

ANÁLISIS DEL MODELO DE TRANSITORIOS HIDRÁULICOS CON LA INCORPORACIÓN DE LA CURVA DINÁMICA CARACTERÍSTICA DE VÁLVULAS DE RETENCIÓN

Laura Rovira, Alvaro Acosta y José Cataldo

Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental, Universidad de la República, Julio Herrera y Reissig 565, Montevideo, Uruguay, lrovira@fing.edu.uy, <http://www.fing.edu.uy/imfia>

Palabras Clave: Transitorios Hidráulicos, Check valve slam.

Resumen. La posibilidad de simular el comportamiento dinámico de algunos componentes de los sistemas hidráulicos a presión en su interacción con el flujo transitorio, como por ejemplo las válvulas de retención, comprende una de las mayores complejidades asociadas al estudio de transitorios hidráulicos. La caracterización de la interacción entre este flujo transitorio y las válvulas de retención durante su cierre es motivada por ser causante de ondas de presión capaces de provocar daños al sistema, fenómeno denominado *check valve slam*. Este trabajo presenta un análisis de los resultados obtenidos al incorporar al modelo unidimensional de simulación de transitorios hidráulicos en tuberías a presión, las curvas dinámicas características que representan el comportamiento dinámico de las válvulas de retención. Son analizadas las presiones máximas que resultan de este modelo sobre un sistema de impulsión de gran porte con válvulas de retención de tipo tobera, y el cual cuenta con cámaras de aire de grandes dimensiones en las proximidades a estas válvulas. Asimismo, fueron considerados, como posibles eventos que dan origen al transitorio hidráulico, el paro de todos los equipos de bombeo y el paro de uno de los equipos mientras que el resto continúa operando. Los resultados del modelo son contrastados con los registros obtenidos de un ensayo realizado en este sistema de gran porte a una de las válvulas de retención de tipo tobera durante un transitorio hidráulico.

1. INTRODUCCIÓN

En el diseño, o el análisis de operación, de los sistemas de conducción de agua a presión, el estudio de los transitorios hidráulicos asociados a cambios bruscos de caudal o de carga en algún sitio del sistema (también llamado golpe de ariete) comprende una de las partes más complejas del análisis, especialmente cuando se trata de grandes instalaciones en relación a su caudal, carga y dimensiones.

Una de las principales complejidades de estos estudios se asocia a la posibilidad de simular adecuadamente el comportamiento dinámico de los diferentes componentes del sistema en su interacción con el fluido no estacionario.

Las válvulas de retención son componentes frecuentes de estos sistemas, en especial en aquellos que utilizan equipos de bombeo para transferir energía al flujo. En estas instalaciones, cumplen la finalidad de evitar el retroceso del flujo hacia los equipos de bombeo cuando estos se detienen, así como también el vaciado de la tubería o de los tanques elevados. Presentan la particularidad de que su comportamiento está vinculado al comportamiento del flujo en su entorno. La caracterización de esa interacción flujo - válvula de retención ha motivado un gran número de investigaciones, tanto analíticas como experimentales, y más recientemente mediante modelos numéricos. En particular, el comportamiento de estas válvulas durante su cierre, también denominado *Check Valve Slam*, origina ondas de presión, positivas hacia aguas abajo de las válvulas y negativas hacia aguas arriba, que pueden ser capaces de generar daños a la instalación (Thorley, 1989). Este comportamiento depende tanto de las características de la válvula de retención como de las características de la instalación de la cual forma parte, por establecer el flujo a través de la misma.

En primer lugar, se expondrán en este trabajo los resultados más relevantes de investigaciones antecedentes respecto al fenómeno denominado Check Valve Slam, en especial aquellos resultados vinculados a la denominada Curva Dinámica Característica de las válvulas de retención, las cuales son la base de la metodología que se emplea para incorporar el comportamiento dinámico de estas válvulas al modelo de transitorios hidráulicos. Este último consiste en un modelo unidimensional que resuelve las ecuaciones que gobiernan el flujo transitorio en tuberías a presión mediante el Método de las Características (Chaudhry, 2014).

Luego de describir la metodología empleada para representar en el modelo el comportamiento dinámico de las válvulas de retención, se presentan los resultados de la simulación de un transitorio hidráulico originado por el corte súbito de energía en los equipos de bombeo de un sistema de gran porte. Este sistema cuenta con seis cámaras de aire instaladas en las proximidades a los equipos de bombeo, cada una de 55 m³ de volumen total. La presencia de estas cámaras de aire, si bien logra, como es deseado, disminuir la variación del caudal hacia aguas abajo de estas, por otro lado, actúa incrementando la des-aceleración del flujo hacia aguas arriba de las mismas, lo cual repercute agravando el fenómeno de check valve slam de las válvulas de retención.

Finalmente se presentan los registros de presión inmediatamente aguas abajo de una válvula de retención, obtenidos durante un ensayo de transitorios hidráulicos sobre el sistema de estudio. Estos registros son comparados con los resultados de la simulación de este evento transitorio en el modelo que incorpora el comportamiento dinámico de la válvula de retención y el modelo original. Es registrada y comparada además la velocidad de giro de la bomba durante el ensayo y la obtenida del modelo.

2. ANTECEDENTES

2.1. Comportamiento dinámico de las válvulas de retención

Cuando el flujo a través de una válvula de retención se desacelera tendiendo a invertirse, esta se comporta tendiendo a su cierre. Varios estudios experimentales han mostrado que el cierre de estas válvulas no se produce en el instante en que el flujo a través de las mismas se anula, en cuyo caso es denominado *comportamiento dinámico ideal*, sino que ocurre unos instantes de tiempo después, cuando el flujo a través de las mismas es en sentido inverso al normal (Provoost, 1980; Thorley, 1983). Este *comportamiento dinámico real* de la válvula de retención durante su cierre es también denominado *Check Valve Slam*, el cual deriva del hecho de que cuando la válvula de retención está alcanzando su asiento y reduciendo este flujo inverso, se comienza a elevar la presión aguas abajo de la misma, impulsando aún más el movimiento de la válvula hasta su asiento (Thorley, 1989). Este cierre brusco de una válvula de retención cuando por ella circula un flujo en sentido inverso con velocidad media V_r , tiene asociado una onda de presión positiva, que se propaga hacia aguas abajo de esta válvula, y una onda de presión negativa, que se propagan hacia aguas arriba de la misma, ambas ondas de magnitud ΔH en términos de cargas piezométricas, que pueden ser estimados mediante la ecuación de Joukowsky (Joukowsky, 1898):

$$\Delta H = \pm \frac{aV_r}{g} \quad (1)$$

Donde, g es la aceleración de la gravedad y a es la celeridad de estas ondas, esta última se puede estimar como (Chaudhry, 2014):

$$a = \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + \frac{DK}{eE}}} \quad (2)$$

Donde, K y ρ son el módulo de compresibilidad y la densidad del fluido, respectivamente, D , e y E son el diámetro, espesor y módulo de elasticidad de la tubería, respectivamente.

El Check Valve Slam puede producir sobre-presiones inadmisibles en el extremo de aguas abajo de la válvula de retención, mientras que en el extremo de aguas arriba, la presión mínima puede alcanzar la presión de vaporización, provocando cavitación. Además, las oscilaciones de presión aguas arriba y aguas abajo de la válvula podrían inducir su re-apertura y nuevos cierres (Thorley, 1989), pudiendo derivar, en algunos casos, en un fenómeno de resonancia hidráulica (Provoost, 1983).

Los modelos numéricos que simulan transitorios hidráulicos consideran, en general, que el comportamiento de la válvulas de retención es ideal. Sin embargo, por lo expuesto anteriormente, la existencia del flujo inverso en la válvula de retención y las ondas de presión asociados deben ser tenidos en cuenta en los estudios de transitorios hidráulicos para evitar daños en el sistema.

2.2. Las válvulas de retención en los modelos de transitorios hidráulicos

Las ecuaciones que gobiernan un transitorio hidráulico en tuberías a presión, en los principales supuestos de flujo unidimensional y no estacionario, fluido compresible y tubería elástica, son las ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento (Ec. 3) y balance de masa

(Ec. 4) (Chaudhry, 1979).

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2DA} Q |Q| = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{gA}{a^2} \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (4)$$

Donde, Q y H son el caudal y la carga piezométrica, respectivamente, en una sección x de la tubería y en un instante de tiempo t , A es el área de la tubería, f es el coeficiente de fricción de Darcy-Weisbach, el cual se asume constante durante todo el evento transitorio.

Para el desarrollo de la ecuación de balance de masa son consideradas las ecuaciones constitutivas para el fluido (Ec. 5) y para la tubería (Ec. 6). Estas expresan la forma en que la densidad del fluido y el radio de la tubería (R) varían con la presión del fluido (p), respectivamente (Korteweg, 1878).

$$\frac{\partial \rho}{\partial p} = \frac{\rho}{K} \quad (5)$$

$$\frac{\partial R}{\partial p} = \frac{R^2}{eE} \quad (6)$$

De estas ecuaciones deriva la expresión para la celeridad de las ondas (Ec. 2).

Otras hipótesis contempladas en el desarrollo del sistema de ecuaciones que gobiernan un transitorio (Ec. 3 y Ec. 4), además de las ya mencionadas, son (Chaudhry, 1979):

- En cada sección de la tubería la distribución de velocidad es uniforme e igual a la velocidad media V .
- La tubería permanece llena de fluido, sin entradas de aire ni cambios de fase durante todo el tiempo en que ocurre el transitorio.
- La tubería es linealmente elástica y ligeramente deformable, y el fluido es levemente compresible.
- Se desprecia el término convectivo de la aceleración ($V \partial V / \partial x$) frente al de variaciones locales ($\partial V / \partial t$), y el término $V \partial p / \partial t$ frente al término $\partial V / \partial x$.
- La expresión para la tensión rasante entre el fluido y las paredes de la tubería (τ_s) para flujo estacionario, denominada ecuación de Darcy-Weisbach (Chaudhry, 1979), se asume válida para flujo no estacionario en cada instante de tiempo, esta es:

$$\tau_s = \frac{\rho f V |V|}{8} \quad (7)$$

Las ecuaciones de balance de cantidad de movimiento (Ec. 3) y de balance de masa (Ec. 4) constituyen un sistema de dos ecuaciones diferenciales en derivadas parciales de primer orden, con dos variables independientes (x y t), y dos variables dependientes (Q y H). El resto de las variables, a , ρ , f , y A o D son parámetros del sistema y, generalmente, no varían con el tiempo ni la distancia en un tramo uniforme de tubería.

