

Análisis del golpe de ariete. Modelo de simulación dinámica de válvula de retención pistón

B. Royo y J. R. Valdés

Este artículo contiene la descripción y los resultados del modelo de simulación dinámica desarrollado para predecir el comportamiento de uno de nuestros diseños de válvula de retención pistón. El objetivo de este modelo no es sólo simular el proceso de cierre de la válvula y predecir la magnitud del efecto del golpe de ariete que aparece inmediatamente tras su cierre, sino también simular las variantes al diseño hasta obtener el óptimo que minimiza dicho efecto en mayor medida. Los datos de partida utilizados para este estudio aseguran resultados fiables puesto que representan un sistema real.

This report contains the description and the results of the dynamic simulation model that has been developed to predict the behaviour of one of our lift check valve design. The aim of the model is not only to simulate the closing process of the valve and to predict the magnitude of the water hammer effect that may appear immediately after the valve closing, but also to simulate several design versions until obtain the optimum which further minimizes such effect. The input data used for this study ensure reliable results since they represent a real system.



BEATRIZ ROYO

es diplomada en Ingeniería Técnica Industrial por la Universidad de Zaragoza, especialidad Diseño y Cálculo de Máquinas. Nueve años de experiencia en diseño de componentes industriales, de ellos, tres con Ringo Válvulas S.L. desarrollando proyectos de mejora y solución del diseño del producto, mediante estudios de simulación fluidodinámicos y cálculos estructurales.

Se construye un modelo en el entorno Simulink, tal y como muestra el esquema de la figura, sabiendo que consiste en una presión de entrada, un tramo de tubería de longitud y diámetro conocidos, más un orificio continuado de otro tramo de tubería con longitud y diámetro determinados, y la válvula del estudio, unida a un tercer tramo de tubería de longitud y diámetro concretos, para terminar en lo que se representa como una presión de salida (Figura 1).

Las principales partes del sistema se describen a continuación y son una **Presión en la entrada**, que en nuestro caso responde a una señal de presión variable en el tiempo, ya que desde el instante 0 a 0.5 segundos existe una presión de 170 bar que decrece a 100 bar en el instante 0.7 segundos, una **Presión de salida** constante de 155.8 bar, y las Líneas hidráulicas que son modelizadas usando elementos de compresibilidad - inercia - resistencia. En estos elementos la presión es calculada a partir de la ecuación de compresibilidad.

$$\Delta P = E \frac{\Delta V}{V}$$

$$P = \int E \frac{Q_{in} - Q_{out}}{\pi d_{line}^2 l_{line}} dt$$

Donde d_{line} es el diámetro de tubería, l_{line} es la longitud del elemento tubería, E es el módulo de compresibilidad del agua igual a $2 \cdot 10^9$ Pa, Q_{in} es el caudal entrante en el elemento tubería y Q_{out} es el caudal saliente del elemento tubería. El caudal es calculado mediante la ecuación inercia - resistencia:

$$Q_{line} = \frac{1}{L_{line}} \int (P_{line_in} - P_{line_out} - Q_{line} \cdot K_{line}) dt$$

$$L_{line} = \frac{l_{line} \cdot \rho}{\pi \cdot (d_{line}^2 / 4)}$$

$$K_{line} = \frac{128 \cdot \mu \cdot l_{line}}{\pi \cdot (d_{line}^2 / 4)}$$

Donde L representa la inercia hidráulica del elemento tubería y K representa las pérdidas de la viscosidad a lo largo de la tubería, ρ es la



JOSÉ RAMÓN VALDÉS SOTO

es licenciado en Ciencias Físicas (1992) y Doctor en Mecánica Computacional (2012).

Responsable de proyectos de Fluidodinámica Computacional y Simulación de sistemas Dinámicos en el Instituto Tecnológico de Aragón, División de Materiales & Componentes.

