



UNIVERSIDAD DE OVIEDO

**Escuela de
Ingeniería de Minas, Energía y Materiales de Oviedo**

Máster en Ingeniería de Minas



Trabajo Fin de Máster

**Optimización del perfil de álabe de una turbina radial
para el aprovechamiento de la energía de las olas**

Autor: Sara Díaz Díaz

Tutores: Mónica Galdo Vega

Bruno Pereiras García

Oviedo, Junio de 2016



Contenido

Tabla de ilustraciones	5
Nomenclatura	8
1. Introducción	11
1.1. Problemática.....	13
1.2. Objetivos	14
1.3. Metodología.....	15
2. Estado del arte	16
2.1. Turbinas Wells.....	16
2.2. Turbinas de impulso	19
2.3. Nuevos modelos.....	22
3. Modelo.....	26
3.1. Geometría	26
3.2. Malla.....	29
3.2.1. Tamaño y calidad del mallado	29
3.2.2. Metodología de creación	30
3.3. Modelo numérico	35
3.3.1. Discretización	35
3.3.2. Condiciones de contorno	36
3.3.3. Modelo de turbulencia	38
3.3.4. Time step.....	39
3.3.5. Convergencia y estabilidad.....	39
3.4. Análisis de sensibilidad.....	40
4. Resultados.....	42
4.1. Análisis estacionario	42
4.1.1. Comparación con los resultados estacionarios de la turbina M8.....	54
4.2. Análisis no estacionario	55
4.2.1. Comparación con los resultados no estacionarios de la geometría M8..	58



Optimización del perfil de álabe de una turbina radial para el aprovechamiento de la energía de las olas



5. Conclusiones	61
6. Bibliografía.....	62
7. Anexos	64



Tabla de ilustraciones

FIGURA 1. POTENCIAL MEDIA ANUAL DEL OLEAJE (KW/M). (WILLIAMS & GUN & STOCK, 2012)	12
FIGURA 2. OWC. FUENTE: THE GREEN TRUST	13
FIGURA 3. INFLUENCIA DEL “DAMPING” EN LA POTENCIA CAPTURADA (HEATH, 2007)	14
FIGURA 4. A) TURBINA WELLS (RAGHUNATHAN, 1995) B) ROTOR TURBINA WELLS	17
FIGURA 5. TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD EN UNA TURBINA WELLS. (PEREIRAS, 2008)	17
FIGURA 6. RENDIMIENTO (CÍRCULOS) Y COEFICIENTE DE PRESIÓN (ROMBOS) FRENTE AL COEFICIENTE DE FLUJO, PARA UNA TURBINA WELLS. RESULTADOS EXPERIMENTALES: MARCADORES RELLENOS CON GUÍAS DE ENTRADA DE FLUJO Y MARCADORES BLANCOS SIN GUÍAS. (SAYIGH, 2012)	18
FIGURA 7. A) DETALLE DE LOS ÁLABES Y DE LAS GUÍAS DE ENTRADA DE UNA TURBINA DE IMPULSO AXIAL. FUENTE (RAGHUNATHAN, 1995). B) ROTOR DE UNA TURBINA DE IMPULSO.....	19
FIGURA 8. TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES. (PEREIRAS, CASTRO, ABDELATIF EL MARJANI, & RODRÍGUEZ, 2010).....	20
FIGURA 9. COMPARACIÓN DE LA EFICACIA DE UNA TURBINA WELLS CON UNA AXIAL DE IMPULSO PARA DIFERENTES CONDICIONES DE FLUJO. (SETOGUCHI T S. S., 2002)	21
FIGURA 10. REPRESENTACIÓN DE UNA TURBINA DE IMPULSO RADIAL. EL CONDUCTO AXIAL CONECTA LA TURBINA CON LA CÁMARA OWC. (SAYIGH, 2012)	22
FIGURA 11. TURBINA BIRRADIAL. (FALCAO, GATO, & NUNES, 2012).....	23
FIGURA 12. CONFIGURACIÓN DE ROTOR CON FLUJO RADIAL CON VÁLVULAS RECTIFICADORAS (FALÇAO, Y OTROS, 2015)	24
FIGURA 13. CONFIGURACIÓN DE ROTOR CON FLUJO AXIAL CON VÁLVULAS RECTIFICADORAS (FALÇAO, Y OTROS, 2015).....	24
FIGURA 14. COMPARACIÓN DE LA EFICACIA DE LA TURBINA BIRRADIAL Y LA NUEVA "TWIN TURBINE" EN FUNCIÓN DEL COEFICIENTE DE FLUJO (FALÇAO, Y OTROS, 2015)	25
FIGURA 15. GEOMETRÍA DE LA TURBINA M8 (PEREIRAS, CASTRO, ABDELATIF EL MARJANI, & RODRÍGUEZ, 2010).....	26
FIGURA 16. GEOMETRÍA DE LA NUEVA TURBINA.....	28
FIGURA 17. CALIDAD DE LOS ELEMENTOS DE CADA MALLA.....	30
FIGURA 18. DETALLE DE OGV DE LA MALLA 3 DONDE SE APRECIA EL MALLADO DESESTRUCTURADO “PAVE” EN UNA CARA Y EN EL RESTO EL MALLADO ESTRUCTURADO “MAP”	31
FIGURA 19. A) MALLA 2. B) DETALLE DE LAS OGV C) DETALLE DEL ROTOR D)DETALLE DE LAS IGV	32
FIGURA 20. DETALLE MALLA 1.....	33
FIGURA 21. DETALLE MALLA 2.....	33
FIGURA 22. DETALLE MALLA 3.....	34
FIGURA 23. DETALLE DE LA MALLA EN LA ZONA DEL ÁLABE DE LA MALLA 4	35
FIGURA 24. CONDICIONES DE CONTORNO	37



