

# METODOLOGÍA PARA LA ESTIMACIÓN PRELIMINAR DE LA CURVA DE DESEMPEÑO DE UNA TURBINA DARRIEUS HIDROKINÉTICA “H”.

(METHODOLOGY FOR PRELIMINARY ESTIMATION OF THE HYDROKINETIC “H” DARRIEUS TURBINE PERFORMANCE CURVE. /

METODOLOGIA PARA ESTIMATIVA PRELIMINAR DA CURVA DE DESEMPEÑO DE UMA TURBINA HIDROKINÉTICA DARRIEUS “H”.)

**Christian Jair Martínez Urrutia <sup>ab</sup>**  
**Nelson José Díaz Gautier**  
**Angie Lizeth Espinosa Sarmiento**  
**Geraldo Lúcio Tiago Filho**

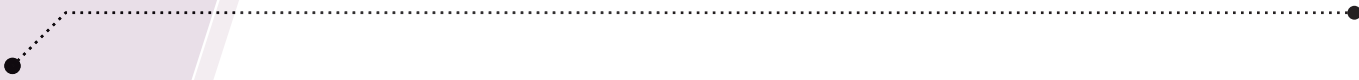
<sup>a</sup> Grupo de Pesquisa TIES (Tecnologias Integradas e Engenharia Sustentável), IEM – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Brasil. E-mail: christian.m.u@unifei.edu.br

<sup>b</sup> Centro Nacional de Referência em Pequenas Centrais Hidrelétricas – CERPCH, Instituto de Recursos Naturais, Universidade Federal de Itajubá, Brasil. E-mail: christian.m.u@unifei.edu.br

<sup>c</sup> Grupo de Pesquisa TIES (Tecnologias Integradas e Engenharia Sustentável), IEM – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Brasil. E-mail: nelsondiaz@unifei.edu.br

<sup>d</sup> Grupo de Pesquisa TIES (Tecnologias Integradas e Engenharia Sustentável), IEM – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Brasil. E-mail: angieespinosa@unifei.edu.br

<sup>e</sup> Centro Nacional de Referência em Pequenas Centrais Hidrelétricas – CERPCH, Instituto de Recursos Naturais, Universidade Federal de Itajubá, Brasil. E-mail: tiago@unifei.edu.br

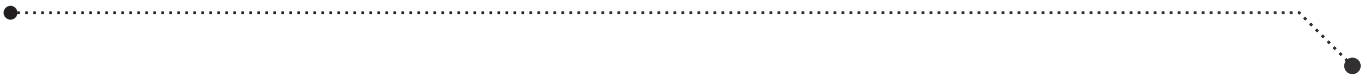


**Resumen**— Una de las formas más usadas en la actualidad para estimar la eficiencia de una turbina de aprovechamiento cinético (eólica o hidráulica), es a través del análisis de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD – Computational Fluid Dynamics), el cual, permite hacer estudios de caso con resultados muy cercanos a los reales; sin embargo, determinar las características de desempeño a través de la resolución numérica de las ecuaciones de CFD, conlleva a un alto costo computacional. Con la finalidad de obtener una buena aproximación preliminar del coeficiente de potencia para turbinas hidrocinéticas tipo Darrieus “H” con un menor costo computacional, este trabajo propone una metodología analítica basada en la solución de la ecuación integral de Glauert, Esta metodología permite comparar a priori, la variación en la eficiencia del rotor de la turbina Darrieus H en función del cambio progresivo de la solidez del mismo, logrando así discriminar el número de configuraciones a ser probadas en posteriores análisis de CFD o experimentales, necesarios para el diseño más detallado de este tipo de turbinas.

**Palabras clave**— Coeficiente de Interferencia, Coeficiente Tangencial, Darrieus H, Solidez, Número de Reynolds, Velocidad Específica Local.

**Abstract**— One of the most used ways today to estimate the efficiency of a kinetic exploitation turbine (wind or hydraulic), is through the analysis of Computational Fluid Dynamics - CFD, which allows studies case with results very close to the real ones; However, determining the performance characteristics through the numerical resolution of the CFD equations entails a high computational cost. To obtain a good preliminary approximation of the power coefficient for Darrieus “H” type hydrokinetic turbines with a lower computational cost, this work proposes an analytical methodology based on the solution of the integral Glauert equation. This methodology allows a priori comparison, the variation in the efficiency of the Darrieus H turbine rotor as a function of the progressive change in its solidity, thus making it possible to discriminate the number of configurations to be tested in subsequent CFD or experimental analyzes, necessary for the more detailed design of this type of turbines.

**Keywords**— Interference Coefficient, Tangential Coefficient, Darrieus H, Solidity, Reynolds Number, Local Tip Speed Ratio.



