

## DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DEL SERVOMOTOR PARA EL ACCIONAMIENTO DEL ALABE REGULADOR DE CAUDAL EN TURBINA HIDRÁULICA DE FLUJO CRUZADO

J. A. Olsson<sup>1</sup>, J. L. Lopez<sup>2</sup>, V. H. Kurtz<sup>3</sup>.

Facultad de Ingeniería – Universidad Nacional de Misiones – Proy. 16/I142

Juan Manuel de Rosas 325 - 3360 Oberá - Misiones

Tel/Fax: (03755) 422169/170 - e-mail: [kurtzvh@fio.unam.edu.ar](mailto:kurtzvh@fio.unam.edu.ar)

Recibido 11/08/16, aceptado 09/10/16

**RESUMEN:** Este trabajo presenta los lineamientos generales para la determinación analítica de la potencia del servomotor eléctrico, que actúa en el accionamiento del álabes regulador de caudal, en pico turbinas hidráulicas tipo flujo cruzado o Michell-Banki. El objetivo fue determinar que modelo de servomotor comercial es adecuado para el accionamiento y sirva como base de implementación del mecanismo. Se tomó datos empíricos y analíticos de la cadena cinemática, obteniéndose una expresión de la potencia requerida por el sistema para dos tipos de álabes en función del caudal turbinado para una altura neta de 9 m, permitiendo la selección del motorreductor. Se concluyó que la determinación de la potencia que requiere el electromotor de comando permite seleccionar el tipo y tamaño del servomotor, y aportar datos para el diseño del regulador electrónico, encargado del control automático de la microgeneración hidroeléctrica por variación del caudal turbinado.

**Palabras clave:** picoturbinas hidroeléctricas, servomotor eléctrico, control de caudal, álabes regulador

### INTRODUCCIÓN

En este trabajo, se presentan los lineamientos generales para la determinación analítica de la potencia del servomotor eléctrico de accionamiento del álabes regulador de caudal, en una pico turbina hidráulica de flujo cruzado o Michell-Banki. Esta consta de dos elementos básicos, el rotor y el inyector, ambos indicados en la figura 1

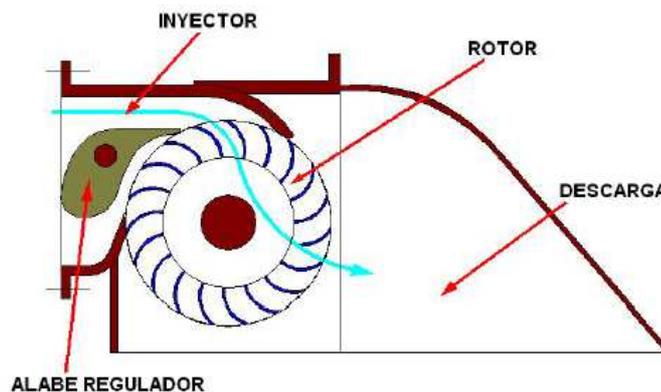


Figura 1: Componentes básicos de la turbina Michell-Banki

En las figuras 2, 3 y 4, se muestran otras imágenes los órganos de control de caudal en la turbina.

<sup>1</sup> Docente Investigador, Fac. de Ing. UNaM. Proy. de investigación 16/I142.

<sup>2</sup> Docente Investigador, Fac. de Ing. UNaM. Proy. de investigación 16/I142.

<sup>3</sup> Docente Investigador, Fac. de Ing. UNaM. Director del proyecto de investigación 16/I142.



Figura 2: A la derecha de la imagen, es posible observar el servomotor acoplado a la turbina.

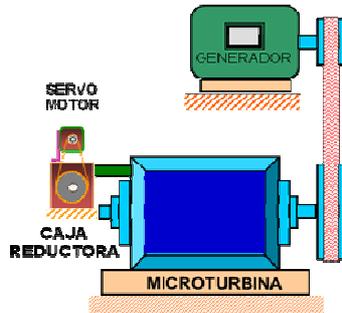


Figura 3: Croquis del grupo turbogenerador.



