

Estudio de Repotenciación del Micro-emprendimiento hidroeléctrico del Salto Tarumá - San Vicente, Misiones.

Foschiatti, B. A.^{a,*}, Muchewicz, A. G.^a, Nuñez M. F.^a, Reversat, J. H.^a, Oliveira, M. O.^{a,b}

^a Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Misiones (UNaM), Oberá, Misiones, Argentina.

^b LIDEE, FI-UNaM, Juan Manuel de Rosas 325, Oberá, Misiones, Argentina

e-mails: brunoafoschiatti@gmail.com; muchewiczalejandro@gmail.com; manuelfernandonunes@gmail.com; ingenioli@gmail.com; hreversat@hotmail.com

Resumen

En el presente artículo se exhibirán los avances obtenidos en el estudio de pre-factibilidad del proyecto de reactivación y repotenciación del micro-emprendimiento hidroeléctrico emplazado sobre el salto Tarumá en la localidad de San Vicente, Misiones. El mismo tiene como fin proveer parte de la energía demandada por la entidad municipal trabajando en paralelo con la red local, además de servir como complejo turístico y educacional. La investigación buscó evaluar el potencial energético que posee dicho lugar y los efectos que conlleva su explotación; así como también servir de referencia para posteriores proyectos hidroeléctricos que se pueden llevar a cabo en la zona; ya que esta cuenta con extraordinarias posibilidades de generar energía a partir de sus recursos hídricos.

Palabras Clave –Aprovechamiento de Energía, Micro-emprendimiento Hidroeléctrico, Recursos Renovables.

1. Introducción

La energía eléctrica es un servicio básico fundamental para el desarrollo humano. Sin embargo, en la provincia de Misiones el suministro a través de la red provincial se hace cada vez más costoso y difícil por el aumento de la demanda de muchas de las poblaciones y el costo adicional que significa construir nuevas líneas de suministro y estaciones transformadoras para atender las nuevas exigencias. Esto hace inevitable que el servicio de suministro de energía sea deficiente en los lugares más alejados de los grandes centros de consumo. Por otro lado, los grupos electrógenos diésel son un elemento contaminante y un constante gasto para los usuarios, que muchas veces viven en condiciones de pobreza. Las energías renovables como la hidráulica a pequeña escala han demostrado ser apropiadas para las condiciones de las poblaciones de la región, pues son un recurso natural local, y no requieren de una gran inversión ni es costoso su mantenimiento.

Actualmente con la falta de energía que sufre el país y con la suba de las tarifas, estos proyectos vuelven a tomar relevancia, ya que nos brindan la posibilidad de generar de forma local parte de la energía que se consume en la provincia. Gracias a los cambios en la legislación y las políticas energéticas se aparece la posibilidad de reactivar estos proyectos con el objetivo de inyectar energía a la red provincial y gestionar su usufructo aprovechando los recursos hidráulicos disponibles en la provincia.

En base a esto, y en el marco del curso de la materia de grado Proyecto Electromecánico 2, se decidió realizar un estudio de pre-factibilidad para la reactivación y potenciación del micro-emprendimiento hidroeléctrico emplazado en el salto Tarumá con el fin de evaluar los costos y los beneficios que

* brunoafoschiatti@gmail.com

traería la puesta en marcha de la micro-central. Para ello se realizó un relevamiento de campo para ver el estado actual de la instalación y evaluar la posibilidad de aumentar la potencia instalada de la micro-central anteriormente construida. Se previó modificar la sección de la tubería forzada y la sala de máquinas con control automatizado que regule tanto el caudal como la potencia del conjunto turbina generado y llevar su capacidad de generación de 40KW a 65KW. Por otro lado, también alojará un transformador elevador para conectarse a la red de distribución de energía eléctrica local.

2. Estudio del Estado del Arte

La provincia de Misiones se inserta geográficamente en el centro de un área denominada Cuenca del Plata, que concentra el mayor potencial mundial de recursos hídricos con posibilidades de ser aprovechado. Esta provincia se ubica en la región noroeste de Argentina y limita con las Repúblicas de Paraguay y Brasil. Posee características climáticas, topográficas y de recursos naturales que la particularizan dentro del país [1]. En la siguiente tabla se puede apreciar la ubicación, potencia y tipo de turbina que se utilizaron en las micro centrales hidroeléctricas instaladas en la provincia.

Tabla 1: Micro-centrales hidroeléctricas en Misiones.