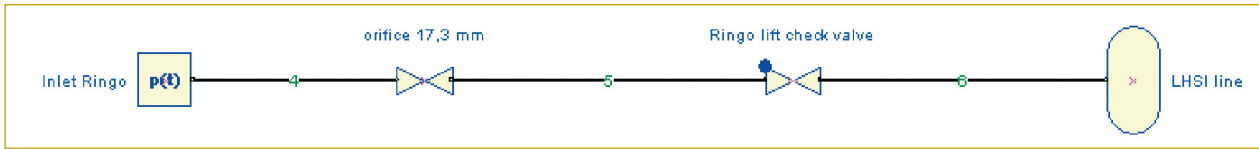


Figura 1. Esquema del sistema que ha sido simulado.

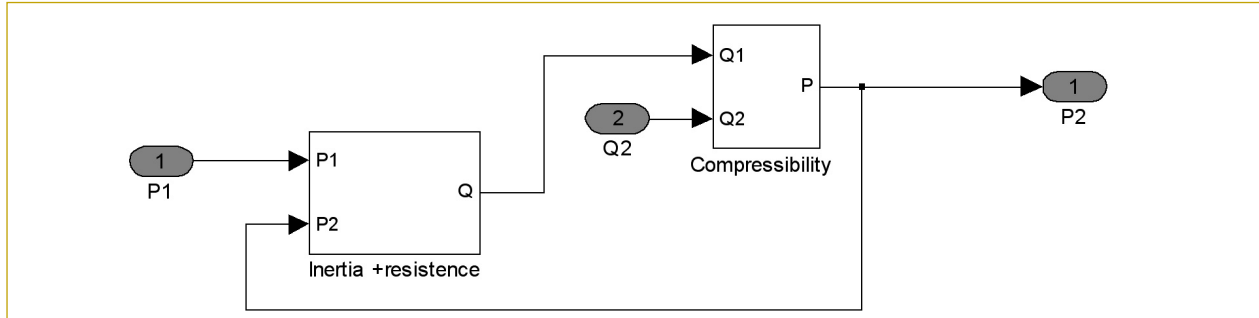


Figura 2. Elemento bloque de compresibilidad – inercia – resistencia

densidad del agua, y μ la viscosidad del agua (Figura 2).

Estos elementos tubería pueden ser combinados de diferentes maneras, con el fin de proporcionar las conexiones más adecuadas con los elementos de su entorno, o para dividir las tuberías en varios elementos.

Otra parte principal del sistema modelo es el **Orificio** representado como una pérdida de presión cuadrática.

$$Q_{\text{orifice}} = \xi_{\text{orifice}} \sqrt{\frac{2(P_{\text{in}} - P_{\text{out}})}{\rho}} \frac{\pi}{4} d_{\text{orifice}}^2$$

Donde $P_{\text{in}} - P_{\text{out}}$ es la diferencia de presión a través del orificio, d_{orifice} es su diámetro, y ξ_{orifice} es el coeficiente de descarga del orificio. En el modelo de simulación, ξ está ajustado a 0.9 con el fin de alcanzar un salto de presión aproximado a través del orificio de 10 bar y un flujo másico de 11 kg/s.

La válvula se modeliza considerando la presión en la cámara inferior, la presión en la cámara superior, el caudal entrante, el caudal saliente, y el caudal a través de la cámara de compensación. Las siguientes figuras muestran el diseño el diseño de la válvula de retención y las presiones consideradas en los

diferentes elementos de la válvula (Figuras 3 y 4).

La **Presión en la cámara inferior** es calculada a partir de la ecuación de compresibilidad.

$$P_{lc} = \int E \frac{Q_{\text{in_valve}} - Q_{\text{gap}} - A_p \cdot v_p}{V_{o_lc} + A_p \cdot x_p} dt$$

Donde E es el módulo de compresibilidad del agua, $Q_{\text{in_valve}}$ es el caudal entrante en la cámara inferior, Q_{gap} es el caudal saliente de la cámara a través de la apertura generada por la carrera del pistón de la válvula, V_{o_lc} es el volumen inicial de la cámara de 89062 mm³, A_p es el área del pistón de 1.96e-3 m², x_p es el desplazamiento del pistón y v_p la velocidad del pistón.

