

DISEÑO DE UNA TURBINA HIDRÁULICA DE FLUJO CRUZADO PARA LA REDUCCIÓN DEL COSTE ENERGÉTICO EN LAS CODUCCIONES FLUIDAS

BOSQUE SIMÓN, Álvaro

alvaro.bosque.simon@gmail.com

Universidad de Murcia, Facultad de Químicas, Departamento de Ingeniería Mecánica

RESUMEN

Actualmente se observa una tendencia al alza en cuanto a las aplicaciones y diseños de sistemas encargados de aprovechar la energía residual con fines económicos y ambientales. Las turbinas de flujo cruzado son una alternativa real cuando se trata de pequeños saltos de agua y pequeños caudales, debido a su bajo coste y fácil diseño.

Con este principio se inició el diseño de una turbina hidráulica de flujo cruzado para el aprovechamiento de un salto de agua de refrigeración. Dichas aguas partían de la balsa impulsadas por un grupo de bombas hasta alcanzar los intercambiadores situados en lo más alto de una serie de torres de rectificación, para posteriormente ser dirigidas de nuevo a la balsa.

En el diseño se tuvo en cuenta el artículo de V. Sammartano, y se diseñó la turbina en base a la velocidad angular de un alternador estándar para así utilizar transmisión directa. Además, se eliminaron elementos habituales en el diseño de este tipo de turbinas debido a la homogeneidad del caudal de agua, y se diseñó una carcasa en dos piezas adaptada a los rodamientos seleccionados para facilitar el montaje.

El resultado obtenido fue una turbina simplificada que no requería mantenimiento, de fácil construcción, con un rendimiento adecuado a las expectativas del autor que disminuiría en algo más de un 70% la energía empleada para salvar la diferencia de cotas.

Se demuestra por tanto, la posibilidad de usar este tipo de maquinaria para disminuir los costes energéticos de las conducciones de fluidos en la industria, aumentando la eficiencia.

Palabras clave: turbina, turbine, turbina Michell-Banki, Banki-Michell turbine, turbina flujo cruzado, cross-flow turbine, turbina hidráulica, hydraulic turbine

1. Introducción

El compromiso con el medio ambiente está tomando cada vez más relevancia dentro de la industria española y europea. Esto sitúa al campo de la eficiencia energética en el punto de mira de empresarios e ingenieros. Sin embargo, es el ahorro económico el factor que impulsa las actuaciones en dicho campo. Por lo que, disminuir el consumo energético reduciendo así el impacto ambiental es la mejor de las consecuencias de un proyecto que tenga como objetivo principal el ahorro económico.

La energía potencial de las conducciones fluidas es sin duda un punto de pérdida energética, y la aplicación de mini centrales hidráulicas puede recuperar parte de la energía por diferencia de cotas reduciendo así el coste de la conducción. Si el caudal es regular la disminución de los elementos mecánicos de las turbinas de flujo cruzado las hace idóneas para esta labor, por su mínimo mantenimiento, su bajo coste y su fácil diseño.

2. Objetivo

El objetivo principal es recuperar parte de la energía que aplican una serie de bombas centrifugas a una conducción de aguas de refrigeración, que alcanzan los intercambiadores situados en lo más alto de una serie de torres de rectificación de 30 m de altura. Para lo cual se interpone una turbina de flujo cruzado a la llegada a balsa.

3. Método de trabajo

Se debe tener en cuenta que este proceso es iterativo, pues como se ve reflejado en el diagrama de trabajo de la figura 1, la dimensión de los dos discos laterales del rotor depende del diámetro del eje y el buje a presión seleccionado, y el diámetro del eje se ve condicionado por los rodamientos seleccionados y la posición de estos, que dependen a su vez de las dimensiones de la carcasa.

