



DISEÑO DE UNA TURBINA TWIN RADIAL DE IMPULSO UNIDIRECCIONAL PARA SISTEMAS OWC DE ENERGÍA UNDIMOTRIZ

Autor: Laudino Rodríguez García Tutor: Dr. Bruno Pereiras García

e-amil: UO124833@uniovi.es

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

RESUMEN

En el presente artículo se realiza el análisis del rendimiento de una configuración basada en dos turbinas unidireccionales de tipo radial, en montaje twin y previstas para el aprovechamiento de la energía undimotriz, en sistemas OWC (Oscillating Water Column).

El reto que se plantea con este tipo de turbinas es conseguir un diseño que facilite el paso del flujo y su aprovechamiento energético en un sentido y lo bloqué debidamente en el otro, siendo éste el principal objetivo.

El estudio comienza por el diseño de un modelo de álabes, previsto para trabajar con flujo radial y en sentido centrífugo.

El modelo creado se simula en condiciones de contorno estacionarias con la finalidad de obtener las curvas características de la máquina, tanto en flujo centrífugo como flujo centrípeto.

Posteriormente se aplican los resultados sobre la configuración de turbinas prevista y se analiza el comportamiento conjunto de ambas, en exhalación e inhalación, calculando el rendimiento total durante el ciclo de una ola, en función de la presión alcanzada en la cámara OWC.

Finalmente se comparan los resultados obtenidos con los que ofrecen las turbinas twin de tipo axial.

Por último se analizan los puntos críticos y las posibles mejoras a tener en cuenta para futuros trabajos.

Los resultados obtenidos indican que los álabes diseñados para flujos unidireccionales ofrecen rendimientos energéticos muy aceptables, dentro de un amplio rango de presiones, que hace pensar en la idoneidad de este tipo de turbinas para el aprovechamiento de la energía undimotriz.

ABSTRACT

The use of waves in energy production by means of air compression chambers of Oscillating Water Column devices is one of the most studied techniques for the use of this energy resource.

The movement of the water free surface within the OWC chamber. Hence, it is produced a bi-directional flow which optimal exploitation is not easy.

Studies have been done [1] of devices that are able to use the energy in both directions with the design of blades whose geometries attempt to favour the input of both flows, but fail



to do so optimally in both cases. In addition, they must have directioning devices at the entrances, which increase the loss of load. Some examples are the axial Wells turbine [2] and the bidirectional radial flow turbines.

Taking advantage of such bidirectional flow is traditionally made by means two strategies:

- 1) Using self-rectifying turbines [1].
- 2) Using a rectification system.

This work deals with a different technique which is called twin turbines.

Twin turbines configuration is based on the use of two unidirectional turbines, one of them working properly, and the other working as a backflow preventer. Both turbines change their roles as the water free surface within the OWC rises or descends.

The aim of this work is to develop a radial unidirectional turbine to work in this configuration.

For the design of the blades a CFD simulation has been done with Fluent v. 14.5, and from the results obtained the characteristic parameters causing their behaviour have been calculated.

Once the performance of the blades is known, for both directions of the flow, a configuration is proposed of two common-axis twin turbines and the joint performance is calculated for the expected OWC pressure ranges.

The results show a higher average performance twin axial turbines.

NOMENCLATURA

r_1 : radio en la entrada del álabe
 ω : velocidad angular del álabe
 h : altura del álabe
 Q : caudal de flujo por el álabe

C_p : es el coeficiente de potencia de la turbina
 ρ : densidad del flujo
 D_m : es el diámetro medio de la turbina
 U_m : velocidad tangencial en el radio medio de la turbina.
 v_1 : velocidad absoluta del flujo en la entrada
 v_{r1} : velocidad radial del flujo en la entrada
 u_1 : velocidad tangencial del álabe en la entrada.
 vt_1 : proyección de la velocidad absoluta del flujo de entrada sobre u_1 .
 u_2 : velocidad tangencial del álabe a la salida
 vt_2 : proyección de la velocidad absoluta del flujo de salida sobre u_2 , cuyo valor es:
 ΔP_t : pérdida de presión total entre la entrada y la salida del modelo.
 B_1 : ángulo de entrada del álabe
 B_2 : ángulo de salida del álabe
 Q_d : flujo directo
 Q_i : flujo inverso

INTRODUCCIÓN

El aprovechamiento de la energía undimotriz a través de sistemas OWC (Oscillating Water Column), es una de las técnicas más estudiadas para la producción de energía a partir de este recurso renovable. Se basa en la compresión del aire dentro de una cámara, abierta por la parte inferior y sumergida en el mar tal y como muestra la figura 1, de modo la acción de las olas produce una variación del nivel de la columna de agua dentro de ella, comprimiendo el aire, el cual se conduce hacia los álabes de una turbina, produciendo su accionamiento, para finalmente ser expulsado al exterior. A esta etapa ascendente de la columna se la denomina "exhalación".

Cuando el nivel de la ola desciende, se produce el efecto inverso de succión, que puede ser igualmente aprovechado por la turbina, si ésta se ha previsto para ello. Esta fase de descenso de la columna de agua se denomina "inhalación".

Para aprovechar ambos flujos, se pueden emplear turbinas bidireccionales, diseñadas para obtener energía en ambos sentidos. Pero el diseño de los álabes se ve comprometido para dar respuesta a ambos flujos y el rendimiento no es el mejor en ninguno de los casos.

En este artículo se presenta el estudio de un sistema de dos turbinas unidireccionales, cuyos álabes están concebidos para trabajar con flujo radial, en sentido centrífugo y dispuestas convenientemente para aprovechar tanto el flujo de exhalación como de inhalación.

El objetivo principal es obtener la curva de rendimiento energético del conjunto, ante diferentes presiones de la cámara OWC.

La dificultad que se presenta está relacionada con el óptimo aprovechamiento de ambos flujos. Como se verá más adelante, este propósito conllevará pérdidas energéticas que harán disminuir el rendimiento total del sistema.

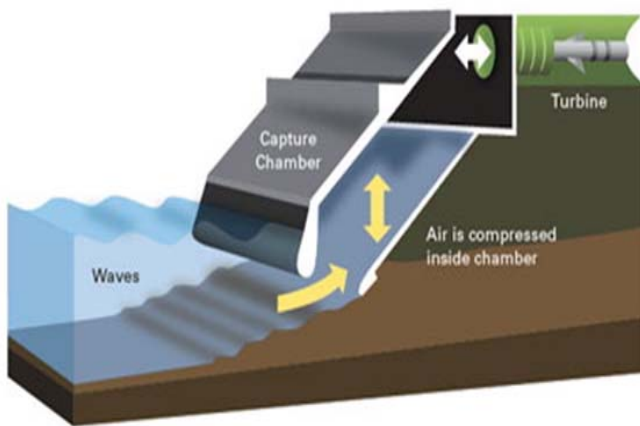


Figura 1. Sistema OWC

La configuración de turbinas prevista en este estudio, se muestra la figura 2.