Una solución completamente analítica de este sistema no es posible, existiendo diferentes métodos de discretización numérica para su solución.

Es necesario conocer además las condiciones iniciales en que opera el sistema de estudio y las condiciones de borde.

Los elementos ubicados en los extremos de la tubería, como las válvulas de retención, se incorporan al modelo numérico que resuelve este sistema de ecuaciones como condiciones de borde, requiriéndose para esto una ecuación dinámica para el elemento y otra para el fluido a través del mismo.

De esta forma, las válvulas de retención se clasifican en aquellas con elemento móvil rotativo (como son, por ejemplo, las de tipo clapeta, doble clapeta o disco inclinado) y aquellas con elemento móvil de traslación (válvulas de tobera o de tipo axial). La Segunda Ley de Newton aplicada al elemento móvil rotativo establece que (Thorley, 1983):

$$T_g + T_b + T_f + T_h + T_e = I \frac{d^2 \alpha}{dt^2} \quad (8)$$

Siendo, I el momento de inercia de las masas rotantes de la válvula y de la masa añadida, ambas respecto al eje de rotación, α el ángulo de rotación del elemento móvil y T_g , T_b , T_f y T_h los pares debidos al peso de la clapeta, a la fuerza de empuje sobre la clapeta, a la fricción en el eje de traslación y el par hidráulico causado por el fluido que rodea al elemento móvil, respectivamente. Algunas válvulas cuentan además con elementos como resortes o contrapesos que actúan sobre el elemento móvil en forma de pares externos T_e .

De la misma forma, cuando el elemento móvil no es de rotación sino que es de traslación, la Segunda Ley de Newton aplicada sobre el mismo resulta:

$$F_g + F_b + F_f + F_h + F_e = M \frac{d^2 x_{vr}}{dt^2} \quad (9)$$

Siendo, M la masa de las partes móviles y de una parte del agua que las rodea o masa añadida, x_{vr} la posición del elemento móvil, y F_g , F_b , F_f , F_h y F_e las fuerzas debidas a la acción de la gravedad, el empuje, la fricción en el eje de rotación, las fuerzas hidrodinámicas del fluido sobre el elemento móvil y las fuerzas externas, respectivamente.

La masa añadida, la acción de la gravedad y el empuje, quedan determinados conociendo la geometría, las dimensiones y la densidad del elemento móvil, la densidad del fluido y, en el caso de válvulas con movimiento rotativo, la distancia desde el eje de rotación al centro de gravedad del elemento móvil.

La acción de las fuerzas de fricción es, en general, despreciable frente al resto de los pares o fuerzas aplicados sobre el elemento móvil para los tamaños de válvulas comunmente empleados en sistemas hidráulicos a presión (Boqvist, 2013).

Por otro lado, los pares y fuerzas hidrodinámicos dependen, principalmente, del flujo a través de la válvula de retención en cada instante de tiempo durante su comportamiento al cierre, el cual presenta un patrón sumamente complejo. Dependen, además, de la posición del elemento móvil, su velocidad y aceleración, y del tipo y geometría de la válvula de retención en estudio (Provoost, 1980; Thorley, 1989; Li y Liou, 2003).

De esta forma, desde los inicios de las investigaciones se ha convenido que el comportamiento dinámico de las válvulas de retención durante un transitorio hidráulico es de difícil abordaje en forma completamente analítica. Es por esto que las investigaciones siguieron diferentes enfoques de análisis.

Por un lado, mediante un enfoque analítico - experimental, en que son aplicadas las ecuaciones que gobiernan el fenómeno, y realizadas hipótesis respecto a las diferentes expresiones para representar la acción de las fuerzas o pares hidrodinámicos. Estos estudios son complementados

con ensayos experimentales para ajustar los parámetros de dichas expresiones (Provoost, 1980, 1983; Li y Liou, 2003). Si bien los diferentes investigadores fueron proponiendo hipótesis cada vez más acertadas, estos modelos requieren de ensayos específicos para la estimación de coeficientes, difícilmente accesibles por los proveedores o fabricantes de las válvulas de retención, pues suelen requerir instalaciones o instrumentación sofisticadas. Esto limita significativamente las posibilidades de su aplicación.

Por otro lado, algunos investigadores abordaron este problema a través de la observación experimental y del análisis dimensional, asumiendo la dependencia de las variables más relevantes y recurriendo a ensayos de laboratorio para evaluar esta dependencia (Provoost, 1980; Thorley, 1989; Koetzier et al., 1986). Como resultado se obtienen las relaciones principales entre las variables más relevantes del comportamiento dinámico de estas válvulas. Estas relaciones son fácilmente deducibles mediante un simple ensayo experimental, han sido desarrolladas y presentadas en varios trabajos de investigación y son proporcionadas por varios fabricantes de válvulas de retención, en especial cuando se trata de válvulas de gran porte, en las que este fenómeno resulta más severo. A continuación se describen con mayor profundidad estos resultados, que serán empleados en la metodología de análisis que es presentada.

2.3. Estudios experimentales y análisis dimensional

La observación experimental es una herramienta propicia para la comprensión y el estudio de aquellos fenómenos difícilmente abordables en forma completamente analítica.

Estas investigaciones experimentales se basaron en la identificación y el análisis de las diferentes variables que intervienen en el comportamiento dinámico de una válvula de retención durante un transitorio hidráulico, y sus relaciones de dependencia.

Los primeros y más relevantes estudios experimentales sobre el check valve slam (Provoost, 1980; Thorley, 1989) parten de la base de que la variación de presión asociada al cierre brusco de la válvula de retención cuando por ella circula cierto flujo inverso, se relaciona con la velocidad de este flujo inverso mediante la ecuación de Joukowsky (Ec. 1). Esto permite adoptar a la velocidad inversa del flujo en el instante de cierre de la válvula de retención, V_r , como una de las principales variables de observación de los ensayos experimentales.

A continuación se resumen algunos de los resultados más relevantes obtenidos de estos ensayos antecedentes, un listado más completo se puede encontrar en (Rovira, 2016):

- Dada una condición estacionaria inicial, cuanto mayor es la des-aceleración del flujo, $\frac{dV}{dt}$, mayor es la velocidad inversa a la que cierra la válvula de retención, y en consecuencia mayor es también la variación de presión originada por el cierre (Provoost, 1980).
- Las válvulas comienzan a moverse hacia su asiento en un instante próximo al instante en que se invierte el sentido del flujo. Por esto, la velocidad media del flujo en las condiciones iniciales (V_0) es un parámetro de menor relevancia frente a la des-aceleración media del flujo, siempre que esta velocidad inicial sea mayor a la velocidad del flujo para la cual la válvula se encuentra totalmente abierta, denominada velocidad crítica. En otro caso, la velocidad inicial, o la posición inicial de la válvula, son parámetros que deben ser tenidos en cuenta en la evaluación del fenómeno (Provoost, 1980).
- La velocidad inversa del flujo en el momento del cierre de la válvula es directamente proporcional al tamaño de la válvula (Perko, 1986).

- El evento que da origen a un transitorio hidráulico más severo frente al check valve slam es aquel en que, habiendo varias bombas funcionando en paralelo con válvula de retención en la descarga, se detiene una de ellas y continúa en operación el resto. Esto se debe a que la detención de una bomba modifica el funcionamiento de las restantes, incrementando sus caudales de bombeo y generando así mayor des-aceleración del flujo (Thorley, 1983; Ellis y Mualla, 1986).
- La presencia de dispositivos de protección del tipo de cámaras de aire en las proximidades al cabezal de bombeo genera condiciones más severas sobre el comportamiento dinámico de la válvula de retención, ya que incrementa la des-aceleración del flujo (Ellis y Mualla, 1986).
- Las válvulas de retención de tipo tobera, pistón o de doble clapeta presentan, en general, mejor comportamiento dinámico que las válvulas de clapeta o de bola, principalmente debido a que cuentan con resortes, o presentan recorridos más pequeños hasta su asiento (Thorley, 1989).

2.4. Curva dinámica característica de las válvulas de retención

Las observaciones experimentales condujeron a que el comportamiento dinámico de una válvula de retención puede ser representado mediante un gráfico de des-aceleración del flujo vs. velocidad inversa del flujo en el momento del cierre, denominado *Curva Dinámica Característica de la válvula de retención* (Provoost, 1982).

Thorley (1983) presenta y compara las curvas dinámicas características para varios tipos y tamaños de válvulas de retención. Cuanto mayor es la pendiente de estas curvas, resultarán mayores variaciones de presión en el momento del cierre de la válvula para una des-aceleración del flujo dada, esto es tendrá un comportamiento dinámico peor que una válvula de retención con menor pendiente de su curva dinámica característica. En general, las válvulas de tipo clapeta y de tipo bola presentan peor comportamiento dinámico que las válvulas de doble clapeta o tobera.

La existencia de una relación de dependencia entre V_r y $\frac{dV}{dt}$ es deducible también a través de la aplicación de un análisis dimensional (Koetzier et al., 1986; Thorley, 1989).

Estas curvas han sido desarrolladas en varios trabajos de investigación (Koetzier et al., 1986; Ellis y Mualla, 1986; Thorley, 1989), son deducibles mediante un simple ensayo experimental y ocasionalmente proporcionadas por los fabricantes de estas válvulas, en especial para instalaciones de gran porte. Resulta así una herramienta con grandes ventajas de aplicación.

3. METODOLOGÍA

El modelo numérico empleado en este trabajo para simular transitorios hidráulicos en tuberías a presión asume comportamiento ideal de la válvula de retención, no representando las ondas de sobre-presión asociadas al Check Valve Slam aguas abajo de las válvulas de retención.