Aprovechamiento	Abastece familia	Potencia instalada	Interconexión	Ubicación	Tipo de Turbina
Pesiguero	7 + 1 escuela	8 kW	Aislado	Campo Viera	Michel-Banki
El tigre	***	64 kW	Interconectado	Campo Ramón	Michel-Banki
Dorado	10 + 1 escuela	8 kW	Interconectado	Campo Ramón	Michel-Banki
Salto Carlito	13 + 1 Camping	15 kW	Aislado	Leandro N. Alem.	Michel-Banki
El tarumá	40, esc, camping	40 kW	Aislado	San Vicente	Michel-Banki
Salto Pereyra	20+2 escuela	28 kW	Aislado	San Vicente	Michel-Banki
Arroyo central	6+2 escuela	24 kW	Aislado	Gral. Belgrano.	Michel-Banki
Saltito I	***	640kW	Interconectado	Dos de Mayo	Fransis
Saltito II	***	640kW	Interconectado	Dos de Mayo	Fransis

Fuente: Archivos de la secretaria de ciencia y técnica de la UNaM.

Al día de hoy las instalaciones del micro-emprendimiento del salto Tarumá no están siendo aprovechados. Al avanzar las obras de interconexión eléctrica a los distintos municipios del interior de la provincia y extenderse las redes de electrificación rural, estos proyectos fueron perdiendo interés por parte de las comunidades que los habían gestionado, siendo sacados de servicio y posteriormente desmantelados.

3. Relevamiento de campo

El procedimiento fue realizado en el lugar de emplazamiento de la microcentral el día martes 28 de mayo del corriente año ya que hasta esa fecha en la zona no había llovido en un periodo de 3 semanas, condición favorable para la toma de datos que permitieron obtener el caudal del arroyo. El objetivo de la expedición fue tomar conocimiento sobre el estado actual de las instalaciones existentes. La presa posee dos canales de desagües, y para la medición de velocidades se optó por cerrar uno de ellos para que todo el caudal del arroyo circule únicamente por el canal elegido para realizar las mediciones y trazar así el perfil de velocidades. Se realizaron varios aforos mediante un tubo de Pitot-Darcy. Con los resultados se pretendió a cotejar los datos expuestos en el informe del proyecto de la micro central hidroeléctrica que anteriormente estuvo funcionando en el lugar.

Las dimensiones del canal son de 92 cm de ancho y 28 cm hasta el nivel del agua; se tomaron las medidas a 6 cm de las paredes laterales y a 20 cm entre puntos. En cuanto a la altura, fueron tomadas a partir del fondo del canal a 7,14 y 21 cm respectivamente teniendo un total de 15 mediciones que en promedio arroja una velocidad de 1,4 m/s. Con las dimensiones del canal se obtuvo un caudal de 360lts/s., calculado a través de la ecuación siguiente:

$$Q_{min} = \frac{0,92 \cdot 0,28 \cdot 1,4}{1000} = 360 \frac{lts}{seg} \quad (1)$$

Se optó por dimensionar la instalación para un caudal de 300lts/s.

Cabe destacar que en el momento de efectuar la medición había pasado un lapso de 3 semanas de la última lluvia en la zona con lo cual es de esperar que el caudal medido sea inferior al caudal modulo. Además, el método utilizado no resulta preciso para medir pequeñas velocidades, ya que resulta difícil apreciar con exactitud las variaciones menores a 1 milímetro en el instrumento.

4. Calculo y dimensionamiento de la turbina Michell-Banki [3]

Los parámetros de diseño que se utilizan para seleccionar las características geométricas básicas del rodete de una turbina Banki son: el caudal, la velocidad de rotación del rodete y rendimiento. Para ello se parte de los cálculos hidráulicos que corresponde determinar las velocidades del fluido a la entrada y salida del rodete en función del salto disponible, se calcula el rendimiento y se obtiene la potencia que se le puede extraer a la máquina. Luego se calcula el caudal máximo que podría circular por ella y con esto se obtienen las revoluciones del rodete. Con estos parámetros se continua con los cálculos de las dimensiones y se termina con la verificación de esfuerzos.

4.1. Diseño y cálculos hidráulicos.

El diseño de la turbina Michell-Banki se basa en que el inyector acelera y regula el flujo de agua que ingresa a la turbina y orienta el chorro de sección rectangular hacia los álabes del rodete, dándole un primer impulso, para que luego de atravesar el interior del rodete, dar un segundo impulso a los álabes, antes de salir hacia la descarga de la turbina.