FIGURA 25. INFLUENCIA DEL MODELO DE TURBULENCIA SOBRE C_t . (PEREIRAS, 2008)	38
FIGURA 26. VALOR DE CM A LO LARGO DEL TIEMPO. MALLA 3 EN INHALACIÓN PARA $\Phi=0.5$	40
FIGURA 27. VARIACIÓN DE PRESIÓN TOTAL-ESTÁTICA CON $\Phi=1$ PARA CADA UNA DE LAS MALLAS	41
FIGURA 28. COEFICIENTE DE PAR DE MALLA 4.....	43
FIGURA 29. COEFICIENTE DE PRESIÓN MALLA 4	44
FIGURA 30. PÉRDIDAS (W) PARA CADA COEFICIENTE DE CAUDAL	45
FIGURA 31. COMPARACIÓN DEL FLUJO DE SALIDA DE LAS IGV CON SU ÁNGULO GEOMÉTRICO EN EXHALACIÓN	46
FIGURA 32. COMPARACIÓN DEL FLUJO DE ENTRADA DEL ROTOR CON SU ÁNGULO GEOMÉTRICO EN EXHALACIÓN	46
FIGURA 33. COMPARACIÓN DEL FLUJO DE SALIDA DEL ROTOR CON SU ÁNGULO GEOMÉTRICO EN EXHALACIÓN	47
FIGURA 34. COMPARACIÓN DEL FLUJO DE ENTRADA DE LAS OGV CON SU ÁNGULO GEOMÉTRICO EN EXHALACIÓN	47
FIGURA 35. COMPARACIÓN DEL FLUJO DE SALIDA DE LAS OGV CON SU ÁNGULO GEOMÉTRICO EN INHALACIÓN	48
FIGURA 36. COMPARACIÓN DEL FLUJO DE ENTRADA DEL ROTOR CON SU ÁNGULO GEOMÉTRICO INHALACIÓN	49
FIGURA 37. COMPARACIÓN DEL FLUJO DE SALIDA DEL ROTOR CON SU ÁNGULO GEOMÉTRICO EN INHALACIÓN	49
FIGURA 38. COMPARACIÓN DEL FLUJO DE ENTRADA DE LAS IGV CON SU ÁNGULO GEOMÉTRICO EN INHALACIÓN	50
FIGURA 39. RENDIMIENTO DEL ROTOR DE LA TURBINA PARA CADA COEFICIENTE DE CAUDAL	50
FIGURA 40. CONTORNOS DE PRESIÓN TOTAL (PA), MALLA 4, EN EXHALACIÓN.....	52
FIGURA 41. CONTORNOS DE PRESIÓN TOTAL (PA), MALLA 4, EN INHALACIÓN	53
FIGURA 42. COMPARACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE PAR.....	54
FIGURA 43. COMPARACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE DIFERENCIA DE PRESIÓN.....	55
FIGURA 44. REPRESENTACIÓN DE LA AMPLITUD DE UNA OLA EN FUNCIÓN DE SU PERIODO PARA UN $\Phi_{MAX}=1$	56
FIGURA 45. APROXIMACIÓN POLINÓMICA DE LA PRESIÓN TOTAL-ESTÁTICA (PA) DE LA MALLA 4	57
FIGURA 46. APROXIMACIÓN POLINÓMICA DEL PAR (T.M) DE LA MALLA 4	57
FIGURA 47. RENDIMIENTO NO ESTACIONARIO Y ENERGÍA OBTENIDA, POR CICLO Y METRO DE PROFUNDIDAD DE TURBINA, PARA CADA AMPLITUD MÁXIMA DE OLA.....	58
FIGURA 48. COMPARACIÓN DE LOS RENDIMIENTOS NO ESTACIONARIOS DE LA TURBINA M8 Y DE LA NUEVA TURBINA	59
FIGURA 49. COMPARACIÓN DE LA ENERGÍA POR CICLO Y POR 0.044 M DE PROFUNDIDAD DE LA TURBINA M8 Y DE LA NUEVA TURBINA	60



Optimización del perfil de álabe de una turbina radial para el aprovechamiento de la energía de las olas





Nomenclatura

$\bar{\eta}$	Rendimiento medio, no estacionario	$\bar{\eta} = \frac{1}{T} \frac{\int_0^T T \cdot \omega dt}{\int_0^T \Delta P \cdot Q dt}$
IGV	“Inner Guide Vanes” (Corona de guías directrices interiores)	
OGV	“Outer Guide Vanes” (Corona de guías directrices exteriores)	
β_c	Ángulo del flujo en la interface IGV-rotor	$\beta_c = \tan^{-1}\left(\frac{v_r}{v_u - u_1}\right)$
α_c	Ángulo del flujo en la interface IGV-rotor	$\alpha_c = \tan^{-1}\left(\frac{v_u}{v_r}\right)$
α_D	Ángulo del flujo en la interface rotor-OGV	$\alpha_D = \tan^{-1}\left(\frac{v_u}{v_r}\right)$
β_D	Ángulo del flujo en la interface rotor-OGV	$\beta_c = \tan^{-1}\left(\frac{v_r}{v_u - u_2}\right)$
β^*_c	Ángulo geométrico de entrada al rotor	
α^*_c	Ángulo geométrico de las IGV	
α^*_D	Ángulo geométrico de las OGV	
β^*_D	Ángulo geométrico de salida al rotor	
A	Área de entrada del flujo [m ²]	$A=0.02778 \text{ m}$
A_R	Área de referencia del rotor [m ²]	$A_R = 2 \cdot \pi \cdot r_R \cdot h$
Q	Caudal circulante por la turbina [m ³ /s]	
Φ	Coefficiente de caudal	$\Phi = \frac{v_R \cdot A_R}{2 \cdot \pi \cdot \omega \cdot r_R \cdot b}$
C_A	Coefficiente de diferencia de presión	$C_A = \frac{\Delta P}{0.5 \cdot \rho \cdot (u_R^2 + v_R^2)}$
C_m	Coefficiente de momento, obtenido de Fluent®	$C_m = \frac{T}{0.5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A \cdot R}$



