo con la incorporación de la rutina permite estimar y superponer otras ondas que no han sido consideradas en la metodología (1), como ocurre al abrirse y cerrar nuevamente la válvula de retención generando presiones en la tubería aún superiores.

Durante un transitorio originado por el paro parcial del cabezal de bombeo se observan desaceleraciones que superan las máximas asumidas en la curva dinámica característica de las válvulas de retención, cayendo fuera del rango de los valores usuales para este tipo de válvula.

### *Diseño de la protección*

A continuación se presentan los resultados obtenidos para las protecciones con válvulas de cierre programado y las consideraciones en cuanto a los diferentes tipos de válvulas de retención tenidos en cuenta en forma general, y se especifica sobre los resultados obtenidos con una válvula de tobera con by-pass, para la cual se obtuvieron resultados aceptables de todos los parámetros de riesgo evaluados.

#### 1-Válvulas de cierre programado.

Esta propuesta consiste en la ubicación de válvulas de cierre programado en sustitución a las válvulas de retención, permitiendo disminuir las presiones a través del alivio de flujo durante los instantes en que un mecanismo externo controla su cierre en forma graduada. El flujo aliviado hacia la bomba genera un giro inverso del conjunto bomba motor, como consecuencia desfavorable de la sustitución de las válvulas de retención por este tipo de válvulas, y que es evaluado en el diseño.

La válvula de cierre controlado que se analiza es de tipo mariposa, y cuyas leyes de cierre fueron establecidas a través de los datos de pérdida de carga en función del ángulo de apertura de la válvula y asumiendo un comportamiento con velocidad angular constante.

Los resultados muestran que los picos de sobre-presiones están fuertemente asociados al flujo inverso a través de la válvula durante los últimos instantes de su cierre. Es así que para tiempos de cierre del orden de 3s ocurren grandes picos de presión, pues el flujo durante estos instantes es considerable. Para tiempos de cierre entre 7 y 10s, o mayores, los picos de presión se logran reducir significativamente, encontrándose dentro de los límites admisibles.

Por otro lado, el flujo que se establece a través de la válvula para tiempos de cierre superiores a 7 segundos provoca velocidades de giro inversas del conjunto bomba – motor, alcanzando velocidades de 1100rpm, la cual supera la máxima admisible según el fabricante.

## 2-Diferentes tipos de válvulas de retención.

Como se observa en la figura 1 la sobre-presión generada por la onda reflejada en las cámaras de aire asumiendo un comportamiento “ideal” de las válvulas de retención supera la máxima presión admisible. Es así que no es posible reducir la presión en la tubería por debajo de la admisible únicamente mejorando el comportamiento dinámico de las válvulas de retención. No obstante, son evaluados diferentes tipos de válvulas de retención con el propósito de reducir al máximo posible el pico de sobre-presión que debe ser controlado.

Los criterios tenidos en cuenta en la selección de la válvula de retención son fundamentalmente:

- § Válvulas con pequeños recorridos hasta su asiento, de forma de reducir el tiempo de cierre y con ello la velocidad de reversa.
- § Se ponderará la presencia de resortes que contribuyan en acelerar el cierre de la válvula para reducir la velocidad de reversa.
- § Menores inercias de las partes móviles permiten también cierres más rápidos de la válvula.
- § Las válvulas de diámetros más pequeños presentan mejores comportamientos dinámicos, como consecuencia de su menor inercia y recorrido hasta su asiento.
- § De acuerdo a investigaciones posteriores, y curvas dinámicas características observadas de diferentes tipos de válvulas se deduce que en general las válvulas de retención de tipo tobera, pistón o doble clapeta presentan mejor comportamiento dinámico que las válvulas de clapeta entera o de bola, esto se debe principalmente a que las primeras presentan en general menores recorridos hasta el asiento y cuentan con resortes.

Por otro lado, las características antes mencionadas condicionan en general a válvulas de retención que imponen grandes pérdidas de carga cuando el sistema opera en forma estacionaria, con la válvula manteniéndose totalmente abierta. Esto implica además la necesidad de un estudio paralelo de costos de inversión y operación para la consideración de la mejor alternativa.

En base a los criterios mencionados, se selecciona una válvula de retención de tipo tobera con resorte de pequeño recorrido hasta su asiento. La válvula seleccionada es la de DN 600mm.

