

DOI: 10.24850/j-tyca-2024-03-04

Artículos

Comparación de uno y dos arietes hidráulicos en paralelo con suministro vertical-radial

Comparison of a single and two-armed hydraulic ram in parallel with vertical-radial supply pipe

Efraín del Risco Moreno¹, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2563-8265>

Rubén D. Muelas-Hurtado², ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2877-6682>

Esnel A. Acosta P.³, ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-2655-5756>

¹Universidad del Valle, Cali, Colombia, efrain.del@correounivalle.edu.co

²Universidad del Valle, Cali, Colombia; Instituto de Ciencias Físicas, Cuernavaca, Morelos, México, ruben.muelas@correounivalle.edu.co

³Universidad del Valle, Cali, Colombia, esnel.acosta@correounivalle.edu.co

Autor para correspondencia: Rubén D. Muelas-Hurtado, ruben.muelas@correounivalle.edu.co



Resumen

Mediante datos experimentales se analiza y compara el comportamiento de uno y dos arietes hidráulicos en paralelo con y sin bajante (adición a la conducción de entrega), y suministro descendente vertical-radial. El estudio se hizo en un circuito hidráulico configurable para que esos dispositivos operen de una u otra forma a altura de entrega constante y altura de suministro variable. Con cada altura de suministro se midieron los caudales suministrados y bombeados por los arietes hidráulicos, y la presión en la tubería de impulsión —cerca de cada ariete— en la cámara de aire y en la tubería de entrega. Esta información permitió comparar por primera vez el desempeño de arietes hidráulicos funcionando solos o en paralelo mediante el análisis de caudales, presiones, frecuencia del golpe y eficiencia de los dispositivos. Como las bombas radiales, los resultados indican que dos arietes hidráulicos en paralelo entregan más que uno, pero menos que la suma del caudal bombeado por cada uno con descarga independiente. En el rango de alturas de suministro ensayado, la frecuencia del golpe de ariete y el caudal bombeado crecen con la altura de suministro, como se reporta en otros estudios. No obstante, el resultado más destacado es el efecto del bajante, porque incrementa varias veces el caudal bombeado al aumentar la frecuencia del golpe de ariete. Esta investigación impulsa el desarrollo de un sistema de múltiples arietes hidráulicos con suministro común, y descargas en paralelo o individuales para bombear más que con los diseños actuales.

Palabras clave: arietes hidráulicos, bombas, golpe de ariete, flujo inestable, sistema de bombeo.

Abstract

The behavior of a single and two hydraulic rams simultaneously operating in parallel, with and without downpipe (addition to the delivery conduction), and vertical-horizontal downward supply is analyzed and compared through experimental data. This study was performed using a configurable hydraulic circuit with the capacity to operate with constant delivery head and variable supply head for both single and two-armed ram configuration. The flow rates delivered and pumped by the hydraulic rams were measured for each supply head, and the pressure in the main pipeline —near each ram— in the air chamber, and the delivery pipe were recorded. A comparison of the performance for a single and two hydraulic rams in parallel operation is reported by first time. For this, flow rates, pressure at different point on the hydraulic circuit, water hammer frequency, and efficiency of both configurations were measured and compared. The results show that two rams operating in parallel present a similar behavior to the well-known radial pumps. As some studies reported, the frequency of the water hammer and the pumped flow rates increase with delivery head. However, the most significant result mentioned in this work is the increase of the water hammer frequency that result in an increase of the pumped flow rate because of the downpipe attached to the hydraulic circuit. This research contributes to the development of multiple hydraulic rams with standard supply, with parallel or individual discharges, to pump more water than current designs used so far.

Keywords: Hydraulic rams, pumps, water hammer, unsteady flow, pumping system.

Recibido: 02/08/2021

Aceptado: 26/08/2022

Publicado Online: 28/11/2022

Introducción

A los habitantes de zonas rurales aisladas con fuentes de agua en cotas inferiores subir este líquido con diferentes fines puede afectar la actividad que realizan e incluso su calidad de vida (IDRC-MR102eR, 1986). En países desarrollados, esta dificultad se resolvió con los sistemas de bombeo con motores eléctricos o de combustión interna; no obstante, en los países en desarrollo puede ser un factor que repercute en el desabastecimiento de agua de poblaciones remotas con potencial hídrico a menor altura (DTU, 1996). Sin embargo, el manejo irresponsable de los recursos naturales, como el agua, ha conducido a un significativo deterioro del medio ambiente. Tal es el caso de las grandes (Rosenberg, Bodaly, & Usher, 1995) y pequeñas hidroeléctricas (Steinmetz & Sundqvist, 2014), cuya construcción impactó de manera negativa el entorno, siendo una de las causas de la extinción de algunas especies animales y vegetales (Cahill *et al.*, 2013).

Igualmente, los gases de efecto invernadero de la combustión de derivados del petróleo han conducido al calentamiento global del planeta (El Zein & Chehayeb, 2015; Kweku *et al.*, 2018), por lo que urge el uso de energías renovables (Manzini, Islas, & Martínez, 2001; Alrikabi, 2014).



Es por esto por lo que el ariete hidráulico ahora vuelve a ser objeto de estudio en sistemas de bombeo para el suministro de agua y como posible fuente de conversión de energías alternativas, pues aprovecha el potencial gravitacional de la Tierra, no contamina el hábitat, y sus costos inicial y de mantenimiento son mínimos (Young, 1998).

Si bien el ariete hidráulico es un dispositivo sencillo de funcionamiento intermitente por el golpe de ariete generado al cierre de su válvula de impulsión, tiene la desventaja de bombear una pequeña parte del caudal suministrado (Rennie & Bunt, 1990); pero su estudio es complejo pues opera con un flujo inestable, aunque el aparato tenga como únicas partes móviles la válvula de impulsión y la válvula de entrega.

Inicialmente esta máquina de fluido se investigó de manera experimental y después se intentó predecir analíticamente su comportamiento, enfoque que no prosperó porque ciertas constantes solo se podían establecer mediante experimentos. Esto condujo al uso del método racional que combina teoría y experimentación.

Desde la invención del ariete hidráulico (1776) hasta la tercera década del siglo XX, este dispositivo se estudió sin éxito por la omisión de los efectos de lo siguiente: las pérdidas de energía por fricción y turbulencia; la longitud de la carrera de la válvula de impulsión; la elasticidad del agua y del material de la tubería, etcétera (Krol, 1947).

En un estudio racional (Lansford & Dugan, 1941) se desarrolla un modelo teórico que predice resultados coherentes con los datos experimentales, pero que difiere en arietes hidráulicos de menor diámetro. Asimismo, un modelo analítico —cuyas constantes determinó experimentalmente Krol (1947)— incorpora los efectos de la turbulencia

y el peso del disco de la válvula de impulsión logrando buena aproximación entre los valores de las variables medidas y calculadas.

También sin considerar los efectos de las fluctuaciones de presión de periodos cortos (Iversen, 1975) se analiza un ariete hidráulico en función del tiempo, y de la razón entre las cargas de impulsión y de entrega. Así, se encuentra mejor coherencia entre el calculado y medido, al igual que la razón de eficiencias cuando más grande es la razón de alturas.

Con un modelo analítico simple (Schiller & Kahangire, 1984) se hizo una predicción exitosa de la eficiencia, el caudal bombeado y el periodo de un ciclo de bombeo de un ariete hidráulico. De igual manera, mediante el método de las características —técnica de discretización probada en transitorios hidráulicos (Glover, 1994)— se resolvieron las ecuaciones del flujo inestable en un ariete hidráulico, mejorando la comprensión de su funcionamiento y aportando una nueva herramienta de trabajo en la etapa conceptual de diseño. Con la misma técnica de solución (Najm & Azoury, 1999) se estudiaron los posibles estados de un ariete hidráulico, incluyendo la cámara de aire y la tubería de impulsión. Esta técnica también se ha empleado para resolver el sistema de ecuaciones del flujo inestable cuando se modela cada uno de los elementos del ariete hidráulico (Filipan, Virag, & Bergant, 2003) usando como condiciones de frontera las de los tanques de suministro y almacenamiento.

Posteriormente, siguiendo el enfoque numérico (De-Carvalho, Diniz, & Neves, 2011), se construye un modelo capaz de predecir el comportamiento dinámico de un ariete hidráulico, a fin de ofrecer una herramienta de diseño con bases científicas. Las predicciones de todos

estos estudios fueron confrontadas de modo exitoso con resultados experimentales. De forma más reciente, con el método experimental (Jafri & Sanusi, 2019) se abordó el efecto del largo de la tubería de impulsión y la altura del tanque de almacenamiento en la eficiencia de un ariete hidráulico, y se concluyó que esos parámetros afectan su rendimiento. Otras consecuencias del largo de la tubería de impulsión y la longitud de la carrera de la válvula de impulsión de un ariete comercial (Arapa-Quispe, 2016) se investigaron en el laboratorio y se determinó que existe un valor óptimo de esos parámetros que maximiza el caudal bombeado.

Por afectar la carrera de la válvula de impulsión al caudal bombeado, dicho problema se analizó con el método racional (Krol, 1947; Januddi *et al.*, 2018); se halló que dependiendo del tipo de ariete existe un valor de ese parámetro que optimiza el caudal bombeado. El cierre de la válvula de impulsión es un proceso rápido que se produce en el tramo final (20 %) de la carrera; este problema se examinó con fotografía de alta velocidad (Viccione, Immediata, Cava, & Piantedosi, 2018) y se correlacionó la carrera con el incremento de presión asociada con el golpe de ariete.

Para conocer la condición de inicio del funcionamiento de la válvula de impulsión (Sobieski, Lipin, & Grygo, 2020) se hizo una investigación con el método experimental para definir las condiciones de llenado del ariete durante su arranque automático. En otro estudio se investigaron ciertas características de la válvula de impulsión y se determinó que este elemento tiene una frecuencia 10 veces superior a la de la válvula de entrega (Sobieski, Grygo, & Lipiński, 2016). También se han analizado las fuerzas en la válvula de impulsión durante la aceleración para determinar la velocidad al final de esa etapa; en el mismo trabajo se lleva a cabo un

análisis numérico, y se estima la presión y fuerzas actuantes en tales condiciones (Sobieski & Grygo, 2019).

En una válvula de impulsión modificada (Credo & Metra, 2020) fue posible ajustar la carrera de ese accesorio y aumentar de manera óptima el caudal bombeado y la altura de entrega. Igualmente se ha investigado el efecto de la válvula de purga (Sucipta & Suarda, 2019) como componente necesaria en el funcionamiento de la cámara de aire y se determinó que un diámetro de 1 mm del orificio de ese elemento mejora el comportamiento del ariete hidráulico. Asimismo, se ha estudiado experimentalmente el efecto del ángulo de inclinación de la válvula de entrega en el funcionamiento de un ariete hidráulico (Suarda, Kusuma, Sucipta, & Ghurri, 2020); el resultado muestra que un ángulo de 60° optimiza el desempeño de ese dispositivo durante la etapa de bombeo.

En otras investigaciones se ha explorado de modo experimental la influencia de las válvulas de entrega sobre el caudal bombeado (Suarda *et al.*, 2020). En este estudio se observó que la válvula de esfera es la que genera una mayor eficiencia en el circuito hidráulico. Además, Kimaro y Salaam (2018), al igual que Ngolle y Hong (2019), han estudiado el efecto del volumen de la cámara de aire en el caudal bombeado. Sin embargo, en ambos estudios los resultados son divergentes, porque el primero reporta una influencia en el caudal bombeado asociado con el volumen de la cámara de aire, al igual que lo encontrado experimentalmente por Krol (1947); mientras que el segundo afirma que el volumen no afecta el caudal bombeado.

De igual forma se han agregado (Rajaonison & Rakotondramiarana, 2020) resortes a las válvulas de impulsión, entrega y cámara de aire; los

resultados analíticos sobre el comportamiento de esos elementos modificados concuerdan con las mediciones experimentales solo para carreras menores o iguales a 8 mm.

La revisión bibliográfica realizada en este estudio revela que el ariete hidráulico solo se ha investigado funcionando con suministro y descarga independiente. Únicamente fue posible ubicar un artículo de arietes conectados en paralelo (Prarono, Suharno, & Widodo, 2018), donde de manera escueta se reporta un caudal total bombeado inferior a 3 l/min, sin detalles del experimento ni medición de presiones. De igual manera, en la literatura sobre el tema, la conducción de suministro es exclusivamente de tubos inclinados con acometida horizontal y toma de agua lateral. Además, no existe información sobre experimentos donde el suministro sea de tubo vertical descendente vertical-radial, como se ensaya en este estudio.

En el presente artículo se reporta el incremento en el caudal bombeado al emplear dos arietes que comparten las mismas tuberías de suministro y de entrega. A esta configuración la hemos denominado arietes en paralelo.

Con el fin de realizar una comparación del caudal bombeado por un único ariete y por dos arietes operando en paralelo, se diseñó y fabricó un circuito hidráulico configurable. En ambas configuraciones se midieron 1) los caudales suministrado y bombeado; 2) las presiones en diferentes posiciones estratégicas del circuito hidráulico, y 3) las frecuencias del golpe de los arietes a partir de las señales de presión. El análisis realizado permite conocer el comportamiento de tales dispositivos en las

condiciones propuestas para diseñar circuitos hidráulicos más compactos y eficientes que los conocidos hasta el momento.

Ariete hidráulico convencional

Un ariete hidráulico es una bomba autónoma que, impulsada por la diferencia de energía potencial, establece un flujo oscilatorio en su tubería de impulsión conectada al tanque de suministro cuando se cierra la válvula de impulsión (Figura 1I). También tiene una válvula de entrega que permite el paso de agua de la tubería de impulsión a la cámara de aire (Figura 1II), la cual amortigua las vibraciones inducidas por el golpe de ariete y mantiene la presión del agua en la tubería de entrega.