C_T	Coefficiente de par	$C_T = \frac{T}{0.5 \cdot \rho \cdot (u_R^2 + v_R^2) \cdot A_R \cdot r_R}$
v_r	Componente radial de la velocidad [m/s]	
v_u	Componente tangencial de la velocidad [m/s]	
b	Cuerda de las palas del rotor [m]	$b=0.054 \text{ m}$
ρ	Densidad el aire [kg/m ³]	$\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$
ΔP_{T-E}	Diferencia de presión total-estática (Pa)	
ΔP_{T-T}	Diferencia de presión total-total (Pa)	
E	Energía obtenida [J/ciclo]	
Re	Número de Reynolds	
T	Par [N·m]	
T	Periodo de ola [s]	
P_0	Presión atmosférica de referencia (Pa)	
P_s	Presión estática (Pa)	
P_{Eatm}	Presión estática en la atmósfera (Pa)	
$P_{E \text{ cámara owc}}$	Presión estática en la cámara OWC (Pa)	
P_{Tatm}	Presión total en la atmósfera (Pa)	
$P_{T \text{ cámara owc}}$	Presión total en la cámara OWC (Pa)	
h	Profundidad de la turbina [m]	$h=1 \text{ m}$
r_1	Radio exterior corona IGV [m]	$r_1= 0.1892 \text{ m}$
r_2	Radio interior corona OGV [m]	$r_2= 0.2514 \text{ m}$
r_R	Radio medio de la turbina [m]	$r_R=0.2174 \text{ m}$



η	Rendimiento estacionario	$\eta = \frac{T \cdot \omega}{\Delta P \cdot Q} = \frac{C_T}{C_A \cdot \Phi}$
ω	Velocidad angular del rotor [rad/s]	$\omega = 25.4 \text{ rad/s} = 234 \text{ rpm}$
v	Velocidad de entrada del flujo [m/s]	
v_R	Velocidad de paso área de referencia [m/s]	$v_R = Q/A_R$
u	Velocidad del rotor en el radio medio [m/s]	$u = \omega \cdot r_R$
u_1	Velocidad del rotor en la interface IGV-rotor [m/s]	$u = \omega \cdot r_1$
u_2	Velocidad del rotor en la interface rotor-OGV [m/s]	$u = \omega \cdot r_2$



1. Introducción

El rápido crecimiento del nivel de vida y el uso en aumento de combustibles fósiles ha traído asociadas consecuencias directas en el planeta, como es el cambio climático. El cambio climático es un problema preocupante y, es por eso, por lo que la UE plantea el objetivo 20/20/20 para 2020, con tres premisas: reducir las emisiones de gases de efecto invernadero en un 20%, ahorrar un 20% de energía mediante eficiencia energética y aumentar el uso de las energías renovables en un 20%.

En general, energías renovables como la energía hidráulica o la eólica están siendo ya una gran alternativa a los combustibles fósiles. Sin embargo, uno de los recursos renovables que aún no ha llegado a eclosionar aún es la energía marina. Hay cinco formas de aprovechamiento de la energía marina: energía de las corrientes oceánicas, energía de las mareas, aprovechando el gradiente de salinidad o el de temperatura y por último la energía de las olas (o undimotriz).

La energía undimotriz tiene un gran potencial, según el Ocean Energy Systems (IEA, s.f.) el potencial mundial teórico es de 29.500 TWh/año, un dato con el que comparar esta cifra es el de la producción eléctrica mundial en 2011 que fue de 20.000TWh. No obstante, extraer la totalidad de la energía es imposible, una cifra realista serían unos 2.000 TWh.

La densidad energética, ver Figura 1, de un frente de ola se mide en densidad de energía por metro de frente (kW/m) y su valor varía en función de la localización. La energía depende de la altura de ola y del período, y se atenúa con la profundidad del agua como consecuencia del rozamiento de ésta con el fondo. Las zonas templadas y sobre todo, las costas oeste de los continentes donde hay mayor viento en invierno tienen las mejores características para capturar la energía de las olas: la costa atlántica de Europa, el norte de la costa de Reino Unido, la costa pacífica de América, África del Sur, Australia y Nueva Zelanda.

A lo largo de los años, se han diseñado todo tipo dispositivos de energía undimotriz pero pocos han podido pasar de la fase experimental. Las tecnologías de los mismos son diversas, algunos aprovechan el movimiento relativo que se producen con la subida y bajada de las olas, otros el cambio de presión que se produce al avanzar las olas y otros utilizan las olas para crear una corriente de aire que se transforme en energía eléctrica gracias al conjunto turbina de aire y generador.

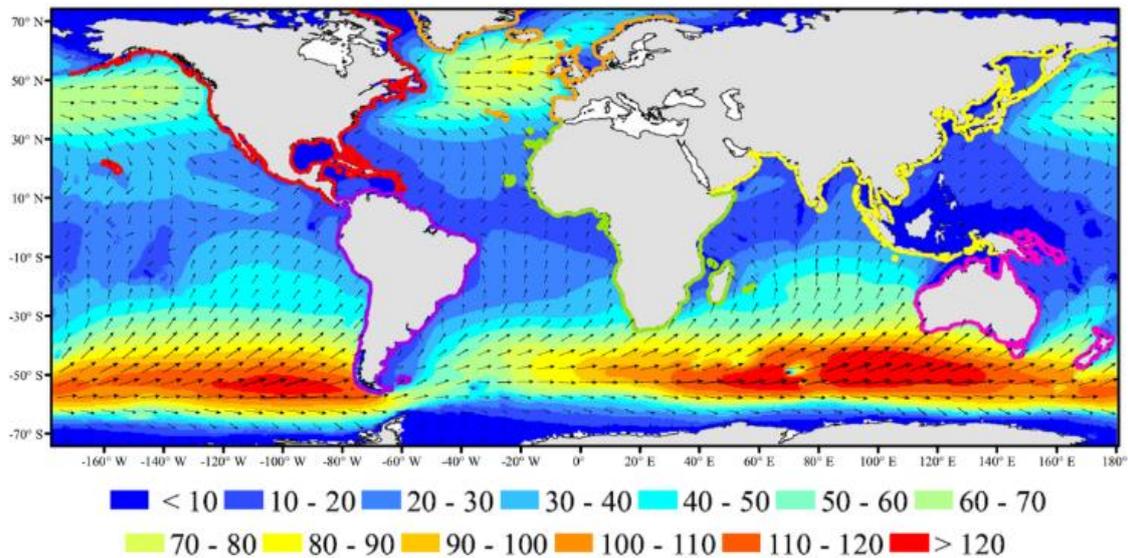


Figura 1. Potencial media anual del oleaje (kW/m). (Williams & Gun & Stock, 2012)