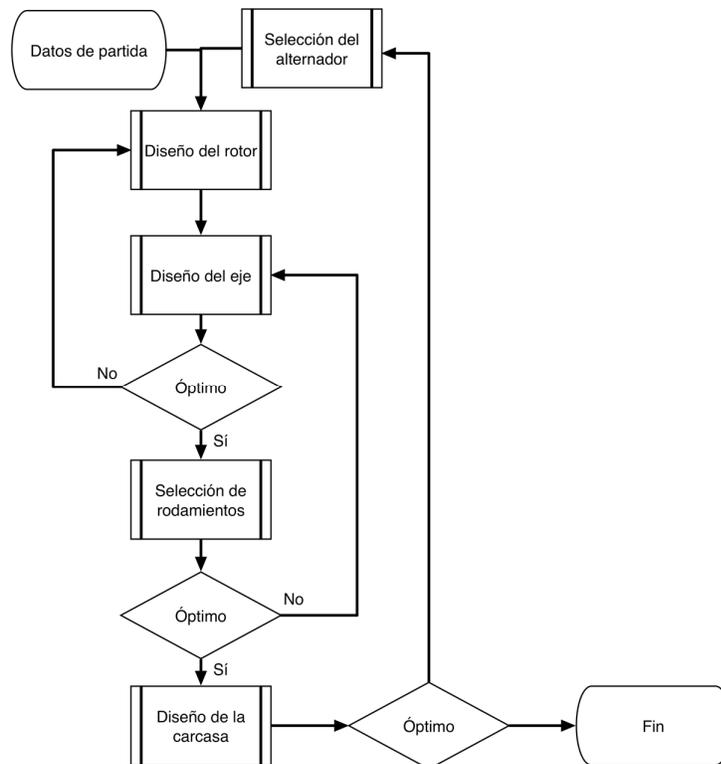


figura 1. Diagrama de flujo, método de trabajo

3.1. Datos de partida, selección del alternador

Los datos de partida para el diseño son los reflejados en la tabla 1:

Descripción (unidades)	Valor	Magnitud
Presión MPa	0,2	P
Caudal m^3/s	300	Q

tabla 1. Datos de partida

El alternador seleccionado es un alternador estándar de 6 polos y 1000 rpm. Si bien, un alternador a 1500 rpm es más barato, la dimensión de la turbina que se obtiene finalmente partiendo de esa velocidad de giro es muy reducida, lo que conlleva a un aumento considerable de errores en la fabricación o el montaje, o un aumento exagerado del coste por la necesaria precisión.

3.2. Diseño del rotor y el inyector

Los datos bibliográficos para el diseño del rotor y el inyector se muestran en la tabla 2:

Descripción (unidades)	Valor	Magnitud
Relación de diámetros	0,65	D_1/D_2
Ángulo de salida del primer álabe $^\circ$	90	γ
Número de álabes	35	N_b
Ángulo de admisión $^\circ$	22	α
Relación del rotor ancho/diámetro	1,5	ω

tabla 2. Datos de diseño, bibliografía V.Sammartano [1]

Los cálculos necesarios para la obtención del resto de dimensiones de los diferentes componentes del rotor, así como las dimensiones del inyector.

La potencia total disponible es:

$$P_t = P \cdot Q = 16,67 \text{ kW}$$

Y la altura útil:

$$H = \frac{P}{\rho \cdot g \cdot Q} = 20,39 \text{ m}$$

La velocidad de entrada al rotor:

$$V_1 = 0,98 \cdot \sqrt{2 \cdot H \cdot g} = 19,6 \text{ m/s}$$

Diámetro exterior del rotor:

$$D_1 = \frac{V_1 \cdot \cos \alpha}{w} = 174 \text{ mm}$$

Con la relación de diámetros, el diámetro interno es:

$$D_2 = D_1 \cdot D_2 / D_1 = 113 \text{ mm}$$

Con la relación de aspecto del rotor, el ancho queda:

$$W = D_1 \cdot W / D_1 = 125 \text{ mm}$$

El ángulo de salida del rotor se calcula como:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{V_1 \cdot \sin \alpha}{V_1 \cdot \cos \alpha - \omega \cdot D_1 / 2} = 45,14^\circ$$

