

Generación de energía mediante una bomba funcionando como turbina en una conducción de abastecimiento de agua de Guanajuato

Generation of energy from a pump functioning as a turbine in a main of water supply of Guanajuato

Jesús David Joaquín Cuarenta¹, Jesús Mora Rodríguez^{2*}, Gilberto Carreño Aguilera², Josefina Ortiz Medel²,
Modesto Pérez-Sánchez³, Petra Amparo López-Jiménez⁴

¹División de Ingenierías, Campus Guanajuato, Universidad de Guanajuato

²Departamento de Ingeniería Geomática e Hidráulica, División de Ingenierías, Campus Guanajuato, Universidad de Guanajuato. Av. Juárez 77, Zona Centro, C.P. 36000, Guanajuato, Gto. México. *Correo electrónico: jesusmora@ugto.mx

³Escuela Politécnica Superior de Alcoy. Dpto. de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente, Universitat Politècnica de València.

⁴Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente, Universitat Politècnica de València.

*Autor de correspondencia.

Resumen

En el presente trabajo se obtiene la curva característica del funcionamiento de una bomba como turbina para calcular la energía que se puede generar en una conducción por gravedad desde dos presas hasta una planta de tratamiento de agua potable para abastecimiento de agua, la cual es suministrada con un caudal variable en función del consumo y se encuentra ubicada en la ciudad de Guanajuato, México. La curva característica se obtiene por medio de fórmulas empíricas y curvas experimentales de bombas propuestas por diversos autores, las cuales predicen el funcionamiento de la bomba operando como turbina. Las fórmulas se utilizan para conocer el punto de funcionamiento óptimo en el que puede trabajar la máquina, mediante las variables: caudal, carga hidráulica y eficiencia. Finalmente, en el caso de estudio, la energía generada por la bomba funcionando como turbina es de 90 626.35 kWh/año.

Palabras clave: PATs; energía recuperable; líneas de conducción.

Abstract

In this work the characteristic curve of the operation of a pump as a turbine is obtained to calculate the energy that can be generated in a gravity pipeline from two dams to a drinking water treatment plant for water supply, which is supplied with a variable flow depending on consumption in the city of Guanajuato, Mexico. The characteristic curve is obtained by means of empirical formulas and experimental curves of pumps proposed by different authors, which predict the operation of the pump operating as a turbine. The formulas are used to determine the optimum operating point at which the machine can work, by means of the variables: flow rate, hydraulic head, and efficiency. In this case, the energy generated by the pump operating as a turbine is 90 626.35 kWh/year.

Keywords: PATs; recoverable energy; conduction lines.

Recibido: 11 de febrero de 2019

Aceptado: 24 de septiembre de 2019

Publicado: 11 de diciembre de 2019

Como citar: Joaquín-Cuarenta, J. D., Mora-Rodríguez, J., Carreño-Aguilera, G., Ortiz-Medel, J., Pérez-Sánchez, M., & López-Jiménez, P. A. (2019). Generación de energía mediante una bomba funcionando como turbina en una conducción de abastecimiento de agua de Guanajuato. *Acta Universitaria* 29, e2512. doi: <http://doi.org/10.15174.2019.2512>

Introducción

El ahorro de agua y energía es una de las principales preocupaciones en la gestión de un sistema de abastecimiento de agua (Fecarotta, Carravetta, Ramos & Martino, 2016). La energía se puede recuperar con las microcentrales hidroeléctricas (MCHE), que se refieren a la generación de energía en el rango de 5 kW a 100 kW, las cuales pueden proporcionar fuentes alternativas de energía renovable, especialmente en zonas con pequeños ríos o arroyos (Raman, Hussein, Palanisamy & Foo, 2013). Sin embargo, el costo de inversión inicial es considerado relativamente alto, y esto ha restringido su uso de manera considerable en algunos países. Ogayar & Vidal (2009) analizaron los costos para pequeñas centrales hidroeléctricas, concluyendo que la turbina representa un 30% del gasto total de la obra, solo superado por los gastos de construcción de esta misma, los cuales son del 40%, seguidos de los equipos electromecánicos y de regulación con un 22%; finalmente, la gestión de la construcción se considera de aproximadamente de un 8%. La energía hidroeléctrica se puede obtener en cualquier sistema de agua que tenga un exceso de energía disponible por medio de las MCHE, las cuales están equipadas por una turbina y un generador; este último transforma la energía mecánica en eléctrica. No obstante, como se mencionó anteriormente, el costo y mantenimiento de una turbina es elevado, lo cual la hace tener un periodo aproximado de recuperación de 15 años. Para contrarrestar el alto costo de la turbina, se propone un equipamiento alternativo, el cual consiste en hacer funcionar una bomba centrífuga operando como turbina (PAT, por sus siglas en inglés), ya que estas están fácilmente disponibles en el mercado y con fácil acceso a sus piezas de repuesto, funcionando en conjunto con un motor asíncrono como generador eléctrico (Páscoa, Silva, Pinheiro & Martins, 2012). Con esto se reducen costos de inversión y mantenimiento, puesto que esta alternativa representa una opción técnica adecuada y con una considerable ventaja económica, con un periodo de recuperación aproximado de tres años (Orchard & Klos, 2009). Las curvas características de las PAT pueden presentar algunos inconvenientes al momento de seleccionar los equipos que mejor se adapten a las necesidades, con las condiciones que se presenten en campo. Lo anterior se debe a la poca información comercial que se tiene sobre las bombas trabajando en modo inverso (Audisio, 2002). Por lo tanto, se plantea utilizar fórmulas empíricas propuestas por diversos autores para la selección del equipo y la metodología desarrollada por Romero-Marrero, Pérez-Sánchez & López-Jiménez (2018) para determinar los puntos de funcionamiento de la PAT. El objetivo de este trabajo es realizar la propuesta de diseño de una PAT para calcular la energía generada en una conducción por gravedad del Sistema Municipal de Agua Potable y Alcantarillado de Guanajuato (SIMAPAG). Para ello, se utilizarán datos de caudal y altura variables, proporcionados por SIMAPAG en 2017, con los cuales se puede conocer el caudal y altura aprovechable por la PAT.