En las figuras 3 y 4 se muestran las presiones y caudales que resultan en el sistema tras sustituir las válvulas de retención existentes de tipo clapeta por ésta válvula de tipo tobera.

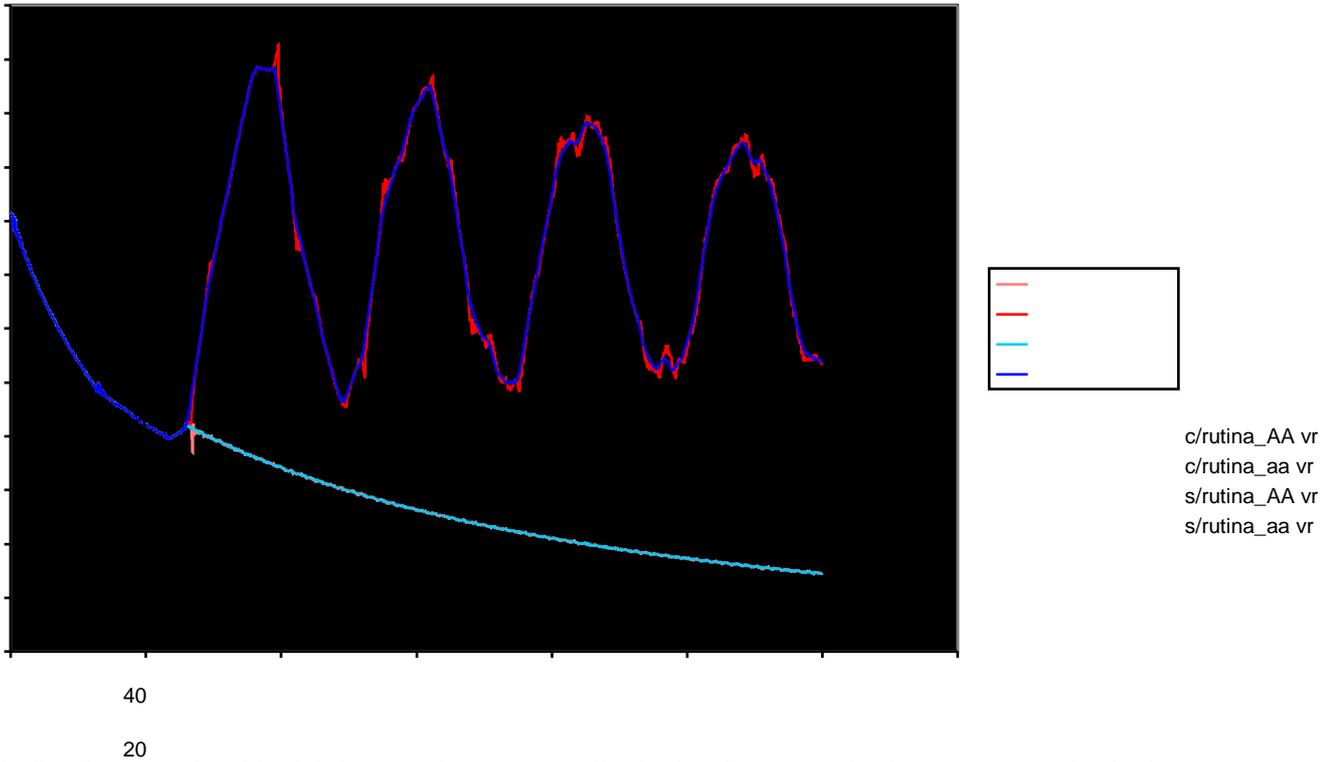


Figura 3.- Presiones en función del tiempo, sistema con válvula de tobera, transitorio por paro total. c/rutina: resultados modelo numérico con rutina. s/rutina: resultados modelos numéricos sin rutina. AA vr: sección aguas arriba de la válvula de retención. aa vr: sección aguas debajo de la válvula de retención.<sup>3.5</sup>  
 tiempo (s)