Se ha indicado que el salto que puede aprovechar la central es de 30 metros y que el caudal mínimo anual que puede captar la central es de 0,300 m³/s.

4.2. Diagramas de Velocidad.

Los perfiles de los álabes del rodete de la turbina, se determinaron en base a los diagramas de velocidades en cada punto del rodete. Para determinar estos diagramas, fue necesario definir la velocidad de salida del agua del inyector, la que se determina en base a la Ecuación de Bernoulli aplicada entre la superficie del reservorio, donde la velocidad del agua es aproximadamente cero, y a la salida del inyector.

Todas estas velocidades se pueden expresar en forma práctica cuando se definen las constantes que intervienen en el cálculo de dicho diagrama (ver Fig. 1). Si asumimos un ángulo promedio α_2 igual a 16°, un coeficiente de velocidad K_c igual a 0,98, un coeficiente de velocidad tangencial K_u igual a 0,5 y un coeficiente de velocidad relativa K_f igual a 0,98, obtenemos las siguientes expresiones prácticas.

$$C_2 = 4,34\sqrt{H} = 23,77 \frac{m}{s} \quad (2)$$

$$U_2 = 2,09\sqrt{H} = 11,45 \frac{m}{s} \quad (3)$$

$$W_2 = 2,40\sqrt{H} = 13,15 \frac{m}{s} \quad (4)$$

$$W_2' = 2,35\sqrt{H} = 12,87 \frac{m}{s} \quad (5)$$

$$C_2' = 1,20\sqrt{H} = 6,57 \frac{m}{s} \quad (6)$$

$$\beta_2' = 30^\circ; \beta_1 = 90^\circ$$

Como se puede observar los diagramas de velocidades sólo dependen del salto, y los ángulos son independientes de las condiciones de salto y caudal.

4.3. Rendimiento

Para determinar la eficiencia hidráulica de la turbina se aplicó la ecuación general de las turbinas:

$$\eta_h = 2K_c^2 \cos^2 \alpha_2 K_u (1 - K_u) (1 + K_f) = 0,88 \quad (7)$$

Para determinar la eficiencia total de la turbina se requiere también: considerar las pérdidas volumétricas, las pérdidas por choques y las pérdidas mecánicas en el rodete. En el caso de la

turbina Michell-Banki estas pérdidas pueden considerarse del 5% cuando se obtienen buenos acabados en su fabricación [3].