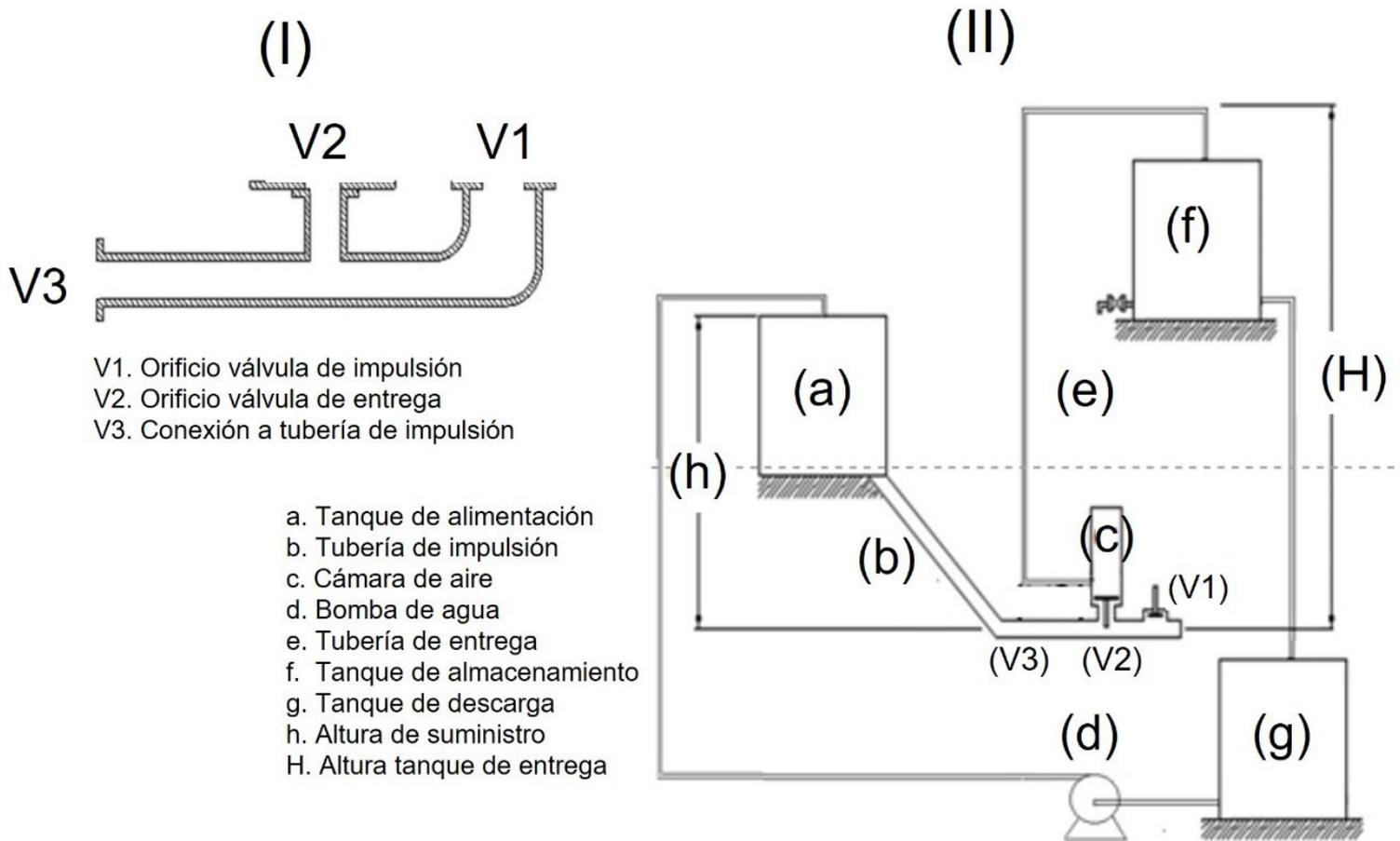


Figura 1. (I) Cuerpo del ariete hidráulico y (II) circuito hidráulico.

Cuando se quiere aumentar la capacidad de bombeo con arietes hidráulicos a éstos se suministra agua de manera individual y sus descargas se conectan en paralelo (Watt, 1975; Silver, 1977), es decir, el tramo final de la conducción de entrega es común.

Las fases completas de un ciclo de funcionamiento de un ariete hidráulico según Lansford y Dugan (1941), y Krol (1947) son siete, aunque Tacke (1988) sostiene que son seis. No hay estudios sobre la operación de arietes hidráulicos con descarga en paralelo.

Para ilustrar la operación de un ciclo de operación de un ariete hidráulico, enseguida se hace un resumen del análisis de Krol:

Periodo 1. Válvula de impulso cerrada-válvula de entrega cerrada: regresa agua a la tubería de impulsión desde la cámara de aire porque disminuye la presión en la tubería de impulsión.

Periodo 2. Válvula de impulsión abierta-válvula de entrega cerrada: el agua en la tubería de impulsión se acelera hasta que la fuerza de arrastre inicia el cierre de la válvula de impulsión.

Periodo 3. Cierre de la válvula de impulsión-válvula de entrega cerrada: la fuerza de arrastre cierra la válvula de impulsión y súbitamente en la tubería de impulsión la presión supera a la presión hidrostática impuesta por el tanque de suministro.

Periodo 4. Apertura de la válvula de entrega-válvula de impulsión cerrada: la abrupta retardación (onda de presión) en la tubería de impulsión abre la válvula de entrega.

Periodo 5. Válvula de entrega abierta-válvula de impulsión cerrada: hay un flujo intermitente desde el tubo de impulsión hacia la cámara de aire, con cierre gradual de la válvula de entrega hasta su cierre total. Parte de la energía de impulsión se convierte en energía de deformación del tubo y compresión del agua.

Periodo 6. Válvula de entrega cerrada-válvula de impulso cerrada: retorna la presión hidrostática inicial a la tubería de impulsión y brevemente el flujo en ella tiene velocidad negativa.

Periodo 7. Apertura de la válvula de impulsión-válvula de entrega cerrada: no hay fuerza de arrastre al final del ciclo anterior y se abre la válvula de impulsión; inicia un nuevo ciclo.

Usar el ciclo completo de funcionamiento de un ariete hidráulico para hallar ecuaciones que describen su comportamiento complica el análisis cuando se trata de estimar los caudales y periodos en cada una de esas fases. Por tal razón, autores como Iversen (1975) las reducen a cuatro o a tres como lo hace Tacke (1988). Esta simplificación presupone que las etapas de corta duración son despreciables o se asimilan a la inmediatamente anterior.

Teoría

El análisis del movimiento del fluido en un ariete hidráulico es no lineal debido a la turbulencia y a la intermitencia del flujo originado por la apertura y cierre de la válvula de impulsión. El flujo en la tubería de impulsión se puede estudiar con: a) la segunda ley de Newton (Lansford & Dugan, 1941); b) una ecuación diferencial para flujo inestable (Iversen, 1975), o c) las ecuaciones del flujo inestable en una tubería (Tacke, 1988). Cualquiera de estas alternativas requiere las constantes de los diferentes elementos que forman la instalación experimental: tuberías, accesorios y, sobre todo, las asociadas con la turbulencia y válvula de impulsión. Esas constantes son propias de cada instalación experimental, por lo que las predicciones de los modelos matemáticos varían de una instalación a otra, y solo describen el funcionamiento del ariete hidráulico con suministro y entrega independiente.

También hay soluciones numéricas del flujo inestable en un ariete hidráulico (Glover, 1994; Filipan *et al.*, 2003; De-Carvalho *et al.*, 2011), obtenidas modelando cada uno de sus elementos y resolviendo las ecuaciones resultantes con el método de las características.

En este estudio se comparan los resultados experimentales con los calculados mediante las relaciones de Tacke (1988) para un ciclo de operación simplificado de aceleración, retardación (bombeo) y regreso (reflujo), como se ilustra en la Figura 2. Cada etapa del ciclo de funcionamiento reducido de un ariete hidráulico se obtiene uniendo una de periodo largo con la siguiente de periodo más corto, y la analiza en términos de la velocidad del flujo (u) en la tubería de impulsión y del tiempo (t). Para ello, parte de las ecuaciones diferenciales de continuidad y movimiento del flujo inestable (Ghidaoui, Zhao, McInnis, & Axworthy, 2005) en una tubería de sección transversal circular:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{u}{c^2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{u}{c^2} \sin \beta + \frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + g \frac{\partial h}{\partial x} + f \frac{u|u|}{2D} = 0 \quad (2)$$

donde:

$$\frac{1}{c^2} = \left[\frac{\rho}{K} + \frac{\rho D}{E e} \phi \right]^{-1} \quad (3)$$

De las relaciones previas se infieren las ecuaciones características de ese tipo de movimiento, es decir:

$$\frac{\partial x}{\partial t} = u \pm c \quad (4)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \mp \frac{c}{g} \frac{du}{dt} \mp \frac{c}{g} f \frac{u|u|}{2D} - u \sin \beta \quad (5)$$

donde:

c = velocidad del sonido en el agua

β = ángulo de inclinación de la tubería

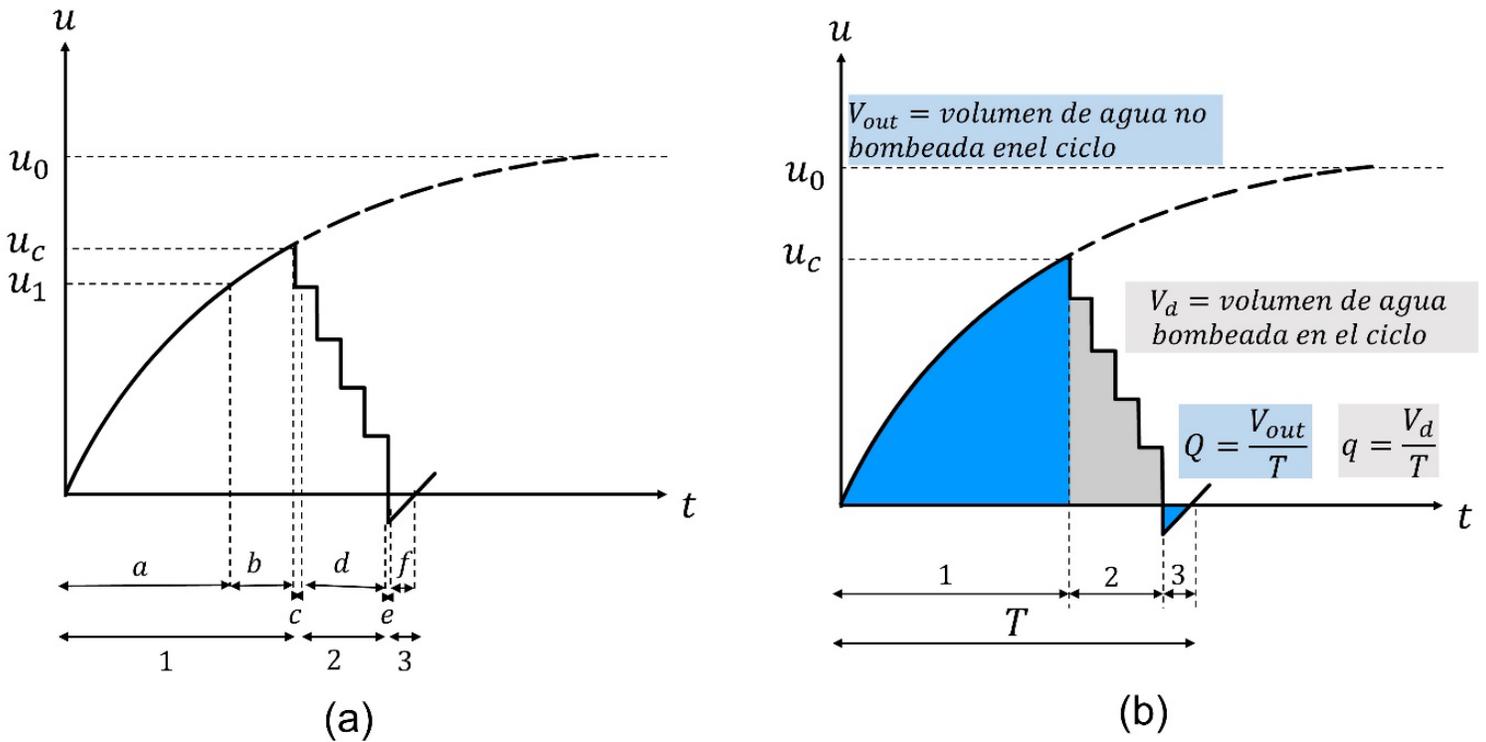


Figura 2. Esquemas de los ciclos planteados por Tacke (1998) para un ariete hidráulico con: (a) ciclo completo y (b) ciclo simplificado.

Luego las ecuaciones las simplifica mediante un análisis de órdenes de magnitud con datos experimentales para la aceleración y retardación. Así, encuentra que cuando cierra la válvula de impulsión, en ella o en el tanque de suministro, el cambio en la carga Δh se asocia con la variación de la velocidad Δu del flujo en el extremo inferior del tubo de impulsión por medio de la ecuación:

$$\Delta h = \mp \frac{c}{g} \Delta u \quad (6)$$

Los signos menos y más, respectivamente, son los cambios súbitos de la magnitud de la carga de presión en el ariete o en el tanque de suministro. Enseguida, en forma resumida, se describe lo realizado por Tacke (1988) para estimar el periodo y los caudales en las tres etapas del ciclo reducido.

Periodo de aceleración (T_a)

El flujo se acelera en la tubería de impulsión y la fuerza de arrastre mueve la válvula de impulsión hasta cerrarla. El flujo se estudia con la teoría de la columna rígida de agua y escala de tiempo de cambios de velocidad del flujo (T_a) mucho mayor que la escala de tiempo de la onda de presión de velocidad c ($T_a \gg \frac{2L_s}{c}$). La duración del periodo (T_a) y el volumen de agua derramada (V_a) por la válvula de impulsión se estiman con las ecuaciones:

$$T_a = \frac{L_s}{u_0} \ln \left(\frac{u_0 + u_c}{u_0 - u_c} \right), u_0 = \sqrt{\frac{2gH_s}{\xi}} \quad (7)$$

$$V_a = \frac{\pi D^4}{4} \frac{2L_s}{\xi} \ln \left[\cosh \left(\frac{u_0 \xi}{2L_s} \right) \right] \quad (8)$$

Donde:

$$\xi = \xi_{out} + \xi_{vlv} + \xi_{in} + \xi_{fr}; \xi_{fr} = \frac{f L_s}{D}$$

siendo:

L_s = largo de la tubería de impulsión

u_o = velocidad asintótica del flujo en el tubo cuando $t \rightarrow \infty$

u_c = velocidad del flujo cuando se cierra la válvula de impulsión

ξ = coeficiente de fricción total

Periodo de retardación (T_d)

El cierre de la válvula de impulsión ($t = T_a$) produce el golpe de ariete (onda de presión) que a la velocidad del sonido (c) recorre en ambos sentidos la tubería de impulsión. Su análisis se hace con la teoría de onda de presión del flujo rápidamente variable despreciando pérdidas primarias y secundarias por ser mucho menores que la carga de presión del golpe de ariete. Con la Ecuación (5) se asocian los cambios de la carga de presión (Δh) con las variaciones de velocidad (Δu) en el ariete y el tanque de suministro, cuya variación en esta etapa del ciclo de funcionamiento de un ariete hidráulico es descrita enseguida.

El cierre de la válvula de impulsión frena el flujo tras ella y $\Delta u = -u_c$, u_c velocidad de cierre y la presión en el ariete crece en $\Delta h = -\frac{c}{g} \Delta u = -\frac{c}{g}(-u_c) = \frac{c}{g}u_c$. La onda de presión cuando se propaga del ariete al tanque de suministro abre la válvula de entrega y fluye agua hacia esa cámara a velocidad $u_{1+} = u_c + \Delta u = u_c - \frac{g}{c}h_d$, porque detrás del frente de onda de

presión el agua reduce su velocidad en proporción a $\Delta h = h_d$, y de la Ecuación (5) en el ariete $\Delta u = -\frac{g}{c} \Delta h = -\frac{g}{c} h_d$.