Materiales y Métodos

De forma ideal, la selección de una PAT debería ser tan fácil y sencilla como la selección de una bomba centrífuga estándar. Para ello se consideran las curvas características de diferentes fabricantes en función de los requerimientos de la bomba en cuestión y que estarán en función del caudal, altura y óptima eficiencia. Sin embargo, el funcionamiento a la inversa de la bomba puede ser menos eficaz porque se reajusta la dirección del flujo y se producen pérdidas hidráulicas y por fricción (Motwani, Jain & Patel, 2013); en consecuencia, hoy en día no se cuenta con información suficiente respecto al rendimiento de las bombas funcionando en el modo de turbina (Fecarotta *et al.*, 2016).

Debido a esto, se tienen diversos métodos para obtener las curvas de operación de las PAT, uno de ellos es por medio de datos en banco de pruebas experimentales, para posteriormente realizar las curvas de operación necesarias, que en conjunto con un modelo de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) se pueden obtener los datos para presentar el rendimiento de la PAT (Pérez-Sánchez

et al., 2017). Desafortunadamente, para ello se requiere de trabajo experimental que permita establecer los rangos de operación de las diversas bombas a estudiar. Por otro lado, se cuenta con diversas alternativas a ello, como la presentada por Stepanoff en 1957 (Tomado de Romero- Romero-Marrero *et al.*, 2018), el cual obtuvo la conceptualización de varios modos de funcionamiento de las bombas en forma de curvas de rendimiento en cuatro cuadrantes. También existen métodos empíricos con base experimental que toman como referencia las fórmulas de diversos autores (Pérez, Cortés & Nevado, 2010). Por ejemplo, Pérez-Sánchez (2017) obtuvo curvas experimentales en función del coeficiente de descarga y altura basándose en la velocidad específica de la bomba.

Fórmulas empíricas para la predicción de una PAT

Una gran variedad de autores se ha dedicado a la investigación para la predicción del comportamiento de una PAT a partir de sus características en el mejor punto de eficiencia (BEP, por sus siglas en inglés) en modo bomba. Estos autores estiman la relación entre el modo bomba y modo turbina a partir de ciertos coeficientes que se relacionan con el caudal, la carga hidráulica y la eficiencia (tabla 1).

Tabla 1. Parámetros hidráulicos de las PAT.

Caudal	Carga hidráulica	Eficiencia
$Q_B \times K_Q$	$H_B \times K_h$	$\eta \times K_\eta$

Fuente: Elaboración propia.

La tabla anterior nos presenta los valores en el punto óptimo de operación en modo turbina, donde Q_B es el caudal estimado de operación en l/s, H_B es la altura recuperada por la máquina hidráulica en mca, η es la eficiencia de la máquina, K_Q , K_h y K_η son los coeficientes para la predicción de una PAT que se relacionan con el caudal, la carga hidráulica y la eficiencia, respectivamente.

Algunos autores agregan la velocidad específica (N_{sp}) para hacer más exacta la predicción de la PAT utilizando datos de la bomba en su BEP, así como de la velocidad de giro de la bomba (N_B), ya sea en revoluciones por minuto o revoluciones por segundo. Las fórmulas se presentan en la tabla 2.

Tabla 2. Fórmulas para obtener la velocidad específica.

Autor (año)	Fórmula	Variables y sus unidades		
Mijailov (1989)	$N_{SP} = \frac{N_B \sqrt{Q_B}}{H_B^{0.75}}$	N_B [rpm]	Q_B [m3/s]	H_B [m].
Audisio (2002)	$N_{SP} = \frac{N_B \sqrt{Q_B}}{1673H_B^{0.75}}$	N_B [rpm]	Q_B [l/s]	H_B [m]
Carvalho (2012)	$N_{SP} = \frac{10^3 \cdot N_B \sqrt{Q_B}}{(H_B)^{0.75}}$	N_B [rps]	Q_B [m3/s]	H_B [m]
Nautiyal (2011)	$N_{SP} = \frac{N_B \sqrt{Q_B}}{(H_B)^{0.75}}$	N_B [rps]	Q_B [m3/s]	H_B [m]

Fuente: Romero-Marrero *et al.* (2018).

En el caso de las fórmulas para los coeficientes K_Q , K_h y K_η , estos se pueden obtener de diversos autores que han propuesto ecuaciones empíricas (tabla 3) y, a partir de estos parámetros característicos de la máquina hidráulica, se toman como base de cálculo para obtener los coeficientes empíricos de caudal, altura y eficiencia.

Tabla 3. Fórmulas de métodos empíricos propuestas por diversos autores.