Figura 4: Motor de accionamiento similar al estudiado.

La regulación de la potencia se realiza variando el caudal que ingresa a la máquina, mediante un álabe regulador que permite estrechar la sección de paso del agua a través de un movimiento sobre su eje (Marchegiani 2014). El álabe regulador no solo se utiliza como regulador de potencia, sino que permite adaptar las condiciones de funcionamiento, para obtener potencia con diferentes caudales aún cuando el mismo sea inferior a la mitad del caudal nominal. Esto es relevante ya que extiende el campo de funcionamiento de la turbina a épocas del año en donde los caudales son restringidos (Marchegiani 2014; Kurtz 2013).

Para la determinación de la potencia que requiere el electromotor de comando, se analizaron Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (PCH) (Kurtz 2013; Kurtz y Anocibar 2005) de las categorías nano, pico y micro, correspondientes a centrales hidroeléctricas de hasta 20 kW. La determinación de la potencia del electromotor de comando, permite seleccionar el tipo y tamaño del servomotor y aportar datos para el diseño del regulador electrónico, encargado del control automático de la microgeneración hidroeléctrica por variación del caudal turbinado, permitiendo reemplazar la cadena cinemática tradicional con poleas.

## METODOLOGÍA

Los Componentes básicos de la cadena cinemática del álabe regulador fue tratada en Marchegiani 2014; Kurtz 2012; Lopez et al 2013b). Donde se analizó, entre otros, rendimientos de la caja reductora, poleas, retenes y se tomaron datos empíricos de torque en el eje de los alabes, determinándose la expresión de la potencia mínima requerida para accionar estos tipos de álabe. Para saltos de altura  $H=9$  m. (Lopez et al 2013; Lopez et al 2013b).

## TIPOS DE ÁLABES PARA TUBINAS MICHELL-BANKI

Existen diferentes perfiles utilizados en la fabricación de inyectores para la regulación del caudal de las turbinas de doble acción. Se estudiaron dos tipos de perfiles: uno diseñado por SKAT (Swiss Center for Development Cooperation in Technology and Management) y el otro por OLADE (Organización Latinoamericana de Energía), ambos contrastados en el laboratorio de hidráulica de la Universidad Nacional del Comahue (Marchegiani 2014; Kurtz 2012). En la figura 5, se muestran álabes regulador, en el banco de trabajo del taller de prototipos de la Facultad de Ingeniería de la UNAM.



Figura 5: Álabes en taller de producción FI-UNAM.

### POTENCIA EN EL ALABE

Las ecuaciones de la potencia para los álabes SKAT y OLADÉ (2) se desarrollaron en (Lopez et al 2013; Lopez et al 2013b), fueron obtenidas para una altura de  $H=9$  m que se corresponde con la mayoría de los saltos de Misiones, para turbinas de una potencia  $P= 1.5$  kW. Se tomaron para PCH de hasta 20 kW, referenciándolas por unidad de longitud del inyector, a fin de obtener la potencia en función del ancho  $l$  del alabe regulador en  $W/m$ , considerando como óptimo un tiempo total de accionamiento de 10 segundos. Para un desplazamiento angular estándar de (1).

$$\theta_{\max SKAT} = 14^\circ = 0.24rad \qquad \theta_{\max OLADÉ} = 23^\circ = 0.4rad \qquad (1)$$

$$\frac{P_{SKAT}(\theta)}{l} = -69,84.\theta + 18,65 \qquad \frac{P_{OLADÉ}(\theta)}{l} = 8,13.\theta - 1,07 \qquad (2)$$

### POTENCIA INERCIAL DEL ÁLABE

Se tuvo en cuenta la potencia necesaria para la puesta en movimiento del sistema regulador donde actúan fuerzas inerciales, considerando un tiempo  $t = 0.05$  s y una aceleración angular calculada con la ecuación (3)

$$\alpha_{SKAT} = \frac{\Delta\omega_{SKAT}}{\Delta t} = \frac{0.024}{0.05s.s} = 0.48. \frac{1}{s^2} \qquad \alpha_{OLADÉ} = \frac{\Delta\omega_{OLADÉ}}{\Delta t} = \frac{0.043}{0.05s.s} = 0.86. \frac{1}{s^2} \qquad (3)$$