Para el análisis de las presiones máximas aguas abajo de una válvula de retención se incorpora a este modelo una rutina numérica desarrollada para la representación del comportamiento dinámico real de estas válvulas, empleando como metodología de base las curvas dinámicas características de las válvulas de retención (Provoost, 1983; Kruisbrink, 1988).

3.1. Descripción del modelo numérico

El modelo numérico empleado para la simulación de transitorios hidráulicos en tuberías a presión es de propiedad de la Universidad de la República, no es comercial o libre. Se basa en la resolución de las ecuaciones que gobiernan un transitorio hidráulico, en los supuestos de flujo unidimensional no estacionario, fluido compresible y tubería elástica (Ec. 3 y Ec.4). Para esto, emplea un método de discretización numérica denominado Método de las Características (MOC), el cual se presenta con detalle en Chaudhry (1979). Este método convierte al sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales (Ec. 3 y Ec.4) en el siguiente sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias.

$$Q_P = C_p - C_a \times H_P \quad (10)$$

$$Q_P = C_n + C_a \times H_P \quad (11)$$

En las que,

$$C_p = Q_A + C_a \times H_A - \frac{f\Delta t}{2DA} \times Q_A \times |Q_A| \quad (12)$$

$$C_n = Q_B - C_a \times H_B - \frac{f\Delta t}{2DA} \times Q_B \times |Q_B| \quad (13)$$

$$C_a = \frac{gA}{a} \quad (14)$$

Donde, Δt es el paso de tiempo de la discretización, mientras que Δx es el paso de distancia.

Las ecuaciones 10 y 11 son denominadas Característica Positiva y Característica Negativa, respectivamente. Los sub-índices A, B y P se corresponden con los puntos del plano $x - t$ ubicados según se representa en la malla de la Figura 1.

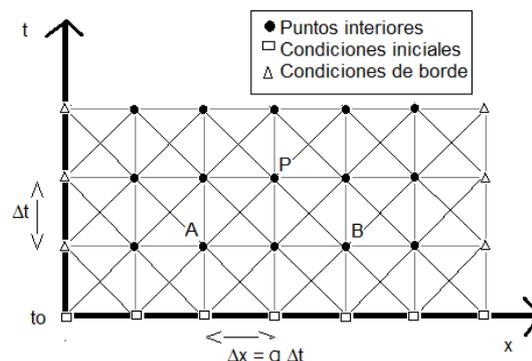


Figura 1: Malla característica.

Para que este método sea estable y convergente, el paso de tiempo Δt y el paso de distancia Δx elegidos para la discretización deben satisfacer la denominada condición de estabilidad de Courant (Chaudhry, 1979):

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} \leq \frac{1}{a} \quad (15)$$

El modelo numérico empleado asegura el cumplimiento de esta condición asignando al paso de tiempo un valor fijo tal que $\Delta t = \frac{\Delta x}{a}$. El valor de Δx es ajustado por el modelo para cada tubería de forma de que esta condición se verifique (ver Figura 1).

La Ecuación 10 es válida en los puntos interiores de la malla representada en la Figura 1, y a largo de las líneas características positivas, estas son las líneas paralelas a la línea $A - P$, mientras que la Ecuación 11 es válida en los puntos interiores de la malla y a lo largo de las líneas características negativas, paralelas a la línea $B - P$.

El modelo requiere además conocer las condiciones iniciales en todo el sistema, esto es, el caudal y la carga en un instante de tiempo inicial (instante t_0 , Figura 1) y en todo x . Por otro lado, requiere además conocer las condiciones de borde, esto es, el valor de la carga, el caudal o una relación entre ambos para los puntos ubicados en la frontera, válidas para todo instante de tiempo de la simulación. Estas relaciones dependerán del elemento ubicado en las fronteras de cada una de las tuberías del sistema.

Este modelo presenta las ventajas de contener un algoritmo fácilmente programable y eficiente, buena capacidad de ilustración de la propagación de las ondas, capacidad de simulación de sistemas hidráulicos complejos y de grandes dimensiones con buena precisión, entre otras.

La rutina numérica desarrollada incorpora a este modelo la representación del comportamiento dinámico real de las válvulas de retención, como una nueva condición de borde. A continuación se describe esta rutina.

3.2. Hipótesis de la rutina numérica

La rutina numérica incorpora las siguientes hipótesis:

- El coeficiente de pérdida de carga de la válvula de retención no depende de su grado de apertura, pero si del sentido del flujo a través de la misma.
- La des-aceleración media del flujo se estima como la des-aceleración media entre el instante de tiempo inicial (t_0) y el instante de tiempo en que el caudal se anula ($t(Q = 0)$), esto es:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{V_0}{t(Q = 0) - t_0} \quad (16)$$

Si bien la des-aceleración media del flujo es, en general, constante en el tiempo, esta puede en algunos sistemas presentar variaciones.

- Una vez que la válvula de retención se cierra, esta permanece cerrada.

Luego del cierre de la válvula de retención, esta puede volver a abrir y eventualmente volver a cerrar, generando nuevas ondas de sobre-presión hacia aguas abajo. La des-aceleración del flujo a través de la válvula para la cual se produce el nuevo cierre, así como también la posición de la válvula desde la cual vuelve a cerrar, deberían conocerse o poderse determinar de forma de aplicar esta metodología para el nuevo cierre de la válvula. Ambas variables no son deducibles mediante el modelo que incorpora la rutina. De esta forma, no es considerada una re-apertura de la válvula de retención.

Estas hipótesis son consideradas en el análisis de los resultados del modelo numérico que incorpora la rutina.

3.3. Ecuaciones de la rutina numérica

Siendo las incógnitas del sistema de ecuaciones el caudal a través de la válvula de retención en el instante de tiempo presente, o de cálculo, y la carga también en un instante de tiempo presente, evaluada en secciones ubicadas aguas abajo (subíndice aa) y aguas arriba (subíndice AA) de la válvula de retención, el sistema de ecuaciones que gobierna el comportamiento dinámico de la válvula de retención en la rutina numérica se compone por:

- Las ecuaciones características positiva y negativa, respectivamente, que resultan de aplicar el MOC para la resolución del sistema de ecuaciones que gobierna un transitorio hidráulico:

$$Q = C_p - C_{a,AA} \times H_{AA} \quad (17)$$

$$Q = C_n + C_{a,aa} \times H_{aa} \quad (18)$$

- Ecuación dinámica aplicada al flujo a través de la válvula de retención:

$$H_{aa} - H_{AA} = K_{vr} \times Q|Q| \quad (19)$$

Siendo K_{vr} el coeficiente de pérdida de carga de la válvula de retención, el cual depende del sentido del flujo a través de la válvula.

- La relación dada por los datos de la Curva Dinámica Característica de la válvula de retención.

3.4. Logística de la rutina numérica

En la Figura 2 se presenta un esquema de las diferentes condiciones transitorias del flujo en que se agrupan las condiciones de operación de la válvula de retención.

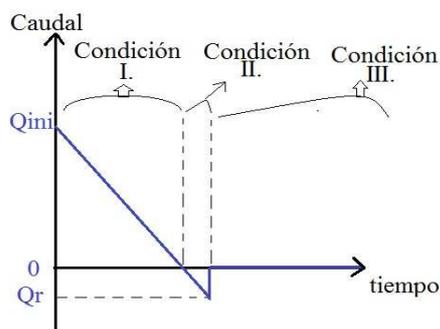


Figura 2: Condiciones de operación transitorias consideradas en la rutina numérica.

La rutina numérica se desarrolla de forma que la válvula de retención se encuentra inicialmente abierta y con flujo en sentido normal, continuando en estas condiciones hasta que el flujo a través de esta se anula (Condición I, Figura 2). En este instante, la rutina estima la des-aceleración media del flujo a través de la válvula de retención (Ec. 16). Mediante esta des-aceleración y los datos de la curva dinámica característica de la válvula, es determinada la velocidad del flujo inverso a través de la válvula de retención en el instante de su cierre.

El modelo numérico que incorpora la rutina continua resolviendo el sistema de ecuaciones que gobierna el transitorio hidráulico, si bien, a diferencia del modelo en que se asume comportamiento ideal, la válvula de retención permanece abierta con flujo en sentido inverso a través de esta, hasta el instante de tiempo en que la velocidad del flujo alcanza la velocidad inversa estimada mediante la curva dinámica característica (Condición II, Figura 2). En este instante la rutina impone el cierre de la válvula de retención, reduciendo bruscamente el caudal a cero.

Esta reducción brusca del flujo inverso a través de la válvula de retención tiene asociada una onda de sobre-presión, que se propaga hacia aguas abajo de la válvula, y una onda de de-presión, que se propaga hacia aguas arriba de esta (ondas del fenómeno de Check Valve Slam) que son incorporadas al modelo numérico, propagándose por las tuberías y superponiéndose con otras ondas del sistema asociadas al transitorio hidráulico.

4. DESCRIPCIÓN DEL CASO DE APLICACIÓN

El sistema de abastecimiento de agua potable a la Región Metropolitana de Montevideo (Uruguay) abastece a aproximadamente 1.700.000 habitantes. Para esto, cuenta con una estación de bombeo en la localidad de Aguas Corrientes y seis tuberías principales de impulsión, de entre 30 km y 40 km de largo, y entre 600 mm y 1500 mm de diámetro nominal. Estas tuberías permiten una primera distribución del abastecimiento hacia diferentes puntos estratégicos (tanques elevados, re-bombes, etc.). La sexta línea de bombeo es la más reciente de ellas, de 33 km de largo, fabricada en fundición dúctil, 1200 mm diámetro nominal y 16 kg/cm² de presión nominal.

Como dispositivos de protección frente a un golpe de ariete sobre la sexta línea, se ubicaron seis cámaras de aire de 55 m³ de volumen total cada una, conectadas en esta línea en las proximidades al cabezal de bombeo de Aguas Corrientes (Figura 3).



Figura 3: Cámaras de aire de la sexta línea de bombeo - Obras Sanitarias del Estado (<http://www.ose.com.uy/>).

