

Eficiencia de las bombas en operación paralela en tuberías de larga distancia

Alex van der Spek

Consultant, Zdoor BV, The Netherlands

Robert Maron*, Americo Zuzunaga

CiDRA Minerals Processing, Wallingford, USA

RESUMEN

Las operaciones mineras en la alta montaña cada vez más dependen del agua que se bombea desde el nivel del mar para poder satisfacer las necesidades derivadas de sus procesos. Es posible que las plantas de proceso en el futuro puedan utilizar agua de mar, en cuyo caso se bombeará el agua bruta de mar que tiene una mayor densidad que la desalinizada. El bombeo de grandes volúmenes de agua generalmente se ejecuta utilizando bombas centrífugas multietapas, múltiples, de velocidad constante y alta presión operando en forma paralela.

Estas bombas operan a partir de una tubería de succión común y descargan en un sistema distribuidor también común. Como resultado, las presiones de toma y descarga, así como las tasas de flujo, se correlacionan, haciendo así más difícil la evaluación de la eficiencia de las bombas en forma individual. Estas correlaciones también afectarán el punto de operación de cada bomba individual y crearán interdependencias entre los desempeños individuales de cada bomba.

Se necesita realizar el tratamiento correcto a cada interdependencia y correlación para ejecutar la mantención predictiva y mejorar la eficiencia. En un estudio modelo realizado en una estación compuesta por cinco bombas, utilizamos medidas simples de rendimiento (cabezal de presión, potencia y eficiencia) en forma adimensional, basados en cifras de mérito adimensionales también, para calificar cada modelo individual de bomba. La operación en paralelo de las cinco bombas, tres de acuerdo con las especificaciones, una con un cabezal de presión estática reducido, y la otra con fricción interna aumentada, puede modelarse fácilmente utilizando un modelo empírico sencillo.

Para identificar las bombas con bajo rendimiento dentro de una operación en paralelo que contempla varias unidades de ellas, se requiere calcular la eficiencia tomando como base los datos de una bomba individual. Cuando la operación de una bomba única en una estación es poco usual, los datos de esa bomba sólo pueden obtenerse midiendo en forma simultánea el cabezal de presión de descarga y el flujo de descarga de cada bomba en forma individual.

Para complementar este trabajo, se ha planeado medir directamente y hacer también un seguimiento individual de la eficiencia de la bomba instalando flujómetros sonares en las descargas individuales de las bombas instaladas en una tubería ya existente, y ampliar la información obtenida por medio de un documento posterior.

***Robert Maron**, CiDRA Minerals Processing, 50, Barnes Park North, Wallingford, CT, USA, Managing Director, +1-203-626-3354, rmaron@cidra.com

INTRODUCCIÓN

La combinación de la escasez de agua y de energía en las regiones mineras áridas en el mundo ha creado la necesidad de bombear grandes volúmenes de agua a lo largo de grandes distancias, lo que además debe ejecutarse con un manejo eficiente de la energía. En la región minera que se extiende desde la zona central de Chile hacia el sur del Perú, esto ha significado el desarrollo de tuberías de gran longitud, algunas que actualmente ya están en operación y muchas otras que se encuentran en diversas etapas de planificación o construcción. Las estadísticas típicas de estas tuberías son impresionantes: Longitudes de 100 km o más, elevaciones verticales de 2.000 m, tasas de flujo de 1.000 l/s, dos a tres docenas de bombas de gran tamaño, requerimientos de potencia de bombeo total de 20 MW, costos anuales de energía por concepto de bombeo que alcanzan los US\$20M, y costos anuales de millones de dólares por mantención de bombas.

Una clave para manejar los costos de energía y mantención es medir y vigilar la eficiencia hidráulica de las bombas individuales. Esto requiere la medición exacta y el seguimiento de diversos parámetros, uno de los cuales corresponde a la tasa de flujo. Sin embargo, el diseño del sistema de tuberías transforma esto en un desafío mayor pues cada una de las múltiples estaciones de bombeo tiene varias bombas operando en paralelo y, a menudo, los flujómetros están instalados solamente en la tubería principal, lo que hace que la medición individual de la eficiencia hidráulica resulte muy difícil.

Este desafío se presenta en dos situaciones. La primera, durante el comisionamiento de la tubería, la empresa de ingeniería y el cliente deben acordar en que el sistema completo de la tubería ha cumplido con su objetivo de diseño en términos de eficiencia de bombeo. Si las pruebas concluyen algo diferente, entonces se debe identificar el componente individual defectuoso, como puede ser el caso de la combinación de bomba-motor. Y la segunda, en que una vez comisionado y operando, el operador quisiera usar un programa de mantención basado en la condición del sistema que permita extender el intervalo de mantención de la bomba tanto cuanto sea posible. Los parámetros tales como vibración y temperatura del cojinete pueden indicar la necesidad de mantención. Sin embargo, algunos parámetros tales como la disminución de la eficiencia hidráulica debido al desgaste del impulsor o al aumento de la fricción hidráulica interna, sólo pueden detectarse al medir la eficiencia hidráulica de la bomba, lo que requiere a su vez medición del flujo.