El torque neto  $\tau$  para obtener esta aceleración angular  $\alpha$ , resulta de multiplicarla por el momento de inercia  $J$  del mecanismo regulador  $\tau = J.\alpha$  (4). Para hacerlo válido en todo el rango de turbinas se considero un momento de inercia específico por cada metro de ancho del alabe  $l$ , obteniéndose:  $\frac{J}{l} = 0.02 \frac{kg.m^2}{m}$  (Marchegiani 2014; Kurtz 2012; Lopez et al 2013b) de manera que el torque por unidad de longitud será:

$$\frac{\tau_{SKAT}}{l} = \frac{J.\alpha_{SKAT}}{l} = 9,6.10^{-3} \frac{Nm}{m} \qquad \frac{\tau_{OLADÉ}}{l} = \frac{J.\alpha_{OLADÉ}}{l} = 17,2.10^{-3} \frac{Nm}{m} \qquad (4)$$

La potencia inercial está dada por la ecuación (5)

$$\frac{P_{inerSKAT}}{l} = \frac{\tau_{SKAT}}{l} \omega_{SKAT} = 2,3.10^{-3} \frac{W}{m} \qquad \frac{P_{inerOLADÉ}}{l} = \frac{\tau_{OLADÉ}}{l} \omega_{OLADÉ} = 9,9.10^{-4} \frac{W}{m} \qquad (5)$$

## POTENCIA EN EL ÁLABE POR GOLPE DE ARIETE

El accionamiento del órgano regulador produce un cambio en la energía cinética del flujo de agua que se transforma en una sobrepresión conocida como golpe de ariete. Esta debe sumarse a la columna de agua existente, que ocasiona el torque para la operación del álabe. Depende inversamente del tiempo de accionamiento del dispositivo de 10 s, adoptado como óptimo, ya que permite categorizar el estudio de la sobrepresión como un cierre lento y utilizar la fórmula hidráulica de Michaud, ecuación (6) (Cátedra de Ingeniería Rural 2016).

$$\Delta H = \frac{2Lv}{gT} \qquad \Delta H = \frac{2Lv}{gT} = \frac{2.20m \cdot 0,652m/s}{9,81m/s^2 \cdot 10s} = 0.266m \quad (6)$$

Donde:

$\Delta H$  : Sobrepresión *mca*

$L$  : Longitud de la tubería *m*

$v$  : Velocidad de régimen del agua *m/s*

$g$  : Aceleración de la gravedad,  $9.81 \text{ m/s}^2$

$T$  : Tiempo de parada o de cierre, según el caso *s*

A partir de los datos de las instalaciones donde fueron ensayadas las turbinas (Marchegiani 2014), utilizando la ecuación (6) se obtiene la sobrepresión en ambos tipos de álabe para un cambio de régimen desde apertura a cierre total. La peor condición para ambos álabes se dio para un cambio de régimen con apertura del 20% a cierre. Se calculó en (7).

$$\Delta H_{SKAT} = \frac{2.20m \cdot 0,266m/s}{9,81m/s^2 \cdot 2s} = 0.542m \qquad \Delta H_{OLADE} = \frac{2.20m \cdot 0,140m/s}{9,81m/s^2 \cdot 2s} = 0.285m \quad (7)$$

Estos cambios de presión, que representan un incremento del 6 % en la potencia del álabe SKAT y del 3,2 % para el OLADE, se incluirán como coeficientes de ariete  $\mu_{SKAT} = 1.06$  y  $\mu_{OLADE} = 1.032$ .

