



## CONSIDERACIONES DE DISEÑO Y CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DE UNA TURBINA BANKI

Renata Martínez Carrión [\*], José González Pérez [\*\*]

[\*] Alumno; [\*\*] Tutor(es)  
[@uniovi.es](mailto:@uniovi.es)

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

### RESUMEN

Las fuentes de energía renovable se han ido desarrollando y utilizando de forma creciente en las últimas décadas, principalmente debido a factores como el aumento de los precios del petróleo, el agotamiento de los combustibles fósiles y las limitaciones de emisiones contaminantes impuestas por el protocolo de Kyoto.

Las centrales hidroeléctricas de pequeña potencia son interesantes ya que utilizan recursos energéticos limpios, renovables y abundantes para desarrollarse. Al mismo tiempo, se busca disminuir la barrera que las compromete como es el coste de construcción por la compleja estructura que pueda tener la turbina. Por estas razones se propone en este Trabajo Fin de Máster (TFM) una turbina hidráulica de flujo cruzado, denominada turbina Banki, para una central mini-hidroeléctrica ya que la turbina posee una estructura relativamente simple y con un buen rendimiento en condiciones de carga variable.

La turbina Banki o de flujo cruzado es la turbina más barata y fácil de fabricar. Su diseño es único debido a la generación de energía durante dos pasos por el rodete. Este tipo de turbinas se usa a menudo en pequeñas plantas hidroeléctricas ubicadas en países en vías de desarrollo.

En este trabajo se llevó a cabo la caracterización de los parámetros más importantes de funcionamiento de una turbina Banki, con el fin de determinar la configuración más óptima desde el punto de vista de un prototipo a escala de laboratorio. Se variaron parámetros de diseño

como el ángulo de entrada del agua, y el ángulo del álabe de entrada y salida de la turbina. Además, se dibujaron los triángulos de velocidad que definen el comportamiento del fluido dentro del rotor.

El diseño del modelo a escala de la turbina Banki se realizó mediante el programa de diseño Autodesk Inventor. Adicionalmente, se obtuvieron las variables de funcionamiento para un caudal considerado de referencia, como la altura y la potencia teórica del fluido (agua) que se transmitiría en la turbina estudiada.

### ABSTRACT

The renewable energy sources have been developing and using increasingly in recent decades, mainly due to factors such as the increase in oil prices, the depletion of fossil fuels and the limitations of polluting emissions imposed by the Kyoto Protocol.

Small-power hydroelectric plants are interesting as they use clean, renewable and abundant energy resources to develop. At the same time, it is sought to decrease the barrier that compromises them as is the construction cost by the complex structure that the turbine may have. For these reasons, it is proposed in this End of Master Thesis (TFM) a cross-flow hydraulic turbine, called Banki turbine, for a mini-hydroelectric plant since the turbine has a relatively simple structure and with good performance in variable load conditions.



The Banki or cross-flow turbine is the cheapest and easiest turbine to manufacture. Its design is unique due to the generation of energy for two steps by the impeller. This type of turbines is often used in small hydroelectric plants located in developing countries.

In this work, the characterization of the most important parameters of operation of a Banki turbine was carried out, in order to determine the most optimal configuration from the point of view of a prototype at a laboratory scale. Design parameters were varied such as the inlet angle of the water, and the angle of the inlet and outlet of the turbine. In addition, the velocity triangles that define the behavior of the fluid inside the rotor were drawn.

The design of the scale model of the Banki Turbine was performed through the Autodesk Inventor design program. Additionally, the operating variables were obtained for a flow rate of reference, such as the height and theoretical power of the fluid (water) which would be transmitted in the turbine.

## 1. INTRODUCCIÓN

La turbina de flujo cruzado fue inventada por el ingeniero mecánico australiano Anthony Michell en 1904 y fue mejorada por Donat Banki, un ingeniero mecánico húngaro, entre 1916 y 1918 [1]. De ahí que a la turbina se le denomine como Michell-Banki, o simplemente, turbina Banki.

Una turbina Banki es una turbina de acción, entendiéndose como ésta a aquellas en el que el fluido no sufre ningún cambio de presión a través de su paso por el rodete [2]. Se diferencia de la mayoría de las turbinas hidráulicas que tienen un flujo radial o axial, en que la turbina Banki es de flujo transversal, es decir, el agua atraviesa los álabes de forma diagonal [3].

El rendimiento es un parámetro crítico en el diseño de las turbinas hidroeléctricas [4] y en ese sentido, constituye uno de los problemas más importantes de las turbinas de flujo cruzado puesto que tienen menor rendimiento máximo en

comparación con otras turbinas de la misma índole, como son las turbinas Francis y Pelton. Los diseños actuales de la turbina Banki tienen aproximadamente un 70-85% de rendimiento, mientras que los diseños de turbinas como Francis y Pelton, pueden lograr hasta un 90% de rendimiento [5].

En la Figura 1 se muestra el esquema de una turbina Banki con los elementos más importantes que la componen: el distribuidor, el rodete y los álabes.