La **Presión en la cámara de compensación** es calculada con la ecuación de compresibilidad aplicada a este elemento.

$$P_{uc} = \int E \frac{Q_{\text{in_uc}} + A_p \cdot v_p}{V_{o_uc} - A_p \cdot x_p} dt$$

En donde $Q_{\text{in_uc}}$ es el caudal que fluye hacia la cámara superior a través del agujero de compensación, V_{o_uc} es el volumen inicial de la cámara, equivalente a 159000 mm³.

El desplazamiento del pistón y la velocidad es calculada a partir de la suma de fuerzas que actúan en el pistón móvil.

$$P_{lc} \cdot A_p - P_{uc} \cdot A_p - K_s \cdot x_p - P_s - m_p \cdot g = m_p \cdot a_p$$

Donde K_s es la constante elástica del muelle (393 N/m), P_s es la precarga del muelle (7.5 N), m_p es la masa del pistón (0.4 kg), y a_p es la aceleración del pistón. La velocidad y el desplazamiento del pistón son calculados integrando la aceleración. Además, se añade una fuerza de contacto para detener el pistón en ambos finales de su carrera.

El caudal entrante en la válvula es calculado mediante su ecuación.

$$Q_{\text{in_valve}} = \xi_{\text{in}} \sqrt{\frac{2(P_{\text{end_line}} - P_{lc})}{\rho}} \frac{\pi}{4} d_{\text{valve_inlet_pipe}}^2$$

Donde $P_{\text{end_line}}$ es la presión en el nodo final de la tubería situada aguas arriba de la válvula, P_{lc} es la presión en la cámara inferior de la válvula, ρ es la densidad del agua, $d_{\text{valve_inlet_pipe}}$ es el diámetro de la tubería en la entrada de la válvula (36 mm), y ξ_{in} es el coeficiente de descarga de la tubería de entrada, calculado a partir de simulaciones CFD ejecutadas para nuestra válvula de retención.

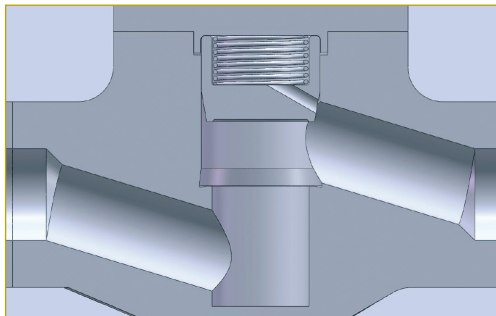


Figura 3. Válvula de retención.

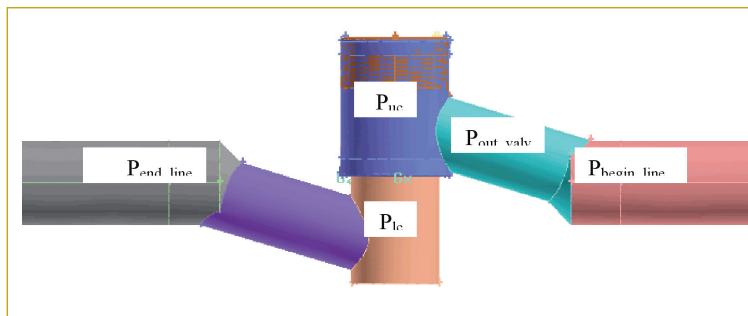


Figura 4. Nodos de presión considerados en la válvula.

El flujo a través de la apertura generada en la carrera del pistón se calcula como su ecuación indica.

$$Q_{gap} = \sqrt{\frac{2(P_{lc} - P_{out_valve})}{\rho}} \xi_{gap} A_{gap}$$

Donde P_{lc} es la presión en la cámara inferior, P_{out_valve} es la presión en el volumen de salida de la válvula, y el producto $\xi_{gap} A_{gap}$ es directamente calculado de las simulaciones CFD ejecutadas de la válvula.

La presión en el volumen de salida de la válvula es calculado mediante la ecuación de compresibilidad.

$$P_{out_valve} = \int E \frac{Q_{gap} - Q_{comp} - Q_{out_valve}}{V_{out_valve}} dt$$

Donde Q_{comp} es el caudal en la cámara de compensación, Q_{out_valve} es el caudal saliendo de la válvula y V_{out_valve} es el volumen de la salida de la válvula (70482 mm³).