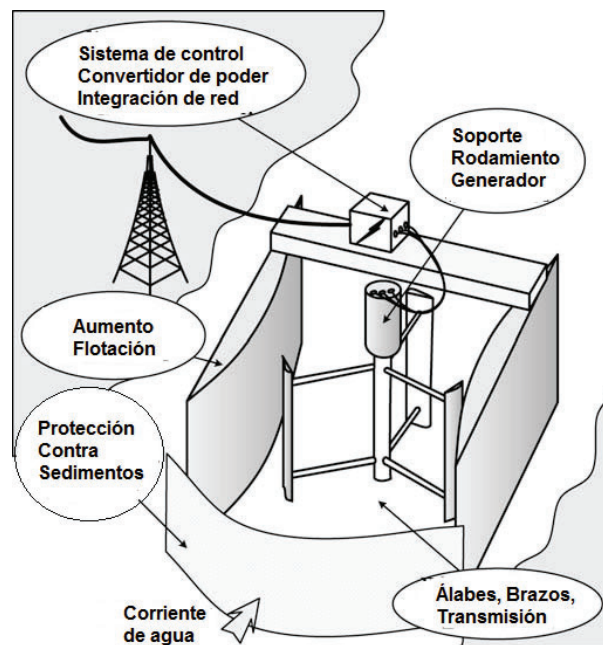
**Resumo**— Uma das formas mais utilizadas hoje para estimar a eficiência de uma turbina de aproveitamento cinético (eólica ou hidráulica), é através da análise de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD - Dinâmica de Fluidos Computacional), a qual permite estudos caso com resultados muito próximos dos reais; no entanto, a determinação das características de desempenho por meio da resolução numérica das equações CFD implica um alto custo computacional. Com o objetivo de obter uma boa aproximação preliminar do coeficiente de potência para turbinas hidrocínéticas tipo “H” Darrieus com menor custo computacional, este trabalho propõe uma metodologia analítica baseada na solução da equação integral de Glauert, que permite uma comparação a priori, da variação na eficiência do rotor da turbina Darrieus H em função da mudança progressiva em sua solidez, tornando possível discriminar o número de configurações a serem testadas com CFD subsequentes ou análises experimentais, necessários para o projeto mais detalhado deste tipo de turbinas.

**Palavras chave**— Coeficiente de interferência, coeficiente tangencial, Darrieus H, solidez, número de Reynolds, velocidade específica local.

## I. INTRODUCCIÓN.

En la búsqueda de nuevas formas de generar electricidad más eficientemente y de una manera menos contaminante, la hidrocínética se está abriendo un espacio entre los investigadores en los últimos años. El proceso de conversión de energía hidrocínética implica la utilización de la energía cinética contenida en el torrente de los ríos, las corrientes de marea y

otras vías fluviales para la generación de electricidad (Khan et al., 2009). Esta conversión se realiza a través de un sistema compuesto fundamentalmente por cinco subsistemas: una turbina, un generador, estructura de soporte (muchas veces flotante), un sistema de control y un sistema de transmisión. El esquema del sistema de generación hidrocínética se muestra en la Fig.1 (Kumar & Sarkar, 2016); aunque también existen sistemas que no usan turbinas (Khan et al., 2009).



**Fig.1** Esquema de un sistema de conversión hidrocínética, con un rotor Darrieus "H".  
Fuente: (Khan et al., 2009)

Entre los mecanismos turbinados existen varias clasificaciones. Por ejemplo, Vermaak et al. (2014), los distingue en dos grupos: en turbinas de flujo axial, las cuales tienen ejes paralelos a la dirección del flujo, emplean rotores tipo hélice, y cuyo principio de operación es la fuerza de sustentación, similar a los aerogeneradores.

Y el otro grupo son las turbinas de flujo cruzado, que tienen ejes rotacionales ortogonales a la dirección de la corriente. Este último grupo se puede subdividir en dispositivos de eje vertical (eje perpendicular a la superficie del agua), que pueden funcionar por acción de la fuerza de sustentación (como los rotores Darrieus "H" de la Fig.1), o con la fuerza arrastre como los rotores Savonius; y

dispositivos con eje en el plano, cuyo eje se ubica perpendicularmente a la dirección de la corriente pero va paralelo a la superficie del agua, y los cuales funcionan por arrastre (conocidos también como ruedas de agua (Alterima, 2020)).

La limitación más grande de esta tecnología es lo difícil que resulta que la eficiencia de una turbina hidrocínética sea igual a la de una central hidroeléctrica convencional, ya que en estas últimas, la energía potencial contenida en el reservatorio es aprovechada entre un 85% y 95% en las centrales de generación modernas (Guedes, 2015); es decir, el flujo en la inyección es inducido casi en su totalidad hacia la turbina. Mientras que en las turbinas hidrocínéticas, según límite de Betz<sup>1</sup>, ninguna turbomáquina de flujo libre podría convertir más de 16/27 de la energía cinética del fluido incidente en energía mecánica (59,26%) (Tong, 2010); esto se debe a que sólo una pequeña parte del caudal es aprovechado para propulsar la turbina y el resto continúa sin ser perturbado, siendo esta parte de la explicación por la cual la incidencia de estos dispositivos en afluente natural es casi nula.