A día de hoy, los dispositivos de energía de las olas más empleados y, en consecuencia, de los más desarrollados, son los OWC (*Oscillating Water Column*). Un dispositivo OWC consta de tres componentes principales: una cámara, una turbina y un generador.

La cámara, ver Figura 2, es una estructura semisumergida y abierta por su parte inferior que puede situarse en mar abierto o en costa. La incidencia de las olas sobre la cámara provoca que la superficie libre de agua en el interior experimente un movimiento oscilatorio vertical desplazando el aire que se encuentra en la parte superior de la cámara, es decir, transforma la energía de las olas en energía neumática. La corriente de aire que se forma se aprovecha por medio de una turbina de aire, la cual transforma esa energía de presión en un giro que un generador transforma en energía eléctrica.

La energía capturada por el sistema depende de numerosos factores como la frecuencia y amplitud del oleaje, rendimiento de la turbina, carga del generador, electrónica de potencia, etc.

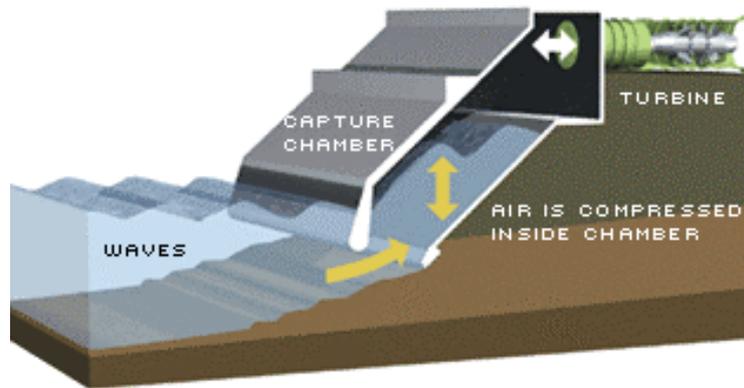


Figura 2. OWC. Fuente: The Green Trust

1.1. Problemática

El proceso de diseño y construcción de la cámara OWC es relativamente conocido, sin embargo, la búsqueda de una turbina eficiente es más complejo y han sido numerosos los diseños que buscan maximizar el rendimiento (Setoguchi, Takao, & Toshiaki, 2012). No obstante, el análisis de la turbina aislada no es una estrategia totalmente acertada. El porqué de esta afirmación se trata de explicar en este apartado.

La turbina crea en la cámara OWC una diferencia de presión conocida como “damping”, es decir, con respecto a la cámara la turbina se comporta como un amortiguador de flujo. Al entrar las olas y elevarse la columna de agua, dentro de la cámara se crea una sobrepresión que cuando baja la columna de agua se convierte en una depresión (Heath, 2007). Idealmente, se busca que la turbina a colocar trabaje en sintonía, acoplada con cada situación del oleaje para extraer la máxima energía posible.

Es necesario subrayar que la sobrepresión/depresión generada en la cámara, y por tanto el caudal circulante, depende totalmente de la curva característica de la turbina, además, claro está, del oleaje.

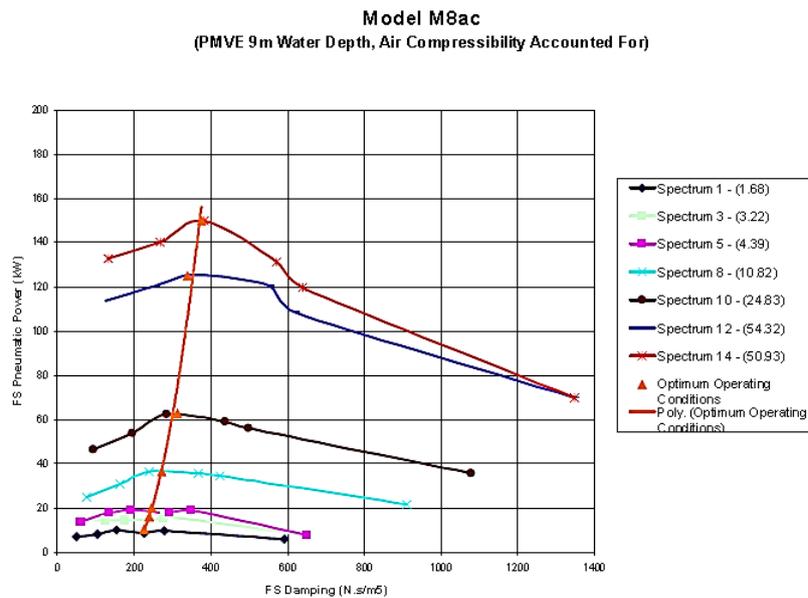


Figura 3. Influencia del “damping” en la potencia capturada (Heath, 2007)

En la Figura 3 se muestra la influencia del “*damping*” en la potencia obtenida. Se puede ver que existe un “*damping*” óptimo que es el que tiene que ofrecer la turbina. Este “*damping*” óptimo, está relacionado con la diferencia de presión de la turbina, por tanto, la curva característica de la misma es crítica en el rendimiento del sistema. El problema es que actualmente, las turbinas se diseñan con “*dampings*” muy elevados comparados con la diferencia de presión óptima para maximizar la energía capturada por el OWC. Es decir, para diferencias de presión iguales, las olas podrían proporcionar un caudal mayor que no se aprovecha debido al diseño de la turbina y esto limita la eficiencia general de la instalación.