La incorporación de estas cámaras de aire logra disminuir la des-aceleración del flujo hacia aguas abajo de las mismas, pero actúa incrementando la des-aceleración del flujo hacia aguas arriba de estas cámaras. Este incremento en la des-aceleración repercute agravando el check valve slam de las válvulas de retención ubicadas inmediatamente aguas abajo de las bombas. Es por esto que la incorporación de estas cámaras de aire exigió un cuidadoso estudio del tramo confinado entre los equipos de bombeo y dichas cámaras.

La condición de operación crítica para las sobre-presiones en el cabezal de la sexta línea corresponde a aquella en que se encuentran operando tres bombas cuyas características nominales de caudal, carga, velocidad de giro y potencia consumida, así como también la inercia de las partes móviles, se indican en la Tabla 1 como Tipo 1. Estas bombas entregan a la sexta línea un caudal por bomba de $0.696 \text{ m}^3/\text{s}$. En estas condiciones, la carga piezométrica en la impulsión de las bombas es de 163 m.c.a., siendo la cota del tanque de succión de aproximadamente 10 m.c.a..

Tipo	Caudal _R (m ³ /s)	Carga _R (m)	N _R (rpm)	Potencia _R (kW)	Inercia (Kg · m ²)
1	0.927	145	990	1900	120
2	0.500	132	1500	980	80

Tabla 1: Características de las bombas del cabezal de Aguas Corrientes.

En la Figura 4 se muestra un esquema del cabezal de bombeo que es representado en el modelo numérico.

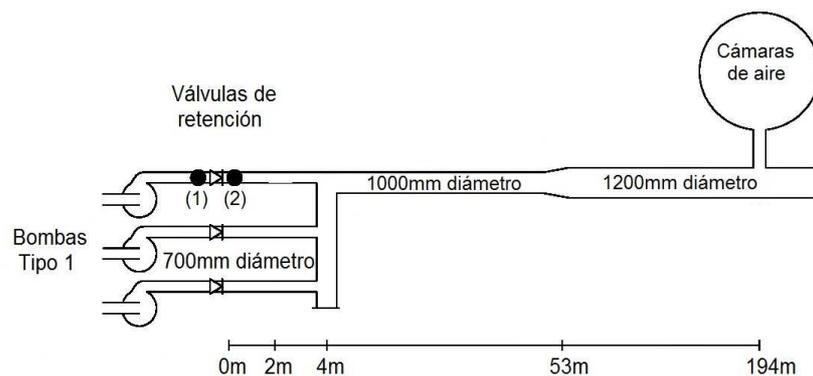


Figura 4: Esquema de cabezal de bombeo, se indican los puntos de registros de presión en el modelo con los números (1) y (2).

En la Tabla 2 se indican las celeridades de los tramos de tubería comprendidos en este cabezal de bombeo, obtenidas mediante la Ecuación 2.

Diámetro nominal (mm)	Largo (m)	Espesor (mm)	Celeridad (m/s)
700	4	7.9	1045
1000	49	7.94	953
1200	141	9.5	953

Tabla 2: Dimensiones y celeridad de los tramos de tubería del cabezal de bombeo.

Las válvulas de retención ubicadas inmediatamente aguas abajo de las bombas (Figura 4) son de tipo tobera, de 600 mm de diámetro nominal. La curva dinámica característica de estas válvulas de retención se presentan en la Figura 5 (fabricante Noreva: <http://www.noreva.de/>).

El paso de tiempo en que se realiza la simulación numérica es fijo e igual a $\Delta t = 0,0005 \text{ s}$, mientras que el paso de distancia varía en cada tramo de la tubería de forma que se verifique siempre la condición de estabilidad de Courant-Friedrics-Lewy (Abreu et al., 1994).

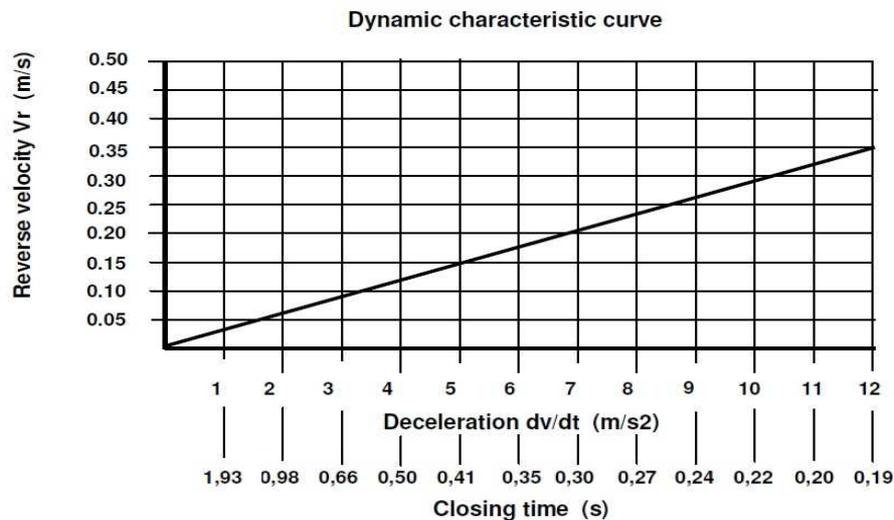


Figura 5: Curva dinámica característica válvula de retención de tipo tobera (<http://www.noreva.de/>).

Por otro lado, el período propio de las ondas entre las válvulas de retención y las cámaras de aire resulta de 0.406 s.

5. RESULTADOS

A continuación se presentan los resultados que se obtienen del modelo numérico de transitorios hidráulicos que incorpora la rutina del comportamiento dinámico de la válvula de retención, sobre el sistema presentado. Son considerados transitorios hidráulicos originados por un paro total y por un paro parcial del cabezal de bombeo. Estos resultados se presentan junto a los obtenidos del modelo numérico que asume comportamiento ideal de la válvula de retención (modelo original sin rutina).

5.1. Paro total del cabezal de bombeo

En primer lugar se presentan los resultados de simular un paro total del cabezal de bombeo.

La Figura 6 muestra la evolución en el tiempo del caudal a través de la válvula de retención, que resulta del modelo numéricos en que se incorpora la curva dinámica característica de la válvula de retención (con rutina) y del modelo que asume comportamiento ideal (sin rutina). De esta se desprende que el cierre de la válvula de retención ocurre en el instante de tiempo igual a 0.713 s, siendo el caudal inverso a través de la misma de $-0.030 \text{ m}^3/\text{s}$. Por otro lado, el instante de tiempo en que el flujo se anula en el modelo que asume comportamiento ideal, y por lo tanto cierra la válvula de retención, es de 0.690s. Esta pequeña diferencia entre los tiempos de cierre de las válvulas de retención en ambos modelos evidencia un muy buen comportamiento dinámico de la válvula de retención de tipo tobera, como también fue observado en Thorley (1989). Las principales características de este tipo de válvula que favorecen este comportamiento son el corto trayecto del elemento móvil hasta su asiento y la presencia de resortes.

En la Figura 7 se presenta la evolución en el tiempo de la presión que resulta del modelo numérico con rutina en las secciones aguas arriba (1) y aguas abajo (2) de la válvula de retención (ver Figura 4), y que resulta del modelo sin rutina en la sección (2). Se verifica un muy buen ajuste entre las curvas de evolución de presión en el tiempo que resultan del modelo con y sin rutina al comparar la misma sección (sección (2)) como consecuencia del buen comportamiento dinámico de estas válvulas de tipo tobera.

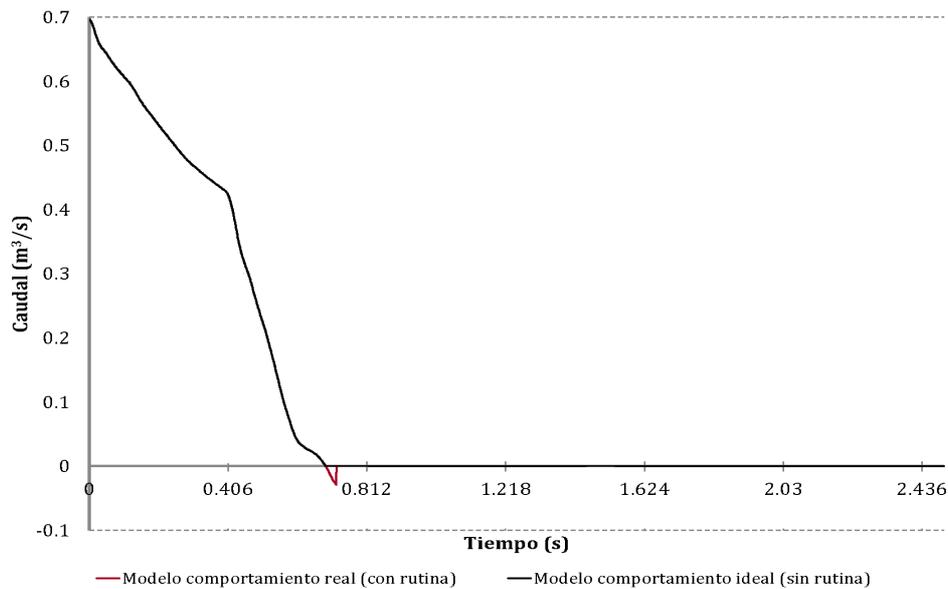


Figura 6: Evolución del caudal con el tiempo, caso con válvula de retención de tipo tobera.

La oscilación de presión que se observa desde el instante en que ocurre el cierre de la válvula, entre valores de presión de aproximadamente 220 m.c.a. y 75 m.c.a. y con períodos de 0.406 s, son debidas a la reflexión en las cámaras de aire de parte de la onda de de-presión que se origina por la detención de los equipos de bombeo.