No obstante, algunas ventajas como la reducción en los costos de obras civiles, las pocas perturbaciones al ecosistema

y posibilidad de tener mayor cantidad de sitios de explotación (Rodrigues, 2007), pueden tornar este método de generación como una opción renovable y amigable con el medioambiente.

Los modelos comerciales y pruebas de laboratorio demuestran que las turbinas hidrocínéticas horizontales hasta hoy existentes, alcanzan eficiencias de hasta el 46% con el rotor desnudo y 50% con difusor de aumento. (Nunes et al., 2020). En el caso de las turbinas verticales, pese a que teóricamente el límite de Betz puede ser excedido hasta en un 6% (Thönnißen 2016), los testes experimentales muestran que el desempeño la mayoría de las veces no supera el 30% (Gorle et al., 2016; Patel et al., 2017; Shiono et al., 2000).

Las bajas potencias en las turbinas verticales, han hecho que la mayoría de investigadores centren sus estudios en sus similares horizontales. No obstante, las turbinas hidrocínéticas verticales tienen algunas ventajas como: el no necesitar un mecanismo de orientación al aceptar el flujo en cualquier dirección, el permitir extraer el generador, la caja de cambios y otros mecanismos fuera del agua, y, en consecuencia, la simplificación en la construcción y la reducción de los costos del sistema (Tong, 2010).

<sup>1</sup> Estudio realizado por Betz en 1920, quien estableció que el máximo porcentaje de energía cinética que puede ser extraída del viento corresponde a un 59,3%; pero más adelante otros investigadores determinaron que dicha comprobación también es válida para un flujo de agua. Hay algunas hipótesis que atribuyen este descubrimiento a otros científicos, pero casi todos coinciden en que Albert Betz fue el pionero de este descubrimiento, y por eso esta ley lleva su nombre.

### A) Revisión Bibliográfica.

Las condiciones favorables listadas en párrafo anterior para los rotores hidrocineéticos verticales, han motivado en el último tiempo su estudio con mayor profundidad, ya que, de lograr mayores eficiencias, estas pueden competir en cuanto a rentabilidad y desempeño con sus similares horizontales. Por ejemplo, Patel et al., (2019) consiguió aumentar 12,5% al 36%, la eficiencia de una turbina hidrocineética Darrieus "H", con el uso de una geometría de bloqueo aguas arriba del rotor, sobre el álabe de retardo (parte del rotor que se encuentra en contracorriente). Talukdar et al., (2018), evaluó el desempeño de turbinas helicoidales tipo Gorlov con perfiles NACA 0020 para de diferentes relaciones de solidez. Concluyendo que la configuración con una relación de solidez de 0,38 alcanzó el máximo coeficiente de potencia máximo igual a 0,20, con una relación de velocidad punta de 1,02 y una velocidad del agua de entrada de 0,87 m/s. El experimento se realizó en un canal abierto, y comprobó que con bajos niveles la potencia disminuye.

Para evitar los costos elevados que implican los ensayos experimentales, los análisis de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD – Computational Fluid Dynamics), permiten simular diversas configuraciones de turbinas con buenas aproximaciones al comportamiento real. Tal como lo demuestra Dominguez et al., (2016), el cual, propone un modelo numérico para calcular de manera eficiente la energía producida por un

arreglo de turbinas de agua de eje vertical tipo Darrieus "H" con ductos de aumentación, las cuales fueron colocadas en paralelo para diversas condiciones de flujo de agua. Esta investigación fue desarrollada a partir de la teoría de Momento del Elemento de Pala (Blade Element Momentum - BEM) y las Ecuaciones de Naviere-Stokes con promedio de Números de Reynolds - RANS, restringido a una aproximación 2D. El estudio permite una predicción rápida y precisa de la potencia de salida producida por una fila de turbinas, que incluso pueden ser decenas.

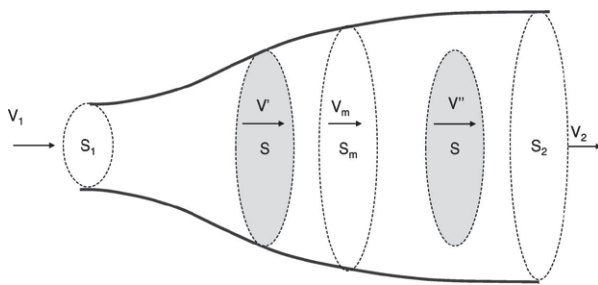
Sin embargo, realizar simulaciones en CFD también acarrea un costo computacional grande, pues se necesita de equipos con gran capacidad de procesamiento, y de largos tiempos de simulación. Por eso, este trabajo propone una metodología de diseño preliminar que permite comparar a priori, la variación en la eficiencia del rotor de una turbina hidrocineética Darrieus H, en función del cambio progresivo de la solidez del mismo. Con este se logra discriminar el número de configuraciones a ser probadas en posteriores análisis de CFD o experimentales necesarios para el diseño en detalle de rotores Darrieus.