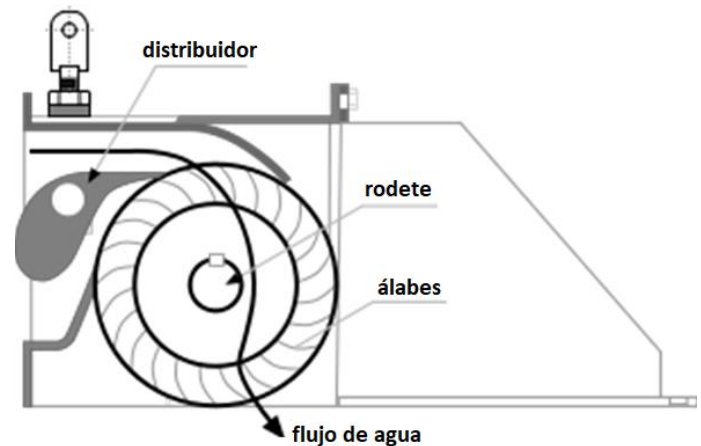
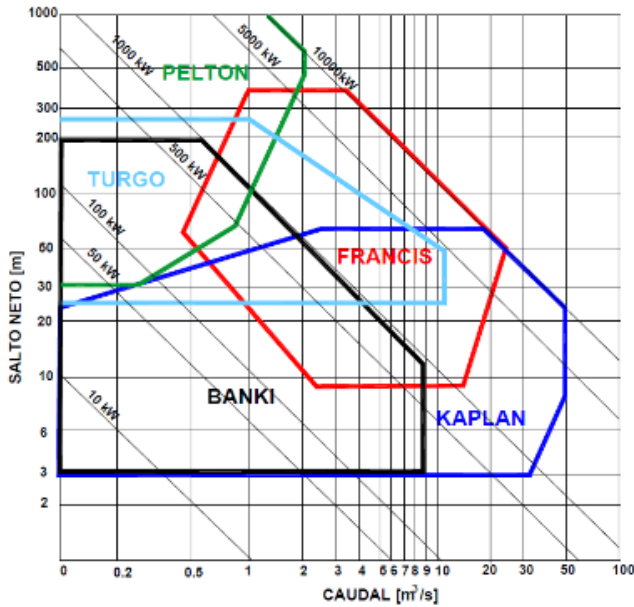


Figura 1. Esquema de una turbina Banki, [6].

Este tipo de turbinas se adaptan individualmente a las condiciones de servicio de salto de presión y caudal existentes en un determinado salto de agua. La Figura 2 muestra el rango de funcionamiento de las turbinas hidráulicas: se observa que el rango de utilización de una turbina Banki es para caudales y alturas bajos.



En la Figura 3 se observa el esquema de los dos pasos por el rodete de la turbina estudiada:

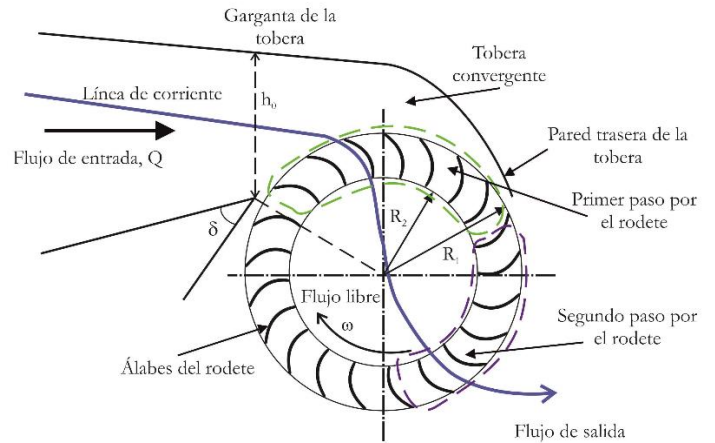


Figura 3. Esquema de funcionamiento y paso de flujo en una turbina Banki.

La turbina de flujo cruzado consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor. El rotor se compone de dos discos paralelos a los cuales se unen los álabes curvados en forma de sector circular [8]. El inyector posee una sección transversal rectangular y es el que dirige el agua hacia el rotor a través de una sección llamada arco de admisión [9]. También, posee una sección transversal de forma rectangular que está compuesta por dos caras laterales rectas las cuales permiten que el flujo de agua se descargue por todo el ancho del rotor; así como una cara superior envolvente que ayuda a guiar el flujo [10].

La característica más importante de una turbina Banki es que el flujo atraviesa dos veces el rodete [11]. En el primer paso por el rodete el agua ingresa a través del inyector o tobera, en donde se sitúa la válvula que regula el caudal. Después, el agua entra al rodete por su parte exterior en donde entrega gran parte de su energía al rotor de la turbina. En el segundo paso por el rodete el agua vuelve a tener contacto con éste, cediéndole el resto de su energía. Finalmente, el agua abandona la turbina mediante una descarga a presión atmosférica [8], [12].

Se definen las siguientes variables geométricas, tal y como se muestran en la Figura 3:

- $\delta$  = ángulo de inclinación de la tobera
- $\theta_s$  = ángulo del arco de entrada de la tobera
- $h_0$  = garganta de la tobera
- $\omega$  = velocidad angular del rodete
- $R_1$  = radio exterior del rodete
- $R_2$  = radio interior del rodete

Éstos serán definidos posteriormente.

La finalidad de este trabajo es la de diseñar un modelo de una turbina Banki a escala reducida y de caracterizarlo experimentalmente mediante un circuito hidráulico en un laboratorio de fácil acceso.

## 2. DISEÑO DE LA TURBINA A ESCALA

Se considera el esquema general de funcionamiento de la turbina Banki y se



particulariza para obtener una geometría a escala reducida que tenga la posibilidad de ensayarse en un laboratorio. Para ello, se realizan una serie de cálculos en los que se determinan las variables más importantes de funcionamiento de una turbina Banki, incluidas sus variables geométricas.

Se utilizan artículos bibliográficos basados en diseños y experimentos de turbinas Banki para poder particularizar los valores geométricos reales en valores geométricos a escala reducida, mediante el uso de coeficientes adimensionales.

## 2.1 COEFICIENTE ADIMENSIONAL DE CAUDAL

Se muestra en la ecuación (1) la cifra adimensional de caudal que está relacionada con el caudal de agua de la turbina, la velocidad de giro del rotor y el diámetro exterior de la turbina.

$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} \quad (1)$$

Según los valores mostrados en [13], se indican a continuación los que han sido escogidos:

- $Q = 0,105 \text{ m}^3/\text{s}$
- $\omega = 500 \text{ rpm}$ , es decir,  $52,36 \text{ rad/s}$ .
- $D = 0,316 \text{ m}$

La razón por la que se ha optado por los parámetros de [13] por encima de otros, es que éstos han sido obtenidos después de varios estudios en los que lograron obtener una turbina mejorada respecto a la que habían diseñado en un principio. Esta turbina aportaba una potencia de 7 kW, además era el diseño que mayor rendimiento alcanzaba en relación a otros diseños de otros artículos bibliográficos.