Este artículo muestra que con sólo una medición de flujo en la tubería principal se puede monitorear la eficiencia hidráulica de las bombas operando una a la vez. Sin embargo, esto resulta muy difícil de ejecutar en términos operacionales y, por lo tanto, rara vez se hace. Como una alternativa, hacer combinaciones de bombas en operación para detectar la que funciona con deficiencia resulta menos complicado operacionalmente hablando, pero implica una significativa mayor incerteza en la detección de anomalías. En todos estos enfoques, la variación de la densidad del fluido debido a los cambios de la temperatura ambiente puede agregar todavía mayor incerteza, haciendo que posiblemente esta forma de abordar este tipo de observaciones resulte inútil. Una alternativa mucho mejor se presenta al medir el flujo en cada descarga de bomba, permitiendo así un monitoreo en tiempo real de la eficiencia hidráulica de cada bomba individual y a la vez dar cuenta de las variaciones de densidad. Además de este estudio modelo, estamos planificando instalar, en un futuro cercano, flujómetros sonares no invasivos en las tuberías individuales de descarga en una estación de cinco bombas que opera en una tubería de agua de larga distancia y gran diámetro instalada montaña arriba, para demostrar la capacidad de hacer seguimiento a la eficiencia de la bomba en tiempo real. El uso de los medidores sonares elimina las preocupaciones relacionadas con el uso de medidores invasivos en este tipo de tuberías de alta presión que tienen presiones de descarga de 1.000 psi y, además, se optimiza el uso de su excelente estabilidad a largo plazo. Esperamos poder ampliar la información en esta área en un futuro cercano.

METODOLOGÍA

La simulación de una estación de bombeo con una cantidad de bombas operando en paralelo comienza con un modelo simple de una bomba centrífuga única. El modelo se formula en términos de coeficiente de cabezal de presión adimensional C_Q y el coeficiente adimensional de caudal C_Q . Estos dos coeficientes se definen respectivamente de la siguiente manera:

$$C_H = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \quad (1)$$

Donde g es la aceleración gravitatoria (m/s^2), H es el cabezal de presión de la bomba (m), ω es la velocidad (rad/s) y D , el diámetro del impulsor (m). Dado que la velocidad periférica del impulsor de la bomba es igual al producto de la velocidad de la bomba y el radio del impulsor, el denominador es proporcional a la velocidad al cuadrado del caudal que sale del impulsor. El coeficiente de altura expresa el cabezal de presión generado en la bomba en términos de altura dinámica del fluido que está siendo bombeado en la punta del impulsor.

$$C_Q = \frac{Q}{\omega D^3} \quad (2)$$

Donde Q es la tasa de flujo volumétrico (m^3/s) y los otros símbolos son iguales a sus correspondientes descritos en la definición del coeficiente de cabezal de presión. El denominador de esta ecuación es proporcional al volumen barrido por revolución del impulsor. El coeficiente de flujo, por lo tanto, expresa la descarga con relación al volumen barrido del impulsor.

Un modelo empírico del rendimiento de la bomba centrífuga, muy simple pero ampliamente utilizado, es una ecuación cuadrática del coeficiente del cabezal de presión en términos del coeficiente de caudal (Walshaw, A.C. y Jobson, D. A., 1967):

$$C_H = a + bC_Q + cC_Q^2 \quad (3)$$

En este modelo el coeficiente a expresa el cabezal de presión generado a caudal cero, el coeficiente b corresponde al cabezal de presión aumentado con el incremento de la tasa de flujo y el coeficiente c introduce las pérdidas por fricción dentro de la bomba.

La ventaja de este modelo tan simple es exactamente ésta, es simple, y aun así incorpora los efectos más importantes que se pueden observar en las bombas. La simplicidad del modelo permite que pueda ser usado para describir con gran facilidad una cierta cantidad de bombas que operan en paralelo.

Para poder expresar la potencia hidráulica generada de una bomba, definimos un coeficiente potencia como el producto del coeficiente de caudal y el coeficiente del cabezal de presión.

$$C_P = \frac{P}{\rho \omega^3 D^5} = \frac{gHQ}{\rho \omega^3 D^5} = C_H C_Q \quad (4)$$

Por combinación simple de la expresión para potencia hidráulica y la definición del coeficiente de caudal y el coeficiente de cabezal de presión, se puede observar que la potencia se eleva con el cubo de la velocidad de la bomba y con la quinta potencia del diámetro del impulsor.