## II. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

### A) Límite de Betz para turbinas verticales.

En una turbina de eje vertical, la mitad de las caras de las palas que enfrentan la corriente están siempre en el lado aguas abajo del flujo, con lo que se puede considerar el rotor como dos

discos actuadores colocados en forma de cascada a lo largo del fluido. En estos discos, las áreas expuestas son las mismas y no hay interferencia entre ellas. La Fig. 2, muestra las velocidades del fluido pasando por el rotor vertical; donde la velocidad del fluido aguas arriba del primer disco es  $V_1$ ; la velocidad aguas abajo de ese primer disco es  $V_m$ ; y la velocidad del fluido pasando por el primer disco es  $V'$  (Rosato, 2019).



**Fig.2** Fluido pasando a través de una turbina de eje vertical ideal.  
Fuente: (Rosato, 2019)

Tomando el fluido como incompresible y de densidad constante en todo lugar, se puede decir que  $V'$  es:

$$V' = \frac{(V_1 + V_m)}{2} \quad (1)$$

Dejando a  $V'$  como una fracción de  $V_1$ , esta quedaría como:

$$V' = V_1(1 - a) \quad (2)$$

Donde  $a$  es el coeficiente de interferencia, o también conocido como coeficiente de caída de velocidad, y a través se estima la variación de la velocidad del flujo al aproximarse al rotor. Por la ecuación de

conservación de la energía, la potencia absorbida por el primer disco,  $P_1$ , es:

$$P_1 = \frac{1}{2} S_1 \rho V_1^3 4a(1 - a)^2 \quad (3)$$

Siendo  $S_1$  una sección imaginaria de la corriente no perturbada, y  $\rho$  la densidad del agua. Para el segundo disco actuador:

$$V'' = \frac{(V_m + V_2)}{2} = V_m(1 - b) \quad (4)$$

Entonces  $V_2$  sería:

$$V_2 = V_m(1 - 2b) \quad (5)$$

La potencia absorbida por el segundo disco,  $P_2$ , es:

$$P_2 = \frac{1}{2} S_2 \rho V_m^3 4b(1 - b)^2 \quad (6)$$

Según la suposición inicial, la velocidad,  $V_m$ , depende del primer disco actuador, y el segundo disco no genera ningún efecto sobre esta; entonces, la potencia extraída por el disco aguas abajo estará en función de variable,  $b$  únicamente, y los otros términos son constantes. Por lo tanto, derivando  $P_2$ , en función de  $b$ , e igualando a cero:

$$\frac{dP_2}{db} = \frac{1}{2} S_2 \rho V_m^3 4(1 - 4b + 3b^2) = 0 \quad (7)$$

La primera solución de la ecuación cuadrática nos dice  $b = 1$ , entonces  $V'' = 0$ , lo que significaría que toda la energía fue absorbida por el primer disco, y lo cual no es posible. Con lo que  $b = 1/3$ ; así:



$$V_m = 3V_2 = V_m = \frac{V_1}{3} \quad (8)$$

Por consiguiente, la potencia máxima  $P_{max}$ , en ambos actuadores es:

$$P_{max} = P_1 + P_2 = \frac{16}{27} \left(1 + \frac{1}{27}\right) \left(\frac{1}{2} S \rho V_1^3\right) \approx \boxed{0,6145 E_{c1c2}} \quad (9)$$

61,45% es una aproximación de la cantidad de energía cinética que puede ser extraída por dos discos actuadores colocados en serie a lo largo de un flujo libre, lo que supone que el límite de Betz para una turbina de eje vertical es mayor que el estimado para una turbina de eje horizontal. No obstante, esta suposición sería válida si la trayectoria del rotor no fuese circular, siguiendo la misma trayectoria que su eje de transmisión; por tanto, la hipótesis planteada para la turbina vertical, analiza el comportamiento de la misma como dos rotores horizontales en serie y no como un conjunto. De igual forma es importante entender estas ecuaciones para las secciones siguientes.

#### B) Cargas sobre una Turbinas Darrieus H.

De la teoría del límite de Betz para turbinas de eje vertical, para el primer álabe que es alcanzado por flujo (S en Fig.2), se entiende lo siguiente:

- La velocidad del flujo en la sección aguas arriba del rotor es  $V_1$ , en la dirección  $x \rightarrow$ , con presión  $P_0$ .

- La velocidad del flujo en la sección aguas abajo del rotor es  $V_2$  ( $< V_1$ ), en la dirección  $x \rightarrow$ , con presión  $P_0$ , y tiene una velocidad de rotación inducida,  $\omega$ .
- A una distancia infinitesimal aguas arriba del rotor, La velocidad del flujo es  $V$ , en la dirección  $x \rightarrow$ , con presión  $P$  e velocidad de rotación de las palas,  $\Omega$ .
- A una distancia infinitesimal aguas abajo del rotor, la velocidad del flujo es  $V$ , en la dirección  $x \rightarrow$ , con presión  $P_1$  y la velocidad rotacional inducida del flujo es  $\Omega + \omega$ .