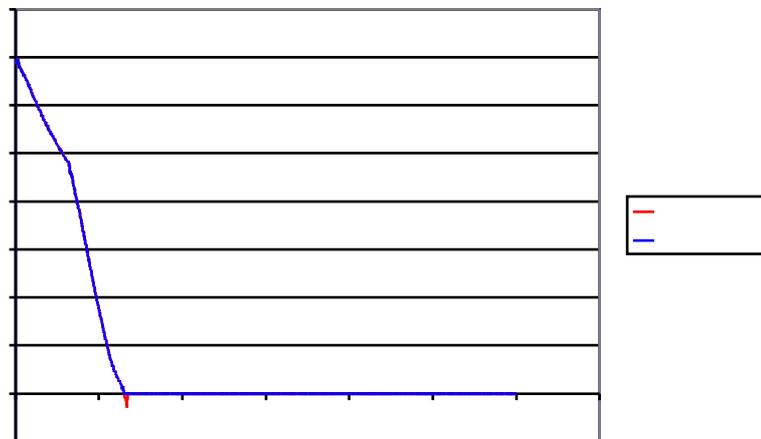


Figura 4.- Caudales en función del tiempo a través de la válvula de retención, sistema con válvula tipo tobera, transitorio por paro total. c/rutina: resultados modelo numérico con rutina. s/rutina: resultados modelos numéricos sin rutina.

Puede observarse que la válvula presenta un comportamiento muy próximo al ideal, esto se debe a que sus características permite un cierre luego de aproximadamente 1.8 centésimas de segundo de ocurrida la inversión del flujo en la tubería. En este caso predomina como responsable de las presiones en la tubería la onda reflejada en las cámaras de aire.

Estimando la superposición de las ondas de sobre-presiones a través de la metodología (1), se obtienen los resultados que se indican en la tabla 2 para la onda generada por el check slam de la válvula de retención.

Tabla 2.- Resultados de metodología (1), sistema con válvula tipo tobera, transitorio por paro total.  $dv/dt$ : desaceleración del flujo.  $Q_r$ : caudal inverso en el momento del cierre.  $\Delta h$  ch.s.: pico de sobre-presión por check slam.

$dv/dt$	$Q_r$	$\Delta h$ ch. s.
$m/s^2$	$m^3/s$	m.c.a.
3.8	0.03	13.5

El pico de presión que resulta de superponen las ondas de sobre-presión mediante esta metodología alcanza 226.5m.c.a., comparables con los obtenidos en la rutina.

En un transitorio hidráulico originado por el paro parcial de 1 bomba mientras que las otras dos continúan operando resultan las presiones y caudales en función del tiempo que se muestran en las figuras 5 y 6.