Ajuste y normalización de los datos de la curva de la bomba

Los datos de curva obtenidos de una bomba centrífuga multietapas, de gran diámetro y velocidad fija, fueron digitalizados utilizando gráficos de rendimiento publicados para uso público. Los datos de la curva de la bomba, que fueron presentados en unidades de ingeniería, se convirtieron a cabezal de presión adimensional y caudal adimensional utilizando las ecuaciones (1) y (2) respectivamente. Se usó el diámetro conocido del impulsor y la velocidad nominal de la bomba para calcular el valor C_H y C_Q de cada punto digitalizado. Los datos adimensionales de la curva de la bomba fueron entonces ajustados al modelo de la ecuación (3). La Figura 1 presenta el resultado de la digitalización y normalización, la curva del modelo ajustado, y el intervalo de confianza del 95% en los datos del modelo ajustado en el recuadro superior izquierdo. La calidad del ajuste es buena, al menos en la zona del interés práctico, es decir, apartándose de la operación en vacío cuando el caudal es cero o la descarga está cerrada.

Ahora entonces se puede calcular la potencia hidráulica simplemente multiplicando el coeficiente de caudal y el coeficiente del cabezal de presión en cada valor de coeficiente de caudal. En forma alternativa, podemos usar la ecuación (3) del modelo ajustado, multiplicar a ambos lados con el coeficiente de caudal y calcular la potencia hidráulica a partir del modelo. Los dos enfoques deberían, desde luego, superponerse y el recuadro superior derecho indica que efectivamente lo hacen.

La eficiencia de la bomba se mide en cuán bien puede convertir la potencia del eje en potencia hidráulica. Dado que la potencia del eje también está disponible en gráficos de rendimiento de dominio público, entonces, además, se puede calcular la eficiencia. Sin embargo, no existe un modelo analítico simple para la potencia del eje. Por lo tanto, el ajuste de la curva de potencia del eje se hace utilizando un ajuste de polinomios de bajo orden ponderado localmente (Cleveland, W.S. y Devlin, S.J., 1988). El resultado se entrega en el recuadro inferior derecho.

La eficiencia se calcula simplemente dividiendo la potencia hidráulica por la potencia del eje. En el modelo inferior izquierdo se muestra la comparación entre la curva digitalizada de eficiencia como se entrega en los gráficos de rendimiento de uso público y el enfoque del modelo, donde la potencia hidráulica es calculada a partir del modelo de bomba y la potencia del eje proviniendo del modelo de regresión.

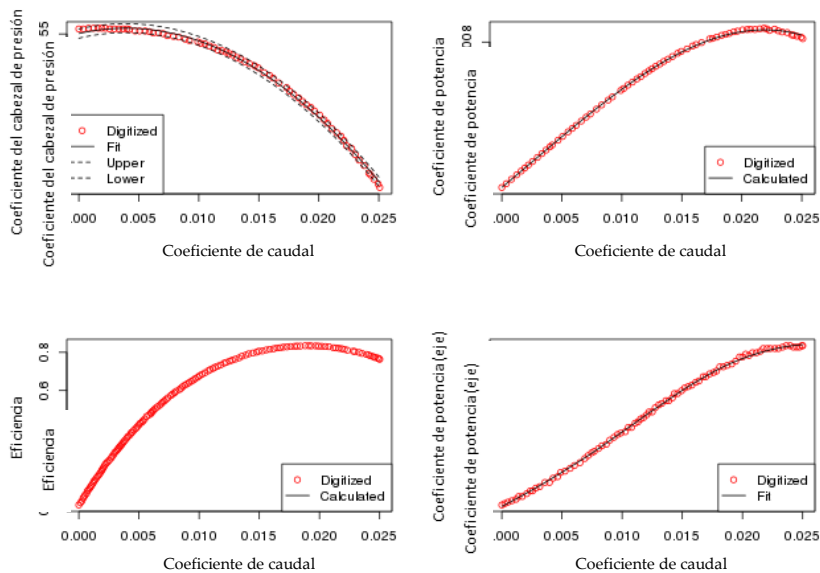


Figura 1 Curva digitalizada de bomba con el mejor modelo de ajuste

Como se observa, el modelo cuadrático simple para el desempeño de la bomba, en términos de un coeficiente del cabezal de presión y un coeficiente de caudal, funciona bien, y describe con gran precisión tanto la potencia hidráulica como la eficiencia. Es importante verificar si éste será el modelo a utilizar posteriormente para describir el rendimiento de múltiples bombas operando en paralelo. La calidad del ajuste es buena, al menos en la zona del interés práctico, es decir, apartándose de la operación en vacío cuando el caudal es cero o la descarga está cerrada.