Las turbinas van dispuestas, una en el exterior y otra en el interior de la cámara OWC. De este modo que cuando una trabaja en sentido directo, la otra lo hace en inverso y viceversa.

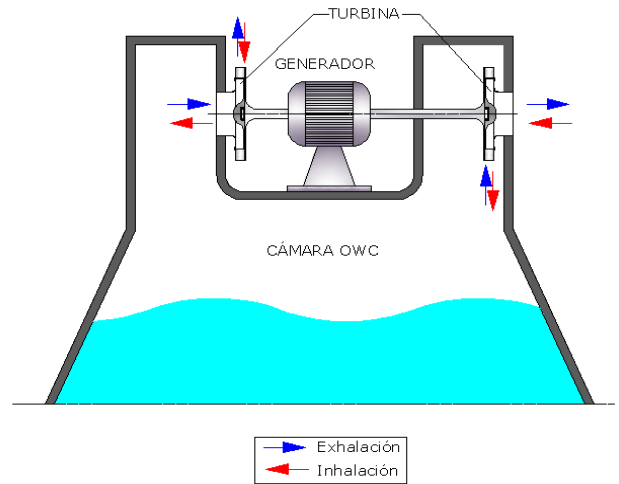


Figura 2. Configuración twin radial

Las turbinas están constituidas por dos partes:

- Una fija, que dirige adecuadamente el flujo, modificando su dirección de axial a radial, para hacerlo entrar adecuadamente en los álabes.
- Una móvil, que contiene a los álabes y que es solidaria con el eje del generador.

Ambas partes van unidas por un rodamiento central, tal y como muestra la figura 3.

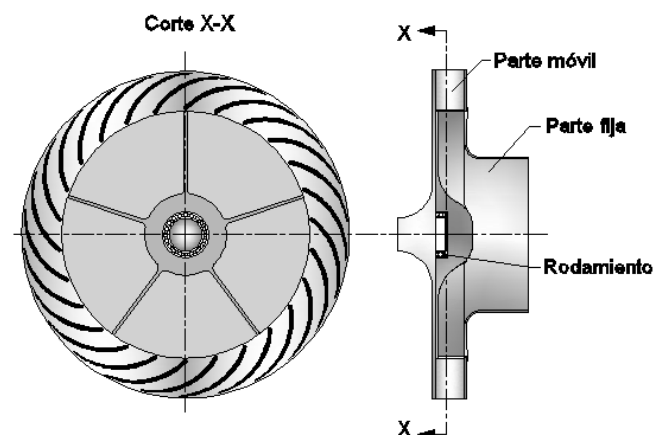


Figura 3. Modelo de turbina



El modelo prescinde de directrices de entrada, por lo que la geometría del álabe debe ser convenientemente diseñada. Los canales de los álabes son cerrados, con el fin de disminuir las pérdidas por rozamiento del flujo con las paredes fijas de la máquina.

La escala del modelo es similar a las utilizadas en otros estudios [2]. Las dimensiones características de la turbina se muestran en la tabla 1:

Ø mayor rodete:	496.56 mm
Ø medio rodete:	435.78 mm
Ø menor rodete:	375 mm
Nº álabes:	26
Altura alabes:	44 mm

Tabla 1

El régimen de giro de referencia es de 500 rpm, valor habitual en el estudio de sistemas OWC y apto para el acoplamiento directo de generadores de 6 pares de polos.

El estudio que se presenta, consta de las siguientes etapas:

- Diseño del álabe seleccionando los ángulos de entrada y salida más convenientes, a partir de los triángulos de velocidades y las ecuaciones fundamentales de las turbomáquinas [10][11].
- Simulación dinámica 2D de la geometría diseñada, empleando el programa CFD Fluent v.14.5. Se obtienen así los datos de comportamiento al paso del flujo.
- Análisis y procesado de los resultados, obtención de las curvas de comportamiento correspondientes y determinación de los parámetros adimensionales característicos.
- Análisis del funcionamiento de la configuración twin de turbinas prevista y obtención de curvas correspondientes.

- Comparación de los resultados obtenidos con las prestaciones de la turbinas twin axiales.
- Análisis de las posibles mejoras y previsiones para futuros trabajos.

DESARROLLO DEL TRABAJO

En primer lugar se prevé diseñar una turbina pensada para que el sentido de trabajo (directo) sea centrífugo y el sentido de bloqueo (inverso) centrípeto. De este modo se consiguen mejores resultados que al contrario, porque los álabes resultan ser más largos y aprovechan mejor la energía del flujo.

Dicho esto, a continuación se describe el método de trabajo seguido, de acuerdo con las etapas mencionadas:

a) Diseño del álabe:

En primer lugar se realiza un análisis unidimensional, apoyándose en los triángulos de velocidades y las ecuaciones básicas de las turbomáquinas. Se determinan así los ángulos de entrada y salida del álabe, que permitan cumplir los objetivos siguientes:

1.- Posibilitar la entrada del flujo en sentido radial para la velocidad de giro prevista, sin necesidad de emplear directrices.

2.- Aprovechar la máxima energía del flujo.

En la figura 4 se representan los triángulos de velocidades a la entrada y la salida del álabe.

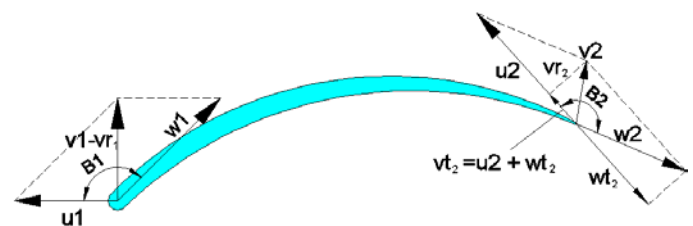


Figura 4

El ángulo de entrada B1 queda determinado, conociendo las magnitudes de los vectores de velocidad u_1 y v_1 , dados por las expresiones siguientes y sabiendo que éstos son perpendiculares:

$$(1) \quad u_1 = \omega \cdot r_1$$

$$(2) \quad vt_1 = 0$$

$$(3) \quad v_1 = v_{r1} = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot h}$$

r_1 es el radio en la entrada del álabe, ω es la velocidad angular del álabe, h es la envergadura del álabe, Q es el caudal de flujo por el álabe, v_1 es la velocidad absoluta del flujo en la entrada, vt_1 es la velocidad tangencial del flujo en la entrada, v_{r1} es la velocidad radial del flujo en la entrada, u_1 es la velocidad tangencial del álabe en la entrada.