$$\eta_{Turb} = 0,82$$

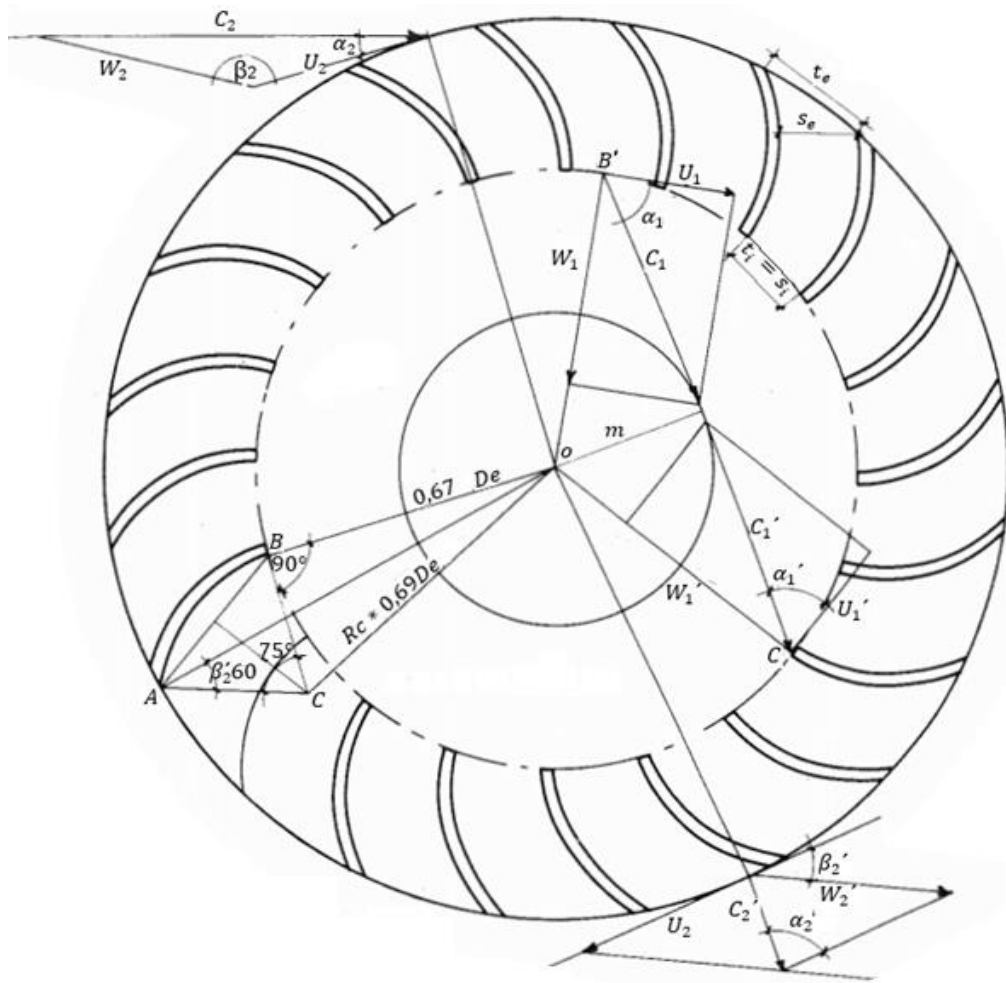


Figura 1: Diagrama de velocidades [3].

4.4. Dimensionamiento y verificación

Se inició el diseño de la turbina Michell-Banki determinando su potencia al freno, para lo cual se utilizó la fórmula:

$$P_T = \frac{P_g}{\eta_g \eta_{tr}} \quad (8)$$

donde:

P_g es la potencia máxima que el generador entrega al sistema eléctrico, o sea 76 kW.

η_g es la eficiencia del generador seleccionado, igual a 89,3%.

η_{tr} es la eficiencia de transmisión, considerando un sistema de bandas, o sea 97%.

Reemplazando valores se obtuvo una potencia al freno de la turbina de **87,7 kW**.

Con esta potencia se determina el caudal de diseño, el que se obtiene con la fórmula:

$$Q = \frac{P_T}{9,807H\eta_T} \quad (9)$$

Se obtuvo un caudal máximo de **0,36 m³/seg**

El número óptimo de revoluciones con que debe girar la turbina, se determinó aplicando la fórmula:

$$N = \frac{39,85\sqrt{H}}{D_e} \quad (10)$$

Se definió un diámetro de rodete de 0,5 metros y reemplazando valores en la fórmula, se obtiene un número óptimo de revoluciones de **435 RPM**.

Con el valor del diámetro de rodete asumido, se determina la geometría del rodete e inyector, para lo cual es necesario determinar el ancho del inyector con la fórmula práctica:

$$B = \frac{0,96Q}{D_e\sqrt{H}} \quad (11)$$

resultando un ancho de inyector de **0,13 metros**.

El radio de curvatura de los álabes del rodete se puede expresar en forma práctica por:

$$r = 0,163De \quad (12)$$

$$r = 0,163 * 0,5m$$

$$r = \mathbf{0,0815m = 81,5mm}$$

Cuando el ángulo α_2 es igual a 16°, El ángulo de la curvatura de los álabes del rodete tiene un valor de $\phi = 73^\circ$.

Con estas dimensiones se tiene definido el perfil del rodete para un diámetro exterior asumido.

Para comprobar si el eje del álabe directriz soporta los esfuerzos que se presenten en el compartimento se procede a calcular el torque máximo requerido para la regulación de caudal. Para lo cual se utiliza la fórmula:

$$T=31D_e Q \sqrt{H} \quad (13)$$

Luego el torque máximo de accionamiento será igual a **30,9 kg.m**

Se verifica los esfuerzos mecánicos a los que estarán sometidos el eje del álabe directriz. Para esto se tomó como material bronce al aluminio con esfuerzo de fluencia $S_y=30\text{kg/mm}^2$ y se tomó como diámetro de eje 0,06metros; siendo 0,063 metros el máximo permitido para un inyector con diámetro de rodete de 0,5 metros. El esfuerzo S que se presenta en el eje se determina con la ecuación:

$$S = \frac{16T}{\pi d_i^3} \quad (14)$$
$$S = 0,63 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo de diseño del material será

$$S_d = 0,2 S_y = 6 \text{ kg/mm} > S \text{ lo cual es correcto.}$$

Con esta comprobación quedó definido el diámetro de rodete y el ancho del compartimento del inyector.