El radio del álabe:

$$\rho_b = \frac{\frac{D_1}{4} (1 - (D_2 / D_1)^2)}{\cos \beta_1} = 35,5 \text{ mm}$$

Altura inicial del inyector:

$$S_0 = \frac{\sin \alpha \cdot \gamma}{2} \cdot D_e = 51 \text{ mm}$$

Ángulo del álabe:

$$\delta = \frac{\pi}{\beta_1} \cdot \tan^{-1} \frac{S_0 \cdot \sin \alpha}{S_0 \cdot \cos \alpha - \frac{D_1}{2}} = 32,4^\circ$$

Y la constante de la ecuación del inyector:

$$K = \left(\frac{1}{\gamma - \tan^{-1} \frac{S_0 \cdot \sin \alpha}{S_0 \cdot \cos \alpha - \frac{D_1}{2}}} \right) \left(\frac{S_0 \cdot \cos \alpha - \frac{D_1}{2}}{\cos \left(\tan^{-1} \frac{S_0 \cdot \sin \alpha}{S_0 \cdot \cos \alpha - \frac{D_1}{2}} \right)} - \frac{D_1}{2} \right) = 34,074 \text{ mm}$$

La ecuación de diseño del inyector, que define el perfil de este, queda:

$$r(\theta) = K \cdot \theta + \frac{D_1}{2}$$

La potencia útil se calcula mediante:

$$P_{ut} = \frac{\rho \cdot Q \cdot (V_1 \cdot \cos \alpha)^2}{2} = 13,76 \text{ kW}$$

Y el rendimiento hidráulico es por tanto:

$$\eta_{m\acute{a}x} = \frac{P_t}{P_{ut}} = 82,54 \%$$

Variables matemáticas empleadas

P	Presión de la línea de aguas a la llegada al colector
Q	Caudal de la línea de aguas en el colector y llegada a la turbina
γ	Relación de diámetros, interno y externo del rodete
N_b	Número de álabes que se disponen en el colector
α	Ángulo de admisión, de entrada del fluido al contacto con el rodete
W	Anchura del colector
D_1	Diámetro exterior del rodete
D_2	Diámetro interior del rodete
ω	Velocidad angular del rotor
P_t	Potencia total disponible del fluido a la entrada a turbina
H	Altura útil del sistema, tiene en cuenta las pérdidas de carga en línea
ρ	Densidad del agua
g	Gravedad
V_1	Velocidad de entrada al rotor
β_1	Ángulo de salida del rotor
ρ_b	Radio del álabe, determina la curvatura del álabe
S_0	Altura del inyector, al iniciar
δ	Ángulo del álabe, determina su longitud junto con el radio del álabe
$r(\theta)$	Función que determina la curva del inyector desde la altura inicial al rotor
K	Constante de inyección, abrevia y simplifica la función del inyector
P_{ut}	Potencia útil
$\eta_{m\acute{a}x}$	Rendimiento máximo

De esta forma quedan definidas las dimensiones del inyector y el rotor, que se recogen en la tabla 3:

Descripción (unidades)	Valor	Magnitud
Diámetro externo <i>mm</i>	0,65	D_1
Diámetro interno <i>mm</i>	300	D_2
Ángulo de descarga 2 etapa °	45,14	β_1
Radio del álabe <i>mm</i>	35,52	ρ_b
Ángulo del álabe °	32,37	δ
Altura inicial del inyector <i>mm</i>	51,06	S_0
Ancho del inyector <i>mm</i>	83,27	B
Constante del inyector	34,07	K
Ancho del rotor <i>mm</i>	124,91	W

tabla 3. Dimensiones del rotor y el inyector tras los cálculos

Si bien la soldadura como acoplamiento del rotor al eje es la alternativa más barata, introduce en el sistema esfuerzos y tensiones residuales e imposibilita el desmontaje de este. Escoger un buje con chaveta, por el contrario, cubre las desventajas de la soldadura, sin embargo, requiere perforar el eje y lo encarece, y puede llevar a error de alineación que genere esfuerzos imprevistos. Debido a todo ello se escoge el buje a presión como la alternativa ideal en el acoplamiento del rotor al eje. Se simplifica el diseño y el montaje, posibilita el desmontaje teniendo en cuenta el coste.