El ángulo de entrada del álabe resulta ser $B1=126,5^\circ$

Para decidir el ángulo B2 de salida del álabe (figura 5), observamos el coeficiente de potencia Cp obtenido en función del mismo.

Dicho coeficiente viene dado por:

$$(4) \quad C_p = \frac{\rho \cdot Q \cdot (u_1 \cdot vt_1 - u_2 \cdot vt_2)}{\rho \cdot \omega^3 \cdot Dm^5}$$

donde:

Cp es el coeficiente de potencia de la turbina, ρ es la densidad del flujo, Q es el caudal total de la turbina, ω es la velocidad angular del álabe, Dm es el diámetro medio de la turbina, u_1 es la velocidad de arrastre en la entrada del álabe, vt_1 es la proyección de la velocidad absoluta del flujo de entrada sobre u_1 , u_2 es la velocidad tangencial del álabe a la salida, vt_2 es la proyección de la velocidad absoluta del flujo de salida sobre u_2 , cuyo valor es:

$$(5) \quad v_{t2} = u_2 + \frac{v_{r2}}{tg B2}$$

$$(6) \quad v_{r2} = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot h}$$

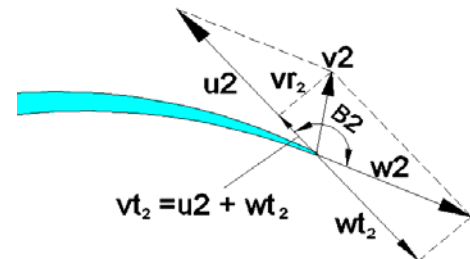


Figura 5

La evolución del coeficiente de potencia según la teoría unidimensional, se representa en la figura 6.

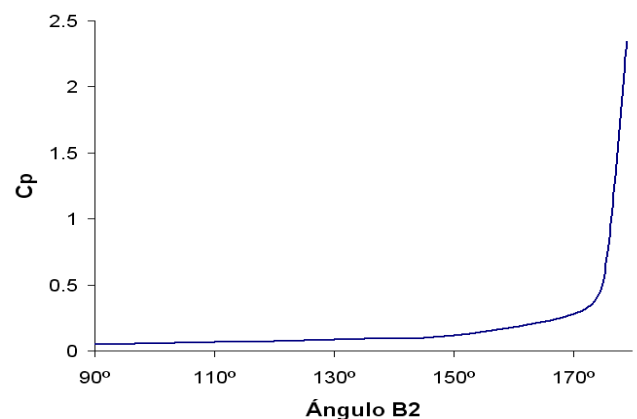


Figura 6. Coeficiente de potencia teórico según las ecuaciones de las turbomáquinas

Se observa que cuanto mayor es el ángulo de salida del álabe, mayor es dicho coeficiente y por lo tanto la potencia esperada. Pero a medida que el ángulo se aproxima a 180° , la velocidad de salida del flujo se hace excesiva, lo que es contraproducente. Por este motivo, para el diseño de álabes previsto, se tomará como ángulo de salida el valor $B2=175^\circ$, que se corresponde un coeficiente de potencia $Cp=0,5$.

Se realiza un primer diseño de álabe con los ángulos obtenidos de los triángulos de velocidades: $B1=126,5^\circ$ y $B2=175^\circ$. Las demás

dimensiones se adaptan al tamaño previsto para el rodete, según la tabla 2:

rpm:	500
ω :	52.359 rad/s
\varnothing entrada flujo exh:	227.9 mm
\varnothing entrada flujo inh:	703.14 mm
\varnothing mayor rodete:	496.56 mm
\varnothing medio rodete:	435.78 mm
\varnothing menor rodete:	375 mm
Ur media rodete:	11.417 m/s
Nº álabes:	26
Envergadura de alabes:	44 mm
Densidad:	1.225 Kg/m ³
Angulo entrada B1:	126,5°
Angulo salida B2:	175°

Tabla 2

La configuración de álabe prevista para la simulación CFD, es la que se muestra en la figura 7.

b) Simulación CFD:

Una vez diseñado el álabe, se procede a realizar la simulación CFD con Fluent v. 14.5. Para ello es necesario preparar dos modelos de simulación, uno para flujo directo y otro para flujo inverso. Ambos modelos son geoméricamente iguales pero con tipos de condiciones de contorno diferentes.

En la preparación de los modelos se utiliza el programa Gambit 2.4.6.

La periodicidad geométrica del rodete permite reducir el modelo a un solo álabe con la parte proporcional de los canales adyacentes, tal y como muestra la figura 7. De este modo se reducen considerablemente los tiempos de cálculo.

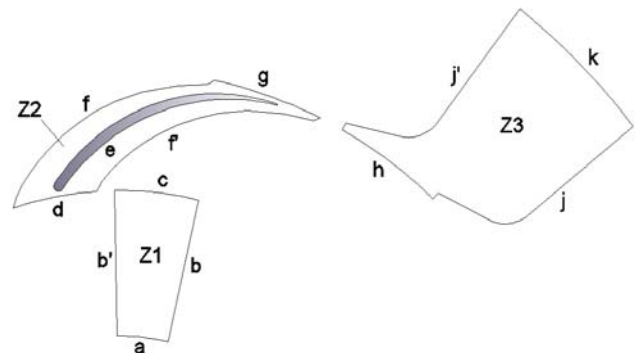


Figura 7. Modelo de simulación

Los modelos previstos se dividen en tres zonas que se identifican en dicha figura:

- Interior (Z1)
- Álabes (Z2)
- Exterior (Z3)

Se definen también los tipos de contornos siguientes en cada caso según la tabla 3:

Contorno:	Tipo:	Directo	Inverso
Entrada	Velocity inlet	a	k
Salida/entrada zona Z1	interface	c	c
Laterales zona Z1	periodic	b-b'	b-b'
Entrada/salida zona Z2	interface	d	d
Pared zona Z2	wall	e	e
Laterales zona Z2	periodic	f-f'	f-f'
Salida/entrada zona Z2	interface	g	g
Entrada/salida zona Z3	interface	h	h
Laterales zona Z3	periodic	j-j'	j-j'
Salida	Pressure outlet	k	a

Tabla 3

Se realiza el mallado 2D con el mismo programa. Se emplea un mallado cuadrangular, procurando evitar ángulos muy agudos en los vértices del contorno, para mejorar la calidad de la malla.

En la figura 8 se muestra el modelo mallado empleado. El número total de celdas utilizadas ha sido de 14896.