Con lo expuesto previamente, se calcula el coeficiente adimensional de caudal de [13] y se obtiene:

$$\varphi = 0,06355$$

El valor de  $\varphi$  se iguala a la nueva ecuación del número adimensional correspondiente con los parámetros de la turbina a escala con el fin de obtener el diámetro exterior de la misma.

## 2.2 CÁLCULO DEL DIÁMETRO EXTERIOR DE LA TURBINA

En primer lugar, se parte de un caudal de fácil acceso desde un punto de toma de agua en el laboratorio. Dicho caudal se estima que es de  $Q = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ . Y la velocidad de giro se estima en  $\omega = 20 \text{ rad/s}$ . La ecuación (2) muestra la relación de estas variables junto con el diámetro exterior.

$$0,06355 = \frac{Q}{\omega D^3} \quad (2)$$

A continuación, se despeja como incógnita el diámetro exterior de la turbina, tal y como se muestra en la ecuación (3):

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q}{\varphi \omega}} \quad (3)$$

Y se obtiene un diámetro  $D = 158 \text{ mm}$  para la turbina a escala reducida.

## 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### 3.1 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS

Para poder diseñar la turbina Banki a escala se necesitan el resto de los parámetros geométricos que definen una turbina: la relación del diámetro interno con el externo, el ancho de la tobera y del rodete, el espesor del disco, el número



de álabes y el ángulo central de los mismos, entre otros.

Para poder definir todos estos valores se ha recurrido a diversos artículos bibliográficos de los cuales se han extraído los datos de las turbinas diseñadas en cada uno de ellos. En la Tabla 1 se muestra un resumen de las variables significativas de tres artículos: [1], [13], [14].

**Tabla 1.** Resumen de las variables significativas de los artículos bibliográficos [1], [13], [14].

|  | [1]    | [13]   | [14] |
|--|--------|--------|------|
| Rendimiento máximo, $\eta_{max}$ (%)                 | 88     | 91     | 88,4 |
| Velocidad angular, $\omega$ (rpm)                    | 199    | 500    | 757  |
| Diámetro externo, $D_1$ (mm)                         | 316    | 316    | 161  |
| Diámetro interno, $D_2$ (mm)                         | 211,72 | 211,72 | 109  |
| Relación de radios, $D_2/D_1$                        | 0,67   | 0,67   | 0,68 |
| Ángulo de inclinación de tobera, $\delta$ (°)        | 22     | 22     | 22   |
| Ángulo del arco de entrada de tobera, $\theta_s$ (°) | 69     | 90     | 90   |
| Garganta de la tobera, $h_0$ (mm)                    | 65     | 83     | 47   |
| Espesor del álabe, $t$ (mm)                          | 3      | 3      | ?    |
| Ángulo de entrada del álabe, $\beta_{1b}$ (°)        | 30     | 39     | 38,9 |
| Ángulo de salida del álabe, $\beta_{2b}$ (°)         | 90     | 90     | 90   |
| Ancho de rodete y tobera $W$ (mm)                    | 150    | 94,34  | 93   |
| Número de álabes, $Z$                                | 20     | 35     | 35   |

De la tabla se extrae que [13] logra un rendimiento del 91%, el cual es el mayor en relación a los otros artículos analizados. Por esta razón, se han tomado en su mayoría, los valores correspondientes a [13]. Sin embargo, de esa referencia bibliográfica se han escogido ciertos ángulos; el resto de variables geométricas han sido

adaptados a las modificaciones de esta nueva turbina que implica medidas de menor magnitud.

Los parámetros geométricos que definen a la turbina a escala reducida de este TFM se muestran en la Tabla 2.

**Tabla 2.** Resumen de los valores de diseño obtenidos

| Variable                                | Símbolo      | Valor               | Unidad  |
|---|--------------|---------------------|---------|
| Caudal                                  | $Q$          | $5,0 \cdot 10^{-3}$ | $m^3/s$ |
| Velocidad de giro                       | $\omega$     | 20                  | rad/s   |
| Diámetro externo                        | $D_1$        | 158                 | mm      |
| Relación de diámetros                   | $D_2/D_1$    | 0,68                | -       |
| Ángulo de inclinación de la tobera      | $\delta$     | 16                  | °       |
| Ángulo del arco de entrada de la tobera | $\theta_s$   | 58                  | °       |
| Garganta de la tobera                   | $h_0$        | 80                  | mm      |
| Espesor del disco                       | $w_d$        | 7                   | mm      |
| Espesor del álabe                       | $t$          | 1,5                 | mm      |
| Radio del álabe                         | $\rho_b$     | 19                  | mm      |
| Ángulo de entrada del álabe             | $\beta_{1b}$ | 39                  | °       |
| Ángulo de salida del álabe              | $\beta_{2b}$ | 90                  | °       |
| Ancho del rodete y de la tobera         | $W$          | 20                  | mm      |
| Ángulo central del álabe                | $\gamma$     | 61                  | °       |
| Número de álabes                        | $Z$          | 21                  | -       |





El motivo por el cual se ha elegido un número impar de álabes de la turbina es para disminuir el efecto de las vibraciones mecánicas, porque la velocidad de giro de esta turbina es par [2].

Los ángulos de entrada y salida del álabes se han escogido de la misma magnitud que los señalados en la Tabla 1, ya que las tres bibliografías coinciden en que esos dos ángulos son los óptimos.

En cuanto al espesor del álabes, no ha sido viable escoger el mismo espesor de 3 mm como lo ha hecho [1] y [13], debido a que el diámetro de la turbina Banki del estudio es la mitad del diámetro de los artículos mencionados. Por lo que se escogió un espesor de 1,5 mm.

El resto de variables fueron modificadas ligeramente para poder ser adaptadas a las medidas previamente establecidas de la turbina.