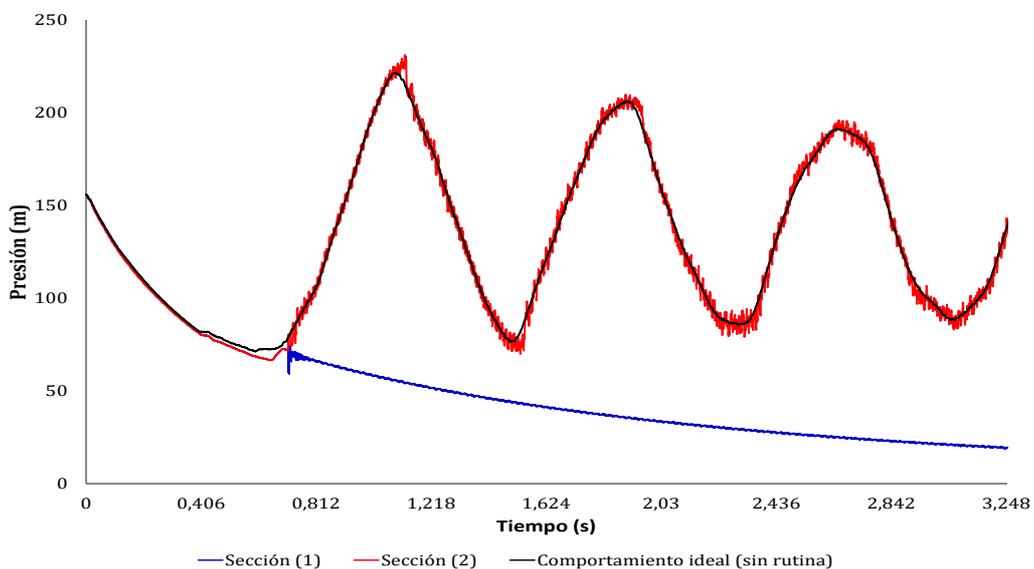


Figura 7: Evolución de la presión en las secciones (1) y (2) que resultan del modelo con rutina, y en la sección (2) del modelo sin rutina.

En la Figura 8 se presenta una ampliación de la Figura 7 en torno al instante de tiempo en que se produce el cierre de la válvula (0.713 s). Se puede observar en los resultados del modelo con rutina la onda de sobre-presión en la sección (2) y de de-presión en la sección (1) que se generan en el instante del cierre de la válvula asociadas al check valve slam. Se puede observar además que estas ondas no son representadas por el modelo que asume comportamiento ideal.

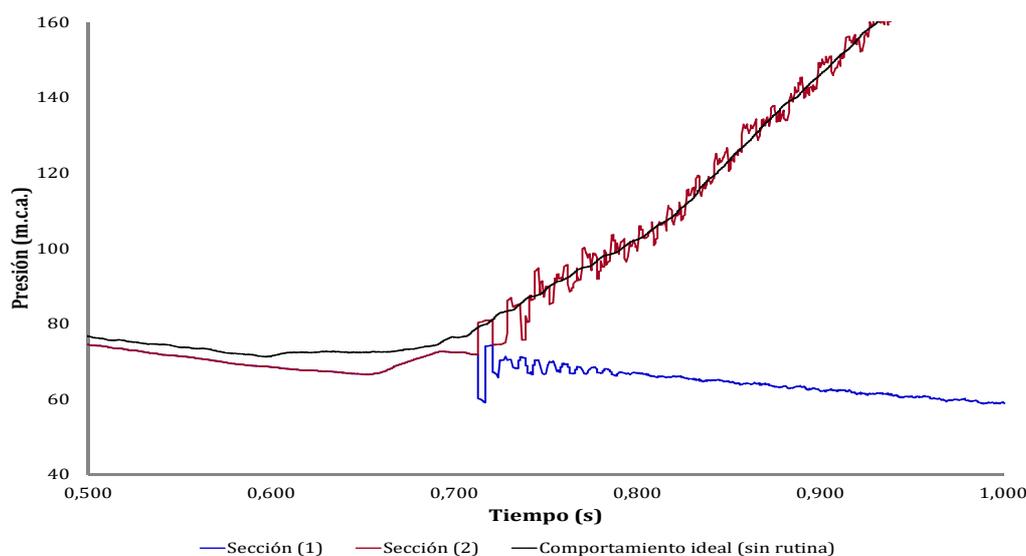


Figura 8: Evolución de la presión con el tiempo en torno al instante de cierre de la válvula de retención en las secciones (1) y (2) que resultan del modelo con rutina, y en la sección (2) del modelo sin rutina.

La amplitud de la onda de sobre-presión en la sección (2) es de 8.5 m.c.a, mientras que la de la onda de de-presión en la sección (1) es de 11.6 m.c.a. Esta diferencia entre las amplitudes de ambas ondas se debe a que la onda de sobre-presión que se propaga hacia aguas abajo se define a partir de la ecuación característica negativa (Ec. 18), mientras que la onda de de-presión se define a partir de la ecuación característica positiva (Ec. 17), las cuales consideran las características de las tuberías ubicadas aguas abajo de las válvulas de retención (de 700 mm de diámetro nominal) y aguas arriba de esta válvula (de 600 mm de diámetro nominal), respectivamente.

Las amplitudes de estas ondas se pueden verificar estimando la des-aceleración media del flujo a través de la válvula entre el instante inicial y el instante en que el caudal se anula, como es definida en la rutina numérica, mediante la Figura 6. Empleando luego la curva dinámica característica de la válvula de retención puede obtenerse la velocidad de flujo inverso para la cual ocurre el cierre de la válvula. La amplitud de estas ondas resulta de aplicar la ecuación de Joukowsky (Ec.(1)), considerando para la celeridad de la onda de de-presión y la onda de sobre-presión las características de las tuberías hacia las que se propagan las mismas. Resulta de esta forma una amplitud de la onda de sobre-presión y de de-presión de 8.3 m.c.a. y 11.2 m.c.a respectivamente, verificando los resultados del modelo numérico con la rutina desarrollada.

La des-aceleración del flujo a través de la válvula de retención, representada mediante la pendiente de la curva de caudal - tiempo de la Figura 6, adopta un valor aproximadamente constante desde el inicio del transitorio hasta un instante de tiempo igual al período de la tubería (0.406 s). En este instante, llega a las válvulas de retención la onda de sobre-presión originada por la reflexión en las cámaras de aire de parte de la onda de de-presión originada por el paro de los equipos de bombeo al inicio del transitorio, provocando un incremento en la des-aceleración del flujo. De esta forma, en el sistema de estudio y para el transitorio originado por el paro total de los equipos de bombeo, la des-aceleración del flujo más representativa de la que ocurre en instantes próximos al cierre de la válvula de retención es la des-aceleración media entre los instantes de tiempo de 0.406 s y 0.696 s, la cual resulta mayor a la considerada por la rutina numérica. Como consecuencia de ello también resultan mayores las amplitudes de las ondas de sobre-presión (12.5 m.c.a.) y de de-presión (17.0 m.c.a.) al estimarlas mediante esta mayor des-aceleración, y serán mayores además las presiones máximas al considerar esta des-aceleración

del flujo más representativa.

5.2. Paro parcial del cabezal de bombeo

Cuando el transitorio hidráulico es originado por el paro parcial de uno de los equipos de bombeo mientras que el resto continúa operando, las evoluciones en el tiempo del caudal a través de la válvula de retención correspondiente a la bomba que se detiene, que resultan del modelo con la rutina y del modelo que asume comportamiento ideal, se muestran en la Figura 9.

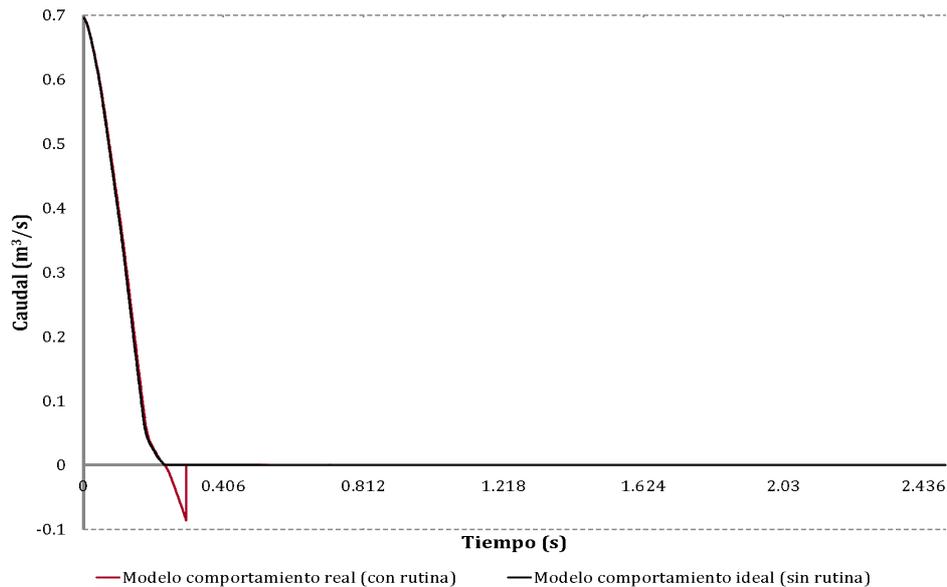


Figura 9: Evolución del caudal a través de la válvula de retención de tipo tobera en el tiempo, paro parcial.

Se puede observar que, cuando el evento que da origen al transitorio es un paro parcial, la des-aceleración del flujo se mantiene aproximadamente constante. En este caso, el instante de tiempo en que el flujo a través de las válvulas de retención se detiene, igual a 0.235 s (ver Figura 9), resulta inferior al que se obtiene cuando el transitorio hidráulico es originado por el paro total del cabezal de bombeo, y también es inferior al período de la tubería. Esto es debido a que las dos bombas que continúan operando mantienen la carga en el cabezal, repercutiendo en una mayor des-aceleración del flujo entorno a la válvulas de retención de la bomba que se detiene. De esta forma, la inversión del flujo y el cierre de la válvula ocurren antes de que esta válvula fuera alcanzada por la onda de sobre-presión asociada a la reflexión en las cámaras de aire de la onda de de-presión inicial. Así, esta onda de sobre-presión no interfiere incrementando la des-aceleración del flujo, como si ocurre cuando el evento transitorio es originado por un paro total.

Por lo tanto, cuando ocurre un paro parcial del cabezal de bombeo, la des-aceleración del flujo previa al cierre de la válvula de retención es aproximadamente constante, y es bien representada en el modelo numérico con rutina por la des-aceleración media en el intervalo de tiempo hasta el cual el caudal se anula.