El caudal en la cámara de compensación se calcula de manera análoga al de la carrera del pistón.

$$Q_{comp} = \sqrt{\frac{2(P_{out_valve} - P_{uc})}{\rho}} \xi_{hole} A_{hole}$$

Donde ξ_{hole} es el coeficiente de descarga del agujero de compensación, calculado a partir de la simulación CFD.

Finalmente, el caudal saliente de la válvula, Q_{out_valve} se calcula también análogamente al caudal entrante.

$$Q_{out_valve} = \xi_{out} \sqrt{\frac{2(P_{out_valve} - P_{begin_line})}{\rho}} \frac{\pi}{4} d_{valve_outlet_pipe}^2$$

Donde P_{begin_line} es la presión en el primer nodo de la tubería situado aguas abajo de la válvula, $d_{valve_outlet_pipe}$ es el diámetro de la tubería de salida de la válvula (36 mm), y ξ_{out} es el coeficiente de descarga de la tubería de salida, calculado como anteriormente a partir de simulaciones CFD ejecutadas para esta válvula de retención.

Los valores de presiones negativas son evitados incluyendo un menor límite de saturación en las integrales de cálculo de presiones.

El modelo de bloques de *Simulink*, así como los diagramas del submodelo se encuentran a continuación (Figuras 5 y 6).

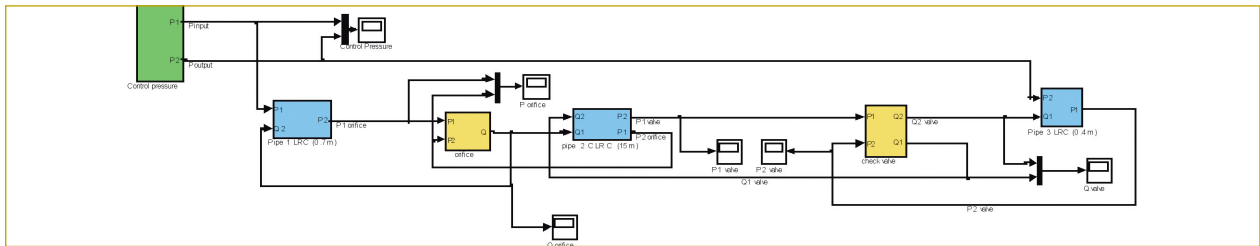


Figura 5. Modelo de simulación general.

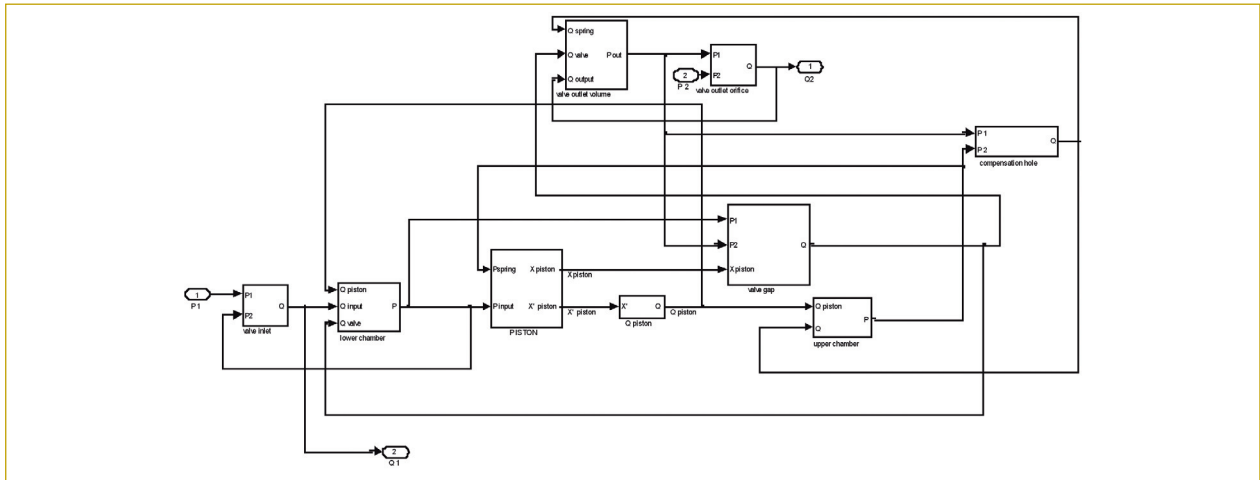


Figura 6. Submodelo de la válvula de retención.

