

Estudio de una bomba-turbina integral

E. Arenas Pinilla¹, A. Cantizano González², A. Arenas Alonso

¹Dpto. de Ingeniería Mecánica. ICAI. Universidad Pontificia Comillas. earenas@icai.comillas.edu

²Dpto. de Ingeniería Mecánica. ICAI. Universidad Pontificia Comillas. alexis.cantizano@icai.comillas.edu

En este estudio se analiza una máquina que bombea agua de forma autónoma, es decir, sin aporte exterior de energía. Para ello se plantea el diseño y construcción de una bomba-turbina integral. Surge de la idea de realizar una máquina hidráulica combinada que trabaje al mismo tiempo como bomba y como turbina, aportando la turbina la energía necesaria para el accionamiento de la bomba. La bomba-turbina se ha diseñado para ser instalada aprovechando un pequeño salto en un cauce de agua de un río, de donde se deriva un determinado caudal hacia ella. Ese caudal se divide en dos partes: la mayor parte es dirigido a una turbina axial que desarrolla la potencia necesaria para mover el rodete de una bomba radial, a la cual se dirige el resto del caudal derivado, que es impulsado y enviado al punto de consumo. La bomba está físicamente integrada en el mismo cuerpo de la turbina, formando los respectivos rodetes un solo elemento, de forma que es accionada por la energía mecánica de la turbina sin consumo exterior de energía.

1. Introducción

La utilización de los grandes flujos de agua se encuentra muy desarrollado en todo el mundo y particularmente en España; sin embargo hay numerosos arroyos y cauces medianos de agua que admiten un mayor aprovechamiento principalmente para regadíos, pero también para usos urbanos.

Si bien estos aprovechamientos pueden ser conseguidos mediante el embalsamiento y desvío aguas arriba de la zona de utilización, hay otros muchos casos en que esto no es posible, siendo necesario el bombeo desde el cauce al punto de utilización. Este bombeo puede hacerse mediante el uso de energía eléctrica u otros combustibles, pero el precio de la energía eléctrica en el primer caso y el impacto medioambiental en el segundo son condicionantes que limitan la explotación de estos recursos hídricos.

En ese contexto, se pretende disponer de una alternativa al bombeo convencional en el que las estaciones de bombeo consumen energía. Con ese objetivo se ha ideado una máquina hidráulica que funciona sin aporte de energía exterior. La configuración de la máquina, rodete radial de la bomba sobre el rodete axial de la turbina responde con total coherencia y de forma natural a los criterios de diseño propios de una bomba de mucha altura y poco caudal y de una turbina de mucho caudal y pequeña altura, consiguiéndose una configuración muy sencilla y barata de construcción y muy simple de funcionamiento. La idea de esta máquina está cubierta por el modelo de utilidad 201430709 concedido por la Oficina Española de Patentes y Marcas con fecha 14 de noviembre de 2014.

2. Descripción breve del equipo

El sistema llamado Bomba-Turbina Integral (en adelante BTI) es un equipo de bombeo de agua consistente en una bomba acoplada directamente a una turbina que le proporciona la potencia de accionamiento necesaria.

La principal característica de este sistema es que aprovecha las peculiaridades propias de ambas máquinas, bomba y turbina. El rodete de la bomba se acopla directamente en la periferia de la turbina (normalmente axial), de tal forma que, instalado el equipo en un cierto flujo de agua en el que se ha creado un salto hidráulico, una parte del caudal pasará a través de la turbina, accionando ésta, y otra parte será bombeada a una cierta altura por la bomba.

Las figuras 1, 2 y 3 muestran esquemas básicos de la turbina-bomba propuesta, en las que se identifican los siguientes elementos: 1, Álabes del rodete de la bomba. 2, Álabes del rodete de la turbina. 3, Eje soporte del conjunto. 4a y 4b, Tubuladuras. 5a y 5b, Álabes soporte. 6a y 6b, Cojinetes de apoyo. 7, Carcasa de la bomba. 8, Tubo difusor en la salida de la bomba. 9, Escotaduras para acceso a fijaciones en la estructura. 10, Caja espiral de la bomba.