Hay dos formas de mejorar este desacoplamiento:

- Por una parte, con un área de paso mayor, para ello habría que hacer las palas más largas que dejaría pasar un mayor caudal para la misma diferencia de presión.
- Por otra, con una menor deflexión del ábabe que modificaría la curva característica de la turbina logrando un “*damping*” más adecuado. Además las turbulencias a la salida del rotor tenderían a aminorarse.

1.2. Objetivos

En el presente proyecto se busca la optimización de la geometría de la turbina de aire radial (Setoguchi T S. S., 2002) y su posterior simulación. Esta turbina es bidireccional,



es decir, aunque siempre gira en la misma dirección, genera energía cuando el aire sale de la cámara porque el nivel de la columna de agua sube (exhalación) y cuando el aire entra en la cámara porque el nivel de la columna de agua baja (inhalación). Partiendo de la geometría de Setoguchi, se ha generado una geometría modificada con una menor deflexión en los álabes del rotor. Con la mayor apertura de los álabes, la turbina generará un menor par pero también menores pérdidas, lo que provocará una reducción en el “*damping*”. Sin embargo, aunque la prioridad es la reducción del “*damping*”, es deseable que las modificaciones no conlleve una pérdida importante de rendimiento.

1.3. Metodología

El primer paso para calcular toda la turbomáquina, es realizar un análisis 1D de las velocidades y una estimación de la energía intercambiada a través de la ecuación de Euler. Para poder realizarlo hay que basarse en los perfiles de velocidad, a partir de los cuales se construyen los triángulos de velocidad que ofrecerán una guía fiable para el diseño de los ángulos geométricos de los álabes y aletas directrices.

A continuación, se debe crear la geometría de la turbina mediante el software de CAD 3D Inventor®. Tras el dibujo, es necesario establecer la malla que el programa de cálculo utilizará para la simulación numérica. El software elegido para ello es Gambit®, que permitirá crear la malla y también establecer las condiciones de contorno. Se realizará un análisis de sensibilidad de la malla, para así determinar que malla interesa respecto a la precisión y al tiempo de computación.

Una vez creada la malla y establecidas las condiciones de contorno, se ha de simular en el software Ansys Fluent®. Se establecen diferentes condiciones de flujo para obtener las prestaciones de la máquina en todo el rango de funcionamiento, tanto de exhalación como de inhalación.

Por último, se ha de hacer un postprocesado de los datos obtenidos. Este postprocesado se divide en dos partes. La primera parte se denomina análisis estacionario, donde se busca calcular el funcionamiento de la turbina para condiciones fijas del coeficiente de flujo. En la segunda parte o análisis no estacionario se calcula el rendimiento promedio de la turbina durante un ciclo de una ola sinusoidal.



2. Estado del arte

La turbina es una de las partes más complejas de diseñar en un OWC porque trabajan en unas condiciones muy desfavorables: flujo bidireccional, condiciones no estables ya que el oleaje cambia frecuentemente sus características y, además, el flujo es no estacionario. Estos condicionantes imposibilitan el empleo turbinas convencionales como una Francis, sin utilizar elementos adicionales como rectificadores de flujo que encarecen enormemente el mantenimiento.

Los sistemas de rectificación basados en válvulas antirretorno funcionan bien en pequeños dispositivos, como en pequeñas boyas de navegación, donde la eficiencia no es la mayor preocupación. Sin embargo, en dispositivos para obtención de energía, con un caudal de aire importante se ha comprobado que estas válvulas, con un tiempo de respuesta de aproximadamente 1s no son adecuadas (Sayigh, 2012).

Para evitar el empleo de sistemas de rectificación se han desarrollado las turbinas bidireccionales, que son capaces de rectificar el flujo. Están divididas en dos grandes grupos: turbinas Wells y turbinas de impulso. Aunque recientemente han aparecido nuevas variantes que se apartan de las geometrías tradicionales para sistemas OWC.

2.1. Turbinas Wells

Es una de las más utilizadas por su diseño sencillo y su alta eficiencia pico. Fue diseñada por Dr. A.A.Wells de Queen's University en 1976 (T.Setoguchi, 2006). Consta de un rodete formado por una serie de perfiles aerodinámicos simétricos colocados perpendicularmente al sentido del flujo. Esto provoca que las prestaciones sean las mismas independientemente de la dirección del flujo.

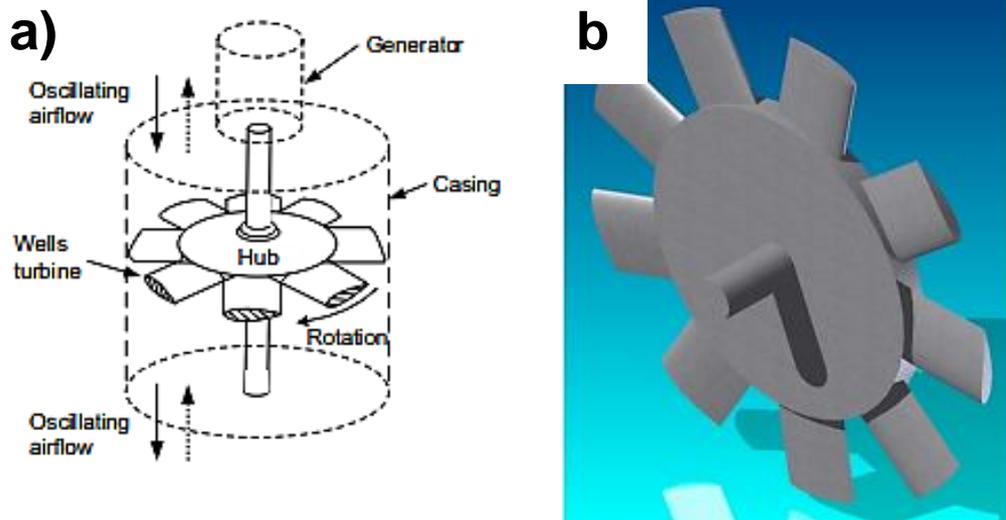


Figura 4. a) Turbina Wells (Raghunathan, 1995) b) Rotor Turbina Wells

La principal ventaja de esta turbina es que gira siempre en una única dirección sin necesidad de elementos externos que consigan este efecto. Esto es debido a que la resultante de las fuerzas de sustentación y arrastre, sea cual sea la dirección del flujo, es perpendicular a la velocidad relativa del flujo debido a los álabes simétricos, ver Figura 5.