Al llegar la onda de presión al tanque de suministro ($t = T_a + \frac{L_s}{c}$), la altura del agua en el tanque de suministro (H_s) no cambia y $\Delta h = -h_d$, por lo que $\Delta u = -\frac{g}{c} h_d$ y una onda de presión negativa retorna al ariete con velocidad $u_{1-} = u_{1+} + \Delta u = u_c - 2\frac{g}{c}$.

Cuando la onda de presión alcanza otra vez al ariete ($t = T_a + \frac{2L_s}{c}$), $\Delta h = h_d$ y $\Delta u = -\frac{g}{c} h_d$, y una nueva onda de presión positiva se mueve del ariete al tanque de suministro con velocidad $u_{2+} = u_{1-} + \Delta u = u_c - 3\frac{g}{c} h_d$.

En el instante $t = T_a + \frac{3L_s}{c}$ de nuevo la onda de presión positiva llega al tanque de suministro y se refleja desde éste al ariete como onda negativa, con velocidad del agua $u_{2-} = u_{2+} - \frac{g}{c} h_d = u_c - 4\frac{g}{c} h_d$. Así, en cualquier instante de tiempo "t", el periodo de retardación estará en el rango $T_a + (i-1)\frac{2L_s}{c} < t < T_a + i\frac{2L_s}{c}$, y la velocidad de la *i*-ésima variación de presión será:

$$u_i = u_c - (2i - 1)\Delta u \quad (9)$$

Si $i = N$, número de variaciones de presión durante las cuales fluye agua a la cámara de aire durante la retardación, entonces $u_N > 0$ y de la Ecuación (9) resulta $u_c - (2N - 1)\Delta u > 0$, o $u_c + \Delta u > 2N\Delta u$, con $N < \frac{u_c + \Delta u}{2\Delta u}$; $\Delta u = \frac{c}{g} h_d$. Esto es, *N* es el número entero más grande tal que $N < \frac{u_c + \Delta u}{2\Delta u}$.

Entonces el agua fluye a la cámara de aire con pasos de velocidad decrecientes que finalizan cuando se cierre la válvula de entrega. En ese instante la onda de presión en el ariete puede ser:

- a) **Negativa**, se abre la válvula de impulsión y el agua se aleja del ariete al tanque de suministro con velocidad de retorno del agua desde la cámara de aire a la tubería de impulsión dada por:

$$u_r = u_c - 2N\Delta u \quad (10)$$

- b) **Positiva**, la onda de presión en el ariete no tiene la energía necesaria para generar una nueva onda de presión con carga igual a la de entrega (h_d) y va al tanque de suministro para regresar al ariete en $2L_s/c$ segundos después y abrir la válvula de impulsión con velocidad:

$$u_r = 2N\Delta u - u_c \quad (11)$$

Así, según Tacke (1988), las ecuaciones para estimar el periodo de retardación (T_d) y el volumen de agua transferido a la cámara de aire en este periodo (V_d), respectivamente, son:

$$T_d = N \frac{2L_s}{c} \quad (12)$$

y:

$$V_d = \frac{\pi D^2}{4} \frac{2L_s}{c} \sum_{i=1}^N u_i \quad (13)$$

donde:

N = número de cambios de presión

u_i = velocidad del agua en la i ésima variación de presión, $u_i = u_c - (2i - 1)\Delta u$

N = número entero más grande tal que $N < \frac{u_c + \Delta u}{2\Delta u}$

siendo $\Delta u = \frac{c}{g} h_d$

donde:

h_d = altura de entrega

Periodo de retorno (T_r)

El cierre de la válvula de impulsión (o $2L_s/c$ segundos después) produce velocidad negativa en toda la tubería de impulsión (el agua va del ariete al tanque de suministro). Por estar la válvula de entrega cerrada ($u = 0$ en el ariete) hay presión negativa en el cuerpo del ariete; se abre la válvula de impulsión y el agua se acelera por efecto de la altura de suministro H_s . El periodo termina cuando se abre la válvula de impulsión y su duración T_r y el volumen de retorno V_r , respectivamente, de acuerdo con Tacke (1988) se pueden calcular con las relaciones:

$$T_r = \frac{u_r L_s}{g H_s} \quad (14)$$

$$V_r = -\frac{\pi D^2}{4} \frac{u_r L_s}{2gH_s} \quad (15)$$

donde:

$$\text{caso a) } = u_r = u_c - 2N\Delta u$$

$$\text{caso b) } = u_r = 2N - \Delta u - u_c$$

En el caso b):

$$T_r = -\frac{u_r L_s}{g H_s} + \frac{2}{L_s}, V_r = \frac{\pi D^2}{4} T_d (u_c - N\Delta u) \quad (16)$$

Finalmente, el caudal bombeado (q) y caudal derramado (desperdiciado) (Q), respectivamente, se pueden determinar con las ecuaciones:

$$q = \frac{1}{T} V_d = \frac{\pi D^2}{4} \frac{T_d}{T} (u_c - N\Delta u) \quad (17)$$

$$Q = \frac{V_{out}}{T} = \frac{1}{T} (V_a + V_r) = \frac{1}{T} \frac{\pi D^2}{4} \left[\frac{2L_s}{\xi} \text{Ln} \left(\cosh \left(\frac{u_0 \xi}{2L_s} T_a \right) \right) - \frac{u_r^2 L_s}{2gH_s} \right] \quad (18)$$

siendo $T = T_a + T_d + T_r$

Por tanto, en un ciclo de funcionamiento de un ariete hidráulico, el caudal total (Q_T) estimado con el modelo de Tacke (1988) es:

$$Q_t = Q + q \quad (19)$$

Desempeño del sistema (η)

La eficiencia del ariete hidráulico η es la razón de la potencia de salida del sistema Π_{salida} a la potencia usada para hacer funcionar el sistema $\Pi_{entrada}$, esto es:

$$\eta = \frac{\Pi_{salida}}{\Pi_{entrada}} = \frac{\rho g H q}{\rho g h Q_t} = \frac{H q}{h Q_t} \quad (20)$$

Instalación y procedimiento experimental de arietes hidráulicos con suministro vertical-radial, y descarga con y sin bajante

Los arietes hidráulicos usados en este estudio tienen una válvula de impulsión construida a partir de una válvula comercial de pie, con partes interna y externa, y ensamble hembra-macho (Figura 3); la primera se acopla a la tubería de impulsión y la última en la etapa de aceleración derrama agua al exterior por una rejilla cónica. Para convertirla en válvula de impulsión, a la pieza externa de la válvula comercial se le agregó un

sistema de apertura y cierre de su orificio de descarga (Figura 3) formado por un tornillo y tuercas. Este sistema comprime un resorte en contacto permanente con el disco del émbolo de la válvula comercial, que se desplaza con movimiento horizontal dentro de la pieza interna. La longitud del resorte sin comprimir fue de 0.1 m, con rango de compresión de 0.01 m mediante incrementos de 0.002 m. Pruebas preliminares permitieron determinar que una longitud de resorte comprimido de 0.0875 m produce el mayor caudal bombeado cuando la válvula de impulsión se conecta al circuito hidráulico con la máxima altura de suministro que permite la profundidad de 1 m del tanque de suministro.

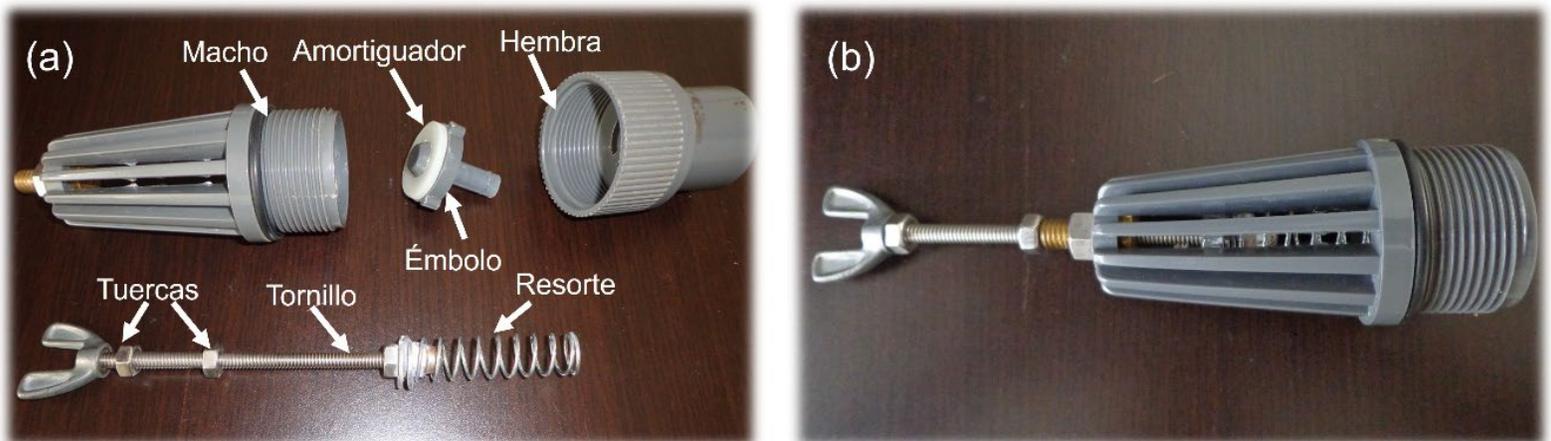


Figura 3. Válvula de impulsión con sistema de apertura y cierre construido con una válvula comercial de pie; a) componentes y b) válvula ensamblada.

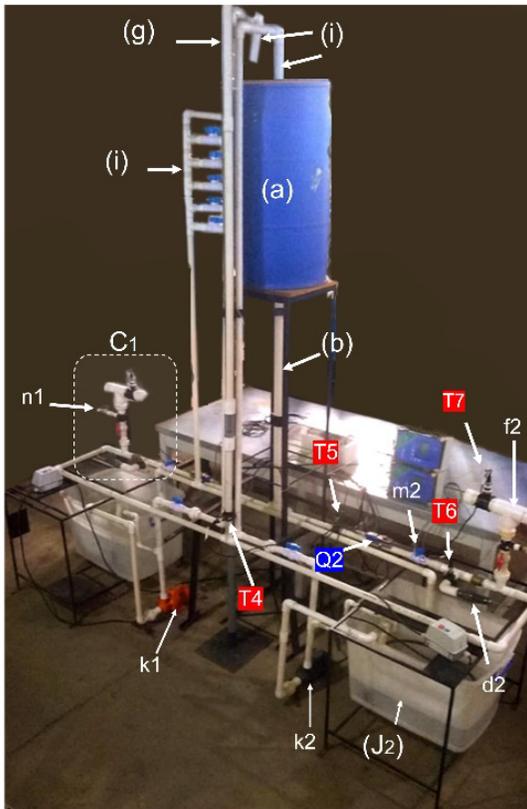
Otros elementos del dispositivo experimental son los siguientes: (a) *válvula de entrega*, en este estudio se usó una válvula antirretorno check comercial de 0.0254 m de diámetro que permite el paso de agua solo de

la tubería de impulsión a la cámara de aire y (b) *cámara de aire horizontal*, construida en tubo de PVC de 0.0254 m de diámetro y 0.2 cm de largo, con tapones del mismo material en sus extremos. Una vista general de la instalación experimental se presenta en la Figura 4. Para el transporte del agua, el circuito hidráulico tiene tres tramos en tubería de PVC (Figura 4):

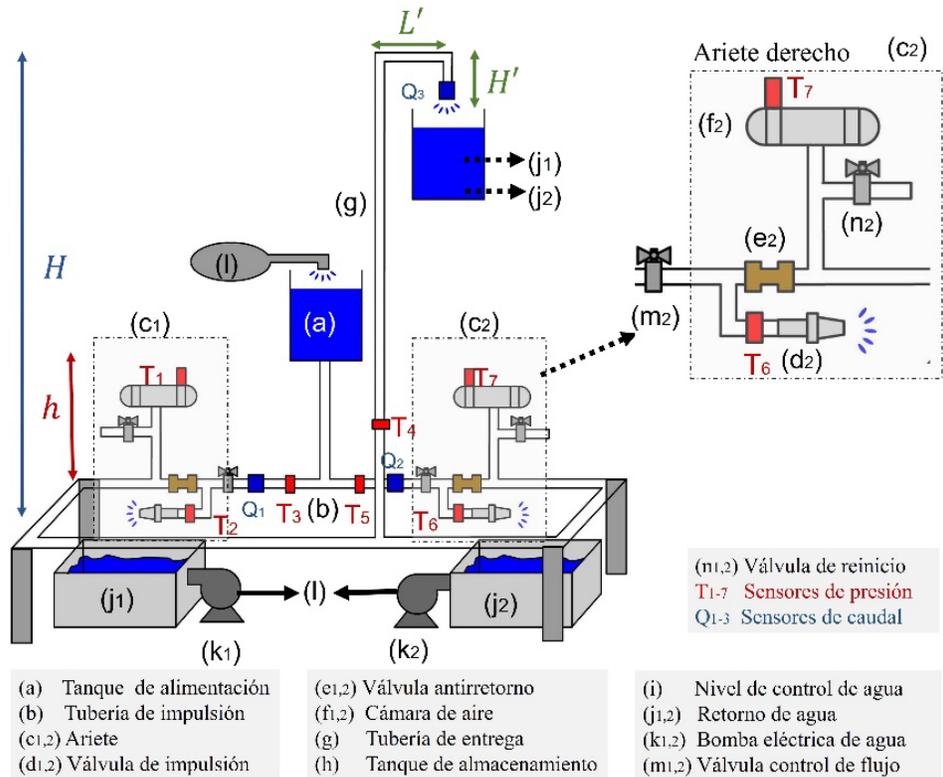
1. Suministro. Inicia en el tanque de suministro (a) como un segmento vertical de tubería con diámetro de 0.0508 m y 1.3 m de altura; se divide en dos tuberías de 0.0258 m de diámetro y 1 m de largo a través de una unión T que suministra el caudal a cada ariete (d_1 , d_2).

2. Elevación. Conduce el agua de los tanques de descarga (j_1 , j_2) al tanque de suministro (a) mediante dos bombas radiales (k_1 , k_2).

3. Entrega. Inicia como dos tubos horizontales de 0.0254 m de diámetro y 0.30 m de largo que salen de cada cámara de aire (f_1 , f_2); con un codo de 90° cambia de dirección; cada tubería continúa en una longitud de 1 m en el plano horizontal y se acopla a unión T desde donde, conservando el diámetro, continúan como tubo vertical ascendente hasta una altura de 6 m. A ese nivel se acopla una tubería horizontal (L') de 0.20 m y 0.0254 m de diámetro con dos codos de 90° en sus extremos. La conducción de entrega forma una U invertida y retorna a la dirección vertical con sentido descendente para convertirse en el bajante.



(a)



(b)

Figura 4. Dispositivo experimental: (a) foto y (b) esquema con ubicación de transductores.