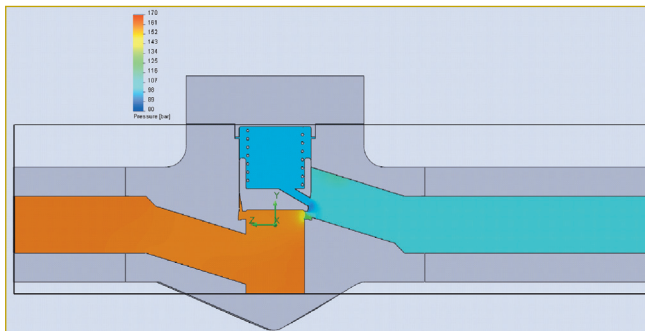


Figura 7. Contornos de presión en un dominio simulado (gap 6mm, caudal 15 kg/s, Pin 160.8 bar).

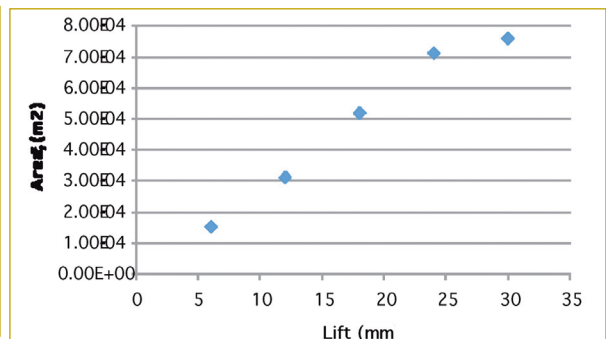


Figura 8. Área efectiva $\xi_{gap} A_{gap}$ (m²) en función de la carrera.

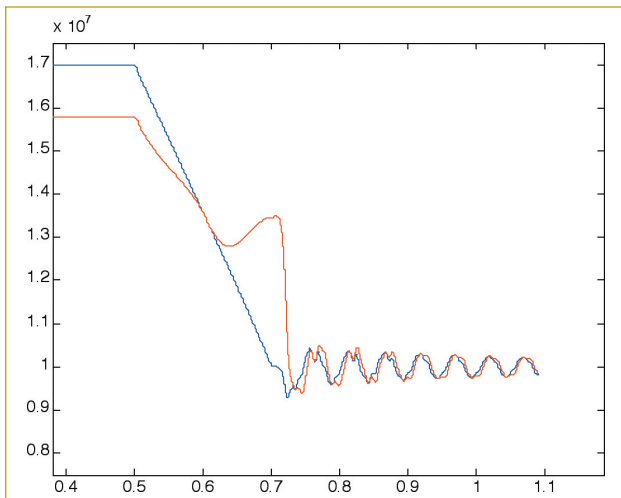


Figura 9. Presión (Pa) vs. tiempo (s) aguas arriba (azul) y aguas abajo (rojo) en el orificio de diámetro 17.3 mm.

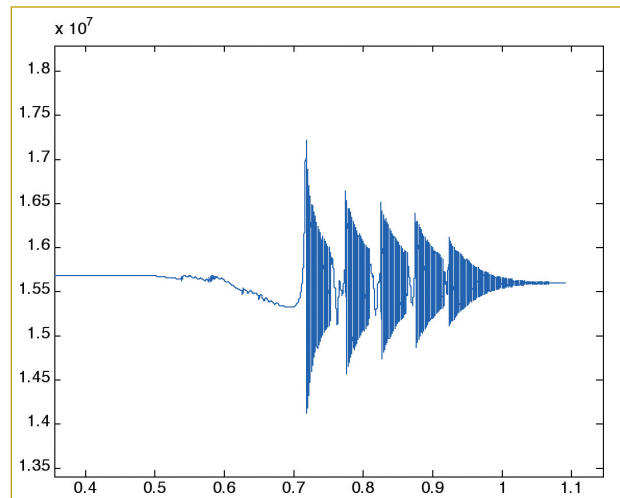


Figura 10. Presión (Pa) vs. tiempo (s) en la salida de la válvula.