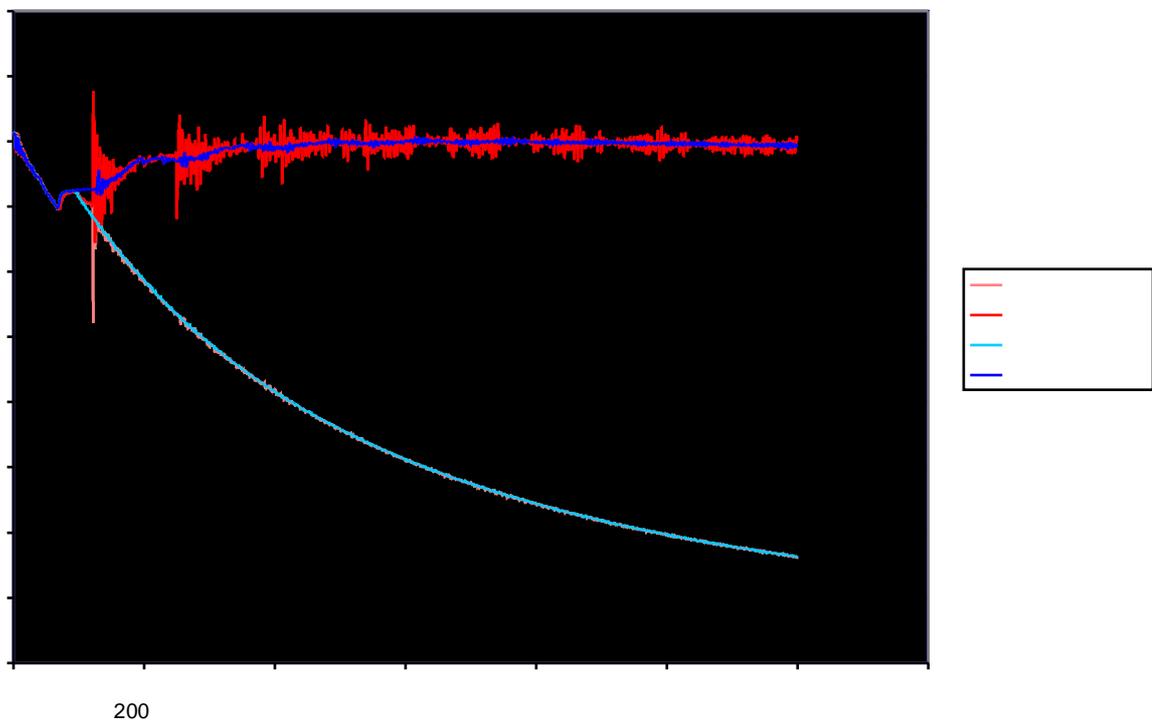
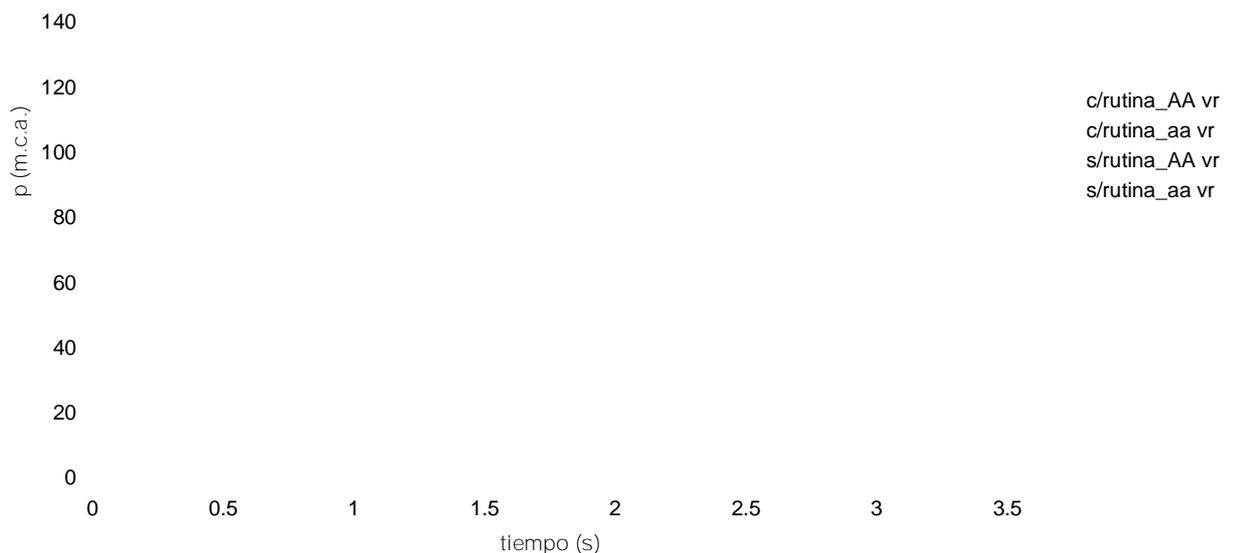


Figura 5.- Presiones en función del tiempo, sistema con válvula de tobera, transitorio por paro parcial. c/rutina: resultados modelo numérico con rutina. s/rutina: resultados modelos numéricos sin rutina. AA vr: sección aguas arriba de la válvula de retención. aa vr: sección aguas debajo de la válvula de retención.