Instrumentación y medición

Los caudales suministrados a los arietes hidráulicos se midieron con dos caudalímetros de efecto Doppler (Greyline Instruments Inc, DFM 5.0, Birmingham, UK), colocados en sus respectivas tuberías de suministro. El caudal bombeado se midió con un caudalímetro de turbina (EDM, Kobold,

Perú), ubicado empezando el tramo vertical ascendente de la conducción de entrega.

La medición de la presión se realizó empleando siete transductores (Danfoss, MBS1900, Nordborg, Dinamarca) ubicados estratégicamente en el circuito hidráulico en las válvulas de impulsión (dos sensores); las tuberías horizontales de suministro (dos sensores); las cámaras de aire (dos sensores), y en la tubería de entrega (un sensor). Los transductores de presión que se etiquetan de T1 a T7 en la Figura 3 son dispositivos piezorresistivos que operan con un voltaje de entrada entre 9 y 28 V y proporcionan señales de salida entre 4 y 20 mA, y tienen la capacidad de medir presiones entre 0 y 25 bares (0-2500 kPa).

Los sensores de presión se acoplaron a la tubería mediante un collarín con orificio concéntrico con el orificio de la toma de presión en la tubería, cuidadosamente maquinado, a fin de evitar imperfecciones que conviertan energía de velocidad en energía de presión (Figura 5).



Figura 5. Collarín de acople de sensor a la tubería con orificio de toma de presión.

Los sensores de presión se calibraron en el sistema mostrado en la Figura 6, usando un manómetro (OMEGA, DPG4000, Omega Engineering Inc., USA) con curva de calibración del fabricante. En la calibración al tubo porta sensores se suministraba aire a presión, cuya magnitud era leída en el manómetro de referencia.

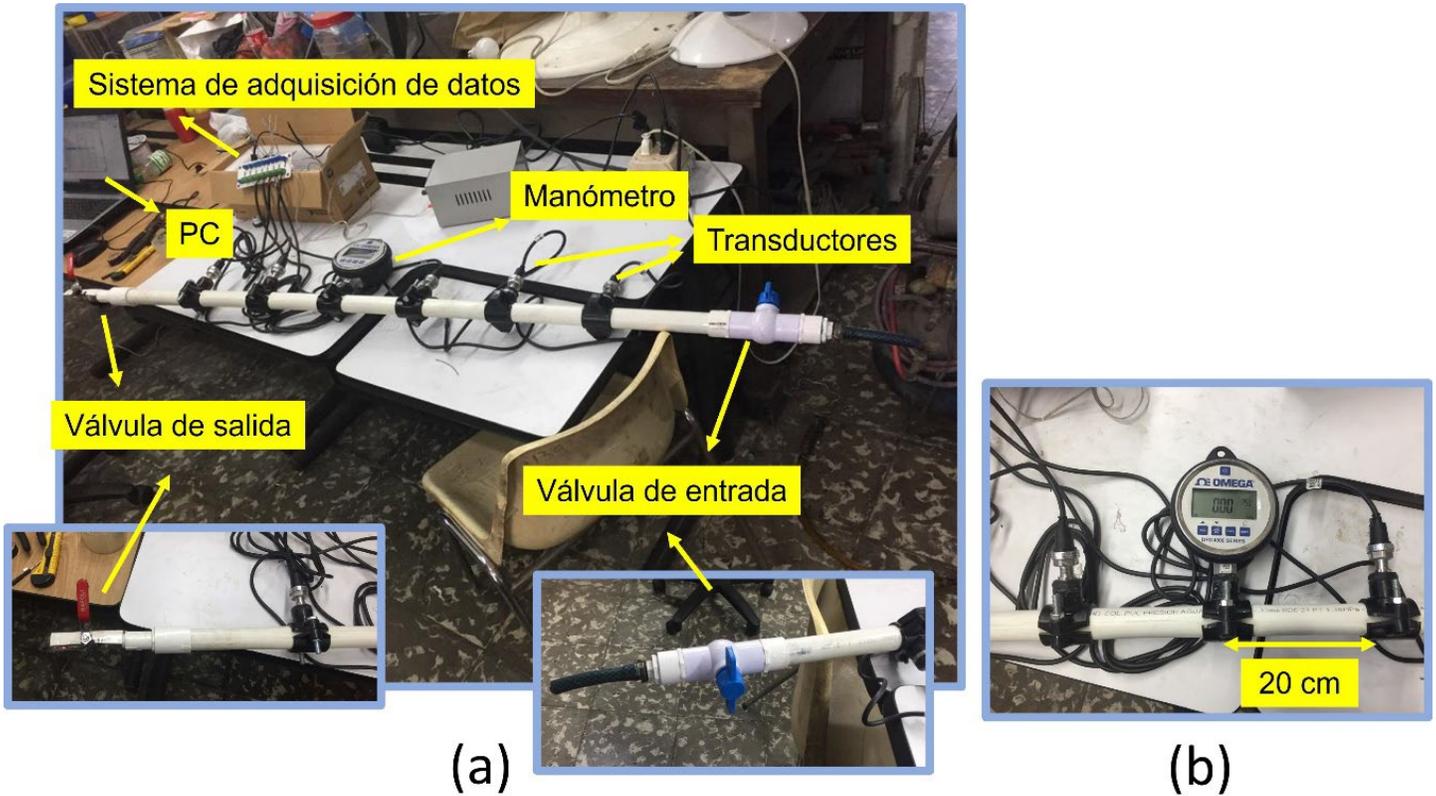


Figura 6. (a) Tubo porta transductores de presión y (b) manómetro de referencia.

Posteriormente esa información se procesó para obtener la curva de calibración de los transductores de presión y el error en la medición de presiones (Figura 7).

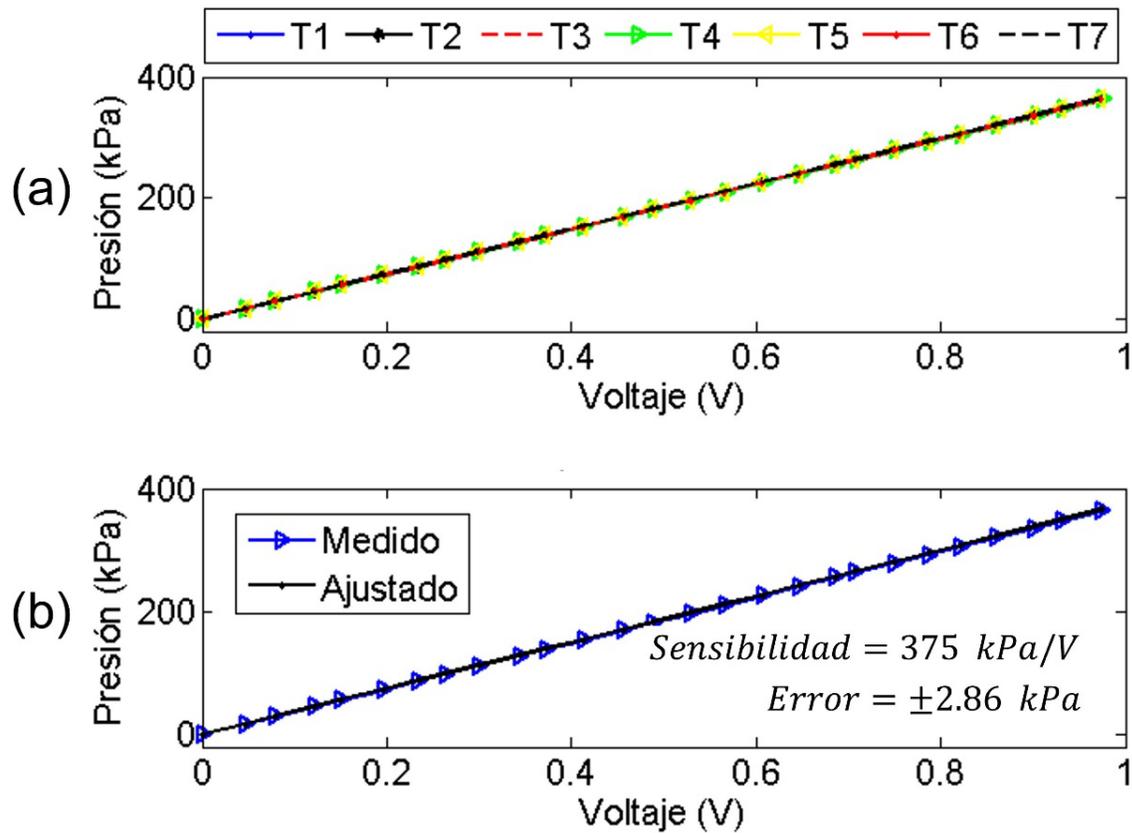


Figura 7. Curvas de calibraciones y estimación del error (a) mediciones de Voltaje vs Presión para los siete transductores. (b) Curva de sensibilidad de los transductores.

En la Figura 8, un diagrama de bloques sintetiza el procedimiento experimental para la adquisición de datos.

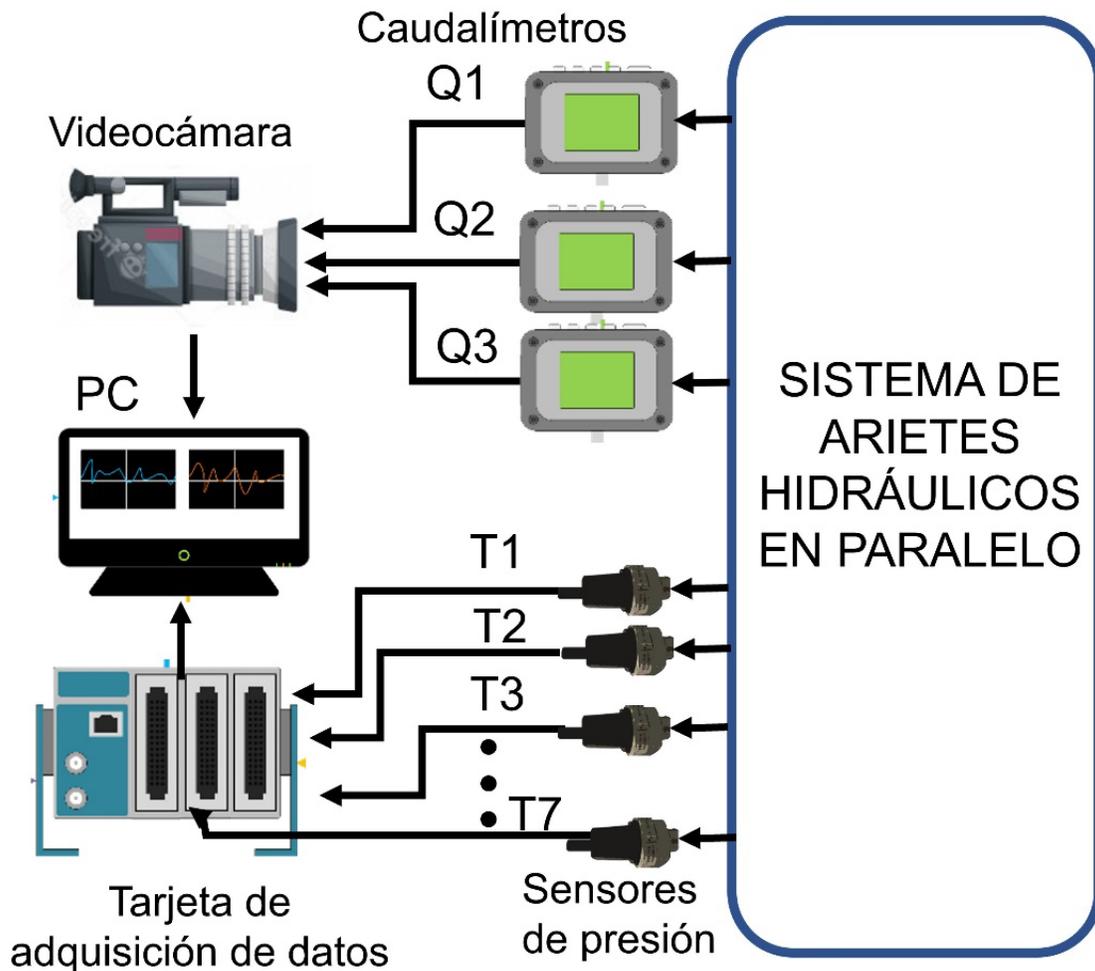


Figura 8. Esquema del montaje experimental para adquisición de datos.

El análisis de los datos se realizó mediante un ajuste lineal bajo los siguientes parámetros: SSE: 0.02423, R-square: 1, RMSE: 0.03113. El máximo error de calibración encontrado fue de ± 7.6353 Mv, que en unidades de presión equivale a 0.4118 psi (2.83 kPa); la sensibilidad de los transductores es $p(kPa) = 375 kPa/V$.

Las presiones registradas por los transductores de presión se capturaron mediante una tarjeta de adquisición de datos (Modelo CDAQ 9178, National Instruments, USA) y dos módulos (Modelo 9215, National Instruments, USA) con cuatro entradas análogas cada uno. Estas señales se procesaron y analizaron mediante la transformada rápida de Fourier de tiempo corto para obtener las componentes frecuencias del golpe del ariete empleando el *software* Matlab.

La obtención de los caudales implicó el uso de una videocámara con 60 imágenes por segundo (fps) que grababa las lecturas digitales de los caudalímetros. Posteriormente el video se procesó en un computador para conocer los caudales durante los cuatro minutos (240 s) que duraba cada condición de flujo ensayada.

Metodología

Primero se verificó el funcionamiento sin atascamiento de las válvulas de impulsión y se determinó el largo del resorte comprimido con el que cada ariete hidráulico entrega el mayor caudal bombeado. Para tal efecto, sin variar la abertura de la válvula de control de flujo de la tubería de impulsión de cada ariete hidráulico, se buscó la condición donde empieza a funcionar cada válvula de impulsión con el fin de determinar la velocidad de cierre (Figura 9). Todas las pruebas se ejecutaron con la válvula de control de flujo totalmente abierta, porque es cuando se logra el caudal máximo de bombeado.