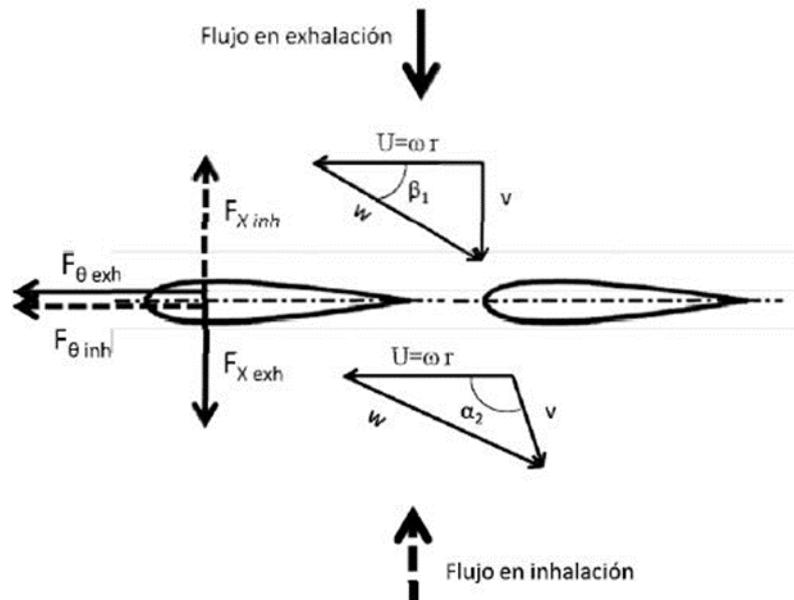


Figura 5. Triángulos de velocidad en una turbina Wells. (Pereiras, 2008)



Uno de los grandes problemas que plantea esta turbina es que el rango de caudales donde la turbina tiene una alta eficiencia es muy reducido. Esto es debido a que a medida que aumenta la velocidad del flujo, el ángulo de ataque aumenta, condicionando que llegado a un punto el álabe entre en pérdida y el momento generado sobre el rotor decrezca abruptamente. Para mejorar la eficiencia de este tipo de turbinas se propusieron varias modificaciones, como guías de entrada del flujo, álabes de pitch variable, diferentes rotores, rotores contrarrotantes, distintas cuerdas de álabes (Sayigh, 2012).

En la Figura 6, se representa cómo mejora el rendimiento de una turbina al colocarle guías de entrada de flujo. Sin embargo, se sigue apreciando esa eficiencia pico en un rango de coeficientes de caudal pequeño comparado con otras turbinas, ver Figura 9.

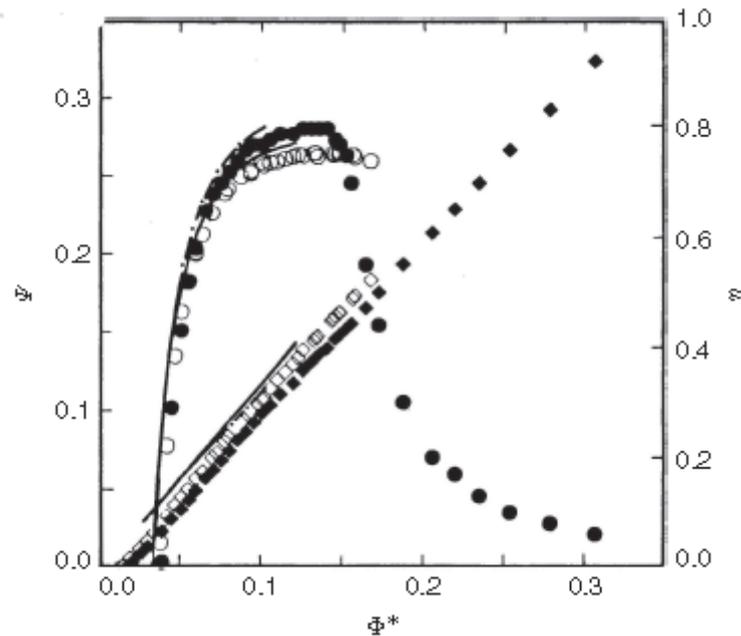


Figura 6. Rendimiento (círculos) y coeficiente de presión (rombos) frente al coeficiente de flujo, para una turbina Wells. Resultados experimentales: marcadores rellenos con guías de entrada de flujo y marcadores blancos sin guías. (Sayigh, 2012)

Si se colocan válvulas by-pass que venteen fuera el exceso de aire en caso de flujos muy altos se puede aumentar la eficiencia de la turbina; sin embargo, se produce una pérdida de rendimiento en el OWC, porque parte de la energía que está llegando a la cámara se está desaprovechando (T. Setoguchi, 1998).

Tampoco tiene un buen par de arranque y además, debido a que en condiciones normales tiene una alta velocidad de giro, produce mucho ruido y necesitará más mantenimiento que otras cuya velocidad de giro sea menor (Setoguchi, Takao, &



Toshiaki, 2012). Además, suele tener mayores diámetros que otras turbinas, lo que combinado con la alta velocidad de giro, puede generar problemas de compresibilidad en la punta de las palas (Henriques & Gato, 2002).