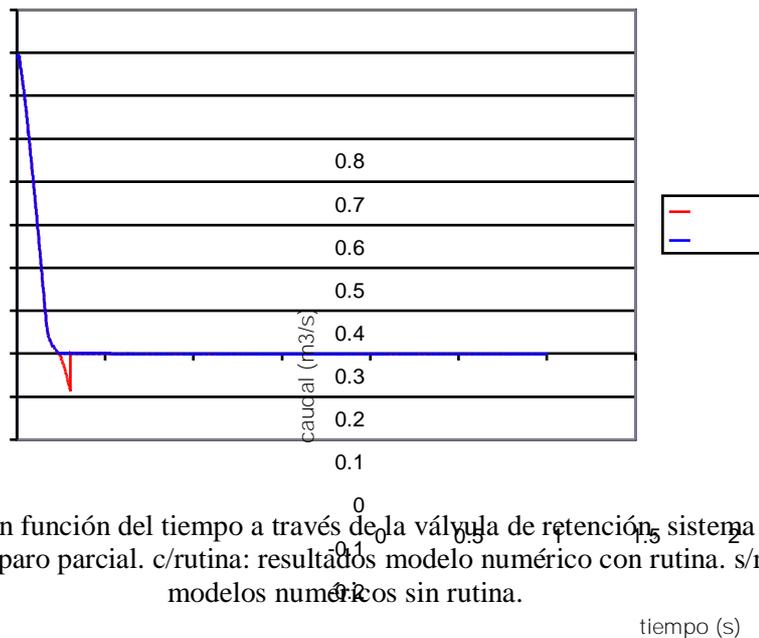


Figura 6.- Caudales en función del tiempo a través de la válvula de retención, sistema con válvula tipo tobera, transitorio por paro parcial. c/rutina: resultados modelo numérico con rutina. s/rutina: resultados modelos numéricos sin rutina.

c/rutina  
s/rutina

Puede observarse que frente a un transitorio originado por un paro parcial del cabezal de bombeo y con válvula de tobera se verifican presiones por debajo de las máximas admisibles, mientras que frente a un paro total del cabezal de bombeo las sobre-presiones para el sistema resultan inadmisibles. Además, frente a un transitorio originado por el paro parcial del cabezal de bombeo, la onda de sobre-presión que rige la máxima presión en la tubería es la generada por check slam de la válvula de retención, mientras que lo contrario ocurre en un transitorio originado por el paro total del cabezal de bombeo. Esto último se debe a los grandes tamaños de las cámaras de aire.

Se observa una importante reducción en la onda de sobre-presión reflejada por las cámaras de aire respecto al transitorio originado por el paro total del cabezal de bombeo, la cual alcanza aproximadamente 160m.c.a.. Esto se debe a la menor amplitud de la onda de depresión que origina este transitorio.

Estimando la superposición de las sobre-presiones a través de la metodología (1), se obtienen los siguientes resultados de desaceleración del flujo, caudal de reversa y pico de sobre-presión, respectivamente:

Tabla 3.- Resultados de metodología (1), sistema con válvula tipo tobera, transitorio por paro parcial. dv/dt: desaceleración del flujo. Qr: caudal inverso en el momento del cierre. Δh ch. s.: pico de sobre-presión por check slam.

dv/dt	Qr	Δh ch. s.
m/s <sup>2</sup>	m <sup>3</sup> /s	m.c.a.
10.3	0.085	38

Superponiendo los picos de las ondas de sobre-presión resulta una presión máxima de 198m.c.a. En este caso la metodología (1) resulta conservadora, pues el pico de la onda de sobre-presión generada por el check slam ocurre con presiones bajas en la tubería.

### 3-Válvulas de retención con Bypass.

La solución que contempla todos los parámetros de riesgo evaluados consiste en la sustitución de las válvulas de tipo clapeta por las válvulas de tipo tobera con un by-pass de forma de permitir el alivio de las presiones que superan los márgenes admisibles.

El by-pass consiste en dos ramales paralelos de DN 300mm y de 2.6m de longitud cada uno. De forma de asegurar las presiones y la velocidad de giro inversa dentro de los límites admisibles por la bomba los ramales se diseñan cada uno con coeficientes de pérdida de carga para flujo inverso de  $3600s^2/m^5$ . Estas pérdidas de carga deben generarse sin permitir que la presión alcance valores por debajo de la presión de cavitación, para lo cual se ubican 2 placas perforadas en serie. La primera (en la dirección del flujo inverso) se diseña con un orificio centrado y con menor coeficiente de pérdida de carga que la segunda, y la segunda con 4 orificios sobre su periferia de forma de asegurarse que a la aguas arriba del segundo orificio haya ocurrido la expansión del flujo.