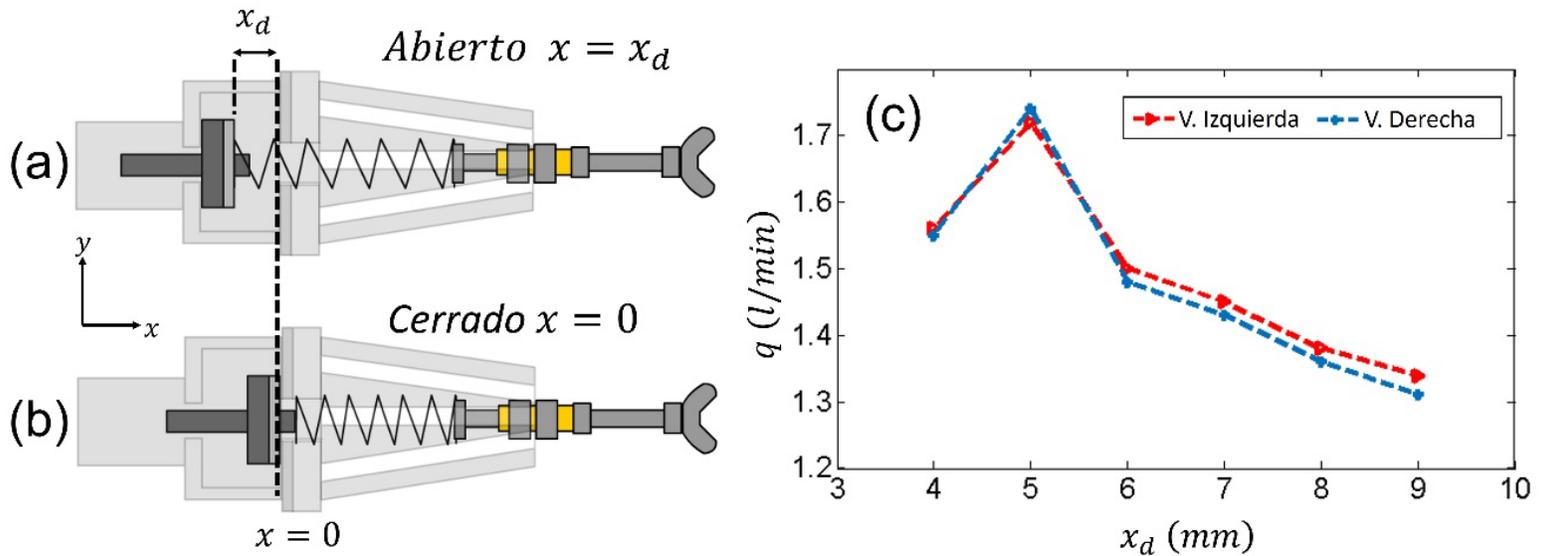


Figura 9. Válvula de impulsión en estado (a) abierto y (b) cerrado; (c) caudal bombeado (q) vs fracción de compresión del resorte (x_d).

Las pruebas se ejecutaron con alturas de suministro (h) de 1.5, 1.7 y 1.9 m; esta última es el máximo nivel de agua sin que el tanque de suministro derrame de agua; la profundidad de este recipiente es 1.0 m y su fondo está a 1.3 m del nivel de los arietes. Experimentalmente se encontró que el máximo caudal se suministra cuando el resorte se comprime 0.0875 m. Cada ensayo inició con el ajuste del nivel del agua en el tanque de suministro. Esta acción se logró operando las cinco válvulas de un sistema lateral de control de nivel que regulan el flujo en igual número de tuberías horizontales unidas a un tubo vertical que desagua a cada tanque de descarga. La altura entre válvulas es de 0.10 m y la de menor nivel se ubicó a 1.5 m medidos desde los arietes. Una vez establecida la altura de suministro y superado el transitorio se medían

los caudales durante 240 s (4 minutos) sin (a 6 m de altura) y con bajante (descargando al tanque de suministro). Enseguida se procedía al registro de la señal de presión en la tubería de impulsión, cerca de cada ariete hidráulico, en la cámara de aire y al inicio del tramo vertical de la conducción de entrega. La Figura 10a muestra el efecto del ángulo de abertura de la válvula de control de flujo en la tubería de impulsión de un ariete; la Figura 10b evidencia el comportamiento de la presión cerca al ariete operativo izquierdo y en su tubería de suministro, registrada con los transductores T2 y T3, respectivamente. También el tiempo de vuelo de la onda de presión es medido empleando el tiempo que tarda la onda de ir del transductor T2 a T3, como se ilustra en la Figura 10c. Por último, se presentan las curvas características en la cámara de aire izquierdo para tres señales diferentes cuando la altura de suministro es, por ejemplo, $h = 1.7$ m (Figura 10d).

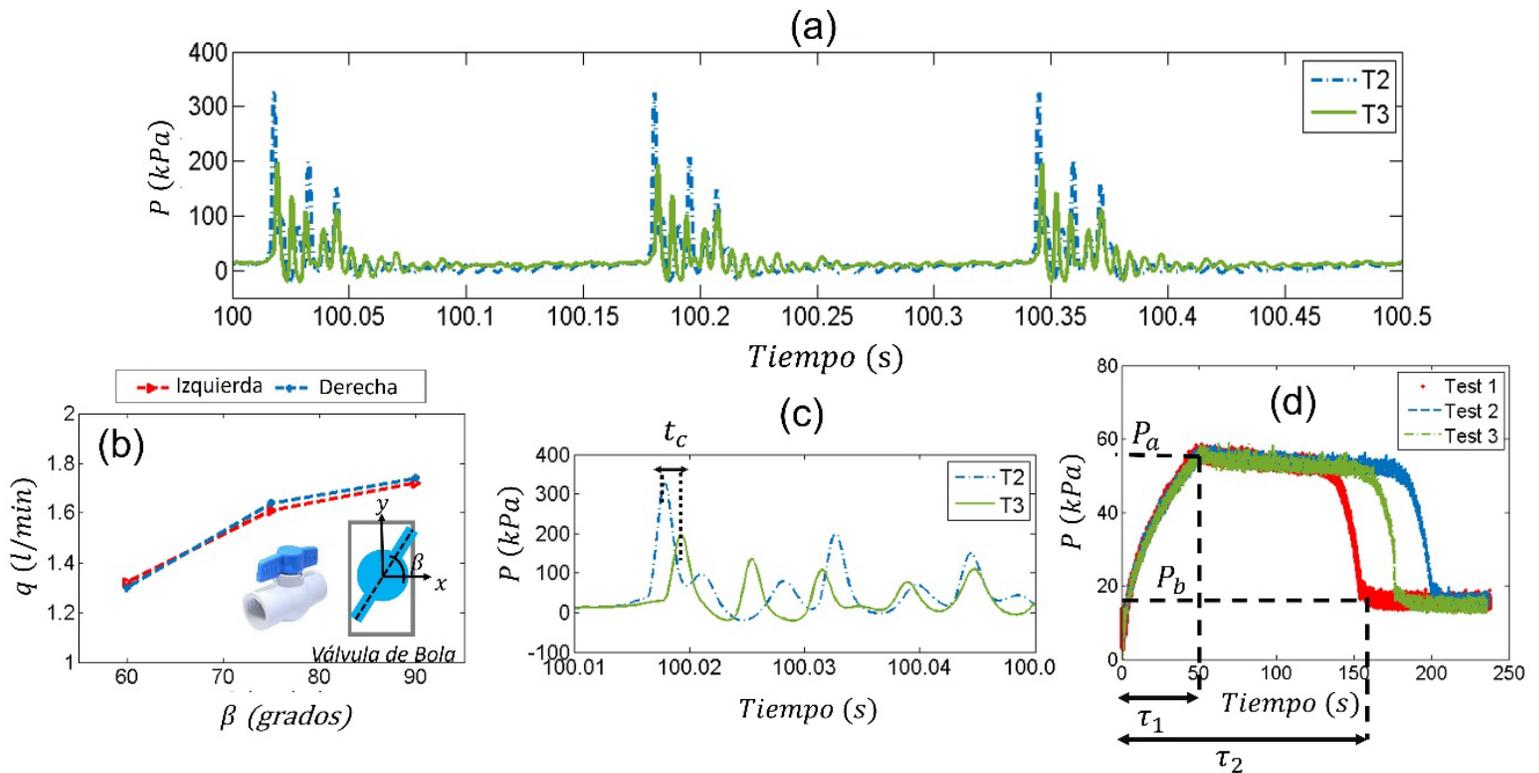


Figura 10. (a) Señales de presión medidas cerca al ariete izquierdo (T2) y en su tubería de impulsión (T3), (b) ángulo de apertura (β) de las válvulas de control de flujo vs caudal bombeado (q); (c) medición del tiempo de vuelo de la onda de presión medido entre T2 y T3, y (d) señales de presión en la cámara de aire izquierda obtenida para tres pruebas diferentes.

El funcionamiento del circuito hidráulico con un solo ariete implicó abrir por completo la válvula de control de flujo del tramo horizontal de suministro del ariete hidráulico operativo y el cierre total de esa válvula en el otro dispositivo. Para la operación de los arietes hidráulicos en paralelo simplemente se abrían totalmente ambas válvulas de control de flujo, y una vez estabilizado el flujo se procedía a medir los caudales y a

registrar las presiones en los puntos de interés para su posterior procesamiento.

Resultados

El desempeño del sistema hidráulico configurable propuesto se evaluó a través de los caudales bombeados medidos, las alturas de suministro (h) y de entrega (H), así como del funcionamiento de las configuraciones cuando 1) se emplea un único ariete y 2) los arietes en paralelo operan de manera simultánea.

Ariete hidráulico con suministro vertical-radial, y entrega individual sin y con bajante

En la cuarta y quinta columna de la Tabla 1 se reportan sin y con bajante la presión (P) en la cámara de aire, la frecuencia del golpe (F_p) y el caudal bombeado (q) por el ariete hidráulico izquierdo operando durante 240 s.

Tabla 1. Presión en cámara de aire P , frecuencia del golpe F_p y caudal bombeado q por el ariete hidráulico izquierdo.

			Sin bajante	Con bajante
		$t < \tau_1$	$\tau_1 \leq t < \tau_2$	$t > \tau_2$
$h = 1.50 \text{ m}$ $\tau_1 = 113.80 \text{ s}$ $\tau_2 = \infty \text{ s}$	$P \text{ (kPa)}$	---	55.03	55.03
	$F_p \text{ (Hz)}$	---	5.53	5.53
	$q \text{ (l/min)}$	0.00	1.10	1.10
	$\Delta P = P_{T2} - P_{T1} \text{ (kPa)}$	---	268.97	268.97
$h = 1.70 \text{ m}$ $\tau_1 = 82.55 \text{ s}$ $\tau_2 = \infty \text{ s}$	$P \text{ (kPa)}$	---	55.03	55.03
	$F_p \text{ (Hz)}$	---	6.03	6.03
	$q \text{ (l/min)}$	0.00	1.30	1.30
	$\Delta P = P_{T2} - P_{T1} \text{ (kPa)}$	----	261.57	261.57
$h = 1.90 \text{ m}$ $\tau_1 = 67.92 \text{ s}$ $\tau_2 = \infty \text{ s}$	$P \text{ (kPa)}$	---	55.03	55.03
	$F_p \text{ (Hz)}$	---	6.75	6.75
	$q \text{ (l/min)}$	0.00	1.73	1.73
	$\Delta P = P_{T2} - P_{T1} \text{ (kPa)}$	-----	224.97	224.97

En la Figura 11 se presentan los caudales bombeados (q), suministrado (Q_t) y derramado (Q) para las alturas de suministro $h = 1.5$, 1.7 y 1.9 m .

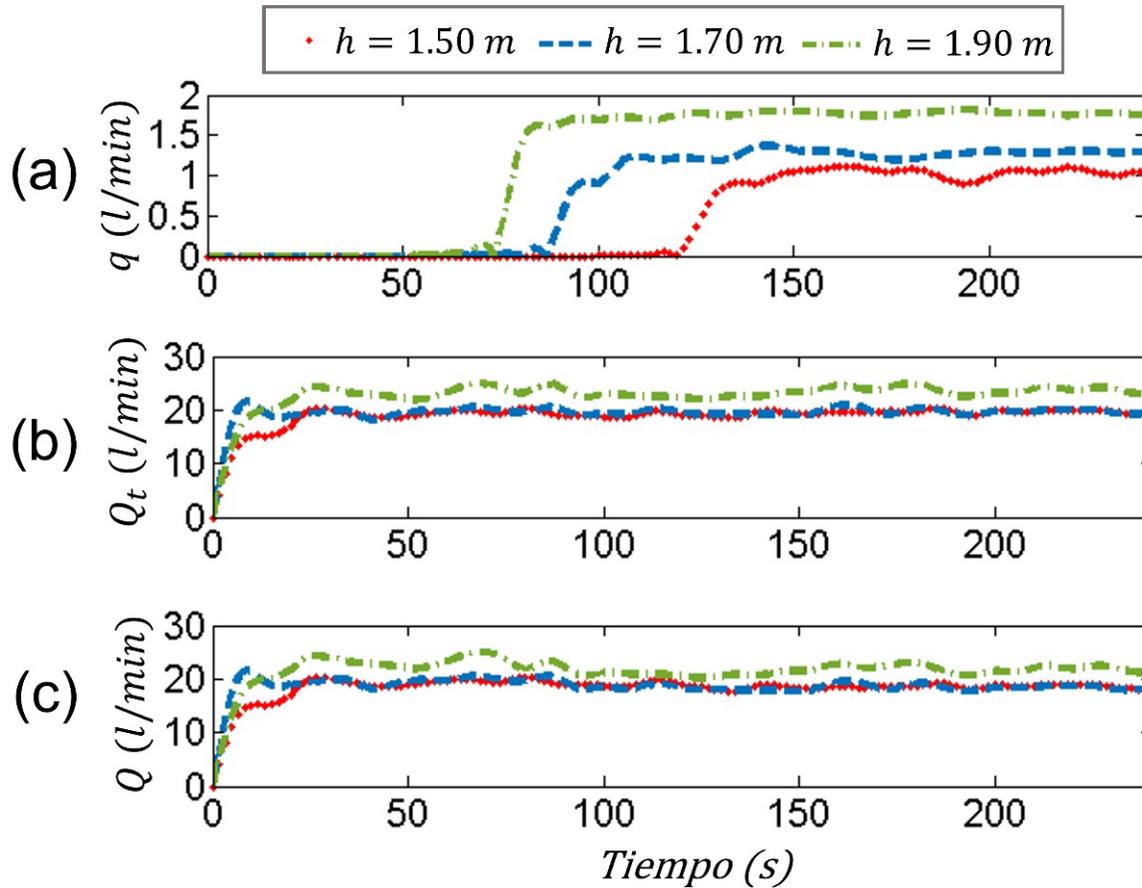


Figura 11. Caudales: (a) bombeado (q), (b) total (Q_t) y (c) derramado (Q) por un ariete hidráulico con suministro vertical descendente y acometida horizontal.

La Figura 12 contiene resultados del procesamiento de las presiones antes y cerca al ariete ensayado registradas con los transductores de presión (T3) y (T2), respectivamente.