### 3.2 DISEÑO 3D

Mediante el programa de modelado de sólidos en 3D, Inventor [15], se ha diseñado el rodete del modelo a escala con los datos que se han mencionado en la Tabla 2. En la Figura 4 se presenta el rodete con vista isométrica sin placa lateral donde se observan los 21 álabes. Y en la Figura 5 se muestra el mismo rodete con las dos placas laterales (discos) que la envuelven.



Figura 4. Diseño 3D del rodete sin una placa lateral.



Figura 5. Diseño 3D del rodete con ambas placas laterales.

### 3.3 TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD

Una manera de representar cómo se comportará el fluido dentro de la turbina hidráulica estudiada, es mediante los triángulos de velocidad. Éstos se definen como la relación entre las velocidades de los dos sistemas de referencia (absoluto y relativo), junto con la velocidad de arrastre [2].

En forma vectorial, la relación de estas velocidades es la que se muestra en la ecuación (4).

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \quad (4)$$

En donde:

- $\vec{V}$  es la velocidad absoluta del fluido, medido en un sistema de referencia fijo ligado a la tierra;
- $\vec{W}$  es la velocidad relativa del fluido dentro del rotor; y
- $\vec{U}$  es la velocidad tangencial del fluido, debida al giro del rotor, o velocidad de arrastre.



Asimismo, es necesario definir los ángulos que conforman a cada uno de los triángulos de velocidad. Éstos se enumeran a continuación:

- $\alpha$  es el ángulo formado entre el vector de la velocidad absoluta  $\vec{V}$  y el vector de la velocidad de arrastre  $\vec{U}$ ; y
- $\beta$  es el ángulo formado entre el vector de la velocidad relativa  $\vec{W}$  y la de arrastre  $\vec{U}$ .

Dado que los triángulos de velocidad se definen a la entrada y salida del álabe del rodete, se precisará de cuatro triángulos: un triángulo a la entrada del álabe del primer paso y otro a la salida, y un triángulo a la entrada del segundo paso por el rodete y otro a la salida.

A partir de la Figura 3 y de los datos geométricos de la Tabla 2, se describen los cuatro triángulos de velocidad.

Los vectores de velocidad relativa de los triángulos se han dibujado tangentes, es decir, paralelos a los álabes en cada una de las cuatro secciones del rodete.

Los triángulos de velocidad en el primer y segundo paso por el rodete se muestran en la Figura 6 y la Figura 7, respectivamente.

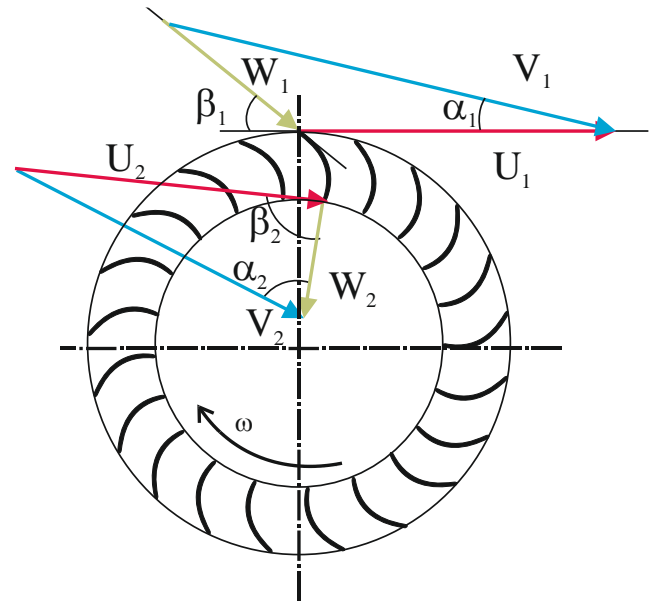


Figura 6. Triángulos de velocidad en el primer paso por el rodete.

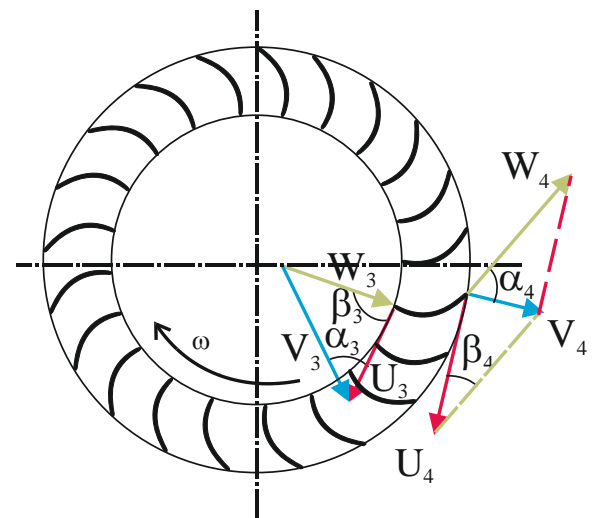


Figura 7. Triángulos de velocidad en el segundo paso por el rodete.

La ecuación para calcular la velocidad de arrastre se muestra en (5). La velocidad radial está influenciada por el caudal de agua que entra por la turbina y se muestra en la ecuación (6).



$$\vec{U} = \omega R_1 \quad (5)$$

$$V_f = \frac{Q}{\frac{\pi D_1}{f_p} W} \quad (6)$$

En donde:

- $\omega$  es la velocidad angular del rodete,
- $R_1$  es el radio exterior del rodete,
- $Q$  es el caudal de agua que atraviesa la turbina,
- $D_1$  es el diámetro exterior del rodete,
- $W$  es el ancho de tobera, y
- $f_p$  es la fracción de paso por donde el caudal entra.

Se tiene que tener en cuenta esta fracción de paso puesto que el caudal no entra por todo el ancho del rodete, sino que entra únicamente por la sección que abarca el ángulo del arco de entrada de la tobera, previamente descrito como  $\theta_s = 85^\circ$ .