En la figura 7 se presentan las presiones en la tubería en función del tiempo para un transitorio originado por el paro total del cabezal de bombeo, y en la figura 8 la velocidad de giro de la bomba en función del tiempo para los transitorios originados por los paros totales y parciales del cabezal de bombeo, que resultan con esta protección.

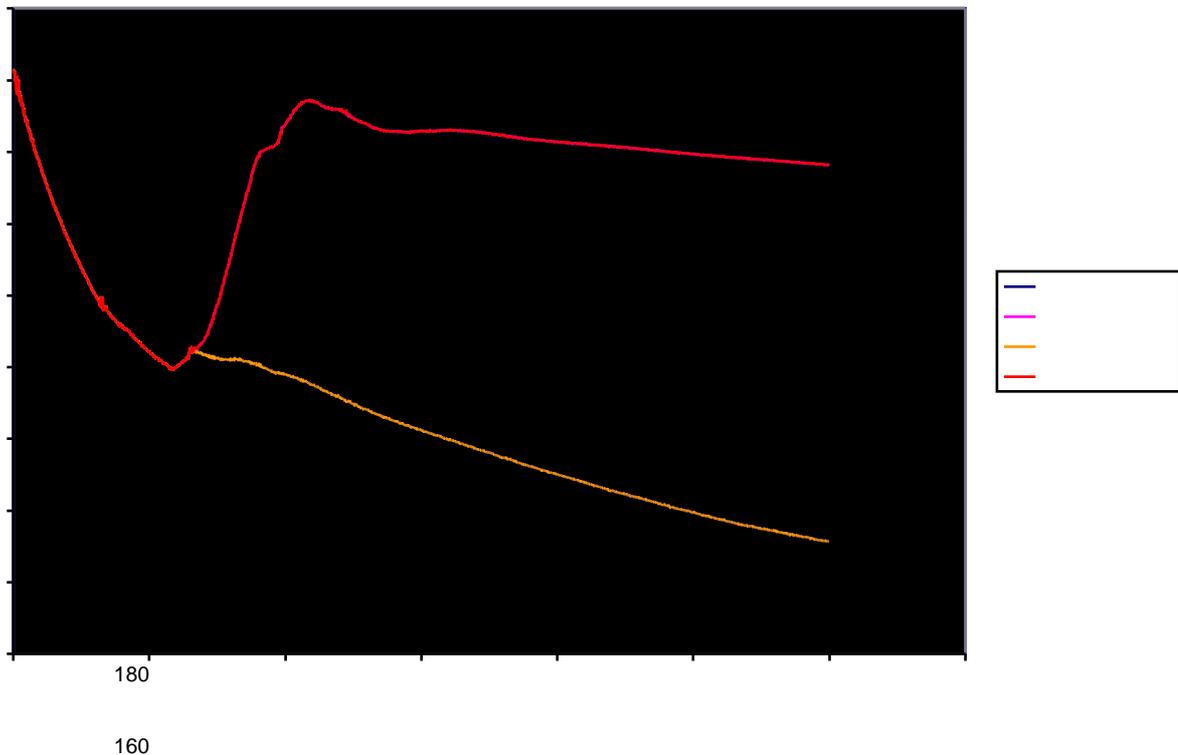
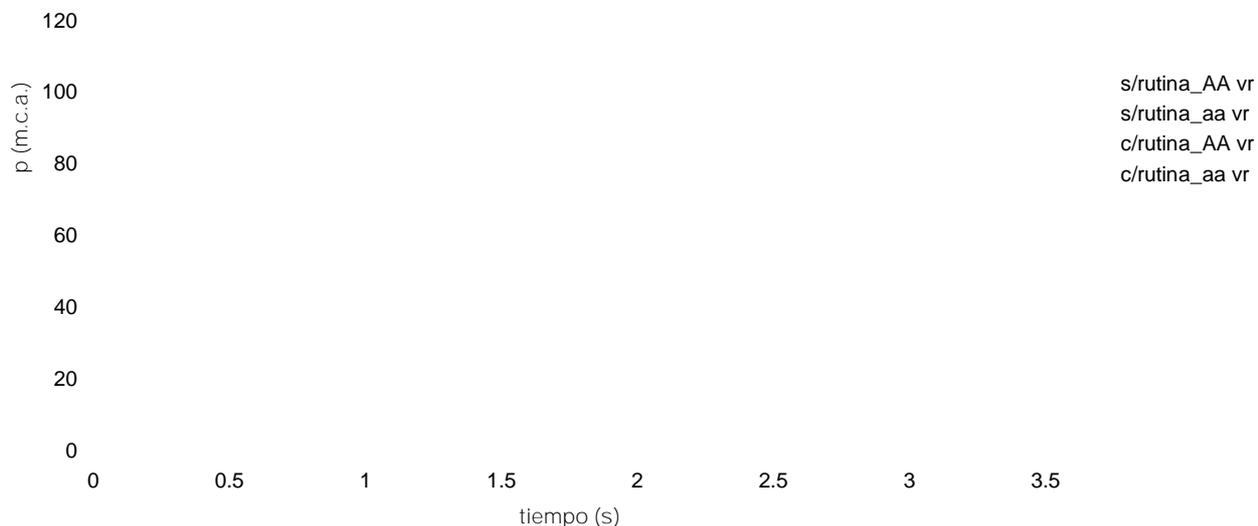