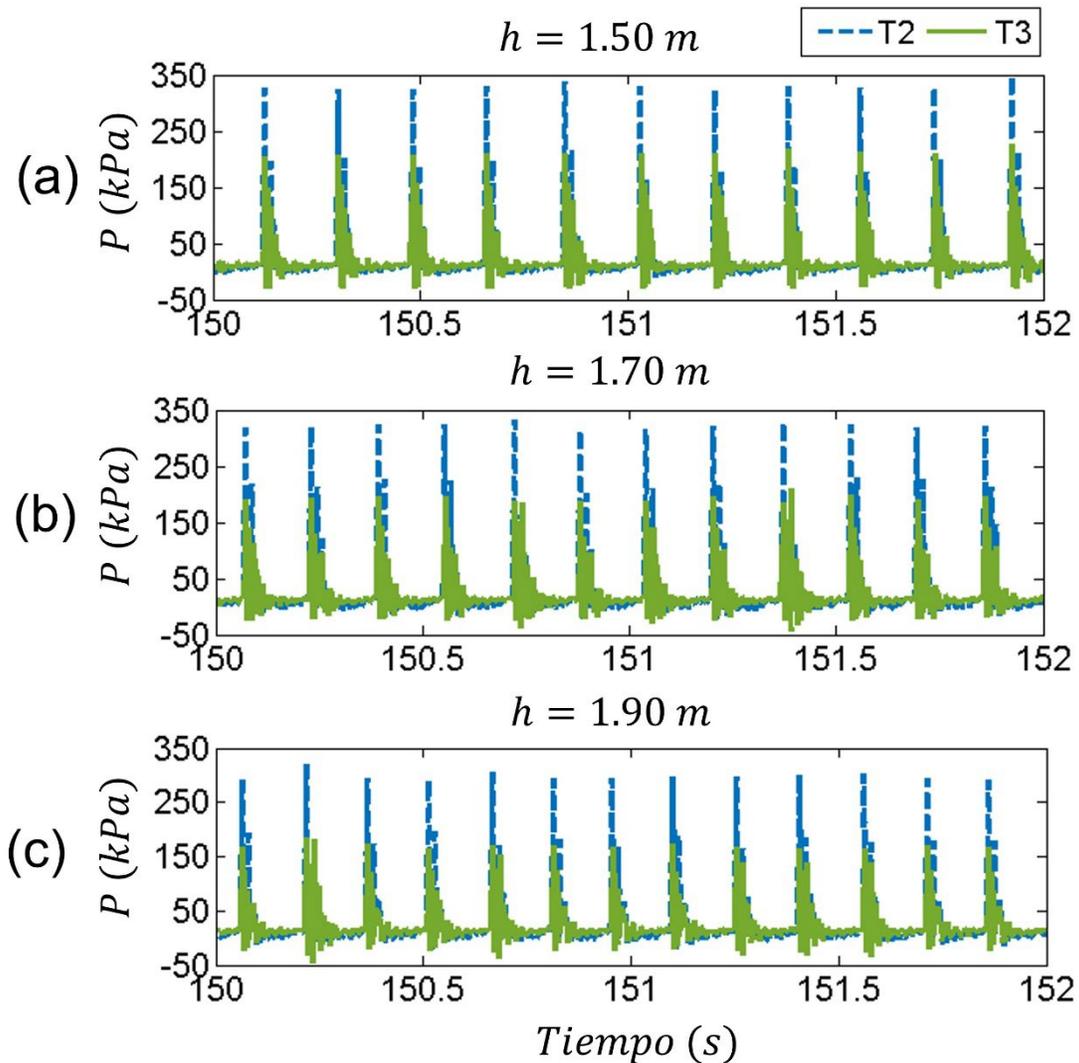


Figura 12. Presión en tubería de suministro (T3) y cerca al ariete izquierdo operativo (T2) para las tres alturas de suministro evaluadas $h=1.50, 1.70$ y 1.90 m con tubería bajante.

La Figura 13a describe la presión en la cámara de aire del ariete estudiado captada durante 240 s con el sensor (T1) y al inicio de la tubería de entrega obtenida con el sensor (T4). Se observa que en tanto la presión en T4 sufre grandes oscilaciones por el golpe de ariete, en la

cámara de aire (T1) la presión se amortigua y es igual a la estática asociada con la altura de entrega. Las Figuras 13b-d describen durante dos segundos del estado estacionario la señal de presión al inicio de la conducción de entrega (T4) con las tres alturas ensayadas. La diferencia de presión $\Delta P = P_{T2} - P_{T1}$ entre en el ariete izquierdo (T2) y su cámara de aire (T1), respectivamente, se muestra en la Tabla 1.

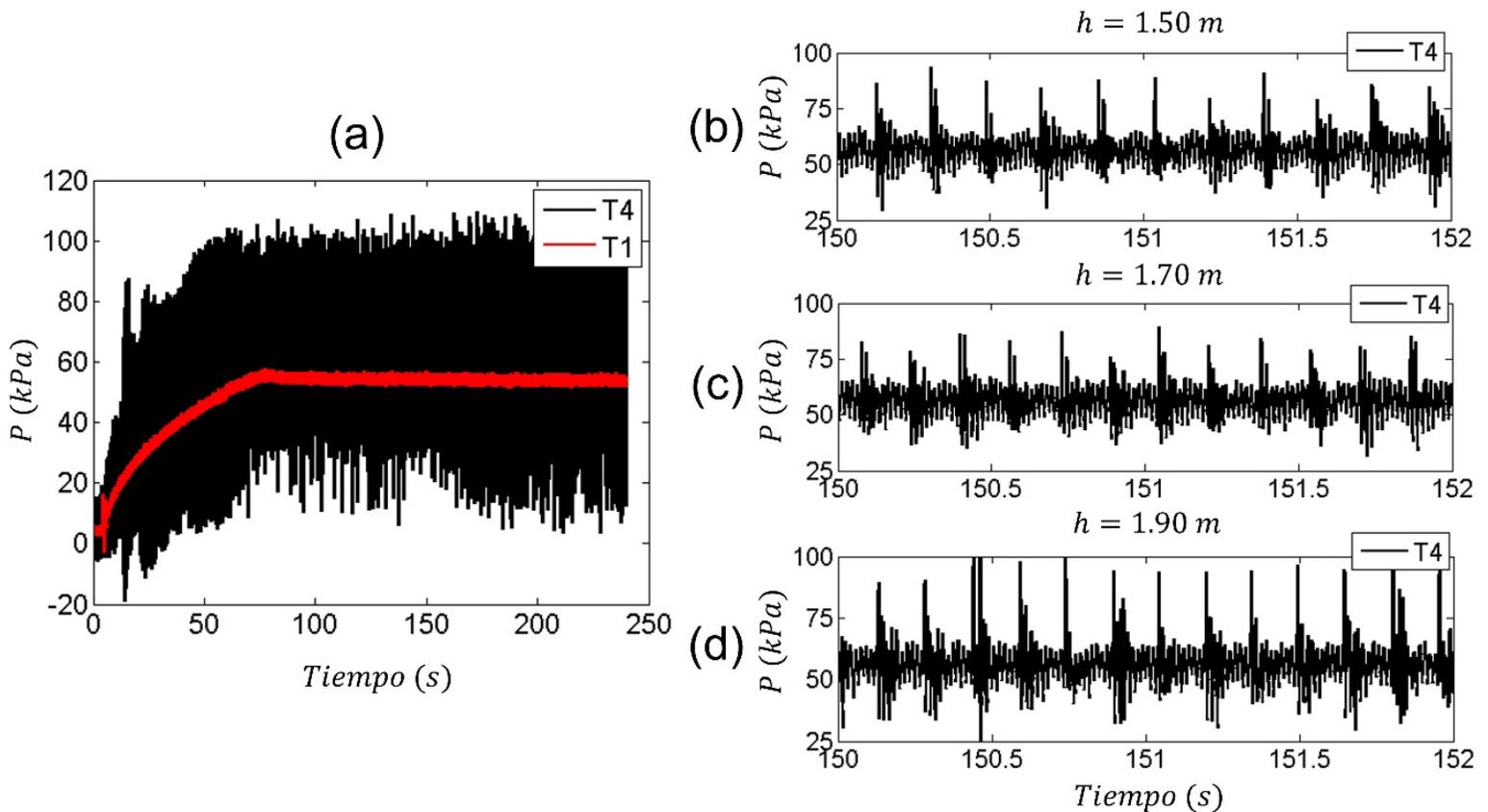


Figura 13. (a) Presión en la cámara de aire del ariete estudiado registrada con el sensor (T1); (b-d) presión al inicio de la tubería de entrega obtenida con el sensor (T4), para $h = 1.5, 1.7$ y 1.9 m, respectivamente.

La Figura 14 describe el comportamiento en el tiempo de: a) presión P en la cámara de aire; b) frecuencia del golpe (F_p); c) caudal bombeado (q), y d) eficiencia (η) del ariete hidráulico operativo izquierdo.

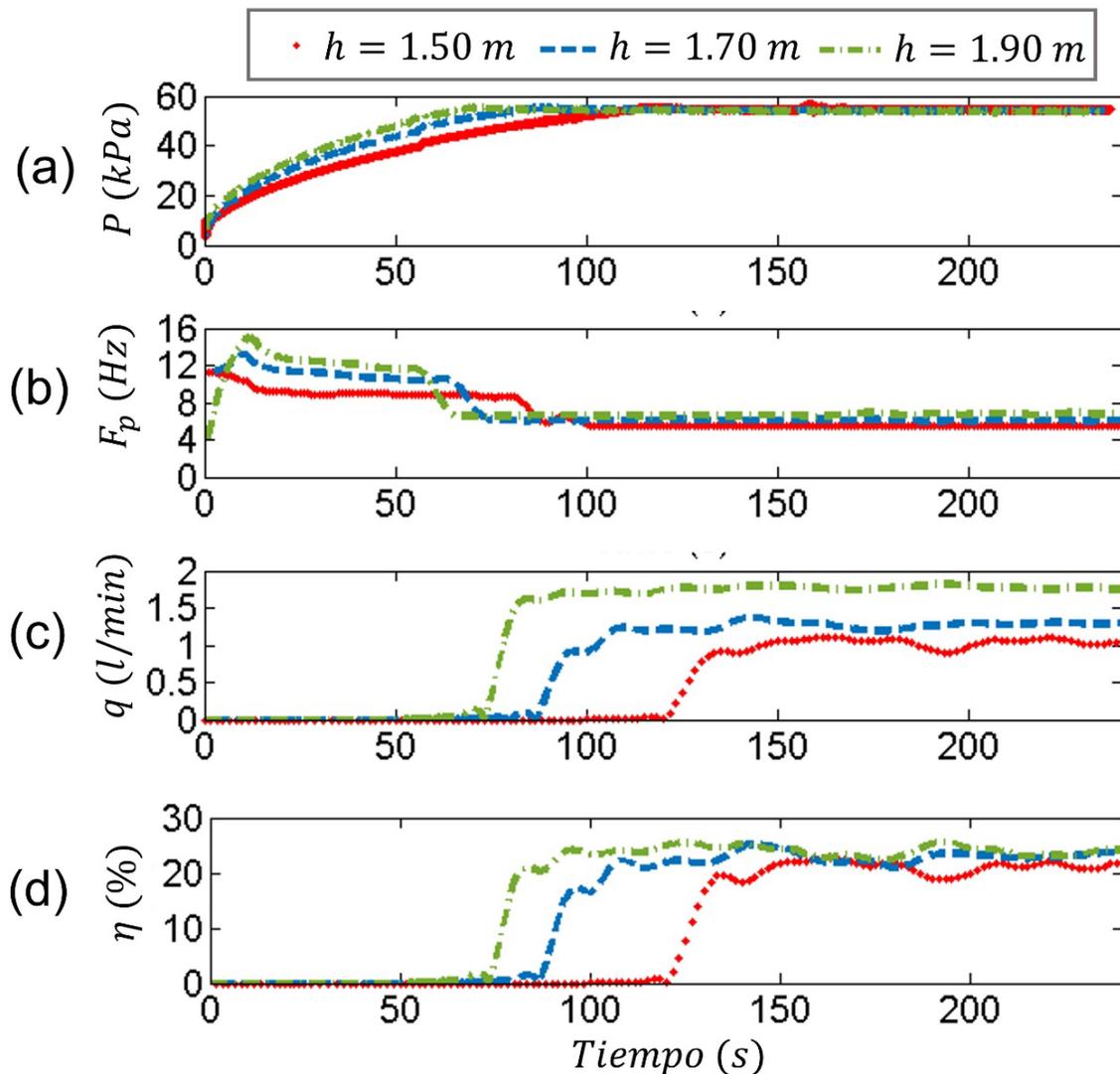


Figura 14. Ariete hidráulico izquierdo: (a) presión en cámara de aire izquierda, (b) frecuencia del golpe, (c) caudal bombeado y (d) eficiencia del ariete individual.

Dos arietes hidráulicos en paralelo sin y con bajante, y suministro vertical-radial

La operación de los arietes en paralelo y suministro vertical-radial se obtuvo abriendo totalmente ambas válvulas de control de flujo. Con esta configuración se observaron las mismas variables de interés. La información lograda en el laboratorio se muestra en la Tabla 2.

Tabla 2. Presión en la cámara de aire P , frecuencia del golpe de ariete F_p y caudal bombeado q por dos arietes con altura de suministro de 1.5, 1.7 y 1.9 m

		Sin bajante			Con bajante
		$t < \tau_1$	$\tau_1 \leq t < \tau_2$	$t > \tau_2$	
$h = 1.5 \text{ m}$ $\tau_1 = 57.69 \text{ s}$ $\tau_2 = \infty \text{ s}$	$P \text{ (kPa)}$	53.48	55.03	55.03	
	$F_p \text{ (Hz)}$	---	4.90	4.90	
	$q \text{ (l/min)}$	0.00	2.26	2.26	
	$\Delta P = P_{T2} - P_{T1} \text{ (kPa)}$	---	266.32	266.32	
$h = 1.7 \text{ m}$ $\tau_1 = 49.39 \text{ s}$ $\tau_2 = 199.4 \text{ s}$	$P \text{ (kPa)}$	----	55.03	15.50	
	$F_p \text{ (Hz)}$	----	5.8	12.40	
	$q \text{ (l/min)}$	0.00	2.60	11.70	
	$\Delta P = P_{T2} - P_{T1} \text{ (kPa)}$	----	274.97	314.5.12	
$h = 1.9 \text{ m}$ $\tau_1 = 41.17 \text{ s}$ $\tau_2 = 62.99 \text{ s}$	$P \text{ (kPa)}$	----	53.48	17.55	
	$F_p \text{ (Hz)}$	-----	6.75	14.65	
	$q \text{ (l/min)}$	0.00	3.40	13.20	
	$\Delta P = P_{T2} - P_{T1} \text{ (kPa)}$	-----	226.52	262.45	

La Figura 15 describe las presiones antes y cerca de los arietes, captadas por los transductores de presión (T3) y (T2), respectivamente. En estas condiciones se observa que la frecuencia del golpe de ariete en la válvula de impulsión se incrementa al aumentar la altura de suministro; también se aprecia que la magnitud de la presión en la tubería de impulsión disminuye de forma ligera al aumentar esa variable. Sin embargo, la presión en la tubería de impulsión tiene mayor magnitud que cuando el ariete trabaja solo. Cabe resaltar la regularidad del funcionamiento de la válvula de impulsión que, aunque es una adaptación de una válvula comercial de pie, funciona sin atascarse y no requiere impulso inicial para su funcionamiento.