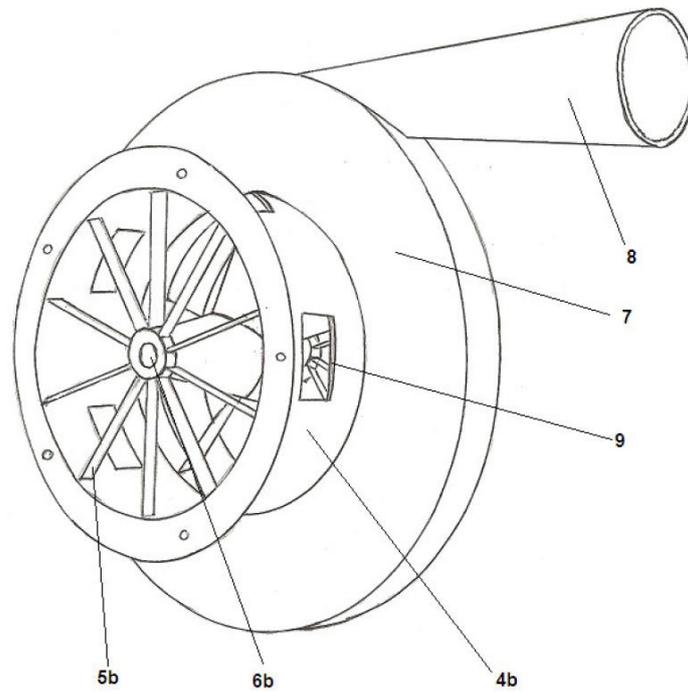


Figura 1: Perspectiva desde el lado de salida de la Bomba-Turbina Integral (BTI).

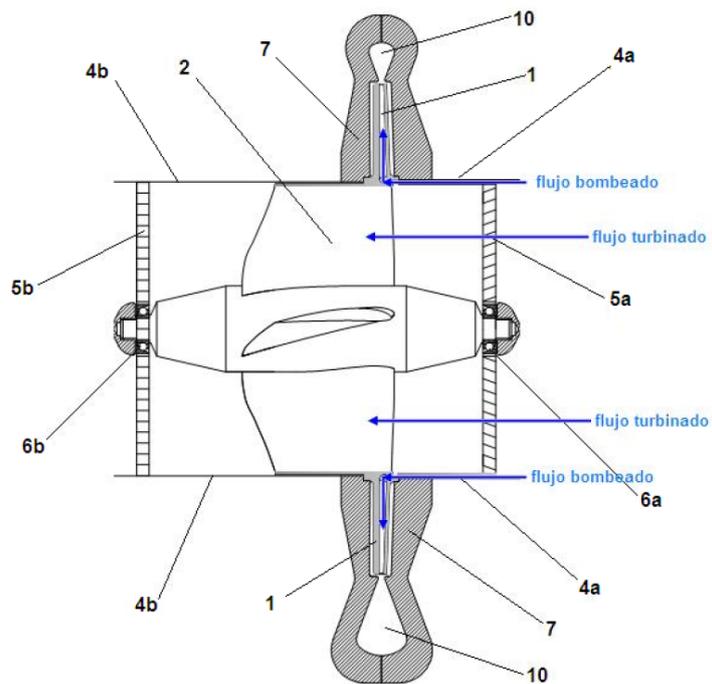


Figura 2: Representación meridional de la Bomba-Turbina Integral (BTI), con indicación del reparto de flujos.

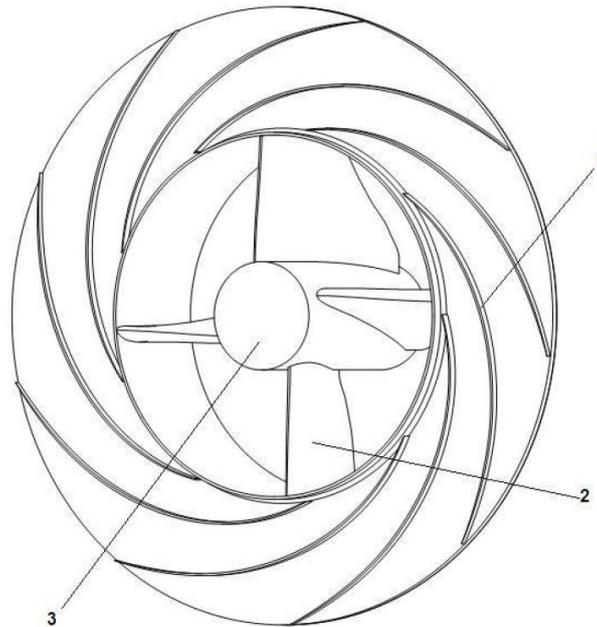


Figura 3: Conjunto de los rodets de la Bomba-Turbina Integral (BTI).