Los álabes serán soldados a los discos laterales mediante soldadura en “t” por la parte exterior del rotor, por lo que los discos laterales tienen que ser perforados con el perfil de estos. Esto aumenta la resistencia del rotor para un espesor de álabe determinado. El aspecto del rotor se refleja en la figura 2:

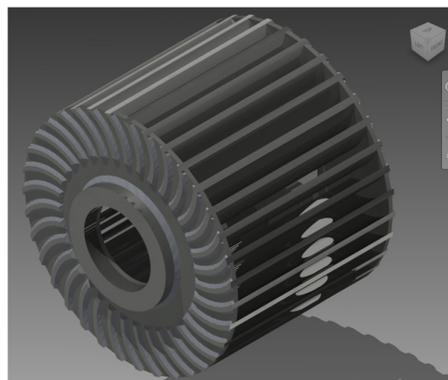


figura 2. Rotor completo

3.3. Selección de rodamientos, diseño del eje y selección del acoplamiento

La solución adoptada para la selección de los rodamientos es mediante soporte-brida, que disminuye considerablemente la dificultad de diseño y elimina problemas de fuga, y compacta la turbina y el eje si la comparamos con los rodamientos con soporte de apoyo.

Ante cualquier otra posibilidad, por sencillez, el eje será simétrico si no se tienen en cuenta los extremos. El primer paso para su diseño es calcular el diámetro mínimo, para lo cual se emplea el software de Autodesk, Inventor.

Según la bibliografía, la ausencia de eje en el interior del rotor aumenta el rendimiento, sin embargo, se requeriría mucha precisión en la fabricación y alineación de las dos piezas que compondrían el eje y el acoplamiento al rotor. Se toma por tanto la decisión de utilizar el mínimo diámetro en el interior del rotor, ampliándolo para el acople del rotor mediante bujes a presión, y disminuyendo hasta alcanzar el diámetro ideal para los rodamientos. Queda como se muestra en la figura

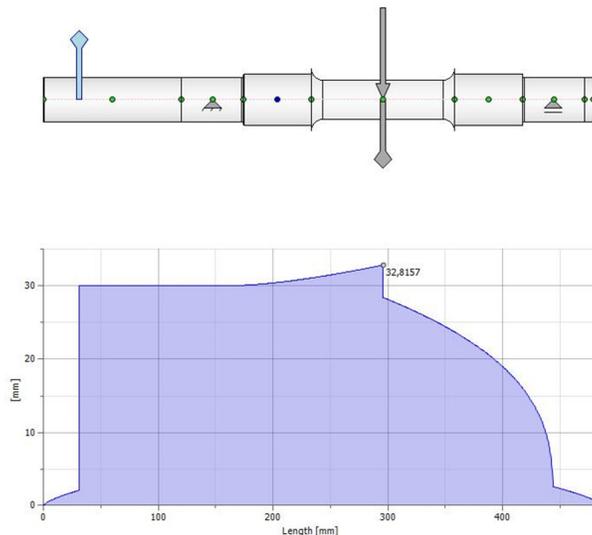


figura 3. Diámetro mínimo y aspecto final del eje

Puesto que la transmisión es directa, no tiene esfuerzos axiales, y a pesar de disminuir ligeramente el rendimiento, se escoge un acoplamiento flexible estándar, que facilita el montaje y no requiere una precisión exhaustiva en el ensamblaje.