Referencia	K_Q	K_h	K_η
Stephanoff (tomado de Romero-Marrero <i>et al.</i> 2018*)	$\frac{1}{\sqrt{\eta_B}}$	$\frac{1}{\eta_B}$	1
Mc. Claskey (Ortiz & Abella, 2008)	$\frac{1}{\eta_B}$	$\frac{1}{\eta_B}$	1
Sharma-Williams (Williams, 1994)	$\frac{1}{\eta_B^{0.8}}$	$\frac{1}{\eta_B^{1.2}}$	1
Alatorre-Frenk (* Idem.)	$\frac{0.85\eta_B^5 + 0.358}{2\eta_B^{9.5} + 0.205}$	$\frac{1}{0.85\eta_B^5 + 0.358}$	$1 - \frac{0.03}{\eta_B}$
MICI (* Idem.)	0.9-1.0	1.56-1.78	0.75-0.80
Mijailov (* Idem.)	$0.078N_{SP} + 3.292$	$0.078N_{SP} + 3.112$	$0.0014N_{SP} + 0.96$
O. Audisio (Audisio, 2002)	$1.21\eta_B^{-0.25}$	$1.21\eta_B^{-0.8} [1 + (0.6 + \ln N_{SP})^2]^{0.3}$	$0.95\eta_B^{0.7} [1 + (0.5 + \ln N_{SP})^2]^{-0.25}$
Carvalho (Carvalho, 2012)	$5 \times 10^{-5} N_{SP} - 0.0114N_{SP}^2 + 1.2246$	$-2 \times 10^{-5} N_{SP}^2 + 0.0214N_{SP}^2 + 0.7688$	N.A
Yang (Yang, Derakhshan, & Kong, 2012)	$\frac{1.2}{\eta_B^{0.55}}$	$\frac{1.2}{\eta_B^{1.1}}$	
Hancock (* Idem.)	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{1}{\eta}$	
Schmiedl (* Idem.)	$-1.5 + \frac{2.4}{\eta_{hp}^2}$	$-1.4 + \frac{2.5}{\eta_{hp}}$	
Nautiyal (Nautiyal, Varun, Kumar, & Yadav, 2011)	$30.303 \left[\frac{(\eta_B - 0.212)}{\ln(N_{SP})} \right] - 3.424$	$41.667 \left[\frac{(\eta_B - 0.212)}{\ln(N_{SP})} \right] - 5.042$	
Grover (* Idem.)	$2.379 - 0.026N_{ST}$	$2.693 - 0.0229N_{ST}$	
Hergt (* Idem.)	$1.3 - (1.6/N_{ST}^{-5})$	$1.3 - (6/N_{ST}^{-3})$	

Fuente: Romero-Marrero *et al.* (2018)

Donde:

N_{ST} Es la velocidad de específica en modo turbina

N_{SP} Es la velocidad de específica en modo bomba

η_{hp} Es la eficiencia en caballos de fuerza

Con las fórmulas empíricas mostradas anteriormente y la metodología propuesta por Romero-Marrero *et al.* (2018), aplicada para caudales variables, se busca la PAT que mejor se adapte a las características del sitio, con la cual se seleccionarán los puntos óptimos de funcionamiento.

Aplicación de la Metodología para el diseño de la PAT

Con el diagrama de flujo en la figura 1 se describe la metodología a utilizar para determinar los puntos de funcionamiento de la PAT y, de este modo, calcular la energía recuperada en un sistema hidráulico a través de la selección de una bomba trabajando como turbina, mediante los siguientes pasos.

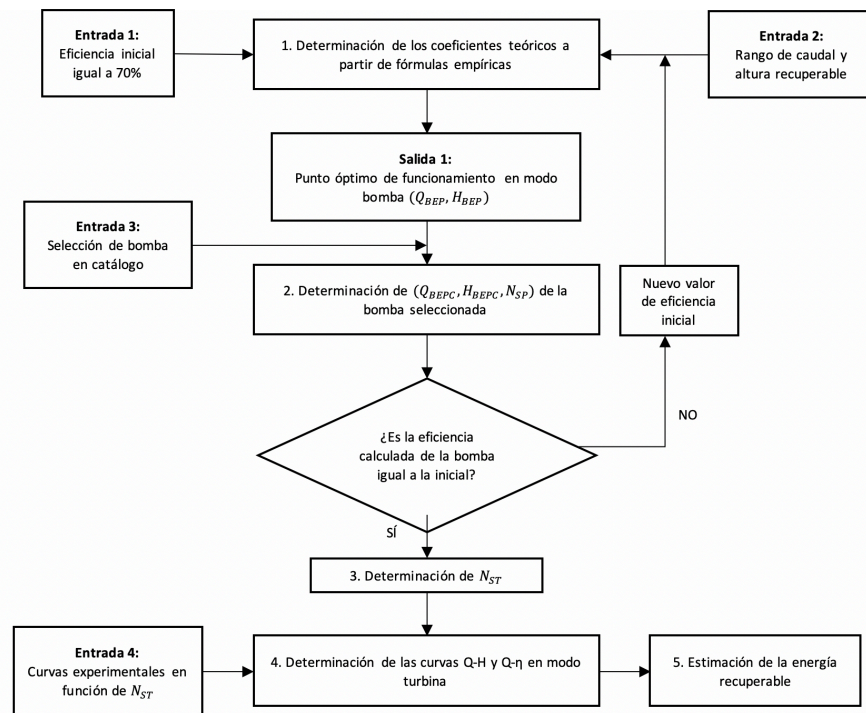


Figura 1. Metodología utilizada.
Fuente: Romero-Marrero *et al.* (2018)

1. La Entrada 1 considera una eficiencia (η) del 70%. Este valor se sustituye en las fórmulas de Stephanoff, Mc Claskey, Sharma-Williams, BUTU y Yang, Derakhshan, & Kong (2012), las cuales son las más recomendables para usar de la tabla 3 para obtener los coeficientes K_Q , K_H y K_η . En la Entrada 2 se tiene el rango de caudal y carga recuperable en función de las características de la zona de estudio. Posteriormente, se dividen los valores de Entrada 2 entre los coeficientes K_Q y K_H , este modo se obtiene el caudal (Q_{BEP}) y la carga (H_{BEP}) de referencia con los que se seleccionará la bomba (Salida 1).
2. Obtenidos los rangos de Salida 1, se realiza la selección de una máquina hidráulica en un catálogo de bombas. Se selecciona la bomba que mejor se adapte a los valores de referencia de Q_{BEP} y H_{BEP} del Paso 1. Con la bomba seleccionada, se obtienen los valores de Q_{BEPC} , H_{BEPC} y N_{BEPC} para calcular la velocidad de giro específica, N_{SP} (ecuación 1). Se verifica que la eficiencia sea igual o similar a la propuesta inicial del 70% recomendado por diversos autores (tabla 1). Si la eficiencia es diferente, se vuelve al Paso 1. Pero considerando ahora en la Entrada 1 a la eficiencia obtenida en el presente Paso 2, se determinan nuevamente Q_{BEPC} , H_{BEPC} y N_{BEPC} para obtener N_{SP} , y así sucesivamente hasta que se tenga una eficiencia similar.