3. Fundamentos teóricos

Los fundamentos básicos de la BTI son dos:

1. La transmisión directa entre rodets de la potencia mecánica obtenida en la turbina y la consumida por la bomba.
2. El montaje del rodete de la bomba sobre la periferia de la turbina, de forma que siempre el diámetro exterior de la bomba será mayor que el de la turbina, lo que se corresponde con el funcionamiento conceptual de ambas máquinas, que demandan mayor velocidad periférica para la bomba que para la turbina.

Así, debido al funcionamiento autónomo desde el punto de vista energético, la potencia demandada por la bomba será igual (excepto pérdidas) a la desarrollada por la turbina, de forma que:

$$Q_t \cdot H_t \cdot \eta_{tot} = Q_b \cdot H_b \quad (1)$$

siendo:

Q_t , caudal que pasa a través de la turbina.

H_t , altura de la turbina

Q_b , caudal impulsado por la bomba.

H_b , altura de la bomba.

η_{tot} , coeficiente global de pérdidas (producto del rendimiento de la bomba y el de la turbina)

Por consiguiente, la relación de caudales entre bomba y turbina será aproximadamente la misma que entre las alturas de turbina y bomba afectada del coeficiente global de pérdidas, y lo mismo puede decirse de las relaciones entre las alturas bombeada y turbinada, respecto de los respectivos caudales:

$$\frac{Q_b}{Q_t} = \frac{H_t}{H_b} \eta_{tot} \quad (2)$$

y

$$\frac{H_b}{H_t} = \frac{Q_t}{Q_b} \eta_{tot} \quad (3)$$

Por otro lado desde el punto de vista de diseño, nos fijaremos en dos coeficientes característicos, que basados en teorías de semejanza se identifican como de valores iguales para máquinas geoméricamente semejantes .

- k_u , coeficiente de velocidad periférica.

$$k_u = \frac{u}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi Dn/60}{\sqrt{2gH}} \quad (4)$$

siendo n la velocidad de giro (min^{-1}) y D el diámetro exterior de la máquina.

- n_o , número específico de revoluciones adimensional .

$$n_o = \frac{\omega Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} \quad (5)$$

siendo ω la velocidad de giro (rad/s).

Así, al considerar estos coeficientes en nuestras máquinas (subíndice t para la turbina y b para la bomba), tenemos:

$$\frac{n_{ot}}{n_{ob}} = \left(\frac{Q_t}{Q_b}\right)^{1/2} \left(\frac{H_b}{H_t}\right)^{3/4} \quad (6)$$

Aplicando la relación (2):

$$\frac{n_{ot}}{n_{ob}} = \left(\frac{H_b}{H_t}\right)^{5/4} \frac{1}{\eta_t^{1/2}} \quad (7)$$

Por otro lado:

$$\frac{k_{ub}}{k_{ut}} = \frac{D_b}{D_t} \left(\frac{H_t}{H_b}\right)^{1/2} \quad (8)$$

Así, combinando (7) y (8), obtenemos:

$$\frac{D_b}{D_t} = \frac{k_{ub}}{k_{ut}} \left(\frac{n_{ot}}{n_{ob}}\right)^{2/5} \eta_t^{1/5} \quad (9)$$

Ahora bien, dada la naturaleza y finalidad de nuestro equipo, se plantea que la altura de bombeo siempre será bastante superior a la altura de turbinado, el caudal de la bomba será muy inferior al caudal de la turbina y girarán a la misma velocidad angular.

Lo anterior conduce a diseños favorables con valores bajos de n_{ob} y elevados de n_{ot} , que necesariamente se traducirá en bombas bastante radiales y turbinas bastante axiales. Igualmente, el planteamiento anterior conduce a diseños favorables con valores también bajos de k_{ub} y elevados para k_{ut} .