Modelamiento de problemas posibles en la bomba

Para modelar una situación realista, se ha elegido una estación de bombeo con cinco bombas operando en paralelo donde dos de ellas tienen distintos problemas. El desempeño individual de las bombas puede describirse de la siguiente manera:

- Bomba A; rendimiento ideal de acuerdo con el modelo de curva ajustada.
- Bomba B; levemente de mejor rendimiento que la bomba A.
- Bomba C; levemente de inferior rendimiento que la bomba A.
- Bomba D; no puede alcanzar el cabezal de presión de corte o a caudal nulo.
- Bomba E; mucha mayor pérdida por fricción interna.

Estas diferentes bombas pueden ahora ser descritas en términos del modelo por sus coeficientes a , b y c , como se indica en la Tabla 1.

Tabla 1 Coeficientes de modelo de bomba

	A	B	C	D	E	Error Std
a	0.551	0.552	0.549	0.539	0.551	0.001
b	4.0	4.2	3.8	4.0	4.0	0.2
c	-503	-496	-511	-503	-581	8

Las curvas de bomba, en forma adimensional para las cinco bombas A, B, C, D y E, se describen gráficamente en la Figura 2, recuadro izquierdo superior. Los otros recuadros muestran la generación de potencia hidráulica, la eficiencia de la bomba y la potencia del eje, que se supone igual a la de la bomba.

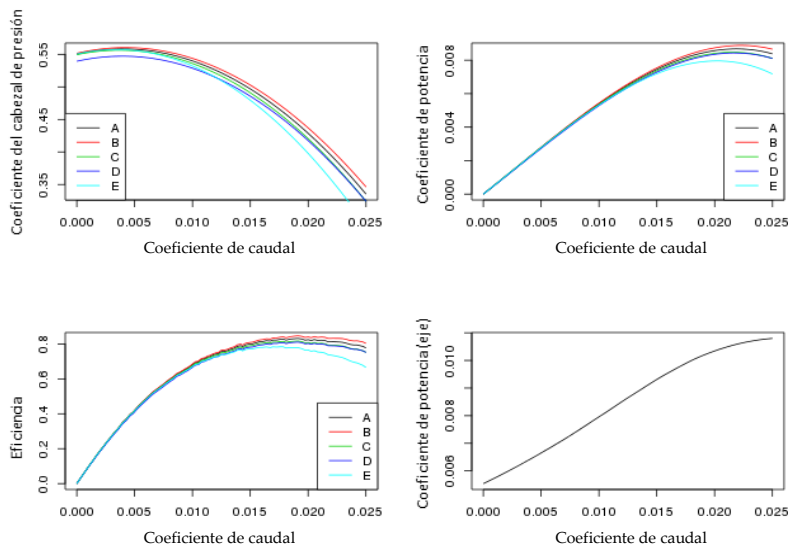


Figura 2 Las cinco bombas en forma individual: tres normales, dos con problemas

Como puede observarse, la degradación en el rendimiento de la bomba D es difícil de detectar a tasas de flujo más altas, mientras que la bomba E, que sufre pérdidas por aumento de fricción, tiene un funcionamiento claramente inferior a las otras bombas.

Nótese que en este modelo sólo se han abordado problemas hidráulicos. Los problemas mecánicos existentes en las bombas, como es el caso de las pérdidas por fricción en los cojinetes del eje, no están siendo considerados. Se supone que esos efectos adicionales tienen un efecto insignificante o que pueden ser reparados en forma efectiva por medio de una mantención durante su operación de servicio.

Operación de bombas en paralelo

En una estación de bombeo de cinco bombas la operación de las bombas en paralelo está regida por la adición de caudal (coeficientes) al mismo cabezal de presión (coeficiente). Dado que no todas las cinco bombas están operando todo el tiempo y menos de cinco bombas pueden operar en diferentes combinaciones, resulta difícil observar el efecto del mal funcionamiento de una sola bomba. Esta dificultad se grafica en la Figura 3. La curva 3 de este gráfico muestra la curva de bombeo de las cinco bombas en paralelo donde dos de las cinco tienen problemas graves. La curva roja, por comparación, representa el funcionamiento de las cinco bombas en paralelo cuando las cinco muestran el mismo rendimiento ideal de la bomba A. Claramente existe un problema pues la curva de bombeo de color negro (observada) está por debajo del rendimiento ideal.