Para determinar el valor de  $f_p$  se realiza el siguiente cálculo:

$$f_p = \frac{360^\circ}{\theta_s} = \frac{360^\circ}{58^\circ} = 6,2 \quad (7)$$

Si se tiene en cuenta este factor, se representa la velocidad radial como:

$$V_f = \frac{Q}{\frac{\pi D_1}{6,2} W} \quad (8)$$

En la Tabla 3 se muestran las velocidades radiales y los vectores de la velocidad  $\vec{V}$  en la proyección  $\vec{U}$ , que servirán de complemento para el cálculo de los vectores que forman cada triángulo.

**Tabla 3.** Valores de las velocidades complementarias de cada triángulo.

| Triángulo | D (mm) | V <sub>r</sub> (m/s) | V <sub>u</sub> (m/s) |
|-----------|--------|----------------------|----------------------|
| 1         | 158    | 3,12                 | 5,44                 |
| 2         | 107,4  | 4,59                 | 1,07                 |
| 3         | 107,4  | 4,59                 | 1,07                 |
| 4         | 158    | 3,12                 | 0                    |

Mediante trigonometría y el Teorema de Pitágoras, se calculan las velocidades para cada uno de los cuatro triángulos estudiados. Éstos se presentan en la Tabla 4.

**Tabla 4.** Valores de las velocidades de cada triángulo.

| Triángulo | D (mm) | U (m/s) | V (m/s) | W (m/s) |
|-----------|--------|---------|---------|---------|
| 1         | 158    | 1,58    | 6,27    | 4,96    |
| 2         | 107,4  | 1,07    | 4,72    | 4,59    |
| 3         | 107,4  | 1,07    | 4,72    | 4,59    |
| 4         | 158    | 1,58    | 3,12    | 3,5     |

Los ángulos que forman los triángulos han sido calculados y se detallan en la Tabla 5:

**Tabla 5.** Ángulos de los triángulos.

| Triángulo | $\alpha$ [°] | $\beta$ [°] |
|-----------|--------------|-------------|
| 1         | 29,87        | 39          |
| 2         | 76,83        | 90          |
| 3         | 76,83        | 90          |
| 4         | 90           | 63,16       |

Una vez que se dispone de todos los valores, se procede a la construcción de los triángulos de cada una de las cuatro secciones, colocados con el vector de la posición relativa (U) en posición horizontal. Los triángulos se muestran de la Figura 8 a la Figura 11.



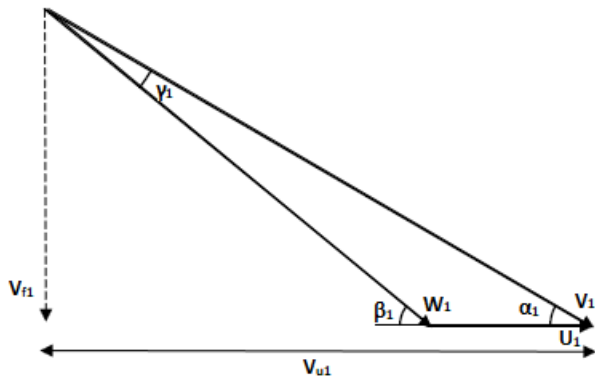


Figura 8. Triángulo de velocidad de la sección 1.

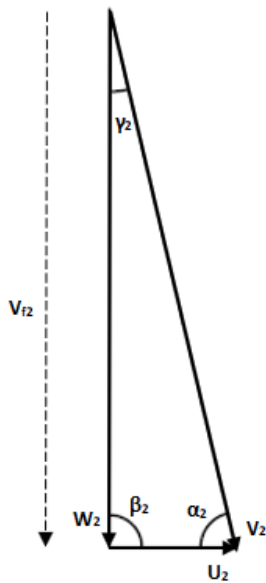


Figura 9. Triángulo de velocidad de la sección 2.

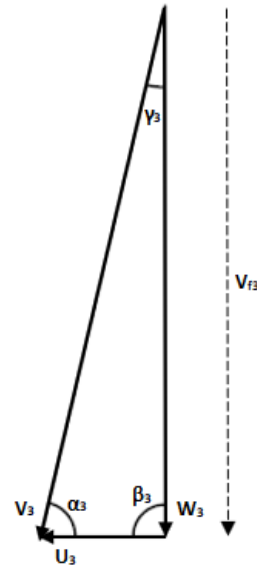


Figura 10. Triángulo de velocidad de la sección 3.

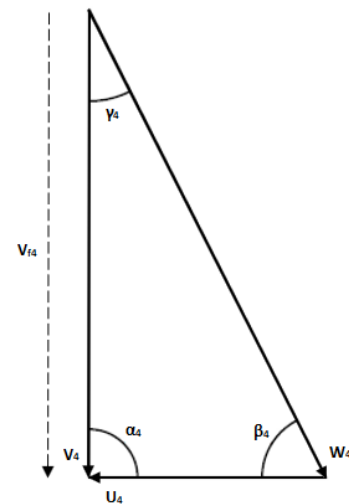


Figura 11. Triángulo de velocidad de la sección 4.



### 3.4 CÁLCULO DE LA ALTURA Y POTENCIA TEÓRICA

Una vez que se han obtenido los triángulos de velocidad, se calcula la altura teórica con la ecuación de Euler, la cual constituye el principio básico de funcionamiento de las turbomáquinas hidráulicas, y relaciona el cambio de energía en el rodete [2].

La ecuación de Euler describe la altura hidráulica del fluido que se transmitiría en la turbina estudiada. Esto se muestra en la ecuación (9):

$$H_{th} = -\frac{1}{g}[(U_2V_{u2} - U_1V_{u1}) + (U_4V_{u4} - U_3V_{u3})] \quad (9)$$

De la ecuación de Euler se conocen todos los valores de las velocidades. Por lo tanto, se calcula el valor de la altura teórica, obteniendo:

$$H_{th} = 0,876 \text{ m}$$

Dado que se conoce la altura teórica del fluido, se puede calcular la potencia hidráulica de la turbina con la siguiente ecuación (10):

$$\dot{W} = \rho g H_{th} Q \quad (10)$$

Se obtiene una potencia hidráulica de:

$$\dot{W} = 43 \text{ W}$$

### 3.5 CIFRAS ADIMENSIONALES

Una vez que se obtienen los valores numéricos de las variables necesarias para el diseño de la turbina a escala, se puede utilizar la semejanza para obtener los valores esperados en una instalación real.