## POTENCIA DISIPADA EN EL SELLO DE AGUA y POR LA CAJA REDUCTORA.

La ecuación de la potencia disipada en sello de agua (8) se estudio en (Lopez et al 2013b). Se consideró que posee dimensiones estándar, ancho  $e = 0,040m$  y el eje del álabe presenta un diámetro  $d = 0,030m$ . La potencia disipada estimada para cada sello es de  $5,93 \times 10^{-3} \text{ W}$  por cada reten, potencia válida para ambos tipos de álabe.

$$P_{sello} = \pi \cdot \mu_{est} \cdot p \cdot r_{eje} \cdot e \cdot v_{tg} \quad (8)$$

Donde:

$\mu_{est}$  : Coeficiente de rozamiento estático adimensional

$p$  : Presión del prensaestopas o reten en  $N/m^2$

$r_{eje}$  : Radio del eje del alabe en *m*

$e$  : Ancho de empaquetadura del reten en *m*

$v_{tg}$  : velocidad tangencial en el radio del eje del alabe  $m/s$

De acuerdo a (Lopez et al 2013b) el rendimiento de la caja reductora se obtiene con la ecuación (9).

$$\eta_{caja} = 1,13 - 0,2 \ln \left( \frac{n_e}{n_s} \right) \quad (9)$$

$\eta_{caja}$  : Rendimiento estático de la caja reductora

$n_e$  : Número de revoluciones de entrada

$n_s$  : Número de revoluciones de salida

El rendimiento obtenido de la caja reductora fue  $\eta = 0.31$ .

## RESULTADOS

### POTENCIA DE LA CADENA CINEMÁTICA

La potencia de la cadena cinemática para el álabe SKAT será la ecuación (10) y para OLADE (11).

$$P_{Cc\ SKAT(\theta,l)} = \frac{\left[ (-68,84.\theta + 18,65) \mu_{SKAT} + P_{inerSKAT} \right] l + 2P_{sello}}{\left[ 1,13 - 0,2 \ln \left( \frac{n_e}{n_s} \right) \right]} \quad (10)$$

$$P_{Cc\ OLADe(\theta,l)} = \frac{\left[ (8,13.\theta - 1,07) \mu_{OLADE} + P_{inerOLADE} \right] l + 2P_{sello}}{\left[ 1,13 - 0,2 \ln \left( \frac{n_e}{n_s} \right) \right]} \quad (11)$$

La peor condición para el álabe SKAT se corresponde con  $\theta = 0$ . Adoptando una relación de transmisión de 1:60 se obtiene la ecuación (12). De manera similar, la peor condición para OLADE que se corresponde con  $\theta_{\max\ OLADe} = 23^\circ = 0.4rad$ , se obtiene a partir de la ecuación (12).

$$P_{Cc\ SKAT(l)} = \frac{19,772.l + 2.5,93.10^{-3}}{0.31} W \quad P_{Cc\ OLADe(l)} = \frac{2,254.l + 2.5,93.10^{-3}}{0.31} W \quad (12)$$

### DETERMINACIÓN DEL MOTOREDUCTOR

Se determinó la potencia del motoreductor para uno de los álabes ensayados (Lopez et al 2013). Se corresponde con el álabe regulador tipo OLADE con una longitud de  $l = 0.06m$ , un ángulo de apertura de  $\theta_{\max\ OLADe} = 23^\circ = 0.4rad$  y una altura neta de  $H = 9m$ . Reemplazando los datos en la ecuación (12) obtenemos la potencia de la cadena cinemática para este caso, con la ecuación (13).

$$P_{Cc\ OLADe(l)} = \frac{2,254W / m.0,06m + 2.5,93.10^{-3}W}{0.31} \cong 0.5W \quad (13)$$

Para la selección de la caja reductora a partir de los catálogos (Reductores Ebookbrowse 2016; Raisaslp 2016), adoptamos el modelo UGS-38-1:70, que requiere una potencia de accionamiento mínima de  $P_{cajaR} = 21W$ . La potencia en el eje de entrada de la caja reductora deberá ser  $P_{EcajaR} = P_{Cc\ OLADe(l)} + P_{EcajaR} \cong 22W$ , con una velocidad de rotación dada por (14).