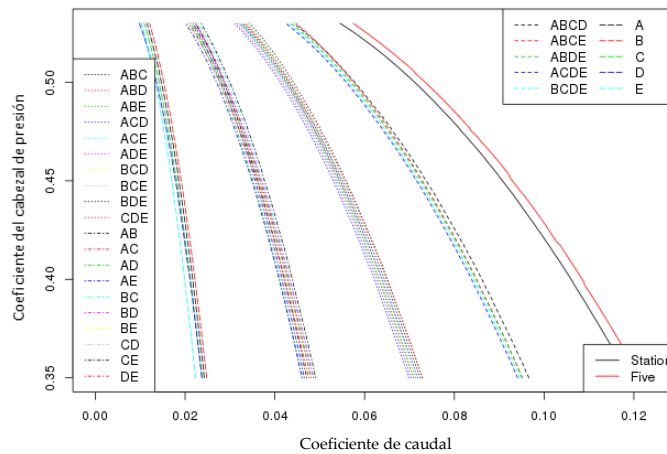


Figura 3 Operación de bombas en paralelo

¿Será posible encontrar la(s) bomba(s) que están funcionando mal apagando en forma selectiva una de las bombas y operando sólo cuatro en diferentes combinaciones? Esta es una de las estrategias que podría seguir un ingeniero de mantención en ausencia de datos de medición de caudal de descarga para las bombas en forma individual.

Al detenerse una de las bombas quedan cinco combinaciones de cuatro bombas operando. Ésta corresponde a la primera curva en abanico a la izquierda de las curvas negras y rojas en la Figura 3. Asimismo, al apagar 2 bombas resultan diez combinaciones posibles en la siguiente curva en abanico a la izquierda. Al apagar 3 bombas, también se obtienen 10 posibles combinaciones dadas como otra curva en abanico a la izquierda. Finalmente, en la curva en abanico a la extrema izquierda, se muestran las cinco bombas operando individualmente.

Obviamente, es muy difícil discernir algo a partir de estas curvas en abanico con tan reducido espacio entre sus líneas. Lamentablemente, el acercamiento a cada curva individual, como se muestra en la Figura 4, tampoco aporta mucho más.

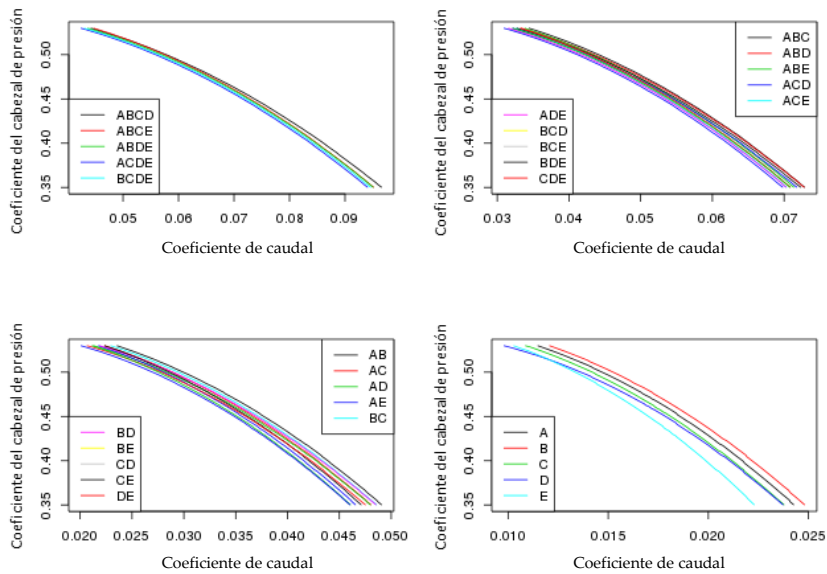


Figura 4 Operación de bombas en paralelo (acercamiento)

El recuadro izquierdo superior de la Figura 4 muestra la curva combinada de cuatro bombas operando en paralelo para cada una de las cinco posibles combinaciones. En este recuadro la curva negra representa la combinación particular donde falta la bomba E, aquella bomba con las mayores pérdidas internas por fricción. Sin embargo, es también la curva donde la bomba B, cuya operación supera los datos de rendimiento publicados, está presente en la combinación. Por lo tanto, que la bomba E está funcionando deficientemente es una conclusión que sólo se puede obtener cuando se supone que todas las otras bombas están funcionando normalmente y que ninguna de ellas trabaja mejor que lo esperado.

En comparación, con una sola bomba operando, no hay duda de que la bomba E es sospechosa y requiere atención. Así, considerando que es difícil o extraño ver una estación de cinco bombas operando con sólo una en servicio, se podría haber obtenido la misma información a partir de los datos de la presión de descarga individual y la medición de flujo.

Potencia hidráulica paralela

Dado que la potencia hidráulica es el producto de la tasa de flujo de descarga y del cabezal de presión generado por la bomba, el efecto de un deficiente rendimiento de la bomba debería ser más fácil de observar en una representación gráfica de la potencia hidráulica. Esto es así pues, tanto un defecto en la generación del cabezal de presión, por ejemplo debido a distancias excesivas, así como algún defecto en la capacidad de la bomba, que puede ser causado por el aumento en la fricción interna, reducen la potencia hidráulica generada por la bomba.