Figura 7.- Presiones en función del tiempo, sistema con válvula de tobera y by-pass, transitorio por paro total. c/rutina: resultados modelo numérico con rutina. s/rutina: resultados modelos numéricos sin rutina. AA vr: sección aguas arriba de la válvula de retención. aa vr: sección aguas debajo de la válvula de retención.



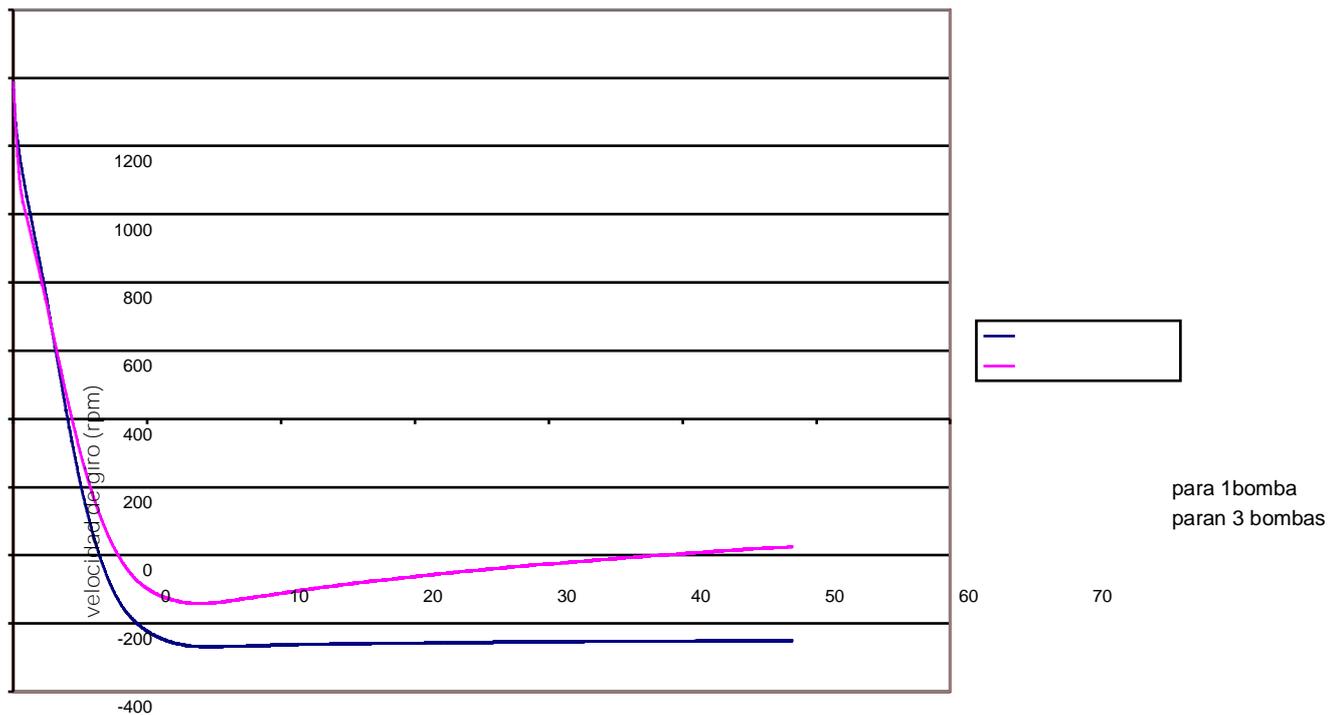


Figura 8.- Velocidad de giro de la bomba, sistema con válvula de tobera y by-pass, transitorio por paro total y parcial. c/rutina: resultados modelo numérico con rutina. s/rutina: resultados modelos numéricos sin rutina. AA vr: sección aguas arriba de la válvula de retención. aa vr: sección aguas debajo de la válvula de retención.