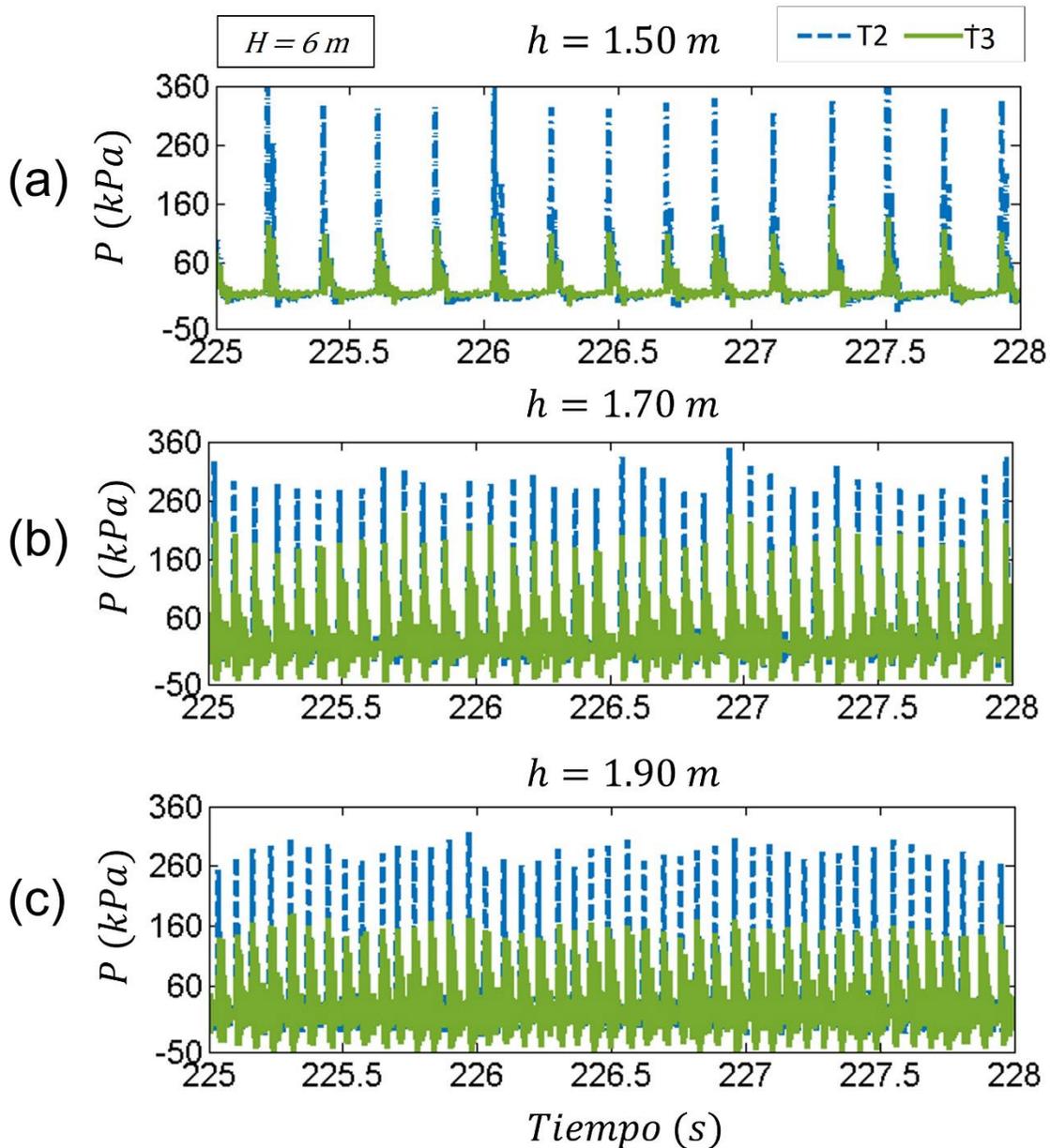


Figura 15. Señales de presión en la tubería de suministro (T3) y cerca del ariete izquierdo operativo (T2), con dos arietes en paralelo operando de forma simultánea con tubería bajante para las tres alturas de suministro evaluadas (a) $h = 1.50$, (b) $h = 1.70\text{ m}$ y (c) $h = 1.90\text{ m}$.

Con las tres alturas de suministro ensayadas, la evolución de los caudales bombeado q , total Q_t y derramado Q por ambos arietes en 240 s de registro se presentan en la Figura 16. En esta figura, a partir de 1.7 m, es notorio el efecto del bajante en caudal bombeado. También se ve que los caudales total y derramado tienen un comportamiento similar, aunque esta característica es más marcada con la altura de suministro de 1.5 m.

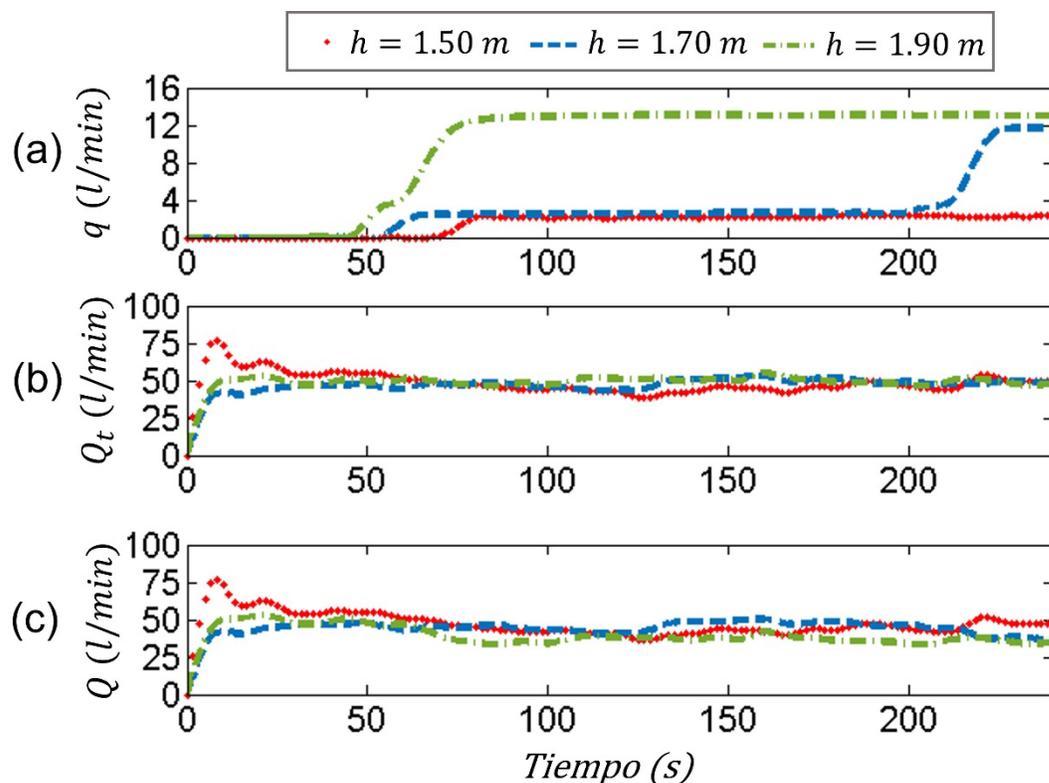


Figura 16. Caudales (a) bombeado (q), (b) total (Q_t) y (c) derramado (Q) de dos arietes en paralelo operando de manera simultánea para tres alturas de suministro $h = 1.5$, 1.7 y 1.9 m con tubería bajante.

El comportamiento de la presión en la cámara de aire, la frecuencia del golpe de ariete, el caudal bombeado y la eficiencia de dos arietes operando simultáneamente en paralelo se ilustran en la Figura 17. Como muestra esta figura, el bajante no afecta a la presión en la cámara de aire cuando la altura de suministro es de 1.5 m. Su efecto es evidente con la altura de suministro de 1.7 m, donde se observa que la presión en la cámara de aire disminuye aproximadamente 150 s después en relación con los arietes cuando operan con altura de suministro de 1.9 m. Al parecer, la baja de presión en la cámara de aire se manifiesta cuando el agua alcanza la altura de 6 m en la conducción de entrega y provoca que la frecuencia del golpe de ariete aumente de 4 Hz hasta los 15 Hz. La Figura 18d muestra la eficiencia de bombeo, en donde se observa el aumento del caudal por efecto de la tubería bajante que se presenta para alturas de suministro $h = 1.70$ y 1.90 m.

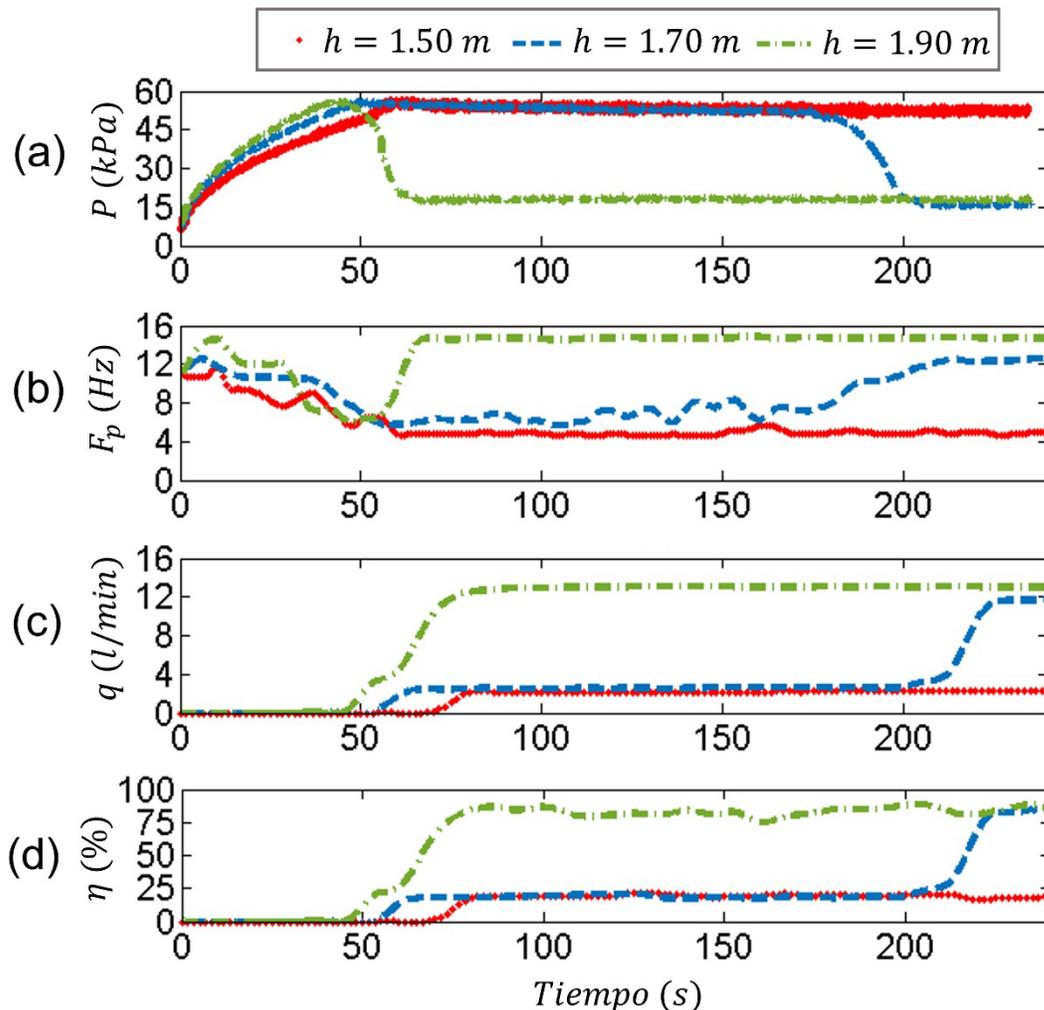


Figura 17. (a) Presión en la cámara de aire, (b) frecuencia del golpe, (c) caudal bombeado y (d) eficiencia de dos arietes en paralelo para las tres alturas de suministro evaluadas.

En la Figura 18a se comparó el caudal bombeado para tres casos, a saber: 1) sin tubería bajante (sin bajante), donde se observó que el flujo no aumenta; 2) con tubería bajante y con flujo que no aumenta (con

bajante flujo que no aumenta), y 3) con tubería bajante y el flujo aumenta (con bajante y flujo que aumenta).

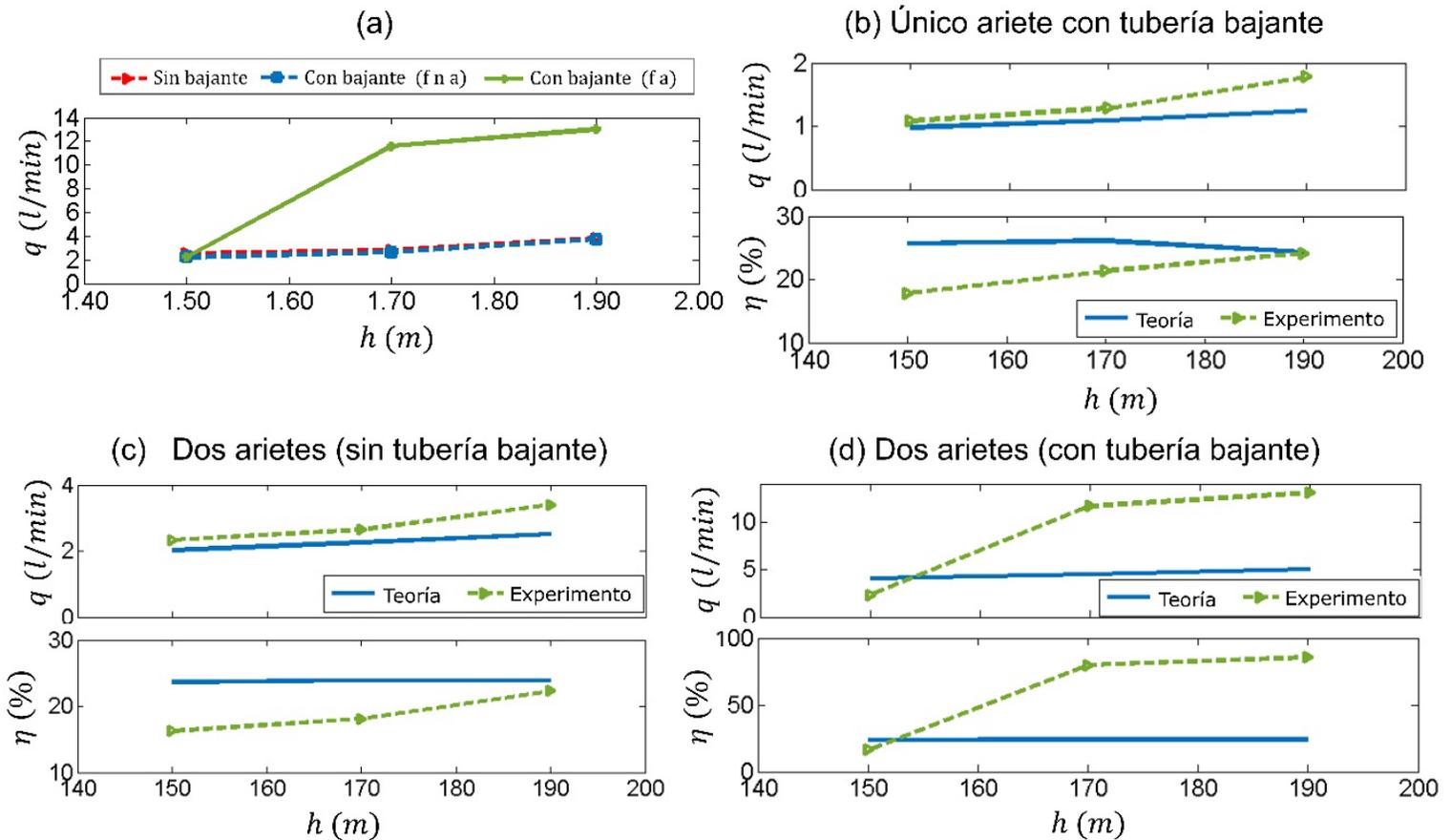


Figura 18. (a) Efecto de la tubería bajante en el comportamiento del caudal para dos arietes conectados en paralelo. Caudal y eficiencia de la configuración (b) único ariete con tubería bajante, y dos arietes conectados en paralelo (c) sin tubería bajante y con (d) tubería bajante.