Haciendo  $V'$  igual a  $V$  para el primer álabe en la ecuación (2). Entonces:

$$V = V_1(1 - a) \therefore a = 1 - \frac{V}{V_1} \quad (10)$$

Luego,  $V_2$ , se define mediante:

$$V_2 = V_1(1 - 2a) \quad (11)$$

La velocidad específica,  $\lambda$ , también conocida como (Tip Speed Ratio – TSR), se define como la relación entre la velocidad en la punta de la pala,  $\Omega R$ , y la velocidad de flujo,  $V_1$ , y es descrita como:

$$\lambda = \frac{\Omega R}{V_1} \quad (12)$$

Siendo  $R$  el radio del álabe. Del mismo modo, justo en el rotor, el coeficiente de velocidad específica local  $\lambda'$ , se define como:

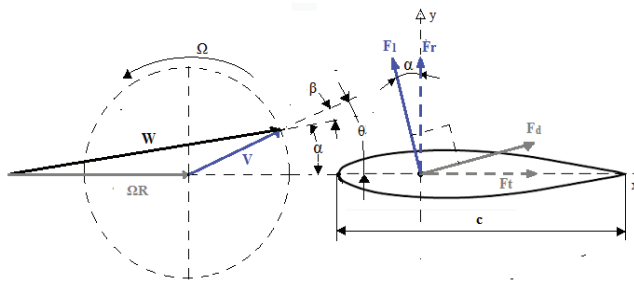


$$\lambda' = \frac{\Omega R}{V} \quad (13)$$

Los efectos de vorticidad y bloqueo producen una reducción de velocidad del afluente, transformando a  $V_i$  en  $V$ . Y por analogía, la relación entre  $\lambda$  y  $\lambda'$  es:

$$\lambda' = \frac{\lambda}{1 - a} \quad (14)$$

Tomando como referencia un punto sobre una sección del álabe en movimiento, como se observa en la Fig.3, las componentes  $V$  e  $\Omega R$ , originan un vector resultante llamado velocidad relativa  $W$ , y el cual, es el factor cinemático de las fuerzas que mueven el rotor.



**Fig. 3** – Componentes de las velocidades aparentes sobre la sección transversal del perfil.

De acuerdo con la Fig. 3,  $W$  puede expresarse como:

$$W^2 = (V \sin \theta)^2 + (\Omega R + V \cos \theta)^2 \quad (15)$$

El ángulo de ataque,  $\alpha$ , se calcula mediante:

$$\tan \alpha = \frac{V \sin \theta}{\Omega R + V \cos \theta} \quad (16)$$

La fuerza de sustentación  $F_l$  (*lift*), mueve el rotor en dirección ortogonal a la dirección del flujo de corriente, debido a las diferencias de presión en el intradós (zona de alta presión) y en el extradós (zona de baja presión) del álabe. La fuerza arrastre,  $F_d$  (*drag*), genera el desplazamiento del rotor en la dirección de la corriente al empujar el flujo. Y estas se estiman a partir de:

$$F_l = \frac{1}{2} C_l A \rho W^2 \quad F_d = \frac{1}{2} C_d A \rho W^2 \quad (17)$$

$A$  es el área del álabe, y es igual a  $A = cl$ , donde  $c$  es la cuerda del perfil, y  $l$  la longitud del mismo;  $\rho$  es la densidad del agua. El coeficiente sustentación,  $C_l$ , y el coeficiente de arrastre,  $C_d$ , varían para cada geometría de perfil, y dependen del número de Reynolds  $Re$ , y del ángulo de ataque  $\alpha$ .

Las proyecciones de las fuerzas resultantes sobre los ejes de coordenados forman la fuerza tangencial  $F_t$ , en la dirección  $x$ , y la fuerza radial  $F_r$ , en la dirección  $y$ , que se describen así:

$$F_t = F_l(\sin \alpha) - F_d(\cos \alpha) \quad (18)$$

$$F_r = F_l(\cos \alpha) + F_d(\sin \alpha) \quad (19)$$

El coeficiente tangencial  $C_t$ , y el coeficiente radial  $C_r$ , pueden expresarse respectivamente como sigue:

$$C_t = C_l(\sin \alpha) - C_d(\cos \alpha) \quad (20)$$

$$C_r = C_l(\cos \alpha) + C_d(\sin \alpha) \quad (21)$$

El par inducido total,  $M_t$ , se calcula multiplicando el par instantáneo a lo largo de una trayectoria por el número de palas,  $z$ , y el radio del rotor  $R$ .

$$M_t = \bar{M}Rz = \frac{z}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} C_t A \rho W^2 d\theta \quad (22)$$

La potencia del rotor  $P$ , es igual a:

$$P = M_t \Omega \quad (23)$$

Y la fuerza axial a lo largo de la trayectoria es:

$$F_{a\ total} = F_{a\ z} = \frac{z}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} A \rho W^2 [C_r(\sin \theta) - C_t(\cos \theta)] d\theta \quad (24)$$