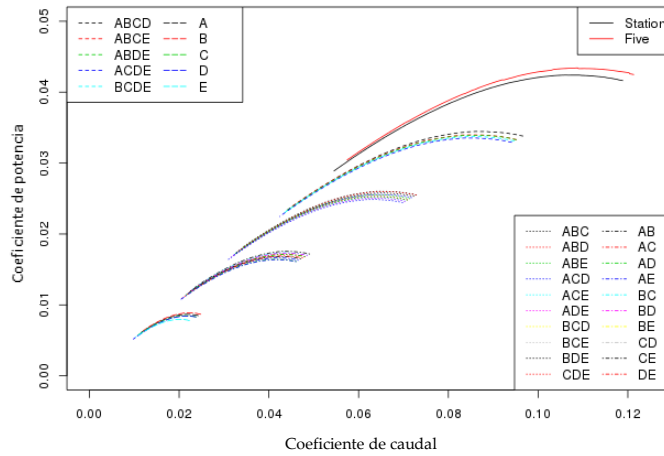


Figura 5 Potencia hidráulica combinada

En la Figura 5 se muestran las curvas combinadas de potencia en una estación de cinco bombas, ya sea trabajando con las cinco bombas o cualquier combinación de cuatro, tres, dos o una bomba. La curva negra en el gráfico muestra la potencia hidráulica generada en la estación para las cinco bombas en contraste con la curva roja, que corresponde a cinco bombas idénticas de acuerdo con las especificaciones publicadas. Claramente, entonces, existe una diferencia y la única bomba que supera levemente la especificación publicada no puede compensar por sí sola la deficiencia existente en el rendimiento de las otras tres. Las curvas en abanico con menores rendimientos globales son difíciles de interpretar debido a la escala de la representación gráfica. Un acercamiento a cada curva en abanico individual en una representación gráfica múltiple separada, como en la Figura 6, entrega una visión más clara.

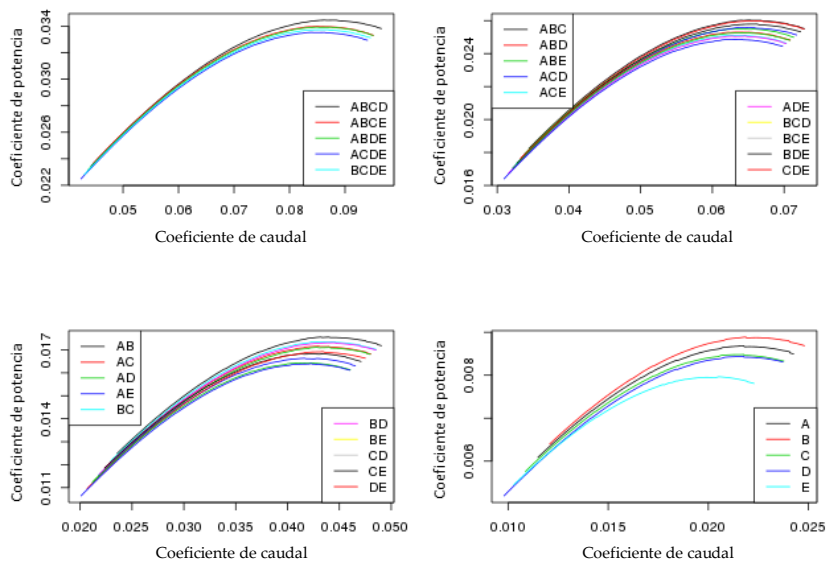


Figura 6 Potencia hidráulica combinada (acercamiento)

De hecho, como se esperaba, en el recuadro superior izquierdo, la curva negra, que representa el caso donde la bomba E no está incorporada a las bombas en servicio, destaca un poco más que en las curvas de bombeo. Asimismo, sin embargo, el recuadro inferior a la derecha identifica a la bomba E como la bomba de bajo rendimiento y a la B como la mejor bomba, incluso mejor que la A, que opera en estricto cumplimiento con la especificación.

Nótese que la representación elegida muestra las diferencias en el rendimiento de la bomba por los cambios en la curvatura. Si hubiera existido una pérdida adicional e indeseada debido a una fricción mayor que la esperada, esto no habría alterado la forma de ninguna de las curvas. En este caso sólo la posición de las curvas habría desplazado hacia abajo pues las bombas son del tipo de velocidad fija.

Eficiencia paralela

La eficiencia paralela es la eficiencia obtenida por un grupo de bombas operando en paralelo. Puede calcularse dividiendo la suma de la potencia hidráulica de cada bomba por la suma de la potencia del eje requerida a la tasa de flujo de descarga y al cabezal de presión dados.

Dado que la eficiencia es igual a la potencia hidráulica normalizada por la potencia del eje, se espera que cualquier diferencia en el rendimiento de la bomba pueda observarse aún más claramente en los datos de eficiencia paralela que en los datos combinados de generación de potencia hidráulica.