El ancho interno del rodete se obtiene luego de realizar el diseño de detalle del inyector y debe considerarse el espacio requerido para la soldadura de los álabes al disco. Una forma práctica de estimar el ancho del rodete es considerándolo como un 50% mayor que el ancho del inyector, resultando un valor de $Br=0,2$ metros.

Para el rodete se asumió un espesor de álabe igual a 0,003 metros, con lo cual se procedió a determinar el esfuerzo máximo al que estará sometido, utilizando la fórmula:

$$\sigma_{max} = \frac{F B_r c}{12 I_{gx}} \quad (15)$$

donde: $F = 46,5 Q H^{1/2}$

En este caso Q es el caudal máximo que fluye por la turbina. Luego la fuerza F tiene un valor de **92,63 kg**.

De tabla se obtiene los valores del centro de giro $c=0,7\text{cm}$ y el momento de inercia $I_{gx}=0,78\text{cm}^4$, con lo cual se obtiene un esfuerzo máximo de **0,92kg/mm²** que es mucho menor al esfuerzo de fluencia del acero laminado en caliente de 21 kg/mm^2 .

El esfuerzo de diseño del material considerando flexión sería:

$$S_d = 0.66 S_y = (0.66) (21) = 13,86 \text{ kg /mm}^2$$

Lo cual indica que el material está en condiciones de soportar el esfuerzo máximo de los álabes.

El siguiente paso consistió en calcular el diámetro del eje principal de la turbina, para lo cual se aplicó la fórmula de la ASME:

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_d} * \sqrt{(K_m M_{max})^2 + (K_t T_{max})^2} \quad (16)$$

donde:

$$M_{max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$
$$M_x = \frac{Fr \cdot a}{2}$$
$$M_y = \frac{Pr \cdot a}{2}$$

Pr es el peso del rodete estimado en 35kg, del estudio de propiedades físicas mediante un software de dibujo 3D, y Fr es la fuerza tangencial del rodete calculada por:

$$F_r = \frac{1948 P_T}{N De} \quad (17)$$

resultando **Fr = 783kg**

Se determinó "a" del diseño de detalle según el manual, siendo su valor de 0,15 metros.

Reemplazando datos, obtenemos un momento **Mmax de 58,75 kg.m**

El torque máximo se determinó con la fórmula:

$$T = \frac{974 P_T}{N} \quad (18)$$

resultando **T = 195,76 kg.m**

Con este valor se obtiene el diámetro del eje asumiendo un material con esfuerzo de fluencia Sy igual a 21 kg /mm², con lo cual su esfuerzo de diseño será:

$$S_d = 0,2 S_y = 4,2 \text{ kg/mm}^2$$

El diámetro del eje obtenido fue de aproximadamente 0,07 metros, escogiéndose el diámetro de 70mm.

El escalonamiento del eje se realiza considerando el montaje del rodete y que la parte del eje que atraviesa los rodamientos se establecieron en 50mm.

Si consideramos que la trayectoria de una partícula de agua en el interior del rodete es rectilínea, se obtiene que el diámetro máximo del eje que atraviesa el rodete que en forma práctica se obtiene:

$$d = 0,328 De \quad (19)$$

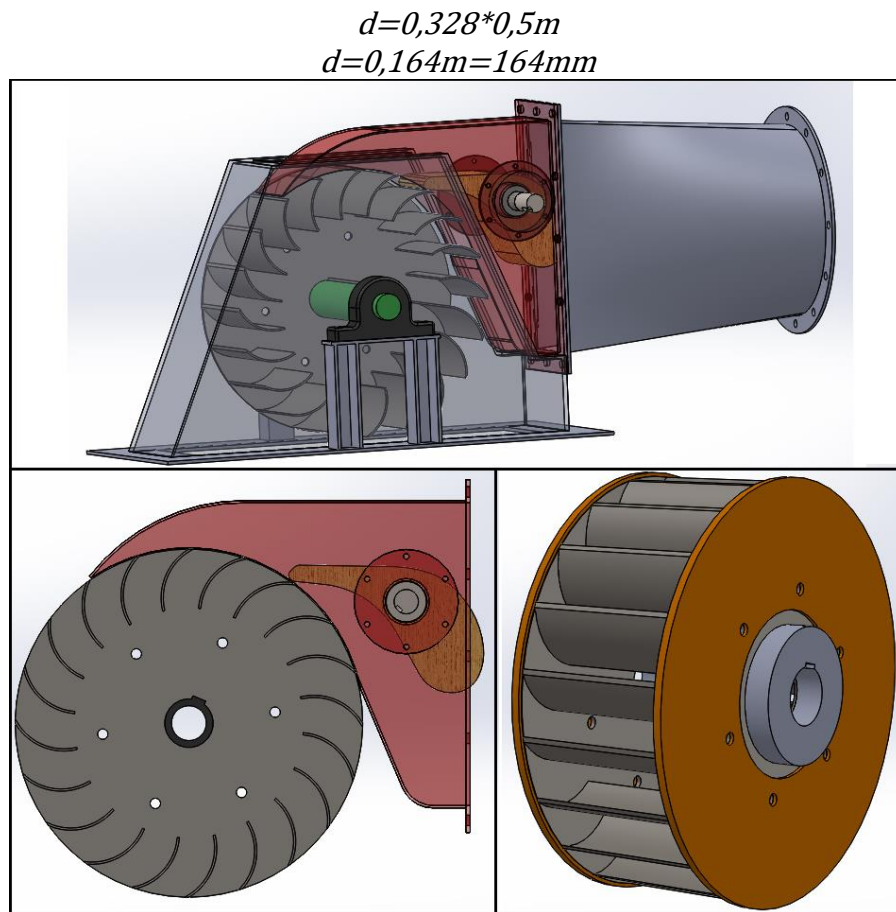


Figura 2: Michell Banki. Dibujo 3D.

Fuente: Elaboración propia.

5. Rediseño de la tubería forzada

Las obras civiles del Proyecto original del Micro-aprovechamiento Hidroeléctrico del Arroyo Tarumá fueron llevadas a cabo con las siguientes premisas:

- Necesidad de preservar las características naturales del medio, dejando paso a un caudal ecológico; manteniendo el paso por el cauce natural y cascada, en vista de materializar un complejo turístico en un futuro.
- Utilizar al máximo los recursos disponibles en la zona, para lograr sacar el mayor provecho posible del lugar, generando el menor impacto posible en el ambiente.

La obra de conducción consta de una toma, el conducto de derivación y una cámara de carga que han quedado de la instalación que anteriormente funcionaba en el lugar. Dichas partes fueron dimensionadas en su momento en base a un caudal de 540 litros por segundo, lo cual nos permite utilizarlas sin modificaciones. La obra de toma consta de una compuerta de entrada que permitirá regular el caudal hacia la micro-central y una reja gruesa como protección contra arrastres sólidos y flotantes del arroyo. El agua deriva a una cámara la cual posee un vertedero regulable para devolver al arroyo las partículas flotantes que hayan logrado pasar la reja gruesa; también esta cámara poseerá

una reja en la parte superior para evitar el ingreso de objetos extraños a la misma. Al final de esta se encuentra la conexión con el canal de derivación. Dicho canal está ubicado de forma paralela al cauce del arroyo; está compuesto por tubos de hormigón comprimido de 800 mm de diámetro y posee una longitud de 85m con una pendiente de 3,3mm/m. Al final de este se encuentra la cámara de carga; la cual tiene el objetivo de evitar que partículas en suspensión deriven hacia la tubería forzada.



Figura 3: Obra civil, presa existente.

La cámara de carga es un recinto abierto con paredes de mampostería de roca basáltica fundada sobre roca sana. El fondo está revestido con hormigón con el fin de regularizar su fondo y tener una pendiente en dirección a la compuerta de limpieza para evacuar los sólidos que eventualmente se depositen. La cámara tiene forma rectangular, con una capacidad de 25000 litros. Consta en uno de sus lados con un vertedero de pared delgada, el cual tiene la finalidad de eliminar los caudales excedentes devolviéndolos a su cauce natural del arroyo, antes del accidente natural que configura el salto principal con el objeto de no desperdiciar dichos aportes en desmedro de su belleza e imponencia. Este poseerá la capacidad de regularse a voluntad según las necesidades lo requieran.

Al final de la cámara se encuentra la toma de la tubería forzada, está conformada por un bloque de hormigón ciclópeo; el cual posee forma cónica para minimizar la pérdida de carga. A partir de ahí se encuentra la tubería forzada; la cual se adaptó para el nuevo caudal de la instalación, para ello se calculó el nuevo diámetro económico de la tubería. En estos casos resulta un problema habitual fijar la pérdida de carga ya que la misma implica un análisis económico de la instalación; para tal efecto, se puede considerar que si el diámetro de la tubería aumenta la pérdida de carga en la misma disminuye, en consecuencia, disminuye las pérdidas de energía teniendo un mejor aprovechamiento del recurso. Pero este aumento del diámetro de la tubería implica un aumento del costo de la instalación. El diámetro económico será aquel que reduzca a un mínimo la suma del costo de la tubería y el costo asociado a las pérdidas de energía ocasionada por la pérdida de carga de la tubería; ambos costos reducidos a un año. La altura bruta (entre el nivel de la cámara de carga y el eje de la turbina) es de 32 m; con lo cual la presión teórica en el tramo final de tubería será de 3,2 Kgf/cm². Tomamos esta presión como presión de trabajo y le aplicamos un coeficiente de seguridad de 1,5 para definir la presión de diseño.