C) *Integral de Glauert y el coeficiente de potencia.*

Por la ley de la conservación de la energía, la fuerza axial puede ser expresada como:

$$F_a = \frac{1}{2} S \rho (V_1^2 - V_2^2) \quad (25)$$

Reemplazando la ecuación (25) en la ecuación (24), se obtiene:

$$(V_1^2 - V_2^2) = \frac{zA}{2\pi S} \int_0^{2\pi} W^2 [C_r(\sin \theta) - C_t(\cos \theta)] d\theta \quad (26)$$

Con lo que la ecuación (26) en función de  $V_1$  y  $V_2$ , puede expresarse en función de  $V$ , como se muestra:

$$\begin{aligned} (V_1^2 - V_2^2) &= (V_1 - V_2)(V_1 + V_2) = \\ &= 2V \left[ \frac{V}{(1-a)} - \frac{V}{(1-a)}(1-2a) \right] = \\ &= \frac{4aV^2}{(1-a)} \end{aligned} \quad (27)$$

La solidez,  $\sigma$ , es definida como la relación entre el área de los alabes,  $A$ , multiplicada por el número de ellos  $z$ , y el área barrida por el rotor  $S$ . Entonces:

$$\sigma = \frac{Az}{S} = \frac{clz}{2lR} = \frac{cz}{D} \quad (28)$$

Con lo que la ecuación (25), puede expresarse como:

$$\frac{\sigma}{(1-a)} = \frac{a}{(1-a)} = \frac{\sigma}{8\pi} \int_0^{2\pi} \frac{W^2}{V^2} [C_r(\sin \theta) - C_t(\cos \theta)] d\theta \quad (28)$$

Finalmente, expresando en términos de  $\lambda'$ :

$$\boxed{\frac{a}{(1-a)} = \frac{\sigma}{8\pi} \int_0^{2\pi} G \times H d\theta} \quad (30)$$

Siendo:

$$G = (1 + \lambda'^2 + 2\lambda' \cos \theta) \quad (31)$$

$$H = [C_r(\sin \theta) - C_t(\cos \theta)] \quad (32)$$

La ecuación (30) es una modificación de la Integral Glauert<sup>2</sup> para determinar el coeficiente de caída de velocidad,  $\alpha$ , en turbinas de eje vertical; y la razón para el cálculo de esta es la dificultad para estimar el valor de  $V$  para cada porción de giro. Esta integral señala que la curva de potencia crece a medida que aumenta la velocidad específica y tiende asintóticamente al límite de Betz. En resumen, la ecuación (29), puede ser resuelta, utilizando valores discretos de  $\sigma$  y  $\lambda'$ .

Si el coeficiente de potencia,  $C_p$ , es igual a:

$$C_p = \frac{2P}{\rho V^3} = \frac{2M_t \Omega}{\rho V^3} \quad (33)$$

Reemplazando  $M_t$ , en la ecuación (30), lo anterior quedaría como:

$$C_p = \frac{\Omega R Z}{2\pi V^3} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} A \rho W^2 C_t d\theta =$$

$$C_p = \frac{\sigma \lambda' R V}{2\pi R V} \int_0^{2\pi} \frac{W^2}{V^2} C_t d\theta \quad (34)$$

Con lo que  $C_p$  puede estimarse en términos de  $\lambda'$ , a través de:

$$C_p = \frac{\sigma \lambda'}{2\pi} \int_0^{2\pi} (1 + \lambda'^2 + 2\lambda' \cos \theta) C_t d\theta \quad (35)$$

### III. METODOLOGÍA.

Con el uso de un solucionador matemático, para este caso MATLAB, se determinan los valores de los vectores solidez,  $\sigma$ , y velocidad específica local,  $\lambda'$ . Una buena forma de determinar estos valores, es observar en la bibliografía trabajos realizados experimentalmente y simulaciones CFD, que admitan comparar los datos de entrada que para el caso específico a estudiar.

Por ejemplo, Rosato (2019), recomienda valores máximos de 3 hasta 7 en la velocidad específica,  $\lambda$ , para números de Reynolds de 160.000 según trabajos experimentales; por lo que  $\lambda'$  debe ser mayor para que al multiplicarse por  $(1 - \alpha)$  en la ecuación (14), el valor tienda a mantenerse dentro de la frontera establecida. Por otro lado, la solidez se limita a valores menores que uno y mayores que cero, por lo que se puede establecer una amplia gama de esta en el intervalo  $[0 > \sigma > 1]$ , aunque finalmente lo importante es que la relación de áreas sea limitada; por ejemplo, por los esfuerzos en el material y los costos del mismo, el par de arranque, el espacio disponible en el afluente, la facilidad de instalación, la potencia deseada, y más otros factores.

Para este trabajo las variables de entrada serán la velocidad  $V$  (puede tomarse el valor de la corriente  $V_i$ ), y la altura del rotor o largo del álabe  $l$  que tendrá el mismo valor de  $R$ , con lo que se puede definir una franja de solideces posible, estimar la cuerda, y el número de Reynolds.