$$N_{SP} = N_{BEP} \frac{\sqrt{Q_{BEP}}}{H_{BEP}^{3/4}} \quad (1)$$

3. Cálculo de la velocidad específica en modo turbina. Se determina la potencia de la máquina (P) (ecuación 2), para poder calcular la velocidad específica por medio de la ecuación 3, la cual se utiliza para obtener la curva caudal-altura (Paso 4).

$$Pot = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{76 \cdot \eta} \quad (2)$$

donde γ es peso específico del agua y 76 es el factor de conversión de kg x m/s a HP. Los datos están dados en el sistema MKS.

$$N_{ST} = N \frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (3)$$

- Determinación de curvas Q-H Y Q- η en modo turbina, utilizando curvas experimentales de máquinas operando como turbinas obtenidas mediante ensayos experimentales (figura 2), las cuales varían en función de la velocidad específica y definen las curvas características de la PAT por medio de los parámetros de descarga (φ) y altura (Ψ). Para obtener los valores Q y H se despejan de las ecuaciones 4 y 5, respectivamente. La eficiencia (η) se lee directamente de la gráfica, donde Q es el caudal que atraviesa la turbina (m^3/s), H es la altura recuperable (mca), N es la velocidad de rotación (rps) y D es el diámetro del rodete de la bomba (m).

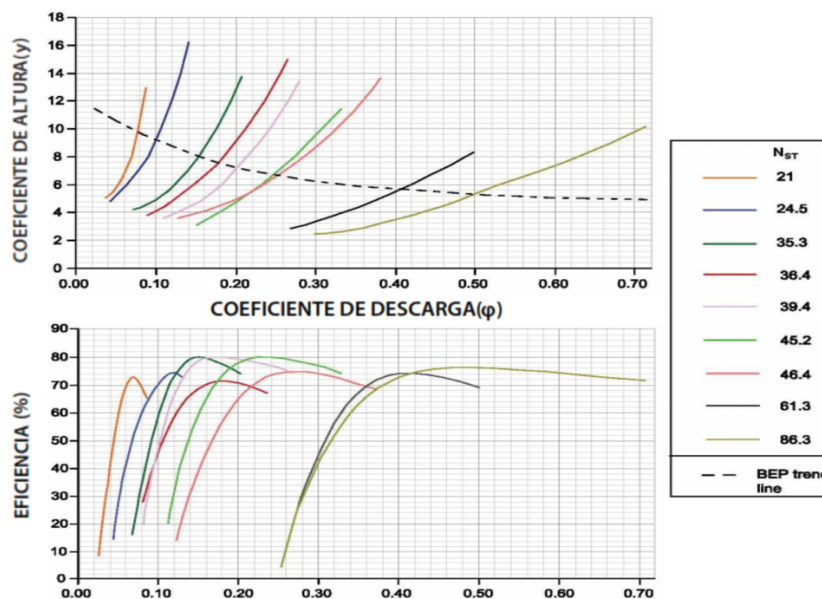


Figura 2. Curvas experimentales de PAT en función del coeficiente de descarga y altura.
Fuente: Pérez-Sánchez et al. (2017).

$$\varphi = \frac{Q}{ND^3} \quad (4)$$

$$\Psi = \frac{gH}{N^2 D^2} \quad (5)$$

Estimación de la energía recuperable por la PAT. Una vez conocidos los valores de caudal, altura y eficiencia, se determina la energía recuperable por la máquina con la ecuación 6.

$$E_e(kWh) = \frac{9.81 H_b(mca)Q(m^3/s)}{\eta} t(horas) \quad (6)$$

donde t es el tiempo de operación en horas de la máquina hidráulica.

Caso de aplicación

El caso de estudio está ubicado en la ciudad de Guanajuato, México. Es un sistema de producción de agua del SIMAPAG, donde se tienen dos líneas de conducción de dos presas que alimentan a la planta potabilizadora llamada *Filtros*, la ubicación se muestra en la figura 3 (izquierda). El esquema de instalación de la planta *Filtros* se muestra en la figura 3 (derecha), en la cual presentaría la instalación de la PAT con los rangos específicos de presión y altura con los que se opera el sistema.

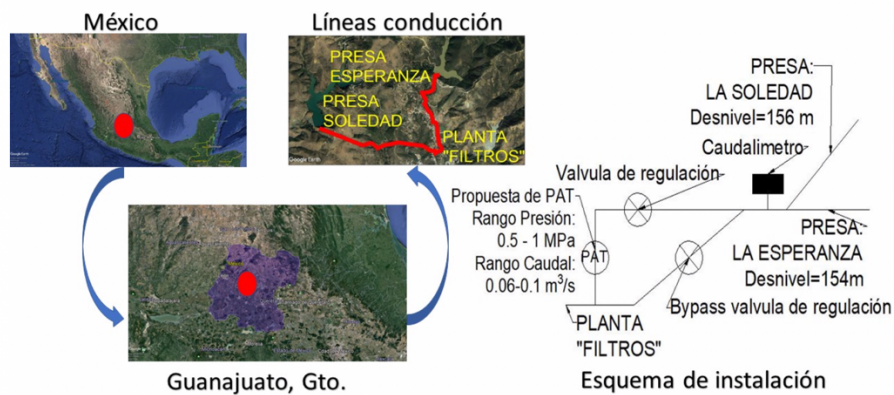


Figura 3. Ubicación (izquierda) y esquema de instalación (derecha).
Fuente: Elaboración propia.