Finalmente, se realiza una comparación entre los datos analíticos y los resultados experimentales para un único ariete con tubería bajante

(Figura 18b), con dos arietes en paralelo sin tubería bajante (Figura 18c), y con tubería bajante (Figura 18d).

Discusión

Como las bombas radiales conectadas en paralelo, la Tabla 1 y Tabla 2 indican que dos arietes hidráulicos con suministro vertical-radial y descargas en paralelo entregan más agua que uno, pero menos que la suma del caudal que ellos impulsan en operación independiente. Además, las presiones en la tubería de impulsión y cerca de cada ariete hidráulico muestran que la frecuencia del golpe de un único ariete es menor que para dos arietes en paralelo. Este comportamiento se mantiene para las diferentes alturas de suministro (h) evaluadas.

También al incrementar la altura de suministro crece el caudal bombeado, aunque en paralelo ese efecto ocurre con tiempos de inicio diferentes (Figura 11 y Figura 16). Además, al menos con $h = 1.7$ m y $h = 1.9$ m, el bajante afecta a la diferencia de presión entre los arietes hidráulicos en paralelo y sus cámaras de aire, como se observa en las Tabla 1 y Tabla 2. Este resultado es corroborado por el comportamiento de la presión en la cámara de aire con la altura de suministro (Figura 14a y Figura 17a). Igualmente, con la intención de evaluar el modelo de Tacke (1988) para predecir el caudal bombeado por un ariete hidráulico, se estimó esa variable y se comparó con los medidos en el laboratorio con las dos conexiones. Asimismo, sin bajante hay buena correlación entre los caudales medidos y calculados, aunque con bajante la divergencia es significativa (Figura 18e). También, al aumentar el caudal bombeado

debido a la conexión en paralelo, un sistema de dos arietes hidráulicos tiene mejor eficiencia (Figuras 18 b, d).

Finalmente, la Tabla 3 contiene los caudales bombeados por diferentes arietes hidráulicos y en ella se ve que el ariete de este estudio proporciona un caudal en el orden de magnitud reportado por otros investigadores. Sin embargo, es significativo el aumento del caudal por efecto del bajante.

Tabla 3. Caudales bombeados por distintos arietes hidráulicos.

Referencia	h (m)	H (m)	D (m)	d (m)	L_I (m)	L_E (m)	f (Hz)	Q_s (l/)	Q_E (l/s)
Suarda <i>et al.</i> (2020)	1.8	2.020	0.0320	0.0120	12.2	1.36		0.280	0.0120
Girish, Naik, Prakash y Kumar (2016)	1.0	1.475	0.0254	0.0254	5.0			0.2330	0.0540
Arangurí-Cayetano (2018)	1.75	5.0	0.0508	0.0254			2.1	1.175	0.0742
Este estudio*	1.9	6.0	0.0254	0.0254	1.5	6.0	8.89	0.42	0.0283

*Caudal con bajante 0.1482 l/s (Tabla 1).

Conclusiones

Para investigar el desempeño de uno o dos arietes hidráulicos con suministro vertical-radial, descarga independiente o en paralelo, con o sin bajante, se diseñó y construyó un circuito hidráulico con la capacidad de operar en una u otra condición. El objetivo era conocer el desempeño individual y en paralelo de los arietes hidráulicos con ambas conexiones, a fin de evaluar la viabilidad de un sistema de múltiples arietes hidráulicos de suministro vertical-radial, y descargas independientes o en paralelo. Para tal efecto se midieron los caudales y presiones en ambas opciones de suministro y entrega, a fin de evaluar su comportamiento y determinar la mejor condición de operación de los arietes hidráulicos. Los resultados experimentales del estudio conducen a lo siguiente:

1. Experimentalmente se comprobó el funcionamiento de uno y dos arietes hidráulicos descargando solos o en paralelo, con o sin bajante, cuando el suministro a ellos es vertical-radial.
2. La información experimental obtenida permitió por primera vez comparar el desempeño de un ariete hidráulico y el de dos de ellos en paralelo funcionando en las dos condiciones de suministro y entrega estudiadas.
3. Como en el caso de las bombas radiales, el caudal bombeado por dos arietes en paralelo es mayor que el de uno solo de estos dispositivos, pero menor a la suma de los caudales entregados por cada uno de ellos.
4. La adición de un tramo vertical descendente a la conducción de entrega incrementa significativamente el caudal bombeado siempre que la

tubería de entrega tenga un retorno a una altura mayor que el nivel del tanque de almacenamiento.

5. El efecto del bajante puede estar asociado con la aceleración del flujo en el tramo descendente, la cual depende de la altura del bajante.
6. El nuevo sistema de conducción fue concebido pensando en terrenos de topografía abrupta, pero no se descarta su uso en otro tipo de terreno.
7. El estudio realizado proporciona información para continuar el desarrollo de un sistema de múltiples arietes hidráulicos.

Agradecimientos

Este artículo es producto del proyecto CI 21080 de la Universidad del Valle, Cali-Colombia. En honor a la difunta esposa de E.R.M.

Referencias

- Alrikabi, N. Kh. M. A. (2014). Renewable energy types. *Journal of Clean Energy Technologies*, 2(1), 61-64.
- Arangurí-Cayetano, D. J. (2018). *Efectividad del sistema de bombeo con ariete hidráulico en la zona rural de la provincia de San Pablo-Cajamarca* (tesis de doctorado). Universidad Nacional de Cajamarca. Recuperado de <https://repositorio.unc.edu.pe/bitstream/handle/20.500.14074/2138/Efectividad%20del%20Sistema%20de%20Bombeo%20con%20Ariete%20Hidr%C3%A1ulico%20en%20la%20Zona%20Rural%20de%20La%20Provincia%20de%20San%20P.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

- Arapa-Quispe, J. B. (2016). Evaluación del rendimiento del ariete hidráulico Bah-1.1/2 variando la longitud de la tubería de alimentación y condiciones de operación de la válvula de impulso. *Anales Científicos*, 77(2), 155. DOI: <https://doi.org/10.21704/ac.v77i2.485>
- Cahill, A. E., Aiello-Lammens, M. E., Caitlin-Fisher-Reid, M., Hua, X., Karanewsky, C. J., Ryu, H. Y., Sbeglia, G. C., Spagnolo, F., Waldron, J. B., Warsi, O., & Wiens, J. J. (2013). How does climate change cause extinction? *Proceedings of the Royal Society B: Biological Sciences*, 280(1750). DOI: <https://doi.org/10.1098/rspb.2012.1890>
- Credo, M. C., & Metra, D. P. (2020). Design analysis, installation and performance evaluation of a hydraulic ram pump system with a modified waste valve. *Vietnam Journal of Science and Technology*, 58(1), 107.
- De-Carvalho, M. O. M., Diniz, A. C. G. C., & Neves, F. J. R. (2011). Numerical model for a hydraulic ram pump. *International Review of Mechanical Engineering*, 5(4), 733-746.
- DTU. (1996). *New developments in hydraulic ram pumping*. Recuperado de <https://warwick.ac.uk/fac/sci/eng/research/grouplist/structural/dtu/pubs/tr/lift/rptr13/>
- El Zein, A. L., & Chehayeb, N. A. (2015). The effect of greenhouse gases on Earth's temperature. *International Journal of Environmental Monitoring and Analysis*, 3(2), 74. DOI: <https://doi.org/10.11648/j.ijema.20150302.16>

- Filipan, V., Virag, Z., & Bergant, A. (2003). Mathematical modelling of a hydraulic ram pump system. *Strojniski Vestnik/Journal of Mechanical Engineering*, 49(3), 137-149.
- Ghidaoui, M. S., Zhao, M., McInnis, D. A., & Axworthy, D. H. (2005). A review of water hammer theory and practice. *Applied Mechanics Review*, 58(1), 49-76. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.1828050>
- Girish, L. V., Naik, P., Prakash, H. S. B., & Kumar, M. R. S. (2016). Design and fabrication of a water lifting device without electricity and fuel. *International Journal on Emerging Technologies*, 7(2), 112-116.
- Glover, P. B. M. (1994). *Computer simulation and analysis methods in the development of the hydraulic ram pump*. Coventry, UK: University of Warwick.
- IDRC-MR102eR. (1986). *Proceedings of a Workshop on Hydraulic Ram Pump (Hydram) Technology*. Ottawa, Canadá: Centro Internacional de Investigaciones para el Desarrollo.
- Iversen, H. W. (1975). An analysis of the hydraulic ram. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 97(2), 191-196. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3447251>
- Jafri, M., & Sanusi, A. (2019). Analysis effect of supply head and delivery pipe length toward the efficiency hydraulic ram 3 inches. *International Research Journal of Advanced Engineering and Science*, 4(2), 263-266.

- Januddi, F. S., Huzni, M. M., Effendy, M. S., Bakri, A., Mohammad, Z., & Ismail, Z. (2018). Development and testing of hydraulic ram pump (hydam): Experiments and simulations. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 440(1). DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/440/1/012032>
- Krol, J. (1947). *A critical survey of the existing information relating to the automatic hydraulic ram pump (London University)*. Recuperado de <https://openresearch.surrey.ac.uk/esploro/outputs/doctoral/A-critical-survey-of-the-existing/99514364202346#file-0>
- Kimaro, S. J., & Salaam, D. (2018). The influence of air vessel volume on the delivery flow rate and efficiency of a hydam water pumping system. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 5, 1312-1320.
- Kweku, D., Bismark, O., Maxwell, A., Desmond, K., Danso, K., Oti-Mensah, E., Quachie, A., & Adormaa, B. (2018). Greenhouse effect: Greenhouse gases and their impact on global warming. *Journal of Scientific Research and Reports*, 17(6), 1-9. DOI: <https://doi.org/10.9734/jsrr/2017/39630>
- Lansford, W. M., & Dugan, W. G. (1941). *An analytical and experimental study of the hydraulic ram*. Champaign, USA: University of Illinois at Urbana Champaign, College of Engineering.
- Manzini, F., Islas, J., & Martínez, M. (2001). Reduction of greenhouse gases using renewable energies in Mexico 2025. *International Journal of Hydrogen Energy*, 26(2), 145-149. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0360-3199\(00\)00042-2](https://doi.org/10.1016/S0360-3199(00)00042-2)

- Najm, H. N., & Azoury, M. P. (1999). Numerical simulation of the hydraulic ram: A new look at an old device. A01198 © IMechE 1999. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 213(Part A, 213), 127-141.
- Ngolle, E. E. G., & Hong, S. G. (2019). Experimental study on the effect of air chamber size and operation parameters on the performance of a hydraulic ram pump. *Journal of the Korean Society of Agricultural Engineers*, 61(4), 55-61. DOI: <https://doi.org/10.5389/KSAE.2019.61.4.055>
- Pramono, B. A., Suharno, K., & Widodo, S. (2018). Analisis efisiensi pompa hidram paralel empat dengan diameter katup buang 1 inchi dan 1 1 / 4 inchi berdasarkan variasi pipa inlet. *Jurnal Teknik Mesin MERC (Mechanical Engineering Research Collection)*, 1(2). Recuperado de https://www.semanticscholar.org/paper/ANALISIS-EFISIENSI-POMPA-HIDRAM-PARALEL-EMPAT-KATUP-ilham-Pramono/8fc876ec3df8e19d825cb74687dc7bcc196e6a6e?utm_source=direct_link
- Rajaonison, A., & Rakotondramiarana, H. T. (2020). Experimental validation of a mathematical model of the operation of a hydraulic ram pump with a Springs system. *American Journal of Applied Sciences*, 17(1), 135-140. DOI: <https://doi.org/10.3844/ajassp.2020.135.140>
- Rennie, L. C., & Bunt, E. A. (1990). The automatic hydraulic ram—experimental results. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 204(1), 23-31.

- Rosenberg, D. M., Bodaly, R. A., Usher, P. J. (1995). Environmental and social impacts of large scale hydro- electric development: Who is listening? *Global Environmental Change*, 5(2), 127-148.
- Schiller, E. J., & Kahangire, P. (1984). Analysis and computerized model of the automatic hydraulic ram pump. *Canadian Journal of Civil Engineering*, 11(4), 743-750. DOI: <https://doi.org/10.1139/l84-093>
- Silver, M. (1977). *Use of hydraulic rams in Nepal: A guide to manufacturing and installation*. Edition of book: UNICEF. Recuperado de <https://www.ircwash.org/sites/default/files/232.5-77US.pdf>
- Sobieski, W., Lipin, S., & Grygo, D. (2020). *An analysis of the conditions during the autonomous start-up of a water ram*. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12046-020-1272-0>
- Sobieski, W., Grygo, D., & Lipiński, S. (2016). Measurement and analysis of the water hammer in ram pump. *Sadhana*, 41(11), 1333-1347.
- Sobieski, W., & Grygo, D. (2019). Fluid flow in the impulse valve. *Technical Sciences*, 22(3), 205-118.
- Steinmetz, M., & Sundqvist, N. (2014). *Environmental impacts of small hydropower plants-a case study of Borås energi och Miljö's hydropower plants*. Gothenburg, Sweden: Chalmers University of Technology.

- Suarda, M., Kusuma, I. G. B. W., Sucipta, M., & Ghurri, A. (2020). Investigation of tilt-angled delivery valve in hydraulic ram-experiment results. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, 11(2), 117-129.
- Sucipta, M., & Suarda, M. (2019). Investigation and analysis on the performance of hydraulic ram pump at various design its snifter valve. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 539(1). DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/539/1/012007>
- Tacke, J. H. P. M. (1988). *Hydraulic rams a comparative investigation*. Recuperado de <https://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid%3Afc050d-4500-4565-9fdc-b5d8afc3064b>
- Viccione, G., Immediata, N., Cava, R., & Piantedosi, M. (2018). A preliminary laboratory investigation of a hydraulic ram pump. *Proceedings*, 2(11), 687. DOI: <https://doi.org/10.3390/proceedings2110687>
- Watt, S. (1975). *A manual on the hydraulic ram for pumping water*. Recuperado de <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:107668235>
- Young, B. W. (1998). Generic design of ram pumps. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 212(2), 117-124. DOI: <https://doi.org/10.1243/0957650981536646>