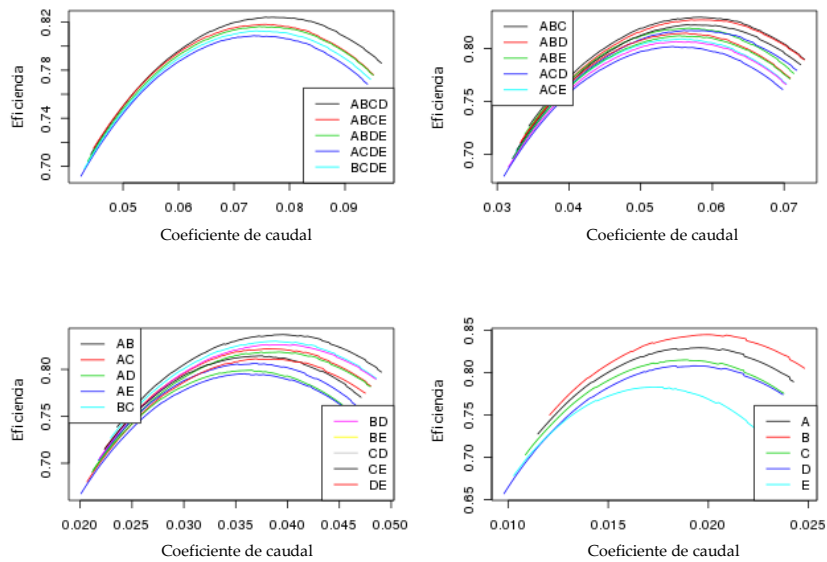


Figura 7 Eficiencia paralela (acercamiento)

Cada una de las representaciones gráficas secundarias corresponde ahora a una de las cuatro posibilidades de seguir sacando de operación posteriormente más bombas de las cinco que operan en paralelo. Sólo a nivel individual, sin embargo, se vuelve evidente que la bomba E tiene un problema grave. En el caso de las cuatro bombas en operación, como se muestra en el recuadro izquierdo superior, la combinación de bombas con mejor desempeño puede ser identificada, pero no se puede reconocer la bomba individual que produce el funcionamiento deficiente de la estación como un todo.

La representación gráfica de todos los datos de eficiencia disponibles en una escala común de eficiencia muestra cuán grandes son las diferencias en las eficiencias individuales de las bombas comparadas con la eficiencia paralela

de cada bomba. Normalizando a una potencia de eje común, las curvas en abanico ya no se apilan y comprimen como era el caso de las curvas de potencia hidráulica. En su lugar, las curvas se superponen parcialmente y se atraviesan unas a otras.

Mientras que en el caso de las bombas individuales, la diferencia en la eficiencia entre la mejor y la peor bomba es de alrededor de un 8% absoluto, la diferencia en la eficiencia entre la combinación de cuatro bombas que opera mejor y la que opera de peor forma, sólo es de un 2% absoluto. La diferencia entre los mejores y peores aumenta en la medida que disminuye el número de bombas en operación, pero también lo hace el número de posibles combinaciones y, por lo tanto, el tiempo de pruebas y, por supuesto, también se acrecienta la complejidad del análisis.

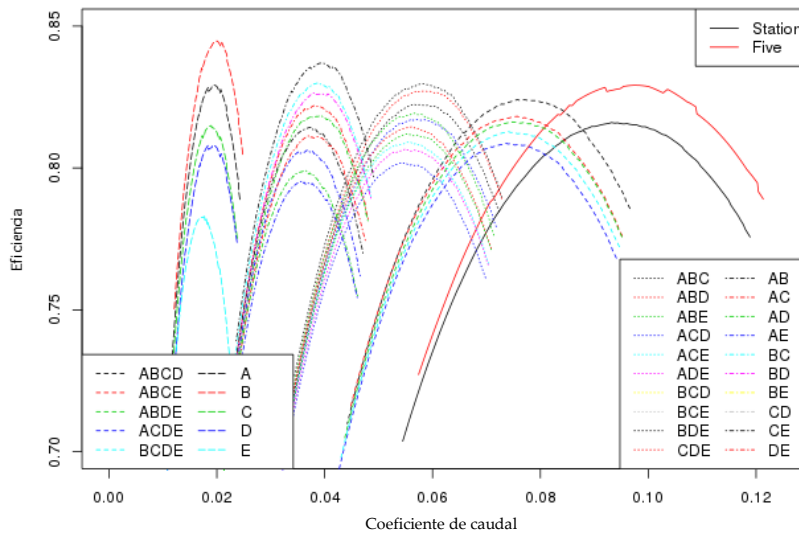


Figura 8 Eficiencia paralela (acercamiento)

Es necesario hacer notar que la mejor eficiencia obtenida por las bombas individuales corresponde a la bomba que tiene un rendimiento levemente superior al de los datos de rendimiento publicados. Sin embargo, el mejor rendimiento combinado de cinco bombas se basa en cinco bombas que cumplan exactamente con los datos de rendimiento publicados.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se derivaron las mediciones simples de rendimiento de un conjunto de bombas operando en paralelo a partir de cifras de mérito adimensionales - el coeficiente de flujo y el coeficiente del cabezal de presión - a una bomba individual. El cálculo de estas medidas de rendimiento fue facilitado por el uso de un modelo de bomba analítico pero a la vez empírico. Este modelo puede capturar la degradación de diversos tipos en el rendimiento de la bomba, incluyendo aquellos relacionados con el cabezal de presión estática, como resultado del aumento de las distancias, así como también pérdida de rendimientos globales causada por el aumento de la fricción interna.