La figura 4 muestra los valores de caudal y altura en los cuales trabaja la planta *Filtros* a lo largo del día, donde se tienen datos variables, en cuanto a la presión entre 0.5 MPa y 1 MPa y caudal entre 0.06 m³/s y 0.10 m³/s. La línea azul muestra el caudal variable por día, la línea roja representa la carga variable por día y el recuadro gris indica las horas de trabajo en la que se diseñará la PAT, con un total de 13 h, considerando un rango adecuado para la máquina hidráulica.

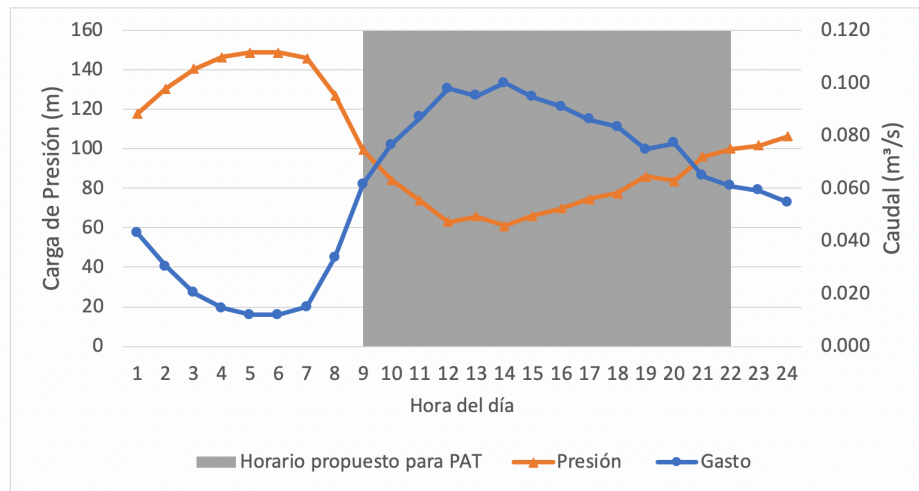


Figura 4. Valores de trabajo planta *Filtros*.
Fuente: SIMAPAG (2017).

Resultados

Derivado de la aplicación de la metodología a seguir, y con los rangos de trabajo en la planta *Filtros*, se muestran los resultados del proceso para la generación de energía de la PAT.

Elección de la bomba a partir de los puntos de operación seleccionados

Siguiendo la metodología mostrada en la figura 1, la Entrada 2 utiliza el rango de trabajo propuesto. Considerando una eficiencia del 70% (Entrada 1), se pueden obtener los coeficientes estimados por diversos autores siguiendo las fórmulas de la tabla 3 (Paso 1).

Tabla 4. Coeficientes empíricos considerando una eficiencia del 70%.

ID	Autor	K_Q	K_H
A	Stephanoff	1.195	1.429
B	Mc. Claskey	1.429	1.429
C	Alatorre-Frenk	1.937	1.894
D	Sharma-Williams	1.330	1.534
E	Yang	1.460	1.777

Fuente: Elaboración propia.

Una vez obtenidos los coeficientes, para conocer los puntos óptimos de funcionamiento de la bomba, se deben dividir los valores de la tabla 1, dejando como denominador a los coeficientes y numerador a los datos de Entrada 1. En la figura 5 se observa el rango de trabajo en el cual la bomba que trabajará como turbina (Salida 1) se ha obtenido por diversas alternativas y se muestra delimitado por las barras rojas, teniendo un rango de caudal de $0.032 \text{ m}^3/\text{s}$ a $0.084 \text{ m}^3/\text{s}$ y un rango de altura de 32.1 mca a 69.6 mca. Conocidos estos valores, se puede buscar en catálogos de bombas para seleccionar la PAT.

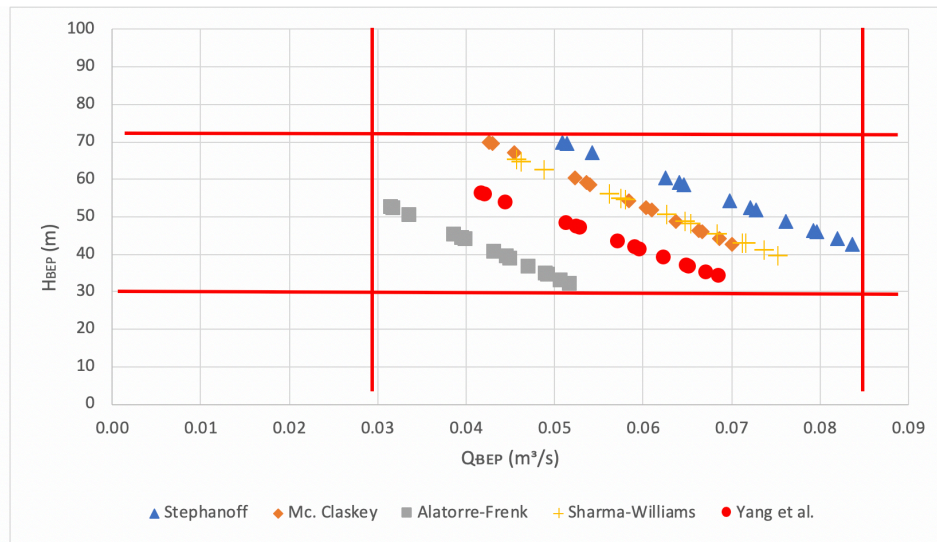


Figura 5. Rango de trabajo para seleccionar la bomba.
Fuente: Elaboración propia.

La tabla 5 muestra la curva característica de la bomba Etanorm, Etabloc 100-080-200 (KSB, 2018), con una velocidad de giro de 3000 rpm y un diámetro del rodete de 0.2 m.

Tabla 5. Curva característica de la bomba.