3.4. Diseño de la carcasa

La carcasa de la turbina se diseña en acero al carbono en su totalidad, y se recubre con pintura anticorrosiva, como en el diseño de cualquier bomba estándar. Se propone un diseño en dos piezas en forma de espejo, que dividen la turbina en dos. La unión de ambas piezas forma el inyector, que tiene las dimensiones comentadas en el apartado 3.2 Diseño del rotor y el inyector. El aspecto de la carcasa y el rotor se observa en figura 4:

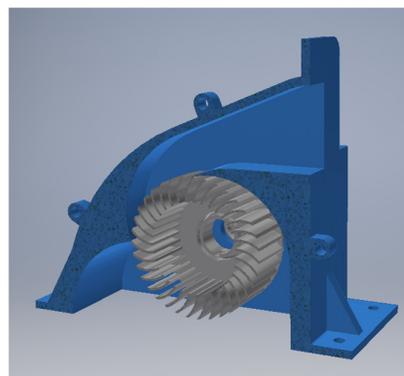


figura 4. Sección de la turbina

3.5. Diseño del elemento de transición

Se propone un elemento en PVC que transforma el conducto circular procedente de las tuberías de refrigeración a un conducto de área cuadrada característico de las turbinas de flujo cruzado. Se estudia, igualmente mediante CFD, su resistencia mecánica, para las condiciones del sistema.

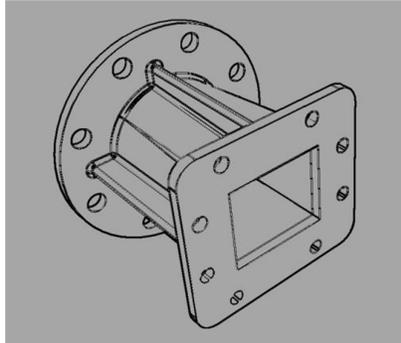


figura 5. Elemento de transición

3.6. Validación mediante software

Se estudian diferentes tipos de espesores mediante el análisis de estrés para la presión ejercida por el fluido, obtenida en la simulación. Se valida por tanto el espesor escogido en la tabla 4:

Espesor (mm)	Safety factor	% desplazamiento máx
2	1,67	10,05
3	2,98	3,04
4	4,46	1,44
5	6,29	0,72

tabla 4. Estudio de la resistencia mecánica de varios espesores de álabe

También se comprueba que el elemento de transición propuesto tiene un factor de seguridad aceptable y es válido para su aplicación. Queda reflejado en la tabla 5:

Espesor (mm)	Safety factor	% desplazamiento máx
Transición	4,05	2,30

tabla 5. Estudio de la resistencia mecánica del elemento de transición

Se realiza una simulación CFD para validar el diseño de la carcasa propuesta y confirmar la velocidad de entrada del agua al rotor tras finalizar el paso por el inyector.

En la figura 6 se observa la tendencia del fluido a aproximarse a la velocidad teórica de inyección, 19,6 m/s, donde los máximos se encuentran entre álabes y los mínimos justo sobre ellos.

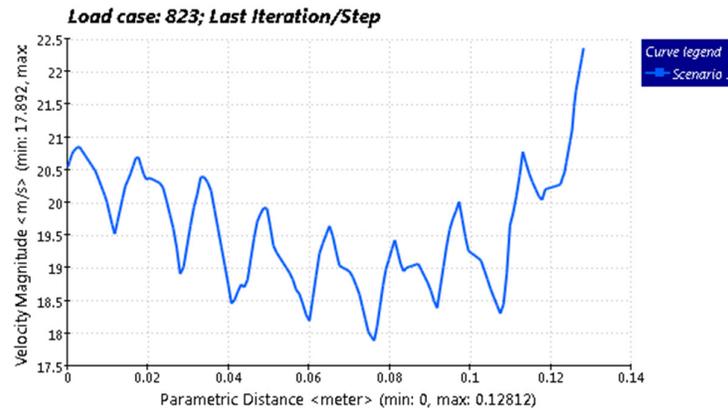


figura 6. Velocidad del fluido a la entrada del rotor

Se estudia la resistencia mecánica en los puntos más débiles de la carcasa y los datos obtenidos se resumen en la tabla