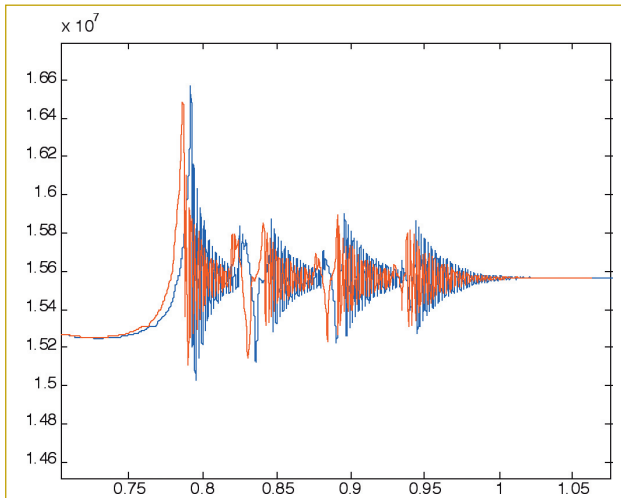


Figura 11. Presión (Pa) vs. tiempo (s). Comparativa entre agujero de diámetro 4 mm junto con muelle de constante 393 N/m (azul), con agujero de diámetro 4 mm junto con muelle de constante 2000 N/m (rojo).

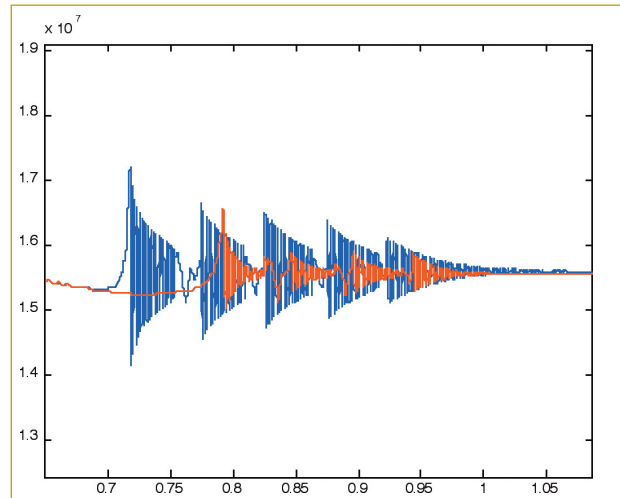


Figura 12. Presión (Pa) vs. tiempo (s) en la salida de la válvula con agujero de diámetro 4 mm. Diseño original (azul), diseño modificado (rojo).

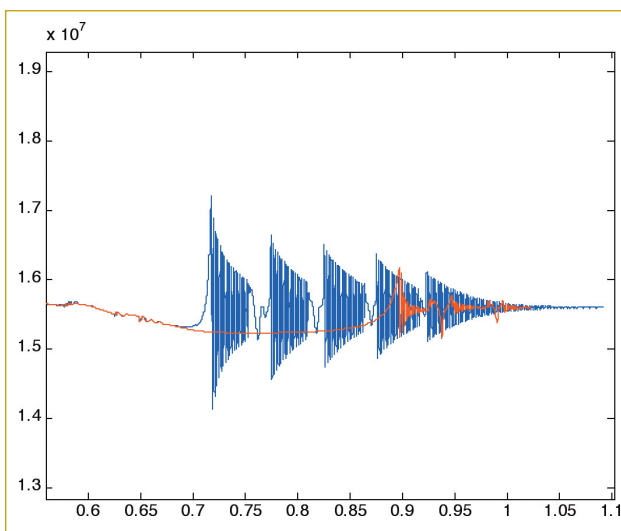


Figura 13. Presión (Pa) vs. tiempo (s) con agujero de diámetro 3 mm. Diseño original (azul), diseño modificado (rojo).