Los coeficientes experimentales fueron consultados en el informe de Sheldahl & Klimas (1981), quienes determinaron los valores de  $C_l$  y  $C_d$ , en varios perfiles simétricos NACA de la serie 00, para algunos números de Reynolds, con variación de los ángulos de ataque en media circunferencia de giro. Con lo que fue posible determinar los coeficientes  $C_t$  y  $C_r$ .

Seguidamente se calcularon las velocidades para determinar ángulos de ataque,  $\alpha$ , y por interpolación con los datos de Sheldahl & Klimas, se determinaron las constantes  $C_l$  y  $C_d$  en los  $\alpha$  específicos. Ya con los datos necesarios, se estimaron los valores del coeficiente de caída de velocidad,  $\sigma$ , en cada fracción de giro especificada.

La variable  $\sigma$ , permite estimar los valores de  $\lambda$  en donde se ubican los  $C_p$  para cada  $\sigma$ . Seguidamente se calculan los coeficientes potencia con la ecuación (32) y los datos encontrados.

#### IV. RESULTADOS.

El algoritmo resuelto a través de un programa en MATLAB para este trabajo produjo la Fig.4, la cual, muestra el comportamiento de una turbina Darrieus H, de tres álabes, con perfil NACA0018, una velocidad  $V = 1 \text{ m/s}$ ; y, además, destaca las curvas de potencia vs velocidad específica para los valores mínimo, medio y el máximo de solidez. La Fig. 5 compara la potencia estimada con los datos de una turbina experimental de cuatro álabes, cuyo ensayo fue realizado

por Gorle et al. (2016) (2D CFD, usando un perfil NACA 0015, con solidez del 53.3% (0.533), Reynolds de 80.000 y velocidad  $V_1 = 1 \text{ m/s}$ ; y la simulación de las mismas condiciones a través del programa.

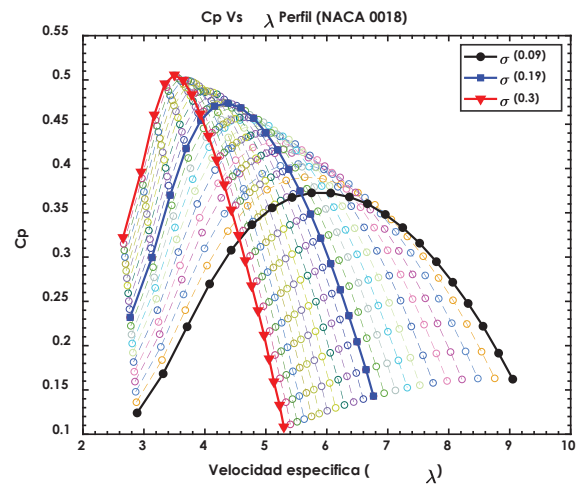


Fig.4 Curva de desempeño para diferentes valores de solidez, de un perfil NACA 0018, a un Reynolds de 80.000, velocidad  $V = 1 \text{ m/s}$

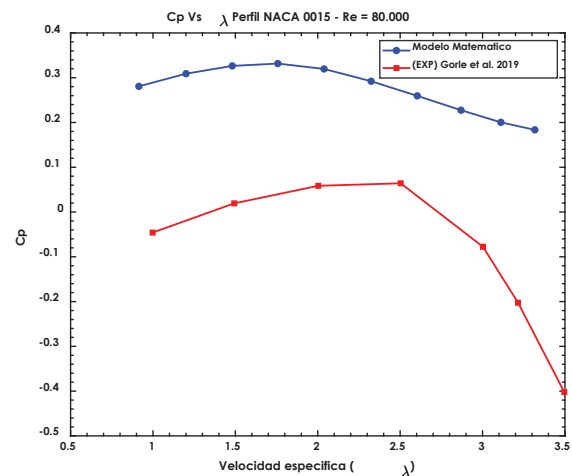


Fig.5 Comparación entre desempeño logrado en un teste experimental hecho por Gorle et al. (2016), y los datos arrojados por el programa para las mismas condiciones del ensayo práctico.

Según los resultados mostrados en la Fig.4, en turbinas hidrocinéticas Darrieus H, el rango de operación se amplía para

bajos valores de solidez. Dicho rango de operación es comparable con la variación de la velocidad de la corriente en la mayoría de ríos durante todo el año.

La curva de  $C_p$  vs  $\lambda$  en la Fig.5, muestra una similitud con la curva de rendimiento real del experimento realizado por Gorle. Con lo que puede decirse que, pese a la diferencia en las potencias, la Integral de Glauert permite estimar adecuadamente el comportamiento de una turbina hidrodinámica Darrieus H.

Para números altos de solidez, el programa estima que el coeficiente de potencia es mayor que para valores pequeños, aunque su rango de operación es bajo; esto es debido a la sensibilidad a los cambios de velocidad y la baja sustentación en Reynolds bajos (observe la Fig.4). Este comportamiento es típico entre las turbinas de aprovechamiento cinético (Manwell et al., 2010).