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	6384640 mm ³	
Masa	50,1194 kg	
Von Mises Stress	0,00080 MPa	4,94497 MPa
1st Principal Stress	-1,23497 MPa	6,06768 MPa
3rd Principal Stress	-4,62159 MPa	1,56853 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,00349 mm
Factor de seguridad	15 ul	15 ul

tabla 6. Datos de simulación para la resistencia mecánica de la carcasa

Las velocidades del fluido en el entorno de entrada al inyector, así como la posición de cada punto respecto del eje, determinan el ángulo de entrada. Se muestra en la tabla 7:

$ p m$	$ V m/s$	Ángulo V°	Ángulo p°	Ángulo entrada °
0,089	20,456	89,138	24,739	23,877
0,089	20,256	79,491	32,635	22,126
0,089	20,642	77,729	32,814	20,544
0,089	20,503	76,847	35,460	22,307
0,089	20,256	74,199	39,231	23,430

0,089	20,128	73,243	40,083	23,327
0,089	18,891	70,141	43,670	23,812
0,088	19,931	68,064	40,389	18,453
0,089	19,675	64,948	46,737	21,685
0,089	19,055	63,912	48,113	22,026
0,088	18,161	61,811	50,900	22,711
0,088	18,746	54,355	56,739	21,094
0,088	18,593	53,291	58,029	21,320
0,088	18,475	45,073	66,868	21,941
0,088	18,608	43,022	69,343	22,366
0,088	18,436	42,012	70,287	22,299
0,088	18,757	35,016	76,996	22,012
0,088	18,832	33,030	78,256	21,286
0,088	18,762	32,023	79,206	21,229
0,088	18,408	28,932	80,507	19,439
0,088	19,188	24,797	87,213	22,010
0,088	18,896	23,765	88,274	22,038
0,088	18,558	21,701	90,792	22,494
0,088	18,430	18,569	93,569	22,138
0,088	19,366	12,266	102,679	24,945
0,088	19,565	10,745	101,634	22,379
0,088	19,594	10,079	101,288	21,367
0,088	19,743	9,413	100,760	20,173
0,088	19,636	9,079	100,839	19,918
0,088	19,707	8,412	100,764	19,176

tabla 7. Módulo y ángulo de los vectores de velocidad del fluido a la entrada del inyector

VARIABLES EMPLEADAS POR EL SOFTWARE EN EL ESTUDIO CFD

$ p $	Posición absoluta de los diferentes puntos de estudio
$ V $	Velocidad absoluta del fluido en los diferentes puntos de estudio
Ángulo V	Ángulo de cada uno de los vectores velocidad del fluido en los diferentes puntos de estudio
Ángulo p	Ángulo absoluto respecto de la horizontal de los vectores de velocidad del fluido en los diferentes puntos de estudio
Ángulo entrada	Ángulo de entrada del vector velocidad respecto del radio del rodete en los diferentes puntos de estudio

La media de la velocidad de entrada es 19,275 m/s y la media del ángulo de entrada del fluido en el rotor es de 21,797. Se confirman los valores teóricos.

4. Resultados alcanzados

Tras una serie de decisiones sobre los diferentes aspectos de la turbina, se obtiene una máquina muy simple de fácil construcción, con un coste reducido y un rendimiento adecuado.