Para eso se recurre a los coeficientes adimensionales de caudal, presión y potencia. Dichas cifras adimensionales se indican en las ecuaciones (11), (12) y (13), respectivamente.

$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3} \quad (11)$$

$$\psi = \frac{gH}{(\omega D)^2} \quad (12)$$

$$\xi = \frac{\dot{W}}{\rho \omega^3 D^5} \quad (13)$$

Se presentan en la Tabla 6 los valores de estas cifras adimensionales que han sido calculadas.

**Tabla 6.** Valores de los tres coeficientes adimensionales.

| $\varphi$ | $\psi$ | $\xi$ |
|-----------|--------|-------|
| 0,063     | 0,860  | 0,055 |

Ahora que se tiene el coeficiente adimensional de potencia,  $\xi$ , y si se tuviera una instalación real de una turbina [13] con una velocidad de giro de 450 rpm, y un diámetro exterior de 0,316m, se obtendría una potencia de unos 18 kW.

### 3.6 MEDIDAS FINALES

Una vez establecidos todos los parámetros necesarios para el diseño y posterior caracterización experimental de una turbina Banki, se plantean como propuesta final de diseño los esquemas de los planos expuestos en las siguientes figuras.

La Figura 12 muestra el plano del rodete de la turbina Banki diseñada en este trabajo, en la cual se aprecia el conjunto de los 21 álabes diseñados



de manera radial, por donde fluye el agua que produce el giro del rodete.

dirigir el caudal entrante a la turbina, en función de las necesidades requeridas de flujo de agua.

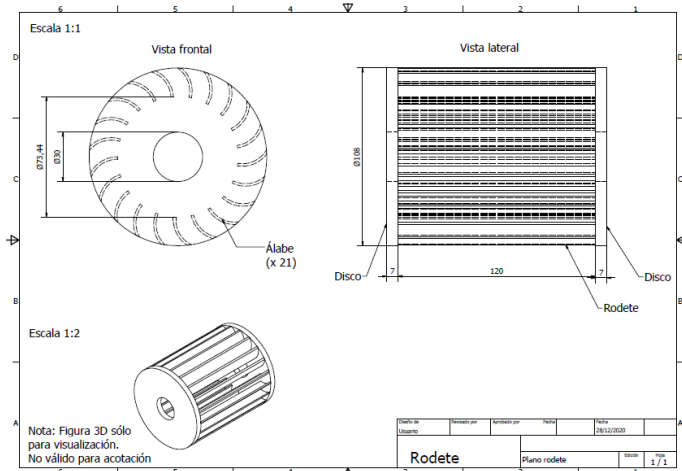


Figura 12. Plano del rodete de la turbina Banki.

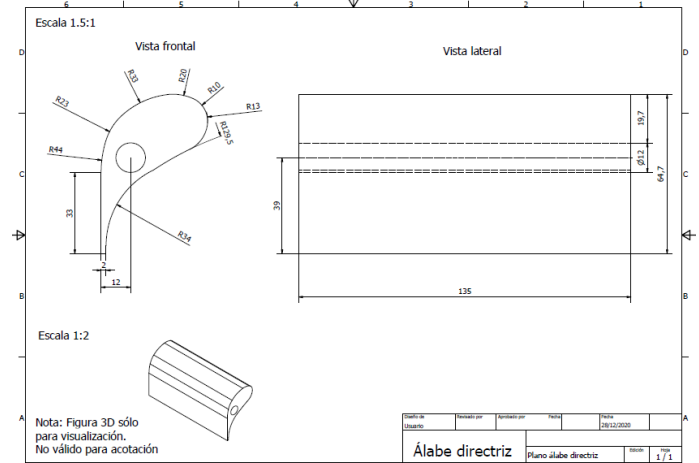


Figura 14. Plano del álabe directriz de la turbina Banki.

En la Figura 13 se muestra el plano de uno de los 21 álabes pertenecientes al rodete, en el cual se indican las dimensiones del ancho, ángulo central, y radio interior y exterior del álabe.

El plano de la carcasa de la turbina y el de una de las dos tapas laterales de la misma, se muestra en la Figura 15 y en la Figura 16, respectivamente. Estos elementos recubren y protegen la turbina. Asimismo, encierran el flujo de agua que circula por todos los elementos previamente descritos de la turbina.

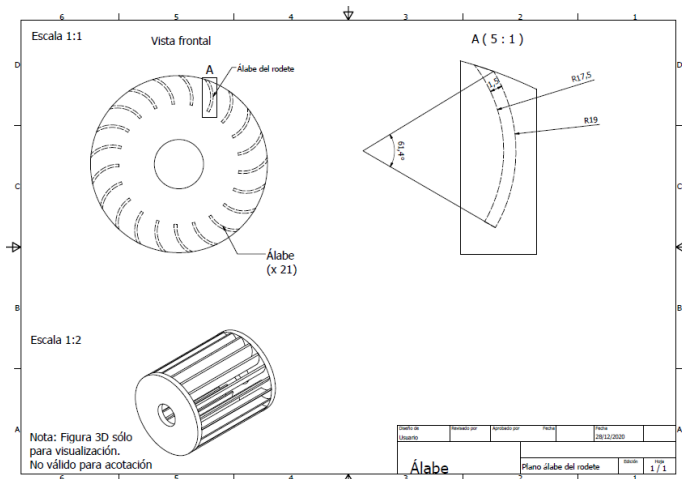


Figura 13. Plano del álabe del rodete de la turbina Banki.