Caudal (m³/s)	Carga (m)	Eficiencia (%)
00.00	72	0
0.006	71	36.5
0.022	70	58.69
0.033	69	72.78
0.044	67	83.46
0.050	65	83.90
0.061	60	85.64
0.072	52	80.09
0.078	46	74.68

Fuente: Elaboración propia.

De esta curva se obtiene el BEP, de una eficiencia de 85.64% para un caudal de 0.0611 m³/s, carga de 60 (mca) (Entrada del Paso 3). Teniendo estos datos, se regresa al Paso 1 del diagrama mostrado en la figura 1 para calcular nuevamente los coeficientes (tabla 6).

Tabla 6. Coeficientes de la PAT seleccionada.

Autor	K _Q	K _H	K _η
Stephanoff	1.081	1.168	1
Mc. Claskey	1.168	1.168	1
Alatorre-Frenk	1.170	1.288	0.965
Sharma-Williams	1.132	1.204	1
Yang	1.307	1.423	N/A

Fuente: Elaboración propia.

Curva de funcionamiento de la PAT

Las fórmulas de la tabla 1 se resuelven utilizando los datos de la tabla 6 y la entrada del Paso 3. Con estos valores se obtiene el BEP de la PAT representada por varios autores (figura 6) donde se observa la dispersión que tienen con un valor de caudal mínimo de $0.066 \text{ m}^3/\text{s}$ y máximo de $0.080 \text{ m}^3/\text{s}$, y carga hidráulica con valor mínimo de 70.0 m y máximo de 85.4 m .

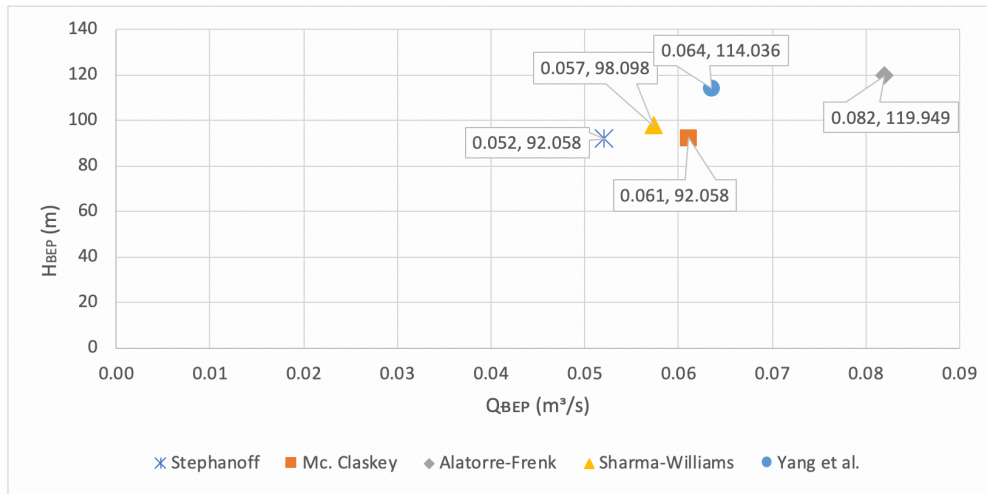


Figura 6. BEP de la PAT seleccionada.
Fuente: Elaboración propia.

Una vez obtenidos los BEP de la PAT, se calculó la velocidad específica en modo bomba (N_{SP}) por medio de la ecuación 1. Con el valor de N_{SP} y la ecuación 2, se obtuvo la velocidad en modo turbina (N_{ST}) para cada propuesta de los autores mencionados; los valores se muestran en la tabla 7 (Paso 3).

Tabla 7. Velocidad específica de la PAT.

Velocidad específica (N_{st}) UNIDADES de la PAT en su BEP				
Stephanoff	Mc. Claskey	Alatorre-Frenk	Sharma-Williams	Yang
33.09	31.84	31.80	32.33	30.09

Fuente: Elaboración propia.

Para determinar las curvas Q-H y Q- η mostradas en la figura 7, se utilizan las curvas experimentales calculadas por algunos autores (figura 2), donde se muestran varios tipos de bombas diferenciados por su N_{ST} . Para poder seleccionar la curva se busca en la tabla 7 la N_{ST} más cercana a una N_{ST} de la figura 2. Para este caso se seleccionó una $N_{ST} = 35.3$, que es cercana a la calculada por Stephanoff (1957) con valor de 33.09. De la curva seleccionada se obtienen los coeficientes de descarga y altura. La eficiencia se lee directamente y los valores de caudal (Q) y altura (H) se despejan de las ecuaciones 3 y 4, respectivamente, para obtener las curvas Q-H y Q- η de la PAT (figura 7).

Puntos de funcionamiento de la PAT

La figura 7 muestra los tres puntos de operación en los cuales trabajará la PAT, la determinación de estos se realiza mediante la figura 8.