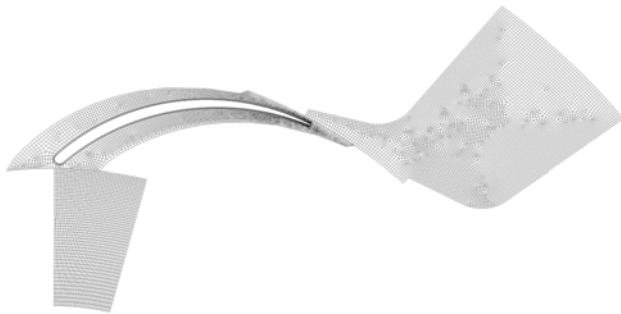


Figura 8. Modelo mallado

En la figura 9 se muestra el detalle del mallado de la zona del álabe.

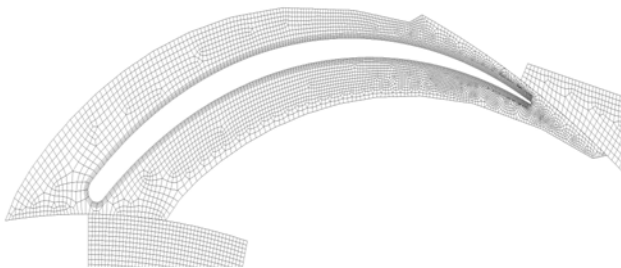


Figura 9. Detalle de mallado del álabe

La calidad de la malla, se puede apreciar con de acuerdo con los resultados proporcionados por Gambit, los cuales se han representado en la gráfica de la figura 10.

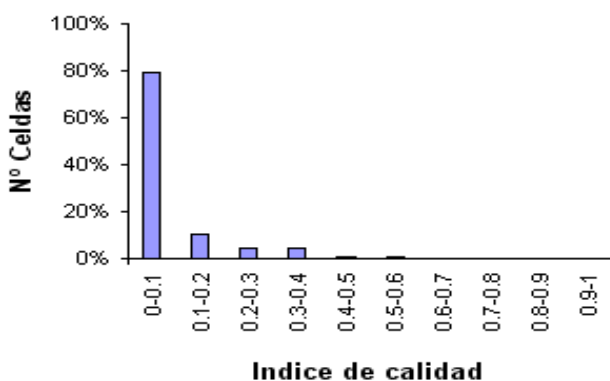


Figura 10. Resultados de la calidad del malla

Una vez en Fluent se hacen los ajustes necesarios para comenzar la simulación:

- Simulación: 2D
- Régimen: transitorio (Simulación no estacionaria bajo condiciones de contorno estacionarias).
- Método: Sliding mesh
- Modelo de turbulencia: k-epsilon Standard
- Esquema de resolución: simple
- Discretización:
 - Standard para la presión
 - Upwind de primer orden para turbulencia
 - Upwind de segundo orden para el momento
- Criterio de convergencia: precisión 10^{-5}
- Condición de salida: Pressure outlet = 0
- Condición de entrada: Velocity inlet

Se realiza una primera simulación para exhalación, con un valor de entrada velocity inlet de 21,81 m/s. Se comprueba que la entrada del flujo no es radial, lo que nos lleva a corregir el ángulo de entrada del álabe. Se realiza un nuevo diseño con un ángulo de entrada de álabe $B1=135^\circ$. Con este nuevo modelo, el ángulo de entrada del flujo resulta ser de 89° , el cual tomamos por bueno.

Se efectúan un total de 12 simulaciones para flujo directo y 12 para flujo inverso, bajo condiciones de contorno estacionarias y con velocidades de entrada según la tabla siguiente:

Coef. Flujo	Directo: V. Entrada flujo (m/s)	Inverso: V. Entrada flujo (m/s)
0	0.000	0
0.25	5.45380	1.76767093
0.5	10.90759	3.53534186
0.75	16.36139	5.30301279
1	21.81518	7.07068372
1.25	27.26898	8.83835465
1.5	32.72278	10.6060256
1.75	38.17657	12.3736965
2	43.63037	14.1413674
2.25	49.08417	15.9090384
2.5	54.53796	17.6767093
2.75	59.99176	19.4443802

Cada simulación se realiza con 3 repeticiones completas del recorrido del álabe



respecto a las zonas fijas de entrada y salida. Esto nos permite asegurar la convergencia de los cálculos.

De cada una de ellas se obtienen los valores de las presiones, las velocidades y el par que actúa sobre el álabe, los cuales nos permitirán deducir su comportamiento al paso del flujo.

c) Curvas características:

Los datos numéricos obtenidos se llevan a una hoja de cálculo para su tratamiento y a partir de ellos se deducen las curvas características, en función de los parámetros adimensionales normalmente empleados en el estudio de turbinas para sistemas OWC. Tales parámetros se exponen a continuación.

Se parte de las velocidades características en el diámetro medio de los álabes:

$$(7) \quad U_m = \omega \cdot \frac{D_m}{2}$$

$$(8) \quad V_m = \frac{Q}{\pi \cdot D_m \cdot h}$$

U_m es la velocidad de arrastre, V_m es la velocidad absoluta del flujo, D_m es el diámetro medio del álabe, ω es la velocidad angular del álabe, h es la envergadura del álabe

Los números adimensionales que caracterizan el comportamiento de la turbina son:

Coefficiente de flujo:

$$(9) \quad \phi = \frac{U_m}{V_m}$$

Coefficiente de par:

$$(10) \quad C_t = \frac{M}{\frac{1}{4} \cdot \rho \cdot (U_m^2 + V_m^2) \cdot \pi \cdot D_m^2 \cdot h}$$

Coefficiente de potencia:

$$(11) \quad C_a = \frac{\Delta P_t \cdot Q}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (U_m^2 + V_m^2) \cdot \pi \cdot D_m \cdot h \cdot V_m}$$

Coefficiente de rendimiento:

$$(12) \quad \eta = \frac{C_t}{C_a \cdot \phi}$$

M es el par que actúa sobre el álabe, Q es el caudal de paso por el álabe, ΔP_t es la pérdida de presión total entre la entrada y la salida del modelo.

Estos parámetros permitirán comparar resultados entre los diferentes ensayos, independientemente del escalado del prototipo.

Las curvas obtenidas se procesan matemáticamente con funciones polinómicas y ayuda del programa Excel, lo cual permitirá realizar posteriormente los cálculos para la configuración de turbinas twin prevista en este estudio.

Con los datos obtenidos se realizan dos tipos de análisis:

- 1) Bajo condiciones de contorno estacionarias
- 2) Bajo condiciones de contorno no estacionarias

El primero de ellos permite ver el comportamiento del modelo en condiciones de flujo directo y flujo inverso, de forma independiente.