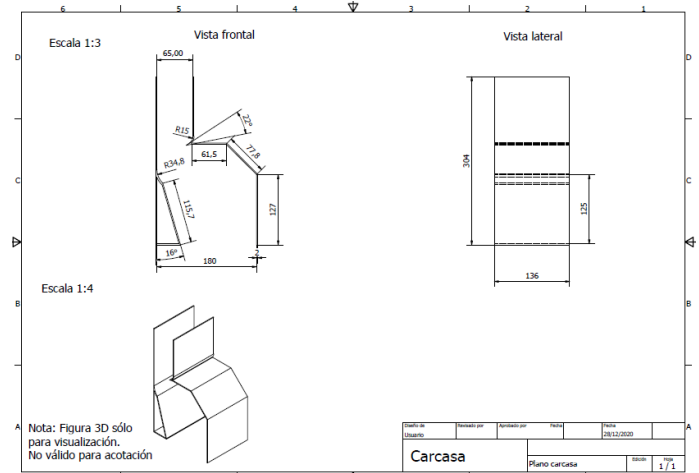


Figura 15. Plano de la carcasa de la turbina Banki.

El plano del álabe directriz se presenta en la Figura 14. Este elemento se encarga de regular y



#### 4. TRABAJOS O NECESIDADES FUTURAS

Actualmente se planea la construcción de la turbina Banki de este trabajo mediante una técnica de prototipado rápido en impresora 3D; para posteriormente poder llevar a cabo ensayos experimentales que puedan aportar valores de potencias extraídas y rangos de rendimiento de la turbina.

#### 5. CONCLUSIONES

Se ha realizado un estudio bibliográfico sobre las opciones prácticas existentes en la bibliografía sobre las variables geométricas de las turbinas Banki.

De acuerdo con el objetivo principal de este trabajo, se ha llevado a cabo el diseño de una turbina a escala mediante el programa Inventor, con el propósito de tener una mejor visualización de ella y poder realizar ensayos experimentales en un futuro cuando se consiga la construcción de la turbina.

También se ha estudiado, mediante la ecuación de Euler, el intercambio energético en los dos pasos del rodete, a través de los correspondientes triángulos de velocidad. Se pudo observar que el valor de la potencia hidráulica obtenida resulta tener muy pocos vatios. Esto se podría mejorar si las condiciones de partida de caudal y velocidad de giro de la turbina fueran mayores a los que se propusieron en este trabajo.

Posteriormente, se han estudiado los distintos parámetros geométricos y de funcionamiento de la turbina, con las dimensiones consideradas, para el modelo a escala.

Además, se planificaron los ensayos para el modelo diseñado, pero desafortunadamente, no se han podido realizar debido a que la construcción de la turbina sigue en proceso. Se espera que en los próximos meses se pueda realizar, y así poder obtener las curvas de rendimiento.

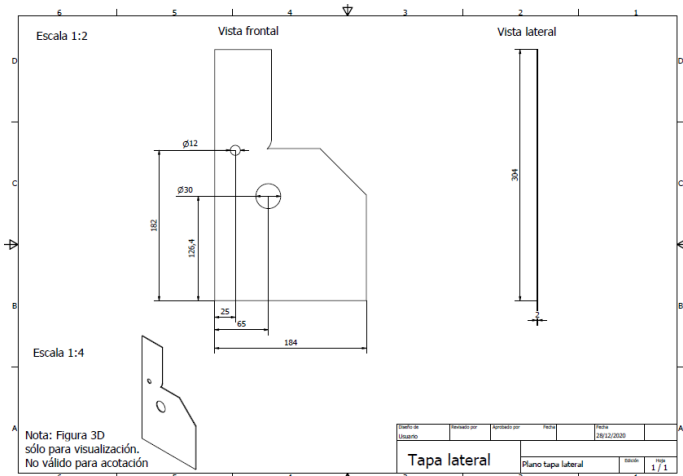


Figura 16. Plano de la tapa lateral de la turbina Banki.

Ya que se disponen de todos los elementos que constituyen a la turbina Banki de este trabajo, se procede al ensamblaje de las piezas que la conforman. Nuevamente, se utiliza el programa Inventor para realizar el ensamblaje, el cual se muestra en la Figura 17.

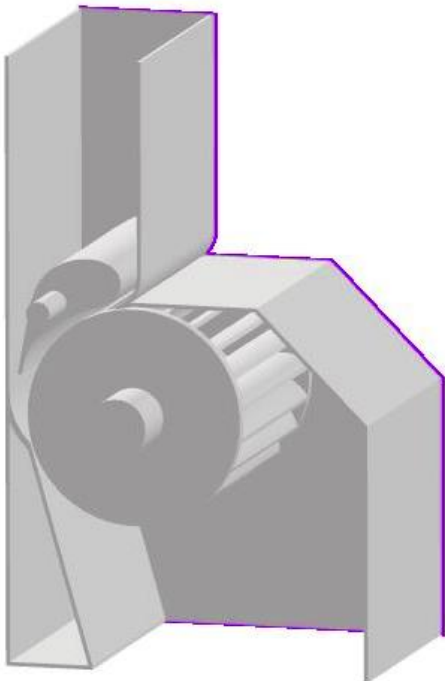


Figura 17. Ensamblaje de la turbina Banki.



Por último, es fundamental destacar de este trabajo, la importancia de las energías renovables y su crecimiento actual, ya que una de las ventajas de este TFM sería la de aprovechar las infraestructuras ya existentes y de obtener resultados óptimos en proyectos de micro generaciones eléctricas de base renovable, que a su vez, puedan llegar a ser de gran utilidad tanto medio ambiental, como económicamente, en el sector energético.