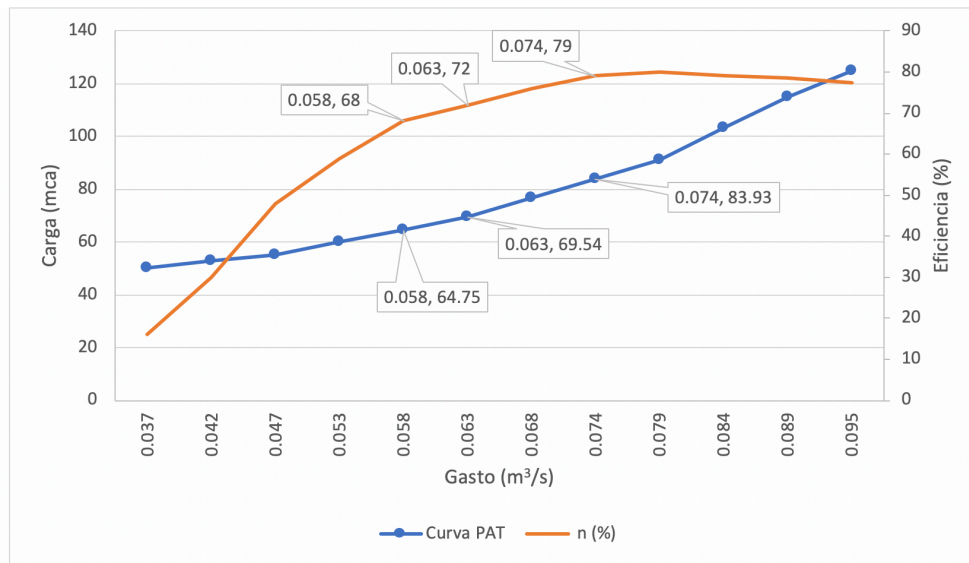


Figura 7. Curva de Q-H y Q-η de la PAT.
Fuente: Elaboración propia.

En la figura 8 se observa la curva característica de la PAT (línea azul) y los valores de trabajo en la planta *Filtros* (línea roja), buscando valores de caudal semejantes para ambas curvas, pero donde se pueda reducir la presión en *Filtros* para coincidir con los puntos de operación de la PAT. Se identificaron siete horas de operación a lo largo del día. Estas horas se definieron tomando como referencia que el caudal de la planta no se puede disminuir, solo la presión en la misma. Partiendo de esto, se buscaron horas en el día donde la curva de operación de la planta tenga un caudal y una carga similar a los datos de trabajo de la PAT.

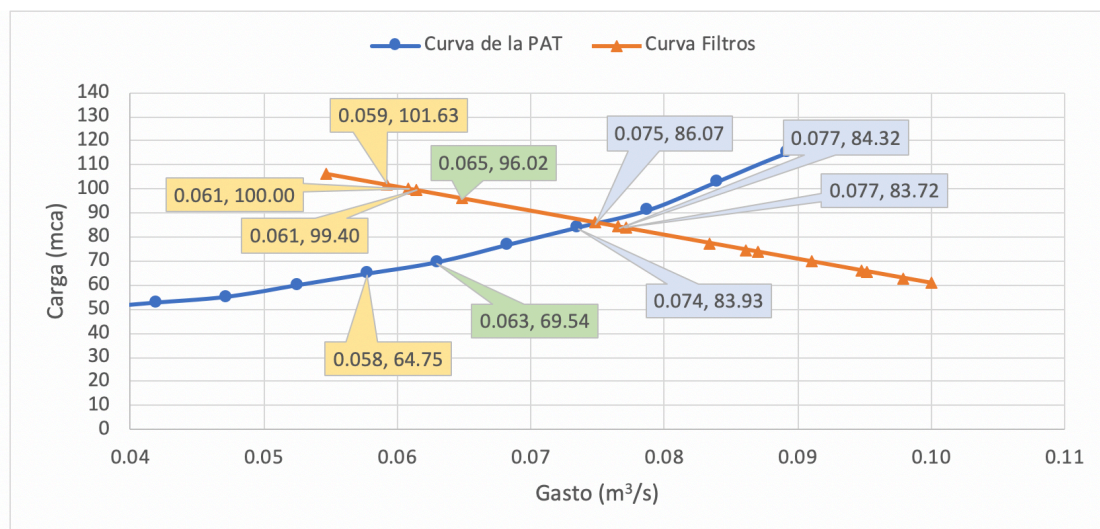


Figura 8. Datos de trabajo de *Filtros* y PAT.
Fuente: Elaboración propia.

Cálculo de la energía generada con la propuesta de la PAT

La potencia de la máquina se estima con la ecuación 5, sustituyendo el valor de los puntos de operación de la PAT (caudal, altura y eficiencia). Una vez obtenida la potencia, esta se multiplica por las horas de funcionamiento de la PAT al año, para obtener la energía anual generada en kW/año.

Tabla 8. Generación de Energía de la PAT.

Máquina	Q (m ³ /s)	H (mca)	Eficiencia (%)	P (kW)	Horas/día*	Horas/año**	E (kWh)	ETOTAL (kWh)
PAT	0.058	64.75	66.00	24.31	3	1095	26 624.23	90 626.35
	0.063	69.54	72.00	30.95	1	365	11 295.13	
	0.074	83.93	79.00	48.13	3	1095	52 706.99	

Fuente: Elaboración propia.

*Representa la cantidad de horas que funcionará la PAT a lo largo del día. **Se obtiene al multiplicar esas horas de funcionamiento en un año.

La energía generada por la PAT es de 90 626.35 kW, operando un total de 2555 h/año, y representa la energía bruta; solo se consideran las pérdidas mecánicas de la máquina y no se considera la eficiencia eléctrica en el transformador.

Discusión

Con la aplicación de las fórmulas empíricas desarrolladas por diversos autores se tiene una aproximación al funcionamiento de la máquina en modo turbina. Sin embargo, estos métodos presentan un error aproximado de 20% con la estimación real del funcionamiento.

Para disminuir la posibilidad de error del diseño de la PAT se seleccionaron los cinco métodos más utilizados, los cuales están basados en el punto de máxima eficiencia en modo bomba y turbina. Siguiendo la metodología propuesta por Romero-Marrero *et al.* (2018), se tiene un esquema para seleccionar la mejor propuesta de PAT en base a la velocidad específica en modo bomba.

Para obtener las curvas de funcionamiento Q-H y Q- η , se utilizó la metodología que fue desarrollada por Carvalho (2012), la cual propone un método de selección para obtener el punto de máxima eficiencia como bomba, basado en los resultados experimentales obtenidos para coeficientes adimensionales de caudal y altura de bombas funcionando en modo inverso en función de la velocidad específica.