Por otro lado, en la Figura 10 se muestra la evolución de la presión en el tiempo, que resulta del modelo numérico con la rutina desarrollada, en las secciones aguas arriba y aguas abajo de la válvula, junto con la evolución de la presión aguas abajo de la válvula, que resulta del modelo con comportamiento ideal. Se puede observar la onda de sobre-presión y de de-presión

asociadas al check valve slam originadas en el instante de cierre de la válvula de retención en los resultados del modelo numérico con rutina. Estas predominan en amplitud sobre la onda asociada a la reflexión en las cámaras de aire de la onda de de-presión inicial, mientras que cuando el evento que origina el transitorio es el paro total de los equipos de bombeo ocurre lo contrario (ver Figura 7 y Figura 10). Cuando ocurre el paro total de los equipos de bombeo, la variación de caudal resulta mayor a la que ocurre cuando el paro es parcial, por lo cual la onda de de-presión inicial, asociada a esta variación de caudal, resulta también mayor, y también lo es la reflexión de esta onda en las cámaras de aire como onda de sobre-presión. Asimismo, la mayor des-aceleración del flujo a través de la válvula de retención durante un paro parcial causa ondas asociadas al check valve slam de mayor amplitud respecto a la que resulta durante un paro total.

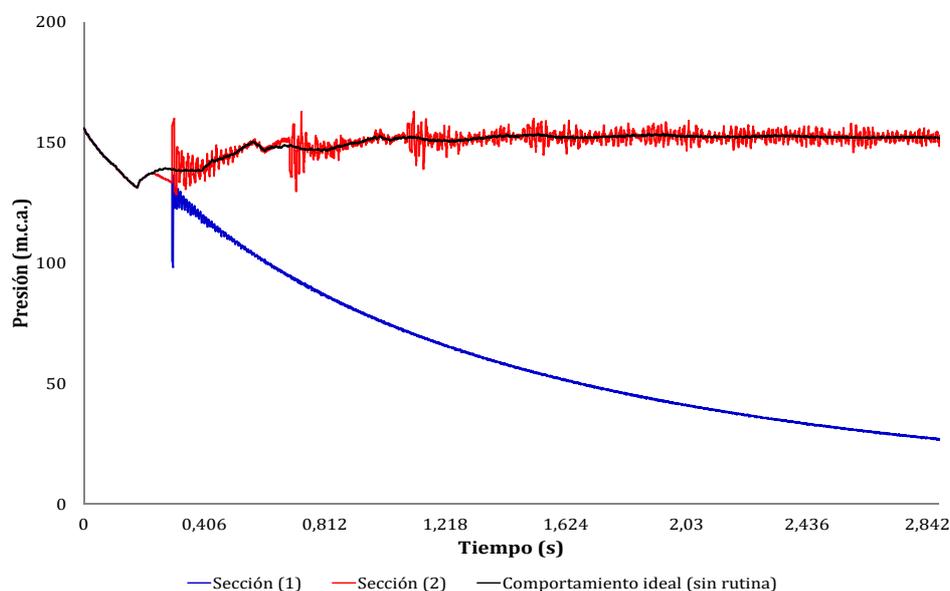


Figura 10: Evolución de la presión ante un paro parcial del cabezal de bombeo aguas arriba (sección (1)) y aguas abajo (sección (2)) de la válvula de retención, y en el modelo sin rutina.

6. ENSAYO DE CAMPO

A continuación se presentan los resultados obtenidos de un ensayo realizado en el cabezal de bombeo del sistema de estudio, con la finalidad de registrar el fenómeno de check valve slam de las válvulas de retención de tipo tobera.

Las válvulas de retención de tipo tobera instaladas en este cabezal de bombeo cuentan con dos derivaciones que conectan sus secciones de aguas arriba y aguas abajo, con el fin de permitir el alivio de las sobre-presiones luego de que ocurre su cierre. Un esquema de este cabezal de bombeo se muestra en la Figura 11, mientras que en la Figura 12 se muestran dos fotos de la válvula de tobera y sus derivaciones, tomadas desde un lado de la tubería y desde arriba. Inmediatamente aguas abajo de las válvulas de retención se ubican válvulas de cierre controlado, de forma de detener el flujo inverso hacia los equipos de bombeo. El sistema cuenta además con tres válvulas de alivio de presión instaladas en la tubería de 1000 mm de diámetro nominal (ver Figura 4), como protección adicional frente a las sobre-presiones. Estas válvulas no fueron consideradas en el modelo numérico del sistema ya que durante el tiempo de simulación la presión se mantuvo por debajo de la presión de seteo de las mismas.

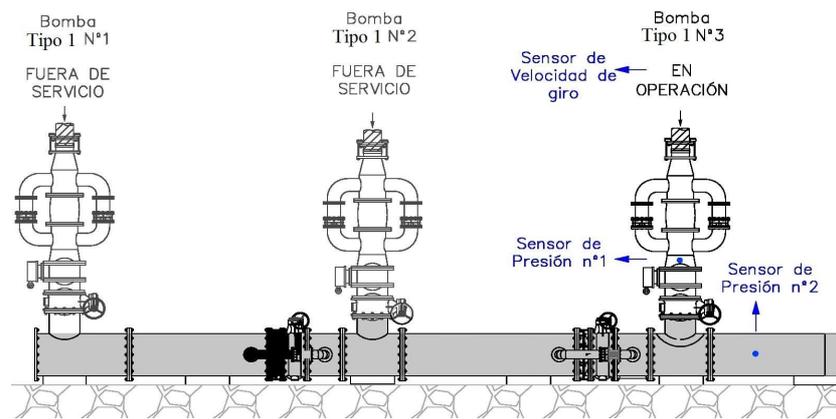


Figura 11: Esquema del cabezal de bombeo en el momento de la realización del ensayo.

6.1. Condiciones iniciales

En las condiciones iniciales se encuentra en operación dos bombas, una de estas corresponde a la indicada en la Tabla 1 con Tipo 1 y con el nº 3 en la Figura 11, mientras que la otra es la indicada como Tipo 2 en la Tabla 1.

Inicialmente, el caudal entregado por la bomba Tipo 1 es de $1.225 \text{ m}^3/\text{s}$, el entregado por la bomba Tipo 3 es de $0.351 \text{ m}^3/\text{s}$, la presión aguas abajo de la bomba Tipo 1 es de 122.4 m.c.a. y la velocidad de giro de la bomba Tipo 1 es igual a 986 rpm.

6.2. Descripción del ensayo

El transitorio hidráulico es originado por el corte súbito en el suministro eléctrico al motor de la bomba Tipo 1, pero continuando en operación la bomba Tipo 3. Durante el ensayo son registrados las siguientes magnitudes (ver Figura 11):

- Evolución de la velocidad de giro de la bomba Tipo 1 en el tiempo, mediante dos sensores inductivos.
- Evolución en el tiempo de la presión inmediatamente aguas abajo de la válvula de retención (sensor de presión nº1).
- Evolución de la presión en el tramo de diámetro nominal igual a 1000 mm (sensor de presión nº2).

La frecuencia de muestreo de los sensores de presión es de 2000 Hz ($\Delta t = 0,0005 \text{ s}$), y el tiempo de muestreo de 240 s.

6.3. Resultados ensayo

En la Figura 13 se presentan los registros de velocidad de giro de la bomba Tipo 1 obtenidos durante el ensayo en función del tiempo, mientras que en la Figura 14 se presenta la evolución en el tiempo de las presiones registradas en los sensores 1 y 2.

A partir del instante en que se origina el transitorio hidráulico, la velocidad de giro de la bomba se reduce velozmente, alcanzando a invertirse en aproximadamente 2.5 s. La velocidad de giro inversa máxima ocurre en el instante de tiempo de 16 s y resulta igual a 478 rpm (ver Figura 13).



Figura 12: Fotos del cabezal de bombeo.

Los registros de presiones de los sensores 1 y 2 muestran comportamientos similares, siendo las amplitudes de las oscilaciones de presión registradas en el sensor 2 más amortiguadas que las registradas por el sensor 1. Durante los primeros instantes las presiones caen rápidamente con el tiempo con una tasa de aproximadamente -40 m.c.a. en tan solo 0.5 s. A partir del instante de tiempo igual a 0.49 s las presiones en el sensor 1 registran un leve incremento para luego mantenerse aproximadamente constantes. En torno al instante de tiempo igual a 1.05 s se comienzan a registrar oscilaciones de presión de alta frecuencia y cuyas magnitudes se incrementan con el tiempo. Algo similar ocurre con los registros de presión del sensor 2.

6.4. Simulación del ensayo en modelo numérico con rutina

A continuación se presentan los resultados de simular, en el modelo numérico que considera la rutina desarrollada y en el modelo sin rutina, el evento transitorio que fue registrado durante el ensayo.

En la Figura 15 se muestran los registros de presión obtenidos durante el ensayo en los

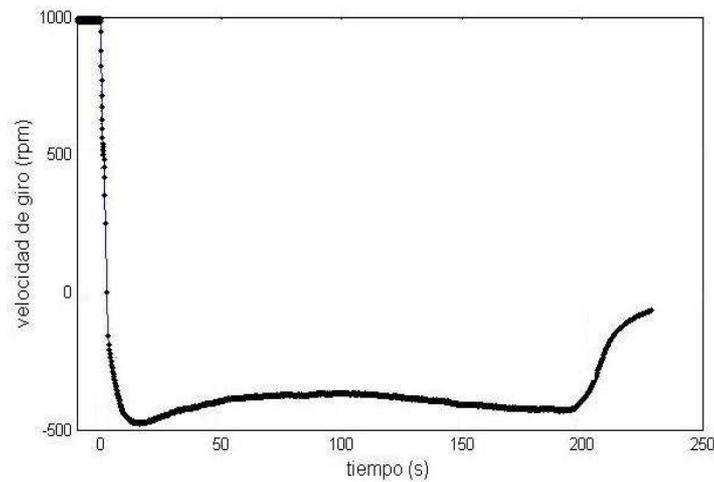


Figura 13: Resultados del ensayo: velocidad de giro de la bomba Tipo 1.