El segundo permite determinar el comportamiento del sistema twin formado por ambas turbinas, bajo condiciones variables de presión de cámara OWC.



d) Configuración twin:

Teniendo en cuenta que el modelo de turbina diseñado está previsto para producir energía en un sentido, la posición de ambas será tal que cada una reciba el flujo en el sentido adecuado, tal y como muestra la figura 2.

De acuerdo con tal disposición, el comportamiento conjunto estará determinado por la respuesta dada por cada turbina bajo las diferentes presiones de la cámara OWC.

Los resultados obtenidos se analizan en el apartado siguiente.

ANÁLISIS DE RESULTADOS Y DISCUSIÓN

a) Análisis bajo condiciones de contorno estacionarias:

En las figuras 11, 12 y 13 se representan los coeficientes adimensionales de par, de potencia y rendimiento, obtenidos en función del coeficiente de flujo. Dichos valores corresponden al comportamiento de la turbina con flujo directo e inverso.

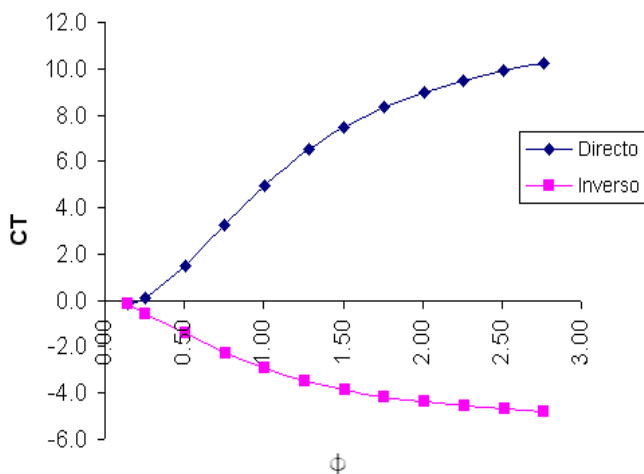


Figura 11. Coeficiente de par en función del coeficiente de flujo

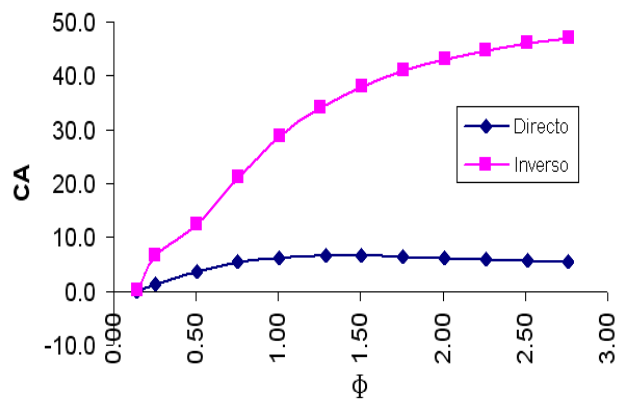


Figura 12. Coeficiente de potencia en función del coeficiente de flujo

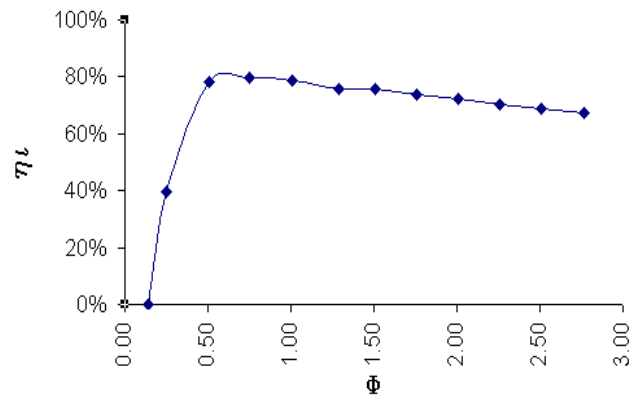


Figura 13. Rendimiento instantáneo en función del coeficiente de flujo para flujo directo

En la figura 13, se muestra el rendimiento instantáneo en flujo directo. Se aprecia una fuerte pendiente al principio, que indica que la turbina consigue alcanzar rápidamente el rendimiento máximo del 80% y posteriormente se mantiene por encima del 65% en el rango de flujos estudiado. Por lo tanto se puede considerar que el perfil de álabe es aceptable para este sentido.

b) Análisis bajo condiciones de contorno no estacionarias:

En condiciones reales, el comportamiento del sistema OWC no es estacionario, debido a la variación de la presión que experimenta la cámara OWC por la intensidad de cada ola, la frecuencia del oleaje e incluso por la variación de nivel del mar. Por ello es necesario hacer un

estudio del rendimiento bajo la condiciones de presión de entrada variable.

De este modo se puede conocer el rendimiento total para un rango de presiones dado, determinando el rendimiento medio esperado.

Considerando que las olas tengan un comportamiento senoidal de periodo T , al entrar en la cámara OWC, producirá una variación de la presión interior, según la expresión:

$$(13) \quad \Delta P_{OWC} = P_{\max} \cdot \text{sen} \frac{2\pi}{T} \cdot t$$

donde t el tiempo transcurrido desde el inicio de la entrada de la ola y P_{\max} la presión máxima alcanzada dentro de la cámara y cuyo valor dependerá de diversos factores como son el diseño de la misma, la altura de la ola, etc.

La representación gráfica es la indicada en la figura 14.

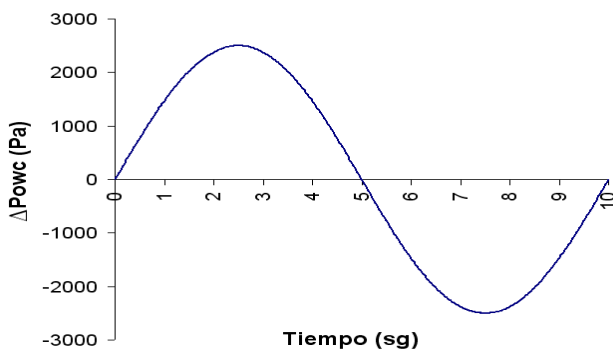


Figura 14. Presión en la cámara OWC en función del tiempo

La presión es recibida por ambas turbinas simultáneamente y cada una de ellas se comportará de acuerdo con sus curvas de respuesta.

Para evaluar el funcionamiento conjunto durante el periodo T , se calculan los valores correspondientes de las funciones de cada turbina en los distintos intervalos de tiempo y luego se componen.

El comportamiento conjunto de ambas turbinas durante el periodo T , queda reflejado en los gráficos de las figuras 15, 16, 17 y 18.

En este caso dichos gráficos han sido obtenidos para $T=10$ sg y $P_{\max}=2500$ Pa.