## 6. NOMENCLATURA

|            |  |
|------------|--|
| $D_1$      | Diámetro exterior del rodete   |
| $D_2$      | Diámetro interior del rodete   |
| $f_p$      | Fracción de paso que el caudal abarca el rodete                              |
| $g$        | Fuerza de gravedad   |
| $h_0$      | Garganta de la tobera  |
| $H_{th}$   | Altura teórica de Euler  |
| $Q$        | Caudal que atraviesa el rodete   |
| $R_1$      | Radio exterior del rodete  |
| $R_2$      | Radio interior del rodete  |
| $t$        | Espesor del álabe  |
| $V_u$      | Proyección de la velocidad absoluta sobre el vector de velocidad de arrastre |
| $W$        | Ancho del rodete y de la tobera  |
| $w_d$      | Espesor del disco  |
| $Z$        | Número de álabes   |
| $\alpha$   | Ángulo formado entre los vectores de velocidad absoluta y de arrastre        |
| $\beta$    | Ángulo formado entre los vectores de velocidad relativa y de arrastre        |
| $\gamma$   | Ángulo central del álabe   |
| $\delta$   | Ángulo de inclinación de la tobera   |
| $\theta_s$ | Ángulo del arco de entrada de la tobera                                      |
| $\rho$     | Densidad del agua  |
| $\rho_b$   | Radio del álabe  |
| $\varphi$  | Cifra adimensional de caudal   |
| $\omega$   | Velocidad de giro del rodete   |
| $\xi$      | Cifra adimensional de potencia   |
| $\psi$     | Cifra adimensional de presión  |
| $\vec{U}$  | Velocidad de arrastre  |

|           |                                   |
|-----------|-----------------------------------|
| $\vec{V}$ | Velocidad absoluta del fluido     |
| $V_f$     | Velocidad radial                  |
| $\vec{W}$ | Velocidad relativa del rotor      |
| $\dot{W}$ | Potencia hidráulica de la turbina |

## 7. AGRADECIMIENTOS

A las dos personas más importantes de mi vida, mis padres, les agradezco infinitamente todo el esfuerzo que han hecho por mí y por la oportunidad que me han dado de poder estudiar en el extranjero todos estos años. En especial agradezco a mi madre que ha estado para mí de manera incondicional.

También quiero dar gracias a Dios por permitirme estar donde estoy.

A mi tutor y mentor, José González Pérez, quien ha sido mi guía durante todo este trayecto que ha comenzado al inicio del Máster y hasta hoy sigue siendo parte importante. Gracias por el apoyo, y por tus conocimientos y tiempo dedicado hacia mí durante el desarrollo de este TFM.

Quiero agradecer al Instituto Universitario de Tecnología Industrial de Asturias (IUTA), por haberme concedido una beca de iniciación a la investigación dedicada a este tema. Además, agradecer a José Luis Suárez Sierra, -presidente de la empresa Red Táctica y Director Técnico de Sinfin Energy-, quien participó activamente a lo largo de este proyecto en nombre de dichas empresas colaboradoras.

Finalmente, gracias a la Universidad de Oviedo por aportarme experiencia y conocimientos que estoy segura me servirán para mi futuro tanto profesional, como personal.



## 8. REFERENCIAS

- [1] R. Adhikari y D. Wood, *A new nozzle design methodology for high efficiency crossflow hydro turbines*, 41st ed. Alberta, Canada: Energy for Sustainable Development, 2017, pp. 139-148.
- [2] J. Gonzalez Perez, *Fluid Machinery and Systems*, 1st ed. Gijón, Asturias: Universidad de Oviedo. Área de Mecánica de Fluidos, 2020.
- [3] E.F. Lindsley, Water power for your home. Popular Science, 1977, pp. 87-93.
- [4] J. Haurissa, S. Wahyudi, Y. Irawan y R. Soenoko, *The Cross Flow Turbine Behavior towards the Turbine Rotation Quality, Efficiency, and Generated Power*, 1st ed. Malang, Indonesia: Journal of Applied Sciences Research, 2012, pp. 448-452.
- [5] S. Chichkhede, V. Verma, V. Gava y S. Bhowmick, *A simulation based study of flow velocities across cross flow turbine at different nozzle openings*, 25th ed. Raipur, India: Procedia Technology, 2016, pp. 974-981.
- [6] L. Paris, J. Peláez and C. Mira, *Construction and Performance Evaluation of a Michell-Banki Turbine Prototype*. Cancún, México: Laccei, 2013, p. 4.
- [7] *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (PCH) en Uruguay*. Montevideo, Uruguay: Espectador, 2010, p. 15.
- [8] C. Mockmore y F. Merryfield, *The Banki Water Turbine*. Corvallis, Oregon: Oregon State Engineering Experiment Station, 1949, pp. 1-27.
- [9] V. Sammartano, G. Morreale, M. Sinagra, A. Collura y T. Tucciarelli, *Experimental Study of Cross-Flow Micro-Turbines for Aqueduct Energy Recovery*, 16th ed. Palermo, Italia: Procedia Engineering, 2014, pp. 540-547.
- [10] A. Marchegiani, N. Nigro and M. Storti, *Modelación numérica del flujo en el inyector de una turbina hidráulica de flujo transversal*, 21st ed. Santa Fe, Argentina: Mecánica Computacional, 2002, pp. 683-699.
- [11] W. Durgin y W. Fay, *Some Fluid Flow Characteristics of a Cross Flow Type Hydraulic Turbine*. Worcester, Massachusetts: Worcester Polytechnic Institute, 1984, pp. 77-81.
- [12] C. Young-Do, L. Jae-Ik, K. You-Taek y L. Young-Ho, *Performance and Internal Flow Characteristics of a Cross-Flow Hydro Turbine by the Shapes of Nozzle and Runner Blade*, 3rd ed. Busan, Corea: Journal of Fluid, Science and Technology, 2008, pp. 398-408.
- [13] R. Adhikari y D. Wood, *The Design of High Efficiency Crossflow Hydro Turbines: A Review and Extension*, 11th ed. Calgary, Canada: energies, 2018, pp. 1-18.
- [14] V. Sammartano, C. Arico, A. Carravetta, O. Fecarotta y T. Tucciarelli, *Banki-Michell Optimal Design by Computational Fluid Dynamics Testing and Hydrodynamic Analysis*, 6th ed. Palermo, Italia: energies, 2013, pp. 2362-2385.
- [15] J. Walker, *Autodesk Inventor Professional*. Mill Valley, California: Autodesk, 1999.