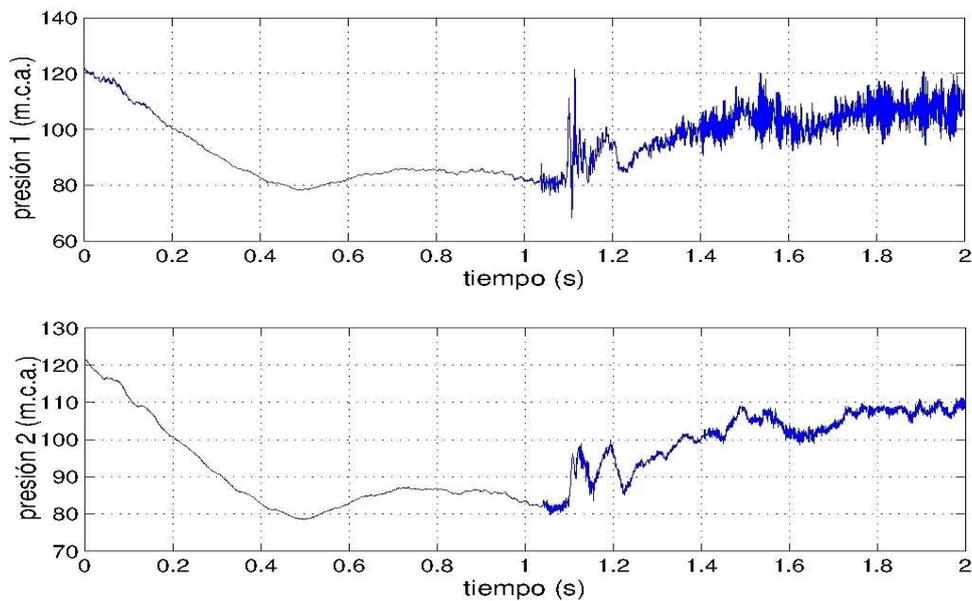


Figura 14: Resultados del ensayo: registros de presión.

sensores 1 y 2, junto con las presiones que resultan del modelo que incorpora la rutina y del modelo sin rutina en la sección del sensor de presión 1.

Los registros del modelo con y sin rutina se superponen a lo largo de todo el tiempo de simulación, empezando a mostrar diferencias en los resultados de presiones recién a partir de aproximadamente el primer segundo de simulación.

Puede observarse que el modelo representa adecuadamente la tendencia decreciente de la presión en el tiempo durante aproximadamente los primeros 0.406 s desde que se origina el transitorio hidráulico. Este instante de tiempo coincide con el período propio de la tubería, esto es, con el instante en que comienza a llegar al extremo de aguas arriba de la tubería la onda de sobre-presión originada por la reflexión en la cámara de aire de la onda de de-presión inicial. Por otro lado, los registros de presión medidos durante el ensayo muestran el mismo comportamiento pero para instantes de tiempo anteriores a 0.490 s.

El modelo numérico considera a la conexión de las cámaras de aire con la 6^{ta} línea como una

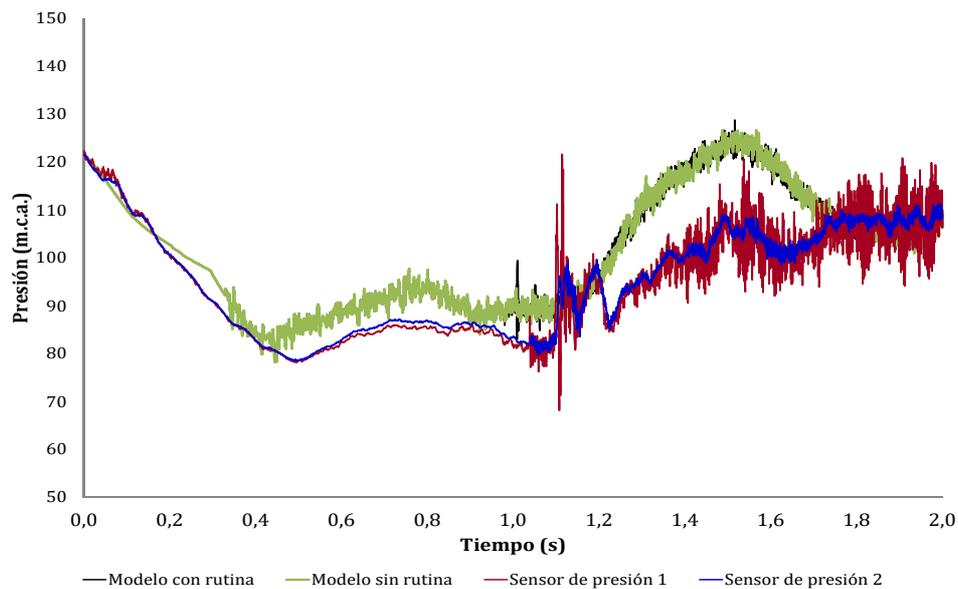


Figura 15: Evolución de la presión en el tiempo, resultados del modelo con rutina y sin rutina vs. registros de presiones medidos.

tubería rígida y con fluido incompresible, esto es, no considera la propagación de las ondas y su tiempo de viaje por este tramo de tubería. Incorporando al modelo la elasticidad de este tramo de tubería y la compresibilidad del fluido, y modificando la celeridad de las tuberías de 953 m/s a 838 m/s (ver Tabla 2) de forma que el período de la tubería en el modelo numérico resulte igual al período observado en los registros, se obtiene la evolución de presión que se muestran en la Figura 16 junto con los registros de presión medidos en el ensayo. En estas condiciones se logra un muy buen ajuste de los resultados del modelo con los registros del ensayo hasta, aproximadamente, el primer segundo desde el comienzo del transitorio hidráulico.

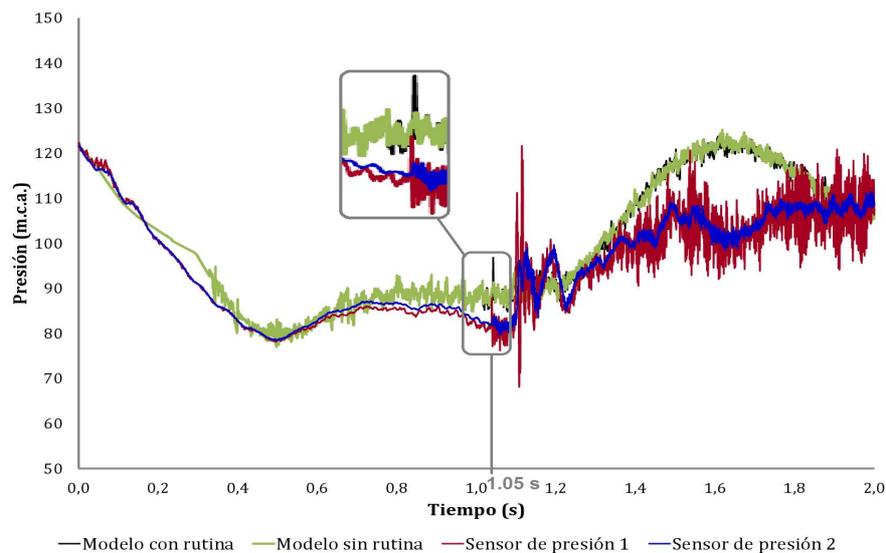


Figura 16: Evolución de la presión en el tiempo, resultados del modelo con rutina ajustando.

En la Figura 17 se comparan los registros de velocidad de giro de la bomba Tipo 1 obtenidos mediante el ensayo, con la velocidad de giro obtenida mediante el modelo numérico con rutina

y sin rutina. Los resultados obtenidos del modelo con rutina y sin rutina se superponen a lo largo del tiempo de simulación. Los registros del ensayo muestran un comportamiento muy similar a los resultados obtenidos del modelo.

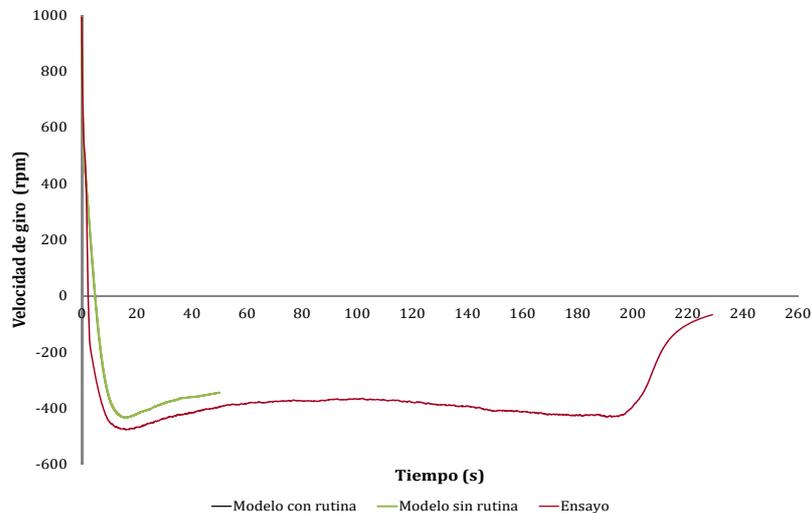


Figura 17: Velocidad de giro de la bomba Tipo 1. Resultados modelo con rutina y registros medidos.

La evolución del caudal con el tiempo a través de la válvula de retención y a través de sus derivaciones, obtenidas del modelo numérico con rutina y sin rutina, se presentan en la Figura 18. Esta variable no fue registrada durante el ensayo, por lo cual, solamente se cuenta con los resultados del modelo numérico. Puede observarse que el flujo a través de la válvula de retención se invierte a partir del instante de tiempo igual a 1.02 s. En este primer segundo de tiempo, los registros de presión y velocidad de giro medidos en el ensayo muestran un muy buen ajuste con los resultados obtenidos de la simulación numérica. La des-aceleración media del flujo durante este primer segundo puede ser estimada mediante los resultados de evolución de caudal en el tiempo, así se obtiene:

$$\frac{dV}{dt} = 4,075\text{m/s}^2 \quad (20)$$

Empleando la curva dinámica característica de la válvula de retención (Figura 5), se obtiene la velocidad del flujo inverso en el momento de su cierre:

$$V_r = 0,12\text{m/s} \quad (21)$$

Esta velocidad del flujo inversa se asocia a un caudal inverso igual a $Q_{inv} = 0,034 \text{ m}^3/\text{s}$, el cual verifica los resultados del modelo numérico (ver Figura 18) donde en el instante de tiempo igual a 1.05 s ocurre el cierre de la válvula de retención con flujo inverso a través de la misma igual a $-0.034 \text{ m}^3/\text{s}$. Puede observarse un pico de presión en los resultados del modelo numérico con rutina en el instante de tiempo de 1.05 s, que alcanza una magnitud de aproximadamente 8 m.c.a.. Un pico de presión de aproximadamente 7 m.c.a. se observa también en este instante de tiempo en los registros del ensayo (ver Figura 16).