De acuerdo al equipo seleccionado con la metodología propuesta, se obtiene una PAT con un rango de trabajo de caudal 0.058 m³/s a 0.074 m³/s, para cargas hidráulicas entre 64.7 mca y 83.9 mca, por lo que la propuesta de horas de trabajo se reduce de 13 a 7 horas al día en las que se tendrían estas condiciones de operación del sistema real. La producción bruta de energía eléctrica anual sería de 90 626.35 kWh.

Conclusiones

La aplicación de las metodologías mostradas se propone para el análisis de un caso real en una planta potabilizadora, la cual es alimentada por una línea de conducción por gravedad y abastece una parte de la ciudad de Guanajuato. Se realiza la descripción metodológica y su aplicación para la generación de energía mediante la PAT.

La generación de energía de una PAT compensa con el periodo de recuperación de la inversión, el cual puede reducirse de 15 a 3 años con el uso de la PAT (Motwani *et al.*, 2013).

La propuesta presentada en el caso de estudio y la PAT seleccionada muestran un avance para la introducción de estas nuevas tecnologías en los sistemas de abastecimiento de agua, las cuales ayudarán a tener alternativas de eficiencia energética y aprovechar la energía disponible en sus sistemas.

Agradecimientos

Al Sistema Municipal de Agua Potable y Alcantarillado de Guanajuato (SIMAPAG) por haber proporcionado la información de la instalación y sus registros de 2017 para la elaboración de este artículo.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (Conacyt) y a la *Universitat Politècnica de València* (UPV) por la estancia académica del primer autor.

Referencias

- Audisio, O. A. (2002). *Bombas utilizadas como turbinas*. Neuquén, Argentina: Universidad Nacional del Comahue. http://cedecap.org.pe/uploads/biblioteca/50bib_arch.pdf
- Carvalho, N. (2012). Bombas de flujo operando como turbina. Por que usá-las? *PCH Notícias & SPH News*, 4(12) 10-13.
- Fecarotta, O., Carravetta, A., Ramos, H. M., & Martino, R. (2016). An improved affinity model to enhance variable operating strategy for pumps used as turbines. *Journal of Hydraulic Research*, 54(3), 332-341. doi: <https://doi.org/10.1080/00221686.2016.1141804>
- KSB. (2018). Folleto de curvas características. Bomba normalizada / Bomba de bloque. Etanorm/Etabloc. Frankenthal: KSB SE & Co. KGaA.
- Motwani, K. H., Jain, S. V., & Patel, R. N. (2013). Cost analysis of pump as turbine for pico hydropower plants - a case study. *Procedia Engineering*, 51, 721–726. doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.01.103>
- Nautiyal, H., Varun, V., Kumar, A., & Yadav, S. Y. S. (2011). Experimental investigation of centrifugal pump working as turbine for small hydropower systems. *Energy Science and Technology*, 1(1), 79-86. doi: <https://doi.org/10.3968/j.est.1923847920110101.006>
- Ogayar, B., & Vidal, P. G. (2009). Cost determination of the electro-mechanical equipment of a small hydro-power plant. *Renewable Energy*, 34(1), 6-13. doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.04.039>
- Orchard, B., & Klos, S. (2009). Pumps as turbines for water industry. *World Pumps*, 2009(8), 22-23. doi: [https://doi.org/10.1016/S0262-1762\(09\)70283-4](https://doi.org/10.1016/S0262-1762(09)70283-4)
- Ortiz, R., & Abella, J. (2008). Máquinas Hidráulicas Reversibles Aplicadas a Microcentrales Hidroeléctricas. *IEEE Latin America Transactions*, 6(2), 170-175. http://www.ewh.ieee.org/reg/9/etrans/ieee/issues/vol06/vol6issue2June2008/6TLA2_07OrtizFlorezROF.pdf
- Páscoa, J. C., Silva, F. J., Pinheiro, J. S., & Martins, D. J. (2012). A new approach for predicting PAT-pumps operating point from direct pumping mode characteristics. *Journal of Scientific and Industrial Research*, 71(2), 144–148. <http://nopr.niscair.res.in/handle/123456789/13492>
- Pérez, G. J., Cortés M., A., & Nevado S. S. (2010). Use of centrifugal pumps operating as turbines for energy recovery in water distribution networks. Two case study. *Advanced Materials Research*, 107, 87-92. doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.107.87>
- Pérez-Sánchez, M. (2017). *Methodology for energy efficiency analysis in pressurized irrigation networks. Practical application* (Tesis doctoral) Universitat Politècnica de València. doi: <https://doi.org/10.4995/Thesis/10251/84012>

- Pérez-Sánchez, M., Simão, M., López-Jiménez, P., & Ramos, H. (2017). CFD Analyses and Experiments in a PAT Modeling: Pressure Variation and System Efficiency. *Fluids*, 2(4), 51, 1-17. doi: <https://doi.org/10.3390/fluids2040051>
- Raman, N., Hussein, I., Palanisamy, K., & Foo, B. (2013). An experimental investigation of pump as turbine for micro hydro application. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 16(1), 1–6. doi: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/16/1/012064>
- Romero-Marrero, L., Pérez-Sánchez, M., & López-Jiménez, P. A. (2018). Estimación de las curvas características de operación de sistemas de impulsión operando como turbinas a partir de su curva motriz trabajando como bomba. *Universitat Politècnica de València*, 22(1), 15-26. doi: <https://doi.org/10.4995/ia.2018.7938>
- Sistema Municipal de Agua Potable y Alcantarillado de Guanajuato (SIMAPAG) (2017). Base de datos interna de registros realizados por el Sistema Municipal de Agua Potable y Alcantarillado de Guanajuato.
- Williams, A. A. (1994). The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A. *Journal of Power and Energy*, 208(1), 59-66. doi: https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1994_208_009_02
- Yang, S. S., Derakhshan, S., & Kong, F. Y. (2012) Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance. *Renewable Energy*, 48, 507–513. doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.06.002>