Puede observarse que las sobre-presiones se mantienen por debajo de la presión máxima admisible con un margen de aproximadamente un 30%. Además, la velocidad de giro inversa se encuentra en promedio aproximadamente un 40% por debajo de la máxima admisible.

## CONCLUSIONES

Se puede concluir que para los márgenes de sobre-presiones admisibles en este proyecto los mejores resultados se obtienen con la utilización de válvulas tipo tobera con by-pass.

Se concluye además que el transitorio que da origen a la condición crítica de sobre-presiones puede ser el originado por el paro total o parcial del cabezal de bombeo, dependiendo de las características de las cámaras de aire y de las válvulas de retención. Se espera que cuanto mayor es el tamaño de las cámaras de aire y mejor el comportamiento dinámico de las válvulas de retención, predominen las sobre-presiones originadas por la onda reflejada en las cámaras de aire, y por lo tanto pueda ser crítico el transitorio originado por el paro total del cabezal de bombeo. Por otro lado, en instalaciones con cámaras de aire de pequeño porte y válvulas de retención con malos comportamientos dinámicos, predominen las sobre-presiones originadas por el fenómeno de check slam y por lo tanto pueda ser crítico el transitorio originado por el paro parcial del cabezal de bombeo. No obstante, esto depende significativamente de las particularidades del caso de estudio.

En relación a las metodologías de cálculo de las máximas presiones se puede concluir que el modelo numérico en el que se incorpora el comportamiento dinámico de la válvula de retención presenta las siguientes ventajas:

- § Agrega al modelo numérico el comportamiento de la válvula con flujo inverso.

- § Incorpora la sobre-presión originada por el check slam de la válvula de retención a la simulación en el instante en que en el modelo se alcanza la velocidad de reversa para la que cierra la válvula, de acuerdo a los resultados experimentales asociados a la curva dinámica característica.
- § Permite analizar la propagación de la todas las onda de sobre-presión generada por el check slam de la válvula de retención a través de la tubería y su superposición con otras ondas originadas en el transitorio.

Cabe señalar además que si bien los resultados obtenidos mediante este modelo mostraron ser menos conservadores a los valores extremos considerados superponiendo los dos picos de presión (onda reflejada y check slam), no se observaron diferencias significativas entre ambos.

En la actualidad existen pocos fabricantes que presentan información sobre el comportamiento dinámico de las válvulas de retención, quienes fundamentalmente lo hacen son los fabricantes de válvulas de retención de tipo tobera que en términos generales muestran mejores comportamientos. Por lo que es de prever que en otras aplicaciones no podrá determinarse el efecto adicional en las sobre-presiones debido al fenómeno de check slam en forma precisa. Algo similar ocurre con las bombas cuando se estudia su comportamiento con flujo inverso. Todo esto redundando en que se deben aplicar criterios más conservadores en las estimaciones.

A la fecha el sistema de protección diseñado está en la etapa final de su ejecución, por lo que no se ha podido realizar las medidas de campo que permitan verificar las estimaciones realizadas.

#### REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abreu, J.M., Guarga, R., Izquierdo, J., (1995). "Transitorios y Oscilaciones en Sistemas Hidráulicos a Presión". U.P.V., España.

Purcell, P.J., (1997). "Case Study of Check – Valve Slam in Rising Main Protected by Air Vessel". *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 123, No. 12, December 1997, pp. 1166-1168.

Thorley, A.R.D (1989). "Check Valve Behaviour Under Transients Flow Conditions: A state-of-the-Art Review". *Journal of Fluids Engineering*, ASME, Vol. 111, June 1989, pp. 178-183.