Consultados criterios de diseño establecidos por diversos autores ([1],[2]) se han acotado los valores de n_o y k_u :

$$n_{ob} = 0,25 \div 0,45$$

$$n_{ot} = 2,5 \div 5,0$$

$$k_{ub} = 0,9 \div 1,0$$

$$k_{ut} = 1,2 \div 2,0$$

Considerando valores extremos y la hipótesis simplificadora de $\eta_{tot}=1$:

bomba más radial y turbina más axial: $n_{ob}=0,25$ y $n_{ot}=5,0$; $k_{ub}=0,9$ y $k_{ut}=2,0$.

$$\frac{D_b}{D_t} = 1,5 \quad (10)$$

Así vemos que en las condiciones más extremas (relación de saltos $H_b/H_t \geq 10$, y por tanto relación de caudales $Q_t/Q_b \geq 10$) correspondientes a las situaciones de mayor interés para este equipo, al girar ambas máquinas a la misma velocidad, el diámetro exterior de la bomba radial ha de ser muy superior al diámetro exterior de la turbina axial.

4. Cálculo de la velocidad de giro necesaria

Utilizando como dato esa relación de diámetros calculada, se realiza un análisis preliminar, basado en el diagrama de Cordier [3] y en unos datos de partida (Tabla 1:) que podrían corresponder a una situación real, para estimar cuál sería la velocidad de giro del conjunto:

Tabla 1: Datos de diseño de la BTI.

| Requirimientos de la bomba | | Altura disponible (turbina) |
|----------------------------|----------------------------|-----------------------------|
| Altura (m) | Caudal (m ³ /h) | (m) |
| 16 | 288 | 3,5 |

Calculando el valor de n_0 (5) y con ayuda del diagrama de Cordier, se obtiene D_s , a partir del cual se calcula el diámetro exterior de la bomba, D_b :

$$D_s = \frac{D(gH)^{1/4}}{Q^{1/2}} \quad (11)$$

Con la estimación del rendimiento basada en datos experimentales ([3],[4]), se calcula la potencia de accionamiento necesaria para la bomba, P_{ab} . Esa potencia será directamente la producida por la turbina ($P_{ab}=P_{at}$). Con ese valor de potencia, un rendimiento estimado (corregido posteriormente en el proceso iterativo) y la altura disponible para la turbina, se calcula el caudal que es necesario que circule por ésta.

A continuación se calcula el n_0 de la turbina y con el diagrama de Cordier, su valor de D_s . A partir de ese valor, al igual que se hizo con la bomba, se obtiene el diámetro exterior D_t , que, por otra parte, corresponderá al diámetro interior de la bomba.

Imponiendo la condición de que la relación de diámetros sea 1,5, según se ha visto en el apartado anterior, se obtiene, mediante un proceso iterativo, que la velocidad de giro del rodete conjunto bomba-turbina debería ser de 400 min^{-1} , siendo los diámetros de la bomba y la turbina, 0,92 y 0,61 m respectivamente, con un rendimiento máximo del 71% y del 91%.

El valor de 1,5 de la relación de diámetros se obtuvo suponiendo un rendimiento global del 100%. Ahora que se han estimado los rendimientos máximos de las dos máquinas por separado, se puede realizar un cálculo más preciso. Realizando un cálculo iterativo introduciendo la estimación del rendimiento de ambas máquinas, se obtiene un coeficiente global de pérdidas de un 67% y la relación de diámetros necesaria de 1,38. La velocidad de giro del conjunto sería de 475 min^{-1} y los diámetros de la bomba y la turbina, 0,76 y 0,55 m respectivamente, con un rendimiento máximo del 75% y del 90%.

5. Diseño preliminar

Con los datos de diseño y los diámetros y la velocidad de giro obtenidos en el apartado anterior (corrección usando el rendimiento estimado), se realiza un diseño preliminar de la bomba, con objeto de comprobar los valores necesarios de los parámetros más relevantes y verificar que son plausibles.

Se supone entrada radial y se escoge un valor de $\beta_2=20^\circ$, dentro del rango típico de las bombas centrífugas [4]. Los valores calculados de los triángulos de velocidades a la entrada y la salida se muestran en la Tabla 2:

Tabla 2: Valores de los triángulos de velocidades en la entrada y la salida del rodete.

| Entrada ([m/s],[°]) | | | | | Salida ([m/s],[°]) | | | | |
|---------------------|-------|-------|-----------|------------|--------------------|-------|-------|-----------|------------|
| u_1 | w_1 | c_1 | β_1 | α_1 | u_2 | w_2 | c_2 | β_2 | α_2 |
| 13,77 | 14,07 | 2,86 | 11,71 | 90 | 18,94 | 8,35 | 11,45 | 20 | 14,44 |

donde u representa la velocidad del rodete, w la velocidad relativa del fluido respecto del rodete, c la velocidad absoluta y α y β el ángulo que forman con la dirección tangencial la velocidad absoluta y la velocidad relativa, respectivamente. El subíndice 1 se refiere a la entrada y el 2 a la salida.