Tomamos como material de construcción para la conformación de los tubos chapa AISI 1010, la cual posee una tensión a la fluencia de 180 MPa. Como la mayoría de las normativas limitan la tensión admisible en tracción que no supere el 80% de la tensión a la fluencia; para el cálculo consideramos como tensión admisible el valor de 120 MPa. También hay que tener en cuenta que para una misma

presión el espesor de pared de la tubería aumenta conforme aumenta el diámetro de la misma si el esfuerzo de la tubería permanece constante. Una vez definido el caudal de la instalación y el espesor de la tubería procedemos a calcular la pérdida de carga distribuida de la tubería con la siguiente formula [2].

$$H_r = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (20)$$

donde:

- L: longitud de la tubería [m]
- D: diámetro de la tubería [m]
- g: gravedad estándar [m/s²]
- v: velocidad del fluido [m/s]
- λ : factor de pérdida de carga

Lo siguiente fue calcular el factor de pérdida de carga, este depende de dos variables: el número de Reynolds y la rugosidad relativa del conducto. Si el número de Reynolds es pequeño (menor a 2000) se puede asegurar que estamos en un régimen laminar y el factor lamda solo es función de ese número; mientras que si Reynolds es muy grande (mayor a 100.000) depende de la rugosidad relativa de la tubería. La rugosidad relativa se obtiene como el cociente entre la rugosidad absoluta del material y el diámetro del conducto conformado de dicho material; como la tubería forzada se va a construir en acero laminado; buscamos el valor de la rugosidad absoluta del material, el cual nos da un valor promedio de 0,2mm para el acero laminado con presencia de óxido; tomamos este valor asumiendo que la vida útil de la instalación será de 30 años. Una vez obtenido esto se procedió a calcular las pérdidas distribuidas para cada diámetro de tubería. Si graficamos las pérdidas en función del diámetro obtenemos la siguiente gráfica:

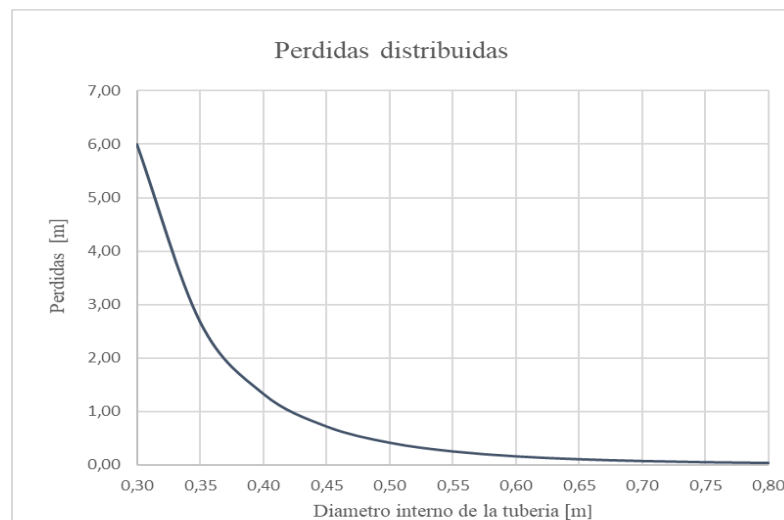


Figura 1: Perdidas en función del diámetro de la tubería.