Descripción (unidades)	Valor	Magnitud
Potencia total kW	16,67	P_t
Potencia útil kW	13,76	P_u
Rto. Hidráulico %	82,54	η_h
Rto. Mecánico-eléctrico %	87,80	η_e
Rto. Total %	72,47	η_t
Potencia real obtenida kW	12,08	P_r

tabla 8. Especificaciones técnicas de la turbina

El aspecto final de la turbina se muestra en la figura 7:

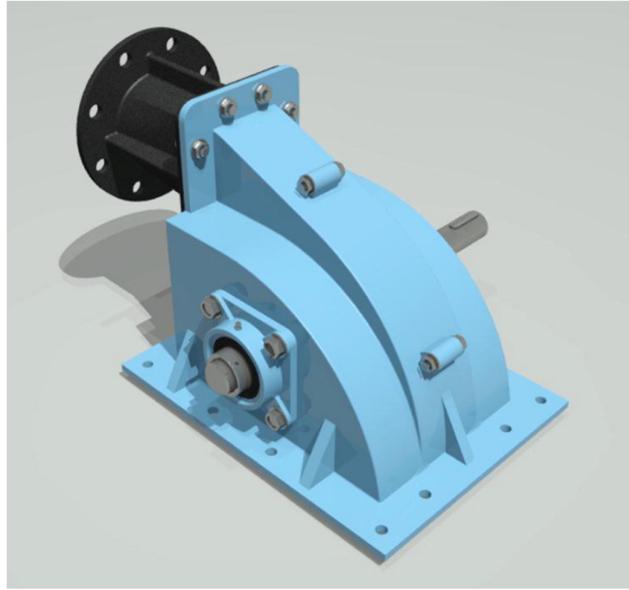


figura 7. Aspecto final de la turbina

5. Conclusiones

Las turbinas de flujo cruzado son, de por sí, máquinas simples, de fácil diseño y por ello de bajo coste. Sin embargo, hasta ahora se han encaminado para la generación directa de energía a partir de corrientes de agua naturales encauzadas hasta ella. Ello conlleva caudales variables, que obligan a la implantación de un álabe directriz previo al inyector que facilita a la corriente fluida a incidir con el ángulo de entrada exigido para su máximo rendimiento. Además obliga a complicar el diseño del inyector que se debe adecuar normalmente a un tercio de la carga total, dos tercios de la carga total, o a plena carga. También es necesario tomar medidas de seguridad para caudales demasiado grandes. Y se implantan tubos de aspiración para aprovechar el salto de agua al máximo, debido a que suelen ser caudales muy grandes con un salto pequeño.

Por el contrario, si el caudal es constante, todos estos elementos no son necesarios, pues el diseño de la turbina se adecúa directamente al caudal de plena carga.

La transmisión es también un factor a tener en cuenta. En casos como el que se presenta, se puede optar por una transmisión directa, lo que reduce en gran manera el coste de inversión y el coste de mantenimiento, que se reduce a dos rodamientos, además del riesgo de rotura.

Eliminando todos estos elementos de la ecuación, al final, el diseño se resume en una serie de cálculos sencillos, y la elección de los diferentes elementos, como rodamientos, chaveta, acoplamientos, pernos y eje, mediante software.

Si bien es cierto, que para un caudal constante una turbina de flujo cruzado obtendrá un rendimiento ligeramente menor que otros tipos de turbina, cabe destacar que la simpleza de este tipo de máquinas, su bajo coste y fácil diseño, y su mantenimiento reducido, las hacen ideales para aprovechar la energía residual presente en las conducciones fluidas.

6. Referencias

- [1] SAMMARTANO, V. ARICÒ, C. CARRAVETTA, A. FECAROTTA, O. TUCCIARELLI, T. Banki-Michell Optimal Design by Computational Dynamics Testing and Hydrodynamic Analysis. *Energies* 2013, 6, 2362-2385
- [2] Mataix, C. 1986; *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. 2. ed. Madrid, ES. Ediciones del Castillo. p.460-500
- [3] Mott Robert L. 2006; *Diseño de elementos de máquinas*. 4. ed. México, PEARSON EDUCATION. p.460-500
- [4] Marchegiani A. R., Audisio O. A., Varela M. E., 2011; Regulación de Caudal Mediante Válvula Mariposa en una Turbina Hidráulica de Flujo Transversal. *Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica*. Vol 17, Nº1, pp 67-79, 2013