2.2. Turbinas de impulso

Esta turbina fue creada por I.A. Babinsten en 1975. Su rotor es similar al de una turbina de vapor de Laval de una etapa. Además del rotor, tiene una serie de aletas directrices que dirigen el flujo para que consiga hacer sobre las palas de la turbina la mayor fuerza de empuje posible.

Estas turbinas pueden ser axiales o radiales en función de la entrada y salida del flujo del rodete. Para las axiales no importa de dónde les venga el flujo, se comportan de igual manera en uno u otro sentido. Sin embargo, las turbinas radiales, se comportarán de forma distinta en función de si se encuentran en modo centrípeto o centrífugo.

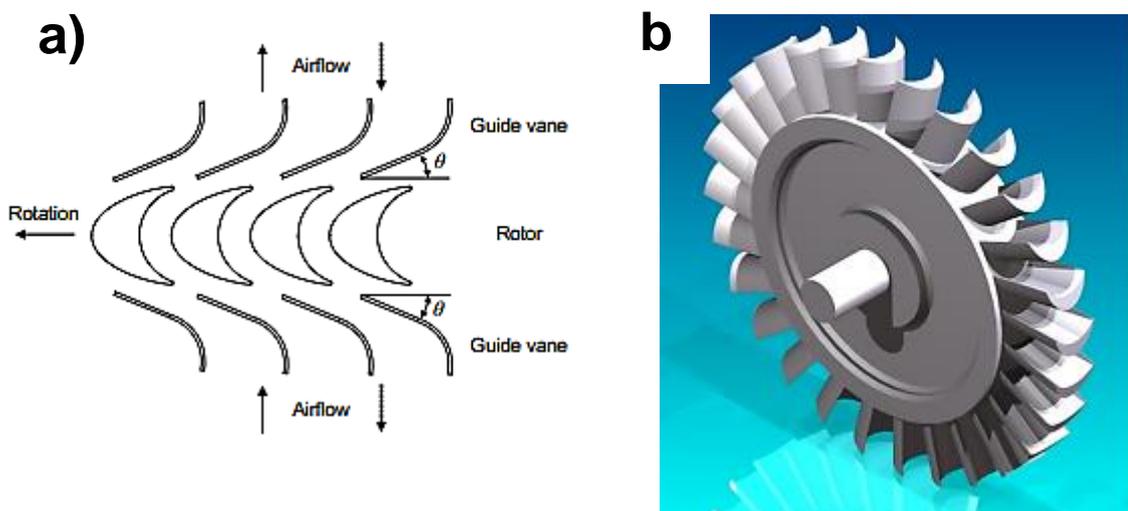


Figura 7. a) Detalle de los álabes y de las guías de entrada de una turbina de impulso axial.

Fuente (Raghunathan, 1995). b) Rotor de una turbina de impulso

También pueden tener diferentes configuraciones de álabes, pueden tener álabes con control de pitch, etc.

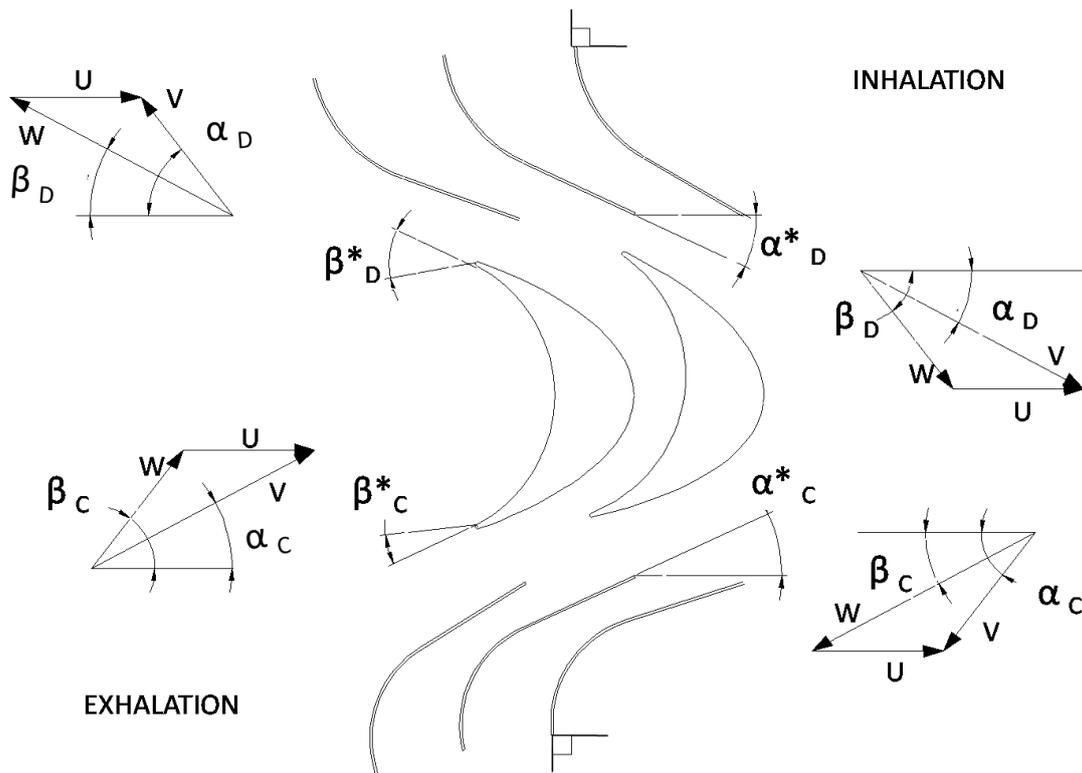


Figura 8. Triángulos de velocidades. (Pereiras, Castro, Abdelatif el Marjani, & Rodríguez, 2010)

Mientras que las coronas directrices aguas arriba del rodete permiten dirigir el flujo, cuando están aguas abajo del rodete originan pérdidas por el choque del flujo con las mismas. La corona que se encuentra aguas arriba del rodete (Figura 8), alinea el flujo en la dirección óptima para el aprovechamiento de la energía en exhalación, cuando la turbina trabaja en inhalación, el flujo tenderá a estrellarse contra estas aletas directrices provocando pérdida de rendimiento en ese sentido. Por tanto hay que llegar a una solución de compromiso en el diseño de este tipo de turbinas donde las coronas conduzcan el flujo de la manera más eficiente posible en ambos sentidos, aunque uno de ellos tenderá siempre a trabajar mejor.