Empleando la ecuación de Joukowsky (Ec. 1) para estimar la amplitud de la onda de sobre-presión asociada al cierre de la válvula de retención (ΔH_{chs}) siendo el flujo inverso de $-0.034 \text{ m}^3/\text{s}$,

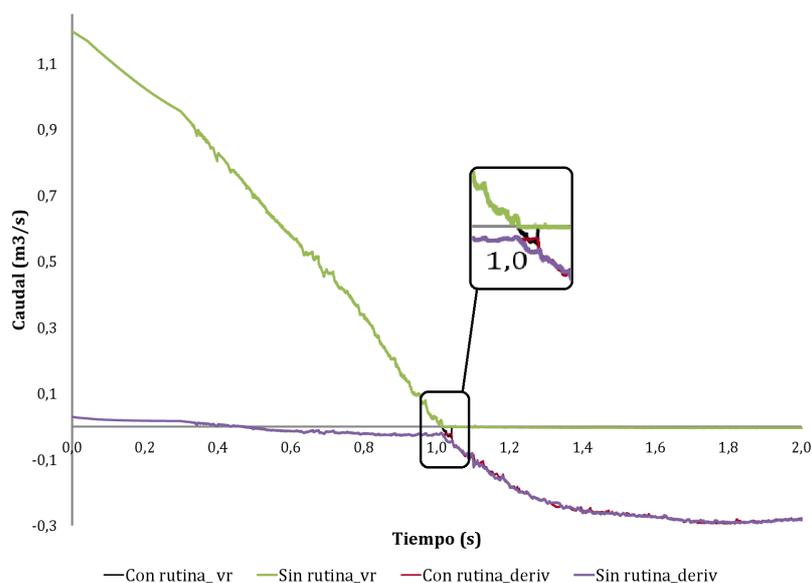


Figura 18: Evolución del caudal a través de la válvula de retención y sus derivaciones. Resultados modelos con y sin rutina.

se obtiene:

$$\Delta H_{chs} = 9,4 \text{ m.c.a.} \quad (22)$$

Esta sobre-presión se propaga hacia aguas abajo de la válvula de retención alcanzando la unión con las derivaciones de la válvula, donde es en parte transmitida hacia aguas abajo de la tubería. En la Figura 11 se puede observar que el sensor de presión 1 se ubica inmediatamente aguas abajo de la unión con las derivaciones de la válvula de retención, lo que justificaría que el pico de presión registrado por el sensor, y también el obtenido del modelo numérico, sean de menor magnitud al estimado inmediatamente aguas abajo de la válvula.

Por otro lado, en los instantes de tiempo previos al cierre de la válvula de retención, la presión registrada durante el ensayo muestra una tendencia levemente decreciente, mientras que en los resultados obtenidos del modelo numérico esta se mantiene aproximadamente constante. Esta diferencia podría deberse, o bien a que el flujo a través de las derivaciones resulta levemente mayor durante el ensayo que el que resulta del modelo numérico, o bien a que la reflexión en las cámaras de aire de la onda de de-presión inicial resulta de magnitud menor durante el ensayo que la que resulta del modelo numérico.

Luego del cierre de la válvula de retención, los resultados del modelo muestran una tendencia creciente de las presiones en el tiempo, mientras que en los registros del ensayo este crecimiento es, en promedio, significativamente inferior y presenta, además, oscilaciones de presión significativamente mayores a las que resultan del modelo numérico (ver Figura 16). En investigaciones antecedentes sobre el check valve slam, se observaron re-aperturas y nuevos cierres de las válvulas de retención durante un transitorio hidráulico, en algunos casos originando sobre-presiones mayores a las causadas por el primer cierre de la válvula de retención (Perko, 1986). En general, estos nuevos cierres presentan mayor complejidad de análisis dada la complejidad tanto de las características del flujo, como también de la estimación de la posición hasta la cual abre la válvula y desde la cual se produce el nuevo cierre. Los motivos de las diferencias observadas en los estos instantes de tiempo siguientes al cierre de la válvula exceden los objetivos de este trabajo.

7. CONCLUSIONES

El modelo numérico para estudio de transitorio hidráulicos en tuberías a presión que considera el comportamiento dinámico de las válvulas de retención a través de sus curvas dinámicas características, incorpora a la simulación la onda de sobre-presión originada por el check valve slam, permitiendo analizar la propagación y superposición de todas las ondas originadas durante el transitorio.

Por otro lado, la rutina presentada para incorporar este comportamiento dinámico de las válvulas de retención estima la des-aceleración del flujo como la des-aceleración media del flujo entre el instante de tiempo en que se inicia el transitorio y en que el flujo a través de la válvula se anula. Es necesaria la incorporación de la posibilidad de análisis del intervalo de tiempo para el cálculo de la des-aceleración del flujo a la rutina desarrollada, de forma de que esta sea más representativa a la que ocurre en los instantes próximos al cierre de la válvula.

El evento que origina un transitorio hidráulico más severo en relación al check valve slam corresponde al paro parcial de los equipos de bombeo. Esto es debido a que las bombas que permanecen en operación mantienen la carga en el cabezal de bombeo y generan así mayor des-aceleración del flujo. Por otro lado, el evento transitorio que da origen a la condición crítica respecto a las presiones máximas puede ser el originado por el paro total o por el paro parcial de los equipos de bombeo, dependiendo de las dimensiones de las cámaras de aire y del comportamiento dinámico de las válvulas de retención. Cuanto mayores son las dimensiones de las cámaras de aire, mayor será la onda de sobre-presión reflejada en las mismas. Por lo cual, en un sistema con cámaras de aire de grandes dimensiones y válvulas de retención con comportamientos dinámicos próximos al ideal, es esperable que predominen las sobre-presiones originadas por la onda reflejada en las cámaras de aire frente a las originadas por el fenómeno de check valve slam. Por lo tanto, el evento transitorio originado por el paro total del cabezal de bombeo resulta más severo frente a las sobre-presiones que el originado por el paro parcial.

En relación a los registros medidos durante el ensayo, se observa que el comportamiento dinámico de la válvula de retención durante su cierre es bien representado en el modelo numérico con rutina. Sin embargo, luego del cierre de esta válvula se observan diferencias significativas entre los registros medidos y los resultados obtenidos del modelo con rutina, presentando los primeros oscilaciones de presión mayores a las que resultan en el modelo. El origen de estas oscilaciones, así como de sus características, comprenden una posible línea de trabajo a futuro.

REFERENCIAS

- Abreu J., Guarga R., y Izquierdo J. *Transitorios y oscilaciones en sistemas hidráulicos a presión*, volumen I. Universidad de Coimbra, Portugal. Universidad de la República, Uruguay. Universidad Politécnica de Valencia, España, 1994.
- Boqvist E. *Investigation of a swing check valve using CFD*, volumen 1. Report of a master's thesis, Linköpings Universitet - FS Dynamics Solna, 2013.
- Chaudhry M. *Applied hydraulic transients*, volumen I. Litton Educational Publishing, Inc., 1979.
- Chaudhry M. *Applied hydraulic transients*, volumen III. Springer, 2014.
- Ellis J. y Mualla W. Selection of check valves. *Fifth International Conference on Pressure Surges*, páginas 213 – 222, 1986.
- Joukowsky N.E. Über den hydraulischen stross in wasserleitungsröhren. *Memoris of the Imperial Academy Society of St. Petersburg. Process of the American Water Works Association*, 24:234 – 424, 1898.

- Koetzier H., Kruisbrink A.C.H., y Lavooij C.S.W. Dynamic behaviour of large non-return valves. *Fifth International Conference on Pressure Surges*, páginas 237 – 243, 1986.
- Korteweg D.J. Ueber die fortpflanzungsgeschwindigkeit des schalles in elastischen röhren. *Ann. der Physik und Chemie*, páginas 525 – 526, 1878.
- Kruisbrink A.C.H. Check valve closure behaviour; experimental investigation and simulation in waterhammer computer programs. *2nd International Conference on Developments in Valves and Actuators for Fluid Control*, páginas 281 – 301, 1988.
- Li G. y Liou J.C.P. Swing check valve characterization and modeling during transients. *Journal of Fluids Engineering*, 125:1043 – 1050, 2003.
- Perko H.D. Check valve dynamics in pressure transient analysis. *Fifth International Conference on Pressure Surges*, páginas 229 – 235, 1986.
- Provoost G. The dynamic behaviour of non-return valves. *Third International Conference on Pressure Surges*, páginas 415–427, 1980.
- Provoost G. A critical analysis to determine dynamic characteristics of non-return valves. *Forth International Conference on Pressure Surges*, páginas 275 – 285, 1983.
- Provoost G.A. The dynamic characteristic of non-return valves. *Procs. 11th IAHR Symposium of the section of Hydraulic Machinery, Equipment and Cavitation*, 14:240 – 231, 1982.
- Rovira L. *Comportamiento dinámico de válvulas de retención: análisis del cabezal de la Sexta línea de bombeo hacia la región Metropolitana*. Tesis de Maestría, Facultad de Ingeniería, Universidad de la República, 2016.
- Thorley A. Dynamic response of check valves. *Forth International Conference on Pressure Surges*, páginas 231 – 242, 1983.
- Thorley A. Check valve behaviour under transient flow conditions: A state-of-the-art review. *Journal of Fluids Engineering*, 111:178 – 183, 1989.