En un modelo de estación de bombeo de cinco bombas, se calcularon las mediciones de rendimiento (cabezal de presión, potencia y eficiencia) para todas las combinaciones posibles de bombas en y fuera de servicio. Es evidente que la eficiencia muestra con toda claridad las combinaciones de bombas con el mejor y el peor rendimiento; pero

la identificación de la bomba con rendimiento deficiente y que requiere mantención, sólo es posible a nivel de bomba individual.

Nótese que el análisis presentado en este documento corresponde a bombas que operan en paralelo y descargan dentro de una tubería común. La presión de descarga de la bomba debe, por lo tanto, ser igual. La tasa de flujo por bomba, sin embargo, puede variar considerablemente por la capacidad de la bomba de descargar a la presión común.

En el caso de las bombas que operan en serie, se sostiene lo contrario. En este caso, la tasa de caudal (máscico) es igual para cada bomba, mientras que las presiones de descarga son diferentes. En el caso de las bombas en serie, la información mínima que se requiere es la presión de descarga y la potencia del eje. En el caso de las bombas en paralelo, lo mínimo que se requiere es la tasa de caudal por bomba y la potencia del eje.

Cuando la potencia (mecánica) del eje no está disponible, se puede realizar un análisis equivalente basándose en la potencia del motor (consumo de corriente y voltaje). La desventaja de esto es que ya no es posible separar la eficiencia hidrocínética de la bomba de la eficiencia del motor.

CONCLUSIÓN

Para identificar las bombas con bajo rendimiento dentro de una operación en paralelo que contempla varias unidades de ellas, se requiere calcular la eficiencia basándose en los datos de una bomba individual. Cuando la operación de una bomba única en una estación es poco usual, los datos de esa bomba sólo pueden obtenerse midiendo en forma simultánea el cabezal de presión de descarga y el flujo de descarga de cada bomba en forma individual.

AGRADECIMIENTOS

La ayuda de Susan McCullough durante la preparación de este artículo fue imprescindible.

NOMENCLATURA

CH	Coeficiente de cabezal de presión
CQ	Coeficiente de caudal
CP	Coeficiente de potencia
a	Coeficiente de modelo de bomba, cabezal de presión de corte o con caudal nulo o descarga cerrada
b	Coeficiente de modelo de bomba
c	Coeficiente de modelo de bomba, pérdidas por fricción interna
D	Diámetro de impulsor de bomba
g	Aceleración gravitatoria
H	Cabezal de presión
Q	Tasa de caudal
P	Potencia
ω	Velocidad de la bomba
ρ	Densidad del fluido

REFERENCIAS

- Albraik, A., Althobiani, F., Gu, F. y Ball, A. (2012) 'Diagnosis of Centrifugal Pump Faults Using Vibration Methods', *25th International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering*, Journal of Physics: Conference Series 364, IOP Publishing Ltd.
- Cleveland, W.S. y Devlin, S.J. (1988) 'Locally-Weighted Regression: An Approach to Regression Analysis by Local Fitting', *Journal of the American Statistical Association*, 83 (403): pp. 596–610.
- Harihara, P.P. y Parlos, A.G. (2012) 'Fault Diagnosis of Centrifugal Pumps Using Motor Electrical Signals', *Centrifugal Pumps*, Dr. Dimitris Papantonis (Ed.), InTech, Croatia.
- McKee, K.K., Forbes, G., Mazhar, I., Entwistle, R. y Howard, I. (2011) 'A review of major centrifugal pump failure modes with application to the water supply and sewerage industries', Asset Management Council, ICOMS Asset Management Conference, Gold Coast, QLD, Australia, 16 May.
- R Core Team (2012) *R: A language and environment for statistical computing*. R Foundation for Statistical Computing, Vienna, Austria. ISBN 3-900051-07-0, URL <http://www.R-project.org/>.
- Yedidiah, S. (1996) *Centrifugal Pump User's Guidebook: Problems and Solutions*, Chapman & Hall, New York.
- Walshaw, A.C. y Jobson, D. A. (1967) *Mechanics of Fluids*, Longmans, London, pp. 431-483.