Las turbinas de impulso que tienen las directrices de entrada móviles mejoran el problema anterior, por lo que son las que mejor rendimiento tienen, el problema es que en una máquina de este tipo, sometida a un régimen de funcionamiento muy exigente, la presencia de numerosas partes móviles acarrea mayores necesidades de mantenimiento y por tanto los costes suben, además son más caras de fabricar. Las turbinas de impulso con las directrices fijas tienen un menor rendimiento pero tienen la ventaja de precisar menor mantenimiento y de ser más sencillas de fabricar y diseñar. Por otra parte, diferentes proyectos han logrado elevar la eficiencia de las turbinas con



guías fijas mediante diferentes métodos, alguno de los cuáles pueden consultarse en (Setoguchi, Shanthakumar, Maeda, Takao, & Kaneko, 2001)

Las turbinas de impulso con coronas directrices presentan varias ventajas respecto a las turbinas Wells, como un mejor par de arranque y velocidad de rotación suele ser más baja, lo que es mucho mejor desde el punto de vista del ruido. Además, aunque tienen eficiencias pico menores que las Wells, mantienen un rendimiento constante para un rango de flujos amplio, lo que las hace aptas en condiciones de flujo irregulares donde las Wells no sean interesantes, ver Figura 9.

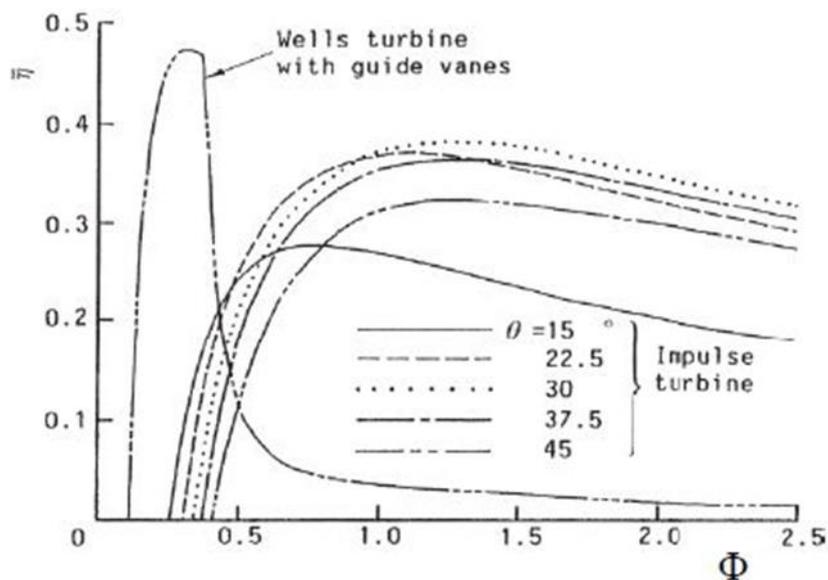


Figura 9. Comparación de la eficacia de una turbina Wells con una axial de impulso para diferentes condiciones de flujo. (Setoguchi T S. S., 2002)

En este caso se va a trabajar con una turbina de impulso radial, que fue desarrollada en primer lugar por McCormick en 1990, aunque fue Takao quien hizo las mediciones en primera estancia de su eficacia (Setoguchi, Takao, & Toshiaki, 2012). Esta clase de turbina de impulso no es insensible a la dirección del flujo, sino que puede ser radialmente centrífugo o centrípeto en función del ciclo de ola. La turbina radial está conectada a la cámara OWC mediante un conducto axial y a la atmósfera mediante uno radial.

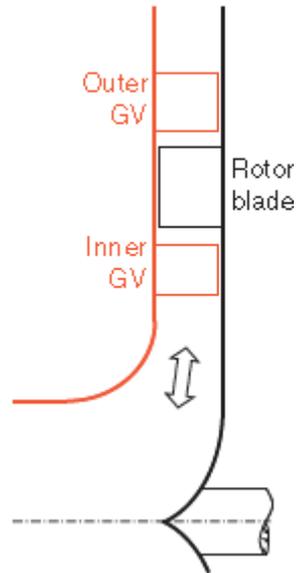


Figura 10. Representación de una turbina de impulso radial. El conducto axial conecta la turbina con la cámara OWC. (Sayigh, 2012)

2.3. Nuevos modelos

En el afán de mejorar las eficiencias de los modelos de turbinas OWC existentes, el equipo investigador de IST de Lisboa liderado por A. Façao, ha propuesto nuevos prototipos.

Façao (Falcao, Gato, & Nunes, 2012), propone una turbina birradial, Figura 11, como alternativa a la turbina de impulso axial autorectificada. Es una turbina simétrica respecto a un plano perpendicular al eje de rotación y en ella el flujo es radial. El rotor está rodeado de dos coronas de aletas directrices, cada una de las cuales está unida a un conducto asimétrico. El flujo, tras ser deflectado por la corona de directrices aguas arriba del rotor, entra en el mismo con un gran remolino circunferencial. Gran parte del remolino se absorbe en las palas del rotor, pero el flujo sale muy desalineado respecto a la corona aguas abajo del rotor, lo que produce grandes pérdidas aerodinámicas. Para reducir estas pérdidas, estas palas están radialmente desviadas respecto al rotor, por lo que el flujo de salida se desacelera en el rotor habiendo así menores pérdidas aerodinámicas.