Considerando las pérdidas obtenidas para los distintos diámetros de tubería forzada calculamos tanto la potencia disponible como la energía que se pierde por efecto de la pérdida de carga de la tubería. Así, estimamos la pérdida anual en dólares tomando como referencia el precio medio del MWh en la República Argentina, estimamos también el costo unitario de la tubería forzada para los distintos diámetros. Una vez establecido esto procedemos a calcular el costo anual de amortización de la tubería, el costo de las pérdidas y el costo total anual. Los resultados se muestran en el siguiente gráfico:

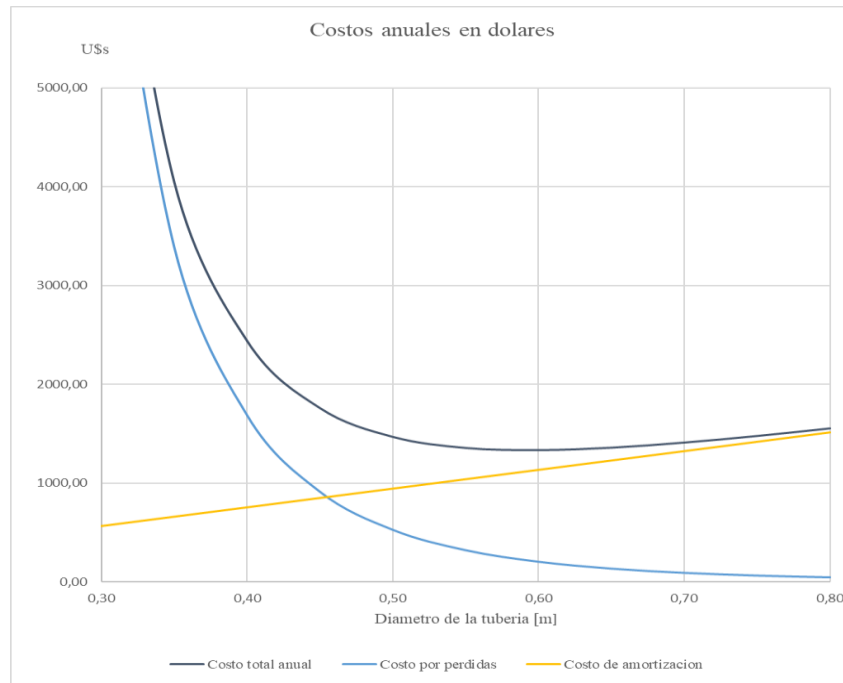


Figura 2: Costos en función del diámetro de la tubería

El diámetro económico de la tubería forzada obtenido es de 0,6 m, y el espesor obtenido fue de 3 mm el cual fue llevado a la denominación comercial de 1/8 de pulgada.

6. Trabajos futuros

Dado que el proyecto se encuentra en desarrollo, se pretende continuar con los cálculos referentes al sistema de control, protección y puesta a tierra de la instalación, así como también, con el estudio ambiental, legal y económico.

7. Conclusión

A partir del relevamiento efectuado en el lugar y con los avances logrados hasta la fecha se puede afirmar que por el estado en que se encuentra el dique y la obra de conducción hasta la cámara de carga no necesitaran grandes reparaciones para volver a poner en marcha el micro-emprendimiento.

Se ha determinado que el emprendimiento podrá contar con una potencia instalada de 70 KW logrando con esto generar 50,4 MWh mensuales; el equivalente al consumo promedio de 84 viviendas.

La investigación llevada a cabo hasta la fecha nos muestra la viabilidad técnica del uso de este recurso hídrico para la generación de energía. Con esto, se avizora la posibilidad de poner en valor el emprendimiento hidroeléctrico teniendo la posibilidad de formar parte del sistema de generación distribuida; generando de forma eficiente y confiable la energía necesaria para compensar la demanda de la entidad municipal.

Gracias a la confiabilidad, seguridad y calidad que nos brinda las nuevas tecnologías aplicadas para la operación y control, nos permite desarrollar equipamientos y aplicaciones que eliminan la necesidad de tener de forma permanente a operarios para la realización de maniobras y reducen las paradas de mantenimiento; logrando tener la eficiencia dentro de los estándares requeridos.

8. Agradecimientos

Agradecemos al Ing. Erik Barney por su disponibilidad para acompañarnos en visitas a micro aprovechamientos hidráulicos, brindarnos datos y consejos técnicos. Al Ing. Horacio Reversat e Ing. Mario Olivera, por su guía y ayuda durante el desarrollo del presente proyecto.

9. Referencias

- [1] Aprovechamiento Hidroeléctrico con Microturbinas. Ing. Erik Barney; Facultad de ingeniería Electromecánica – Universidad Nacional de Misiones.
- [2] Claudio Mataix, Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas. Segunda edición; Madrid 1986.
- [3] MANUAL DE DISEÑO, ESTANDARIZACION Y FABRICACION DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS-Volumen 1-Diseño, Estandarización y Fabricación de Turbinas MICHELL BANKI.