Siendo que una de las ventajas de este método es su rápida evaluación, hay que destacar que el programa se probó en un equipo con procesador Intel Core i7 2600, RAM de 24 GB; y el tiempo de simulación fue menor a los 30 segundos.

## V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

El método matemático muestra una evidente sobreestimación del desempeño como puede verse en la Fig.5, pues el algoritmo no considera pérdidas mecánicas. Por lo cual, debe clasificarse como un método de selección a priori.

Por otro lado, pese a lo ideal del mismo, el algoritmo permite una evaluación rápida de varias configuraciones según lo mostrado en la Fig.4, logrando discriminar posibles modelos a ser ensayados experimentalmente o mediante CFD. Aunque como se dijo, dicha selección se hace basada en un método de diseño preliminar, y por lo mismo, es necesaria su validación mediante otros métodos de mayor precisión.

Es destacable el hecho de que este modelo analítico admite estudiar diferentes perfiles que cuenten con los datos experimentales. Además, el tiempo de evaluación es corto; aunque al adicionar una amplia gama de datos de perfiles y al agregar las condiciones de pérdida, es probable que aumente el tiempo de procesamiento.

## VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [21] Alterima. (2020). "Flutuante Roda D'Água." <https://www.alterima.com.br/solucoes/11/flutuante-roda-dagu>
- [22] [2] Dominguez, F., Achard, J. L., Zanette, J., & Corre, C. (2016). "Fast power output prediction for a single row of ducted cross-flow water turbines using a BEM-RANS approach." *Renewable Energy*, 89, 658–670.
- [23] Gorle, J. M. R., Chatellier, L., Pons, F., & Ba, M. (2016). "Flow and performance analysis of H-Darrieus hydroturbine in a confined flow: A computational and

- experimental study." *Journal of Fluids and Structures*, 66, 382–402.
- [24] Guedes, M. H. (2015). "Transformando Venenos Em Remédios" (1st ed.).
- [25] Khan, M. J., Bhuyan, G., Iqbal, M. T., & Quaicoe, J. E. (2009). "Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review". *Applied Energy*, 86(10), 1823–1835.
- [26] Kumar, D., & Sarkar, S. (2016). "A review on the technology, performance, design optimization, reliability, techno-economics and environmental impacts of hydrokinetic energy conversion systems." *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 58, 796–813.
- [27] Manwell, J. F., McGowan, J. G., & Roger, A. L. (2010). "Wind Energy Explained. Theory, Design and Application" (Wiley (ed.); 2nd ed.).
- [28] Nunes, M. M., Brasil Junior, A. C. P., & Oliveira, T. F. (2020). "Systematic review of diffuser-augmented horizontal-axis turbines." *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 133, 110075.
- [29] Patel, V., Eldho, T. I., & Prabhu, S. V. (2017). "Experimental investigations on Darrieus straight blade turbine for tidal current application and parametric optimization for hydro farm arrangement." *International Journal of Marine Energy*, 17, 110–135.
- [30] Patel, V., Eldho, T. I., & Prabhu, S. V. (2019). "Performance enhancement of a Darrieus hydrokinetic turbine with the blocking of a specific flow region for optimum use of hydropower." *Renewable Energy*, 135,
- [31] Rodrigues, A. P. D. E. S. P. (2007). "Parametrização E Simulação Numérica Da Turbina Hidrocinética – Otimização Via Algoritmos Genéticos" *Universidade de Brasília*. [https://repositorio.unb.br/bitstream/10482/2350/1/2007\\_AnnaPauladeSousaParenteRodrigues.PDF](https://repositorio.unb.br/bitstream/10482/2350/1/2007_AnnaPauladeSousaParenteRodrigues.PDF)
- [32] Rosato, M. A. (2019). "Small Wind Turbines for Electricity and Irrigation" (CRC Press (ed.)). Taylor & Francis Group. <https://taylorandfrancis.com/>
- [33] Sheldahl, R. E., & Klimas, P. C. (1981). "Aerodynamic characteristics of seven symmetrical airfoil sections through 180-degree angle of attack for use in aerodynamic analysis of vertical axis wind turbines".
- [34] Shiono, M., Suzuki, K., & Kiho, S. (2000). "Experimental study of the characteristics of a Darrieus turbine for tidal power generation." *Electrical Engineering in Japan (English Translation of Denki Gakkai Ronbunshi)*, 132(3), 38–47.



- [35] Talukdar, P. K., Kulkarni, V., & Saha, U. K. (2018). "Field-testing of model helical-bladed hydrokinetic turbines for small-scale power generation." *Renewable Energy*, 127, 158–167.
- [36] Thönnißen, F., Marnett, M., Roidl, B., & Schröder, W. (2016). "A numerical analysis to evaluate Betz's Law for vertical axis wind turbines." *Journal of Physics: Conference Series, Conference*.
- [37] Tong, W. (2010). "Wind Power Generation and Wind Turbine Design" (U. Kollmorgen Corp. (ed.)). WIT Press.
- [38] Vermaak, H. J., Kusakana, K., & Koko, S. P. (2014). "Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications: A review of literature." *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 29, 625–633.