El cociente de De Haller (w_2/w_1), que mide el grado de difusión del fluido en el rodete y que en casos generales debe ser superior a 0,72 para no tener problemas de desprendimiento, alcanza un valor de 0,59. Si bien es un valor un poco por debajo de lo recomendado, el hecho de que se produzca desprendimiento en una bomba muy radial como la que estamos tratando, no tendría gran influencia en el rendimiento de la máquina, teniendo en cuenta el gran valor de altura que puede producir [4].

El resto de valores se considera que entran dentro de los rangos habituales. No obstante, dadas las características especiales de la geometría de la bomba (diámetro de entrada muy superior al de una bomba centrífuga estándar), se realizará un estudio con modelos numéricos para tener un conocimiento más detallado de su comportamiento.

6. Ventajas

El accionamiento directo de la bomba por la turbina sin pasar por otro tipo de energía presenta innumerables ventajas frente a instalaciones convencionales. Estas ventajas de tipo energético, medioambiental, constructivo y económico, además de las conceptuales se analizan a continuación:

- Las ventajas energéticas son evidentes por cuanto que el flujo de energía es simple, evitando el paso por otras formas de energía, tal como la eléctrica.
- La simplicidad de las transformaciones energéticas conlleva una mejora en rendimientos y por tanto también en el impacto ambiental, si, por ejemplo, comparamos el proceso con el de un sistema de bombeo con motores eléctricos o térmicos.
- La ventaja constructiva se hace evidente por el reducido número de elementos que forman el equipo, ya que el montaje directo de la bomba sobre la turbina lleva a la transmisión de la energía mecánica directamente entre los rodetes, sin ejes intermedios ni sistemas multiplicadores de velocidad. El eje de la máquina es únicamente elemento de apoyo y guía, pero no árbol de transmisión, lo que implica ventajas entre otras en dimensiones del eje y cojinetes.
- Las ventajas económicas se hacen evidentes cuando se combinan las constructivas, energéticas y conceptuales, pues no sólo se reflejan en el reducido número de componentes del equipo sino en la simplicidad del funcionamiento, pues su autorregulación sin necesidad de elementos de control lo hacen intrínsecamente económico en su construcción, funcionamiento y mantenimiento.

7. Conclusiones

Se ha ideado una máquina hidráulica formada por una bomba y una turbina acopladas con el propósito de disponer de una alternativa al bombeo convencional. Se puede considerar una bomba de bajo coste, de bajo mantenimiento y de cero emisiones, al no consumir energía. La idea de esta máquina está cubierta por el modelo de utilidad 201430709 concedido por la Oficina Española de Patentes y Marcas con fecha 14 de noviembre de 2014.

La principal aplicación es el abastecimiento de agua en comunidades con necesidades de agua en zonas elevadas y con disponibilidad de flujos en zonas bajas. Por sus características, una aplicación especialmente interesante es su utilización en países en desarrollo y en ubicaciones donde el acceso a la energía eléctrica, necesaria para accionar una bomba tradicional, es limitado.

Se ha realizado un análisis teórico y un diseño preliminar, de los que se concluye que es una máquina viable. En el futuro se hará un estudio numérico tanto de la bomba como de la turbina, encaminado a conseguir el mejor diseño de ambas máquinas de cara a optimizar el funcionamiento conjunto.

8. Referencias

- [1] C. Mataix, Turbomáquinas hidráulicas, Universidad Pontificia Comillas, Escuela Técnica Superior de Ingeniería, ICAI, (2009), ISBN (9788484682523).
- [2] A. Nava Mastache, Selección y dimensionamiento de turbinas hidráulicas para centrales hidroeléctricas, Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería, (2013).
- [3] O.E. Balje, Turbomachines. A guide to design, selection and theory, Wiley, (1981), ISBN (0471060364)

- [4] T. Wright, P.M. Gerhart, Fluid machinery. Application, selection and design, CRC Press, (2010), ISBN (9781420082944).