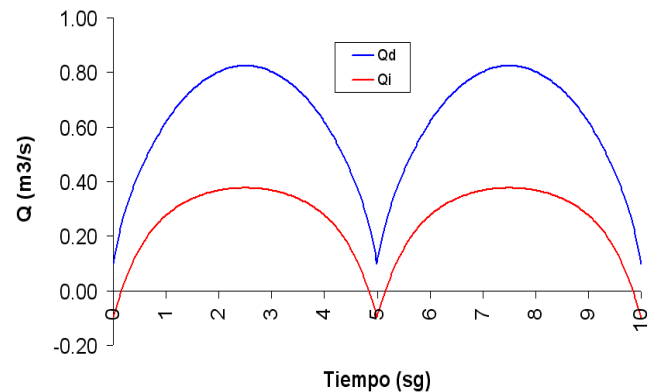


Figura 15. Flujos de aire en función del tiempo

La figura 15 muestra la relación de flujos directo (Q_d) e inverso (Q_i). El flujo inverso representa en el punto máximo, el 42% del flujo directo, lo que supone un 30% del flujo total Q .

Se observa además que para los instantes donde la presión OWC tiende a cero (0, 5 y 10 sg), el flujo inverso se hace negativo. Ello se debe a que la fuerza centrífuga predomina sobre la presión de la cámara, haciendo que el flujo sea contrario al esperado.

La figura 16 representa el rendimiento volumétrico total, definido por la relación entre el flujo útil (directo) y el flujo total que circula por ambas turbinas:

$$(14) \quad \eta_v = \frac{Q_d}{Q_d + Q_i}$$

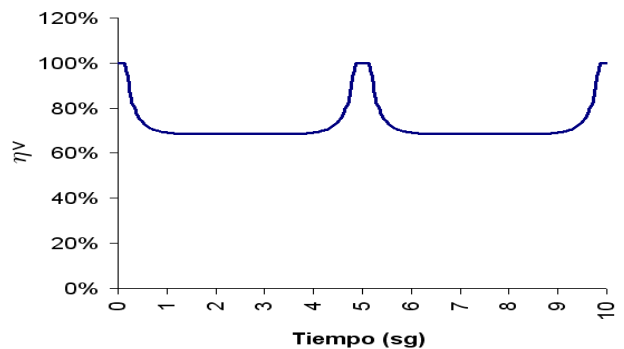


Figura 16. Rendimiento volumétrico total en función del tiempo

Se puede observar que en los instantes donde la presión OWC se hace cero (0, 5 y 10 sg), el rendimiento volumétrico alcanza su valor máximo. Ello es debido a que el flujo inverso se hace negativo, por lo cual, el denominador de la expresión tiende a cero y el valor de la relación tiende a infinito, limitándose al máximo posible del 100%.

En la figura 17 se representan las dos potencias siguientes:

- Potencia de entrada P_{in} , que es el producto del caudal por la caída de presión total en la turbina.
- Potencia de salida P_{out} , que representa el producto del par neto transmitido a los álabes por la velocidad de giro.

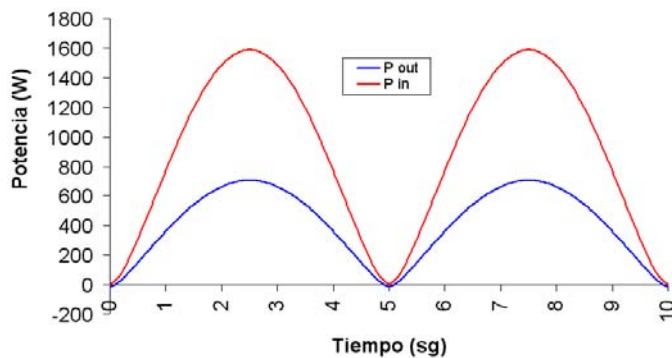


Figura 17. Potencia de entrada y salida en función del tiempo

La relación entre ambas potencias P_{out}/P_{in} nos proporciona el rendimiento neto de la turbina, representado en la figura 18.

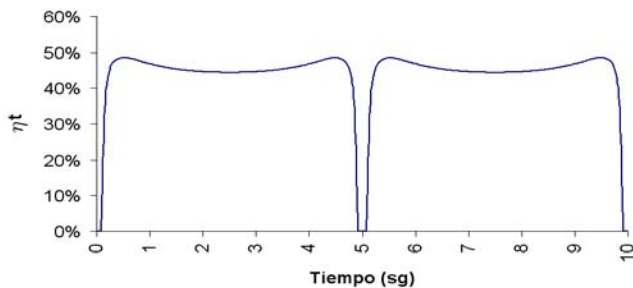


Figura 18. Rendimiento total en función del tiempo

Respecto a la interpretación de ésta curva, hemos de tener en cuenta lo siguiente:

En los instantes próximos a 0, 5 y 10 sg, la potencia de salida P_{out} es negativa, por lo que a efectos de trabajo producido se considera nula. Entonces la relación P_{out}/P_{in} es cero en dichas zonas.

El rendimiento medio en el periodo T de la ola se puede obtener de acuerdo con la expresión siguiente:

$$(15) \quad \bar{\eta} = \frac{1/T \cdot \int_0^T \omega \cdot T_N dt}{1/T \cdot \int_0^T \Delta P_t \cdot Q_t dt}$$

donde T es el periodo de la ola, ω es la velocidad angular, T_N es el par neto transmitido al eje, ΔP_t es la variación de presión total de la turbina, Q_t es el caudal total a través de las turbinas.

El análisis del comportamiento de las turbinas twin también se puede realizar en función de la presión de la cámara OWC, ya que ésta es la principal variable de funcionamiento.

En la figura 19 se puede ver el flujo inverso Q_i que se produce para diferentes presiones de la cámara OWC. Este hecho trae como consecuencia una pérdida en el rendimiento total. El flujo perdido por esta causa es aproximadamente 1/3 del flujo total Q y como se ve, está relacionado con la presión de entrada (cámara OWC). Es decir, el diseño de álabes no logra bloquear eficazmente el flujo en sentido inverso, aunque si lo disminuye.

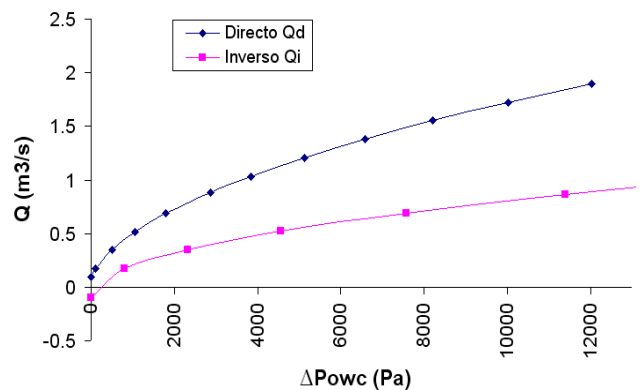


Figura 19. Relación de flujos en función de la presión de la cámara OWC.