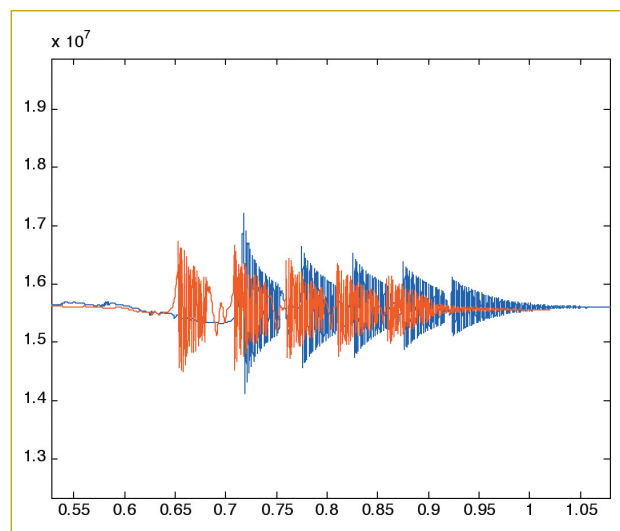


Figura 14. Presión (Pa) vs. tiempo (s) con carrera de 13 mm. Diseño original (azul), diseño modificado (rojo).

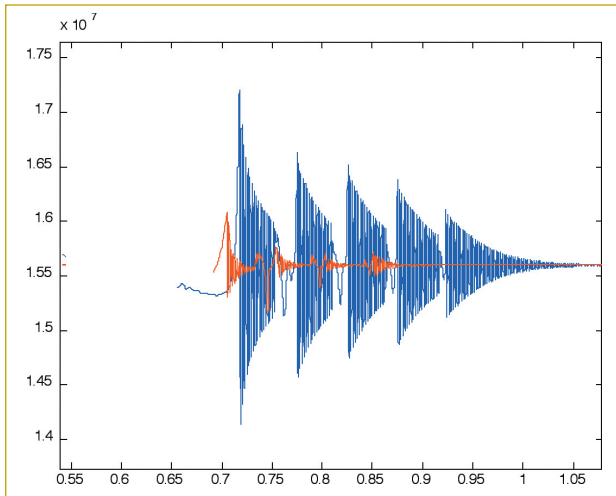


Figura 15. Presión (Pa) vs. tiempo (s) con carrera 13 mm y agujero de diámetro 3 mm. Diseño original (azul), diseño modificado (rojo).

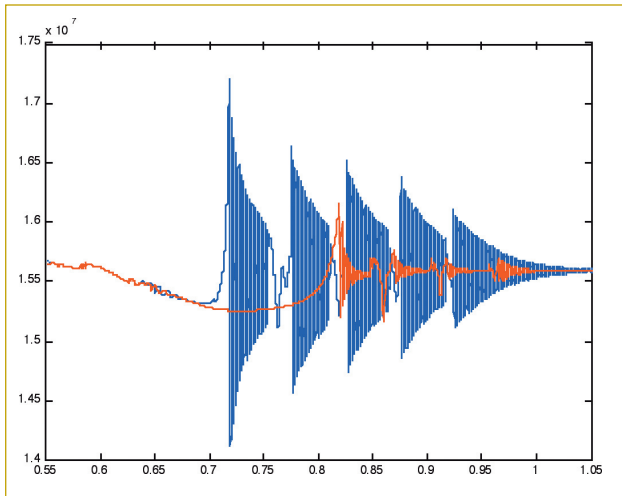


Figura 16. Presión (Pa) vs. tiempo (s) con carrera 24 mm y agujero de diámetro 3 mm. Diseño original (azul), diseño modificado (rojo).