$$\omega_{OLADE.Ecaja} = \omega_{OLADE} \cdot \frac{n_e}{n_s} = 0,04 \cdot \frac{1}{s} \cdot 70 = 2,8 \frac{1}{s} \equiv n_{Ecaja} = 26,75 \text{ min}^{-1} (RPM) \quad (14)$$

El torque  $\tau_{OLADE.Ecaja}$  se obtiene mediante la ecuación (15):

$$\tau_{OLADE.Ecaja} = \frac{P_{EcajaR}}{\omega_{OLADE.Ecaja}} = \frac{22W}{2,8s^{-1}} = 7,86Nm \quad (15)$$

Con los resultados de (14) y (15) se buscaron motorreductores de características técnicas similares en las hojas de datos, eligiendo un motor Bosch modelo CHP/12V/24,5W (bosch-elektromotoren 2016). Sus principales parámetros se muestran en la figura N° 3.

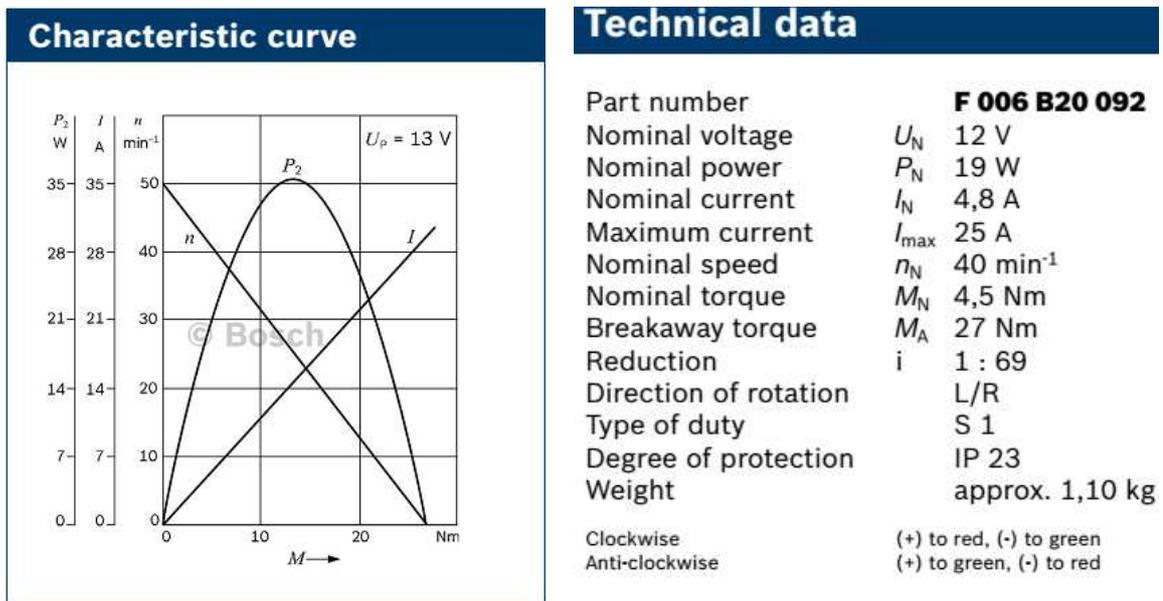


Figura N° 6: características del motorreductor - CHP/12V/24,5W

De la grafica de la izquierda de la figura N° 6 podemos obtener un punto de funcionamiento para un torque  $\tau = 8N$ , adquiere una velocidad  $n = 31 \text{ min}^{-1}$ , una potencia  $P = 28W$ , requiere una corriente  $I = 9A$  para una tensión de  $U_p = 13V$

## DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

**TORQUE:** Si bien el torque nominal para régimen permanente del motorreductor seleccionado es menor que el requerido, el sistema funciona por tiempos pequeños menores a 10s.

**VELOCIDAD:** La velocidad de rotación del sistema es mayor que la calculada, disminuyendo el tiempo optimo de cierre del álabe, con un aumento del torque, disminuyendo la velocidad, logrando así un efecto de autorregulación alrededor de un punto de funcionamiento cercano al calculado.

**CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS:** Las características eléctricas obtenidas constituyen un dato fundamental para el diseño del control electrónico del motor. Este control puede además ser diseñado para controlar torque y velocidad, de manera de obtener la regulación deseada.

## CONCLUSIONES

Se concluye que la determinación de la potencia que requiere el electromotor de comando permite por un lado; seleccionar el tipo y tamaño del servomotor, y por otro, aportar datos para el diseño del regulador electrónico, encargado del control automático de la microgeneración hidroeléctrica por variación caudal turbinado. Finalmente, se da una solución para la elección del servo motor, ya que éste se seleccionaba por prueba y error.

## REFERENCIAS

- Marchegiani A. R (2014) Influencia del Órgano Regulador de Caudal en una Turbina Tipo Banki. IV CAIM 2014 – Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica. Resistencia - Del 2 al 5 de septiembre. Resistencia, Chaco.
- Kurtz V. H. (2013). Experiencias en Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. Control de La Generación. Resistencia Chaco Argentina. 1º Jornada Regional: Recursos Energéticos Renovables y Gestión de Residuos. Revista y Resumen de la Jornada.
- Kurtz V. H. (2012) Energías renovables: Pequeños aprovechamientos hidroeléctricos en Misiones <http://www.monografias.com/trabajos94/energias-renovables-pequenos-aprovechamientos-hidroelectricos-misiones/energias-renovables-pequenos-aprovechamientos-hidroelectricos-misiones.shtml>.
- Kurtz V. H. y Anocibar H. R. (2005), Sistema Mixto para el Control de la Generación en Micro Centrales Hidroeléctricas, Anales del XI encuentro latinoamericano en pequeños aprovechamientos hidroenergéticos, XI ELPAH, noviembre 2005. <http://www.mec.utfsm.cl/elpahchile/es/index.php>
- Mainini, D.; Rojas F. y Marchegiani A. R. (2014) Comprobación Experimental de Influencia del Alabe Regulador De Caudal En Una Turbina Tipo Banki - Vcaim2014
- Lopez, J.L. ; Kurtz V. H. y Olsson, J. A. (2012) Estudio de La Cadena Cinemática de Regulación de Caudal en Microturbinas Hidráulica. XIV Encuentro Latinoamericano y del Caribe sobre Pequeños Aprovechamientos Hidroenergéticos. XIV ELPAH - El Salvador. San Salvador. 2012.
- Lopez, J.L., ; Kurtz V. H. y Olsson, J. A. (2013) Estudio de La Cadena Cinemática en el Control de Microturbinas Hidráulica. Jornadas Científico Tecnológicas 40 aniversario UNaM. Posadas – Misiones.
- Cátedra de Ingeniería Rural (2016). El golpe de ariete. Ingeniería Rural- Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Agrícola de Ciudad Real. [https://www.uclm.es/area/ing\\_rural/Hidraulica/Temas/Tema11.pdf](https://www.uclm.es/area/ing_rural/Hidraulica/Temas/Tema11.pdf)
- Catálogo de reductores. <http://ebookbrowse.com/es-catalogo-rem-pdf-d51236103>
- [www.raisaslp.com.mx](http://www.raisaslp.com.mx) – acceso 24/06/2016
- [www.bosch-elektromotoren.de](http://www.bosch-elektromotoren.de) – acceso 25/06/2016

## ABSTRACT

This paper presents an analytical method the power of the electric servomotor, which actuates over the flow regulator blade, in pico-hydraulic turbines crossflow (Michell-Banki) type. The objective was to determine which model is suitable for commercial servomotor drive and serve as a basis for implementation of the mechanism. With empirical and analytical data of powertrain, an expression of the power required by the system for two types of blades depending on the turbinated flow for a net height of 9 m was obtained, allowing selection of the geared motor. It was concluded that the determination of the power required by the motor command to select the type and size of the engine, and provide data for the design of electronic regulator of micro hydro controlled flow variation.

**Keywords:** pico-hydropower-plants, electric servomotor, flow control, vane regulator