La figura 20 muestra el par producido en flujo directo y en flujo inverso para el rango de presiones de la cámara OWC indicadas en el eje OX. Se puede comprobar que el par producido en flujo inverso supone una disminución del par neto de menos del 10%.

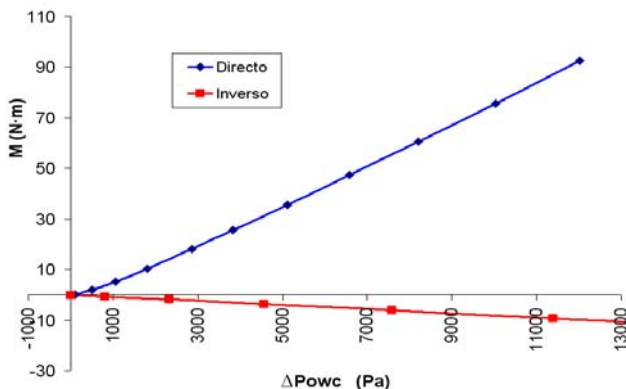


Figura 20. Relación de par en función de la presión de la cámara OWC

En la figura 21 se puede comprobar el rendimiento neto del conjunto para diferentes presiones de cámara OWC.

Se puede apreciar la existencia de un valor máximo del 47,4% coincidiendo con una presión OWC de 1150 Pa. Posteriormente dicho valor desciende hasta el 41% coincidiendo con una presión de 5500 Pa.

Para valores de presión de cámara OWC próximos a cero, el rendimiento se anula, debido a que la potencia útil producida es negativa.

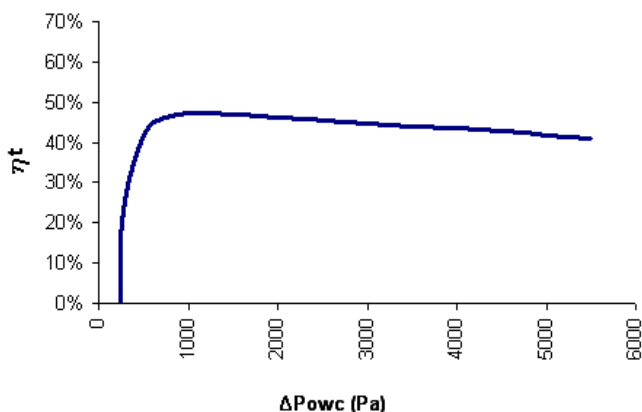


Figura 21. Rendimiento total en función de la presión de la cámara OWC

A la vista de la curva anterior se puede decir:

1. Que la máquina ofrece una respuesta de puesta en régimen relativamente rápida porque a presiones relativamente bajas (500 Pa) proporciona un rendimiento de un 41%, que está dentro del esperado.
2. El rendimiento previsto (entre el 40% y el 47%) se mantiene en un rango de presiones de la cámara OWC razonables (500 y 5500 Pa).

Aunque el rendimiento total se ha calculado en función de la presión de la cámara OWC, otros autores lo hacen en función del coeficiente de flujo total, definido por la expresión:

$$(16) \quad \phi_T = \frac{(Q_d + Q_i)}{2 \cdot \pi \cdot D_m \cdot h \cdot U_m}$$

Q_d es el flujo directo, Q_i es el flujo inverso, D_m es el diámetro medio de la turbina, h es la envergadura de los álabes, U_m es la velocidad tangencial de la turbina en el radio medio.

Se puede apreciar que para coeficientes de flujo próximos a cero, el rendimiento es prácticamente nulo debido a que los flujos directo e inverso son contrarios en dicho intervalo.

Se comprueba que el mejor rendimiento de la máquina se produce con un coeficiente de flujo total relativamente bajo (del orden de 0,4) y a medida que éste aumenta, el rendimiento decae.

Por lo tanto se trata de una turbina prevista para trabajar con flujos relativamente pequeños, lo cual puede resultar beneficioso desde un punto de vista económico y de mantenimiento.

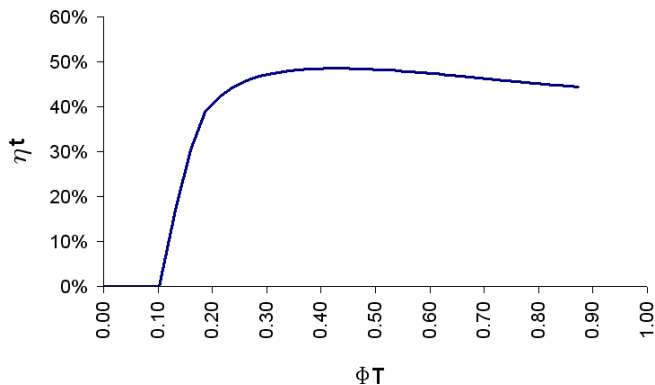


Figura 22. Rendimiento total en función del coeficiente de flujo total

Comparando estos resultados con los obtenidos para la turbina twin axial unidireccional, se pueden observar algunas diferencias que seguidamente se comentan.

En la figura 23 se representa el rendimiento instantáneo de la turbina twin axial unidireccional, obtenido a partir de los datos de de simulación 3D aportados [7].

Dicho rendimiento corresponde a flujo directo.

Sobre la misma gráfica se han llevado los valores de rendimiento de la figura 13.

Comparando ambos rendimientos, se puede concluir lo siguiente:

- El rendimiento directo es superior al de la axial, aunque debe tenerse en cuenta que las condiciones de simulación de ambos modelos son diferentes (2D y 3D).
- Para el rango de coeficientes de flujo considerado, el rendimiento se mantiene con valores superiores al de la turbina axial.

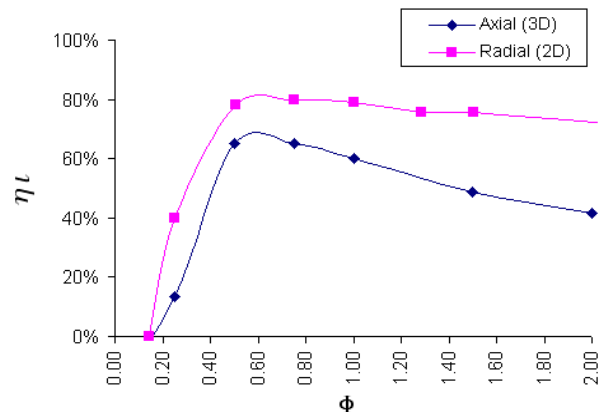


Figura 23. Rendimientos instantáneos de las turbinas axial y radial en flujo directo

En la figura 24 se compara el rendimiento total de la turbina twin axial con el de la twin radial propuesta en este estudio.