Las simulaciones de tipo CFD han sido realizadas en un modelo tridimensional de la válvula con el fin de obtener con precisión el comportamiento del flujo a través de la válvula, para diferentes posiciones del pistón así como para diferentes valores de caudal másico. Concretamente, se ejecutan en total 20 casos diferentes, para cuatro valores diferentes de caudal por cada una de las cinco posiciones del pistón. Con los resultados de caída de presión a través de la válvula, los valores de $\xi_{gap} A_{gap}$ se obtienen utilizando la expresión apropiada como previamente para hallar los valores de caudal (Figuras 7 y 8).

$$Q = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \xi_{gap} A_{gap}$$

Las mismas simulaciones son usadas para determina los valores del coeficiente de descarga en la tubería de entrada y en la de salida de la válvula, usando la expresión de cálculo de caudal.

$$Q = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \xi \frac{\pi d^2}{4}$$

Los coeficientes de descarga resultantes ξ tienen un valor de 2.2 en la entrada y 0.8 en la salida.

Finalmente, las simulaciones CFD del agujero de compensación han sido ejecutadas para determinar su coeficiente de descarga. El valor resultante es 0.7.

Los primeros resultados del modelo inicial son los gráficos, que muestran la evolución de la presión en diferentes elementos del sistema simulado (Figuras 9 y 10).

A partir de ahora se simulan los casos planteados modificando el modelo inicial en los siguientes parámetros. El incremento hasta 2000 N/m o la reducción a 100 N/m de la constante elástica del muelle no tiene una influencia significativa (Figura 11).

Reducir el agujero de compensación implica una reducción significativa de la amplitud de los pulsos de la presión aguas abajo de la válvula (Figuras 12 y 13).

Reducir la carrera del pistón a 13 mm implica solo una pequeña reducción de los pulsos de presión en la salida de la válvula (Figura 14).

Se simula ahora la modificación combinada al reducir la carrera del pistón a 13 mm y reducir el diámetro del agujero de compensación a 3 mm. Se aprecia que la reducción importante del golpe de ariete a la salida de la válvula alcanzada con el agujero de 3 mm se mantiene (Figura 15).

Reduciendo el agujero de compensación a 3 mm y la carrera de la válvula a 24 mm, el efecto del golpe de ariete se reduce tal y como muestra la gráfica, sin que la capacidad de la válvula se vea afectada (Figura 16).

Concluyendo y a modo de resumen, se ha construido un modelo de simulación dinámica de una válvula de retención pistón, conectada a un sistema de tuberías, que predice el efecto del golpe de ariete al ser cerrada la válvula.

Posteriormente, se han simulado diversas modificaciones al diseño con el fin de evaluar su influencia en el golpe de ariete. La reducción más significativa se conseguiría finalmente decreciendo el tamaño del

agujero de compensación a un diámetro de 3 mm así como la distancia recorrida por el pistón a 13 mm, pero en dicho caso, la capacidad de la válvula se vería comprometida. Para evitar cualquier alteración en la capacidad exigida a la válvula, la solución óptima es reducir la carrera a 24 mm y el agujero de compensación a 3 mm, donde la amplitud de la primera y mayor oscilación de presión será reduce desde 31 bar a 11 bar, lo que implica un 65% de reducción en el efecto del golpe de ariete. Además de reducir la duración en el tiempo de dicho efecto en un 52%.

Si los ingenieros trabajan en las tareas correctas en el momento correcto, pese a la incertidumbre, seguramente el número de actividades completadas con calidad a lo largo de un año se incrementará en más de un 25%.

Estas tres ideas se han aplicado en los últimos 15 años en muchas organizaciones de diferentes sectores y tamaño (Ingeniería, Mantenimiento y Reparación de Equipos, *Shut-downs*, Construcción e Infraestructuras, Desarrollo e Integración de SW y Desarrollo de Nuevos Productos) con mejoras entre el 20% y el 50% en velocidad y productividad, usando el SW *Concerto* para ajustar las prioridades en tiempo real durante la vida del proyecto.

El reto al que se enfrentan en estos momentos las centrales nucleares españolas es cómo seguir mejorando cada año y cómo aplicar estas ideas a otros escenarios dónde la sincronización entre tareas y recursos sea más compleja, como por ejemplo, las recargas.■