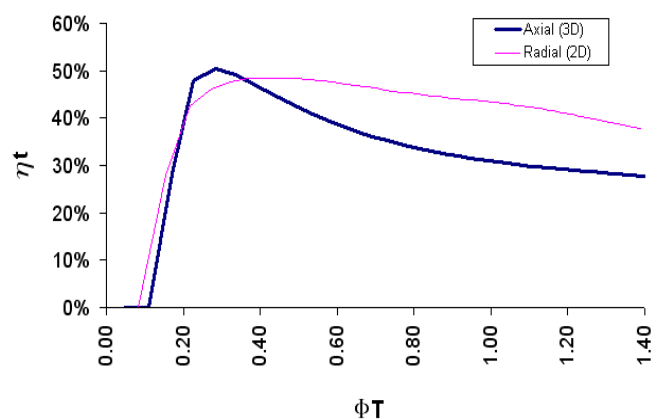


Figura 24. Rendimientos totales de las turbinas twin axial y radial.

Según se puede apreciar, el rendimiento máximo es ligeramente inferior en la turbina radial, pero sin embargo mantiene valores más altos en el rango de coeficientes de flujo indicados, lo que quiere decir que el rendimiento estacional de la misma es superior al de la axial.



CONCLUSIONES

Como conclusión al trabajo que aquí se expone, se puede decir:

- El perfil diseñado tiene un buen comportamiento en flujo directo (80%), ofreciendo rendimientos aceptables para un rango de coeficientes de flujo de 0,4 a 2.
- La ausencia de directrices simplifica el dispositivo y contribuye a hacer más eficiente la turbina, pero también facilita el paso del flujo en sentido inverso.
- Se puede considerar que las turbinas radiales son competitivas frente a las axiales y sin embargo no se han hecho estudios sobre ellas.
- Es necesario tratar de mejorar el bloqueo del flujo inverso con el fin de mejorar el rendimiento neto.

Un posible estudio futuro podría estar orientado a mejorar el diseño de la entrada para lograr una geometría aerodinámica que facilite el paso de flujo en sentido directo y ofrezca mayor resistencia al flujo inverso, con el fin de incrementar el rendimiento aquí obtenido.

AGRADECIMIENTOS

En la elaboración de este artículo quiero agradecer la ayuda y el apoyo recibido por mi tutor Bruno Pereiras, que siempre ha estado ahí, aclarándome las ideas, facilitándome información necesaria y orientándome en el desarrollo de este trabajo.

A los profesores del área de Mecánica de Fluidos que han impartido en el Master, las asignaturas de Mecánica de Fluidos, Técnicas Numéricas, Turbomáquinas y Avances en Centrales Hidráulicas, Eólicas y Marinas, cuya docencia me ha servido para adquirir los conocimientos que se requieren para abordar este trabajo.

REFERENCIAS

En la elaboración de este trabajo se han consultado y/o hecho referencia a los siguientes títulos:

- [1] **Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion.**
Autores: Toshiaki Setoguchi, Department of Mechanical Engineering, Saga University, 1, Honjo-machi, Saga-shi, Saga 840-8502, Japan.
Manabu Takao, Department of Mechanical Engineering, Matsue National College of Technology, 14-4, Nishiikuma-cho, Matsue-shi, Shimane 690-8518, Japan
Elsevier. Energy Conversion and Management 47 (2006) 2382-2396
Received 3 June 2005; accepted 28 November 2005. Available online 10 January 2006
- [2] **Tesis doctoral: Estudio de una turbina de impulso radial para el aprovechamiento de la energía del oleaje.**
Autor Bruno Pereiras.
Año 2008.
Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. Universidad de Valladolid.
- [3] **Performance Estimación of a twin unidirectional impulse turbine for wave energy conversion.**
Autores: Manabu Takao, Matsue College Technology, Japan.
Shinya Okuhara, Matsue College Technology, Japan.
Akiyassu Takami, Matsue College Technology, Japan.
Toshaki Setoguchi, Saga University, Japan
Scientific Committee with JSASS
Publication, 2012. ISUAAAT13-S1-2
- [4] **CFD analysis of a unidirectional axial turbine for twin turbine topology in owc plants.**
Autores: Bruno Pereiras, Department of Energy, Polytechnic School of Gijon, University of Oviedo. Campus de Viesques, 33171 Gijon, Spain.



- Francisco Castro, Pablo Valdez, Julio C. Garrido, Department of Energy and Fluid Mechanics Engineering. School of Industrial Engineers. University of Valladolid. Paseo del Cauce 59, E-47011 Valladolid, Spain
Proceedings of the ASME 2013 32th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering OMAE2013 June 9-14, 2013, Nantes, France
OMAE2013-10329
- [5] **Conception of a Radial Impulse Turbine for an Oscillating Water Column (OWC).** Autores: B. Pereiras, F. Castro, M.A. Rodríguez, Energy and Fluid Mechanics Engineering Department. University of Valladolid. Paseo del Cauce 59, 47011, Valladolid, Spain.
D. Montoya, School of Electrical Engineering. Venezuela Central University, Caracas, Venezuela.
A. de la Villa, Department of Electrical Engineering. E.S.I., Seville University, Seville, Spain.
A. el Marjani, Labo. de Turbomachines, Ecole Mohammadia d'Ingénieurs (EMI). University of Mohammed V Agdal. Av Ibn Sina, B.P. 765, Agdal Rabat, Morocco
3rd International Conference on Ocean Energy, 6 October, Bilbao. Año 2010.
- [6] **Impulse turbine for wave power conversion with air flow rectification system.**
Autores: M. Makao, Matsue College Technology, Japan.
T. Setoguchi, K. Kaneto, Saga University, Japan.
H. Maeda, Torishima Pump Mfg. Co. Ltd, Osaka, Japan.
M. Inoue, Kyushu Univerity, Fukuoka, Japan.
International Journal of Offshore and Polar Engineering. Vol 12, No 2, June 2002. (ISSN 1053-5381).
- [7] **Numerical analysis of a unidirectional axial turbine for twin turbine configuration.**
Autores: B. Pereiras, Department of Energy, Polytechnic School of Gijon, University of
- Oviedo. Campus de Viesques, 33171 Gijon, Spain.
F. Castro, Pablo Valdez, Energy and Fluid Mechanics Engineering Department. University of Valladolid. Paseo del Cauce 59, 47011, Valladolid, Spain.
Elsevier. Applied Ocean Research 47 (2014).
- [8] **Manual de Gambit.**
- [9] **Manual de Fluent.**
- [10] **Principios de Mecánica de Fluidos.** Universidad de Oviedo
- [11] **Apuntes de turbomáquinas.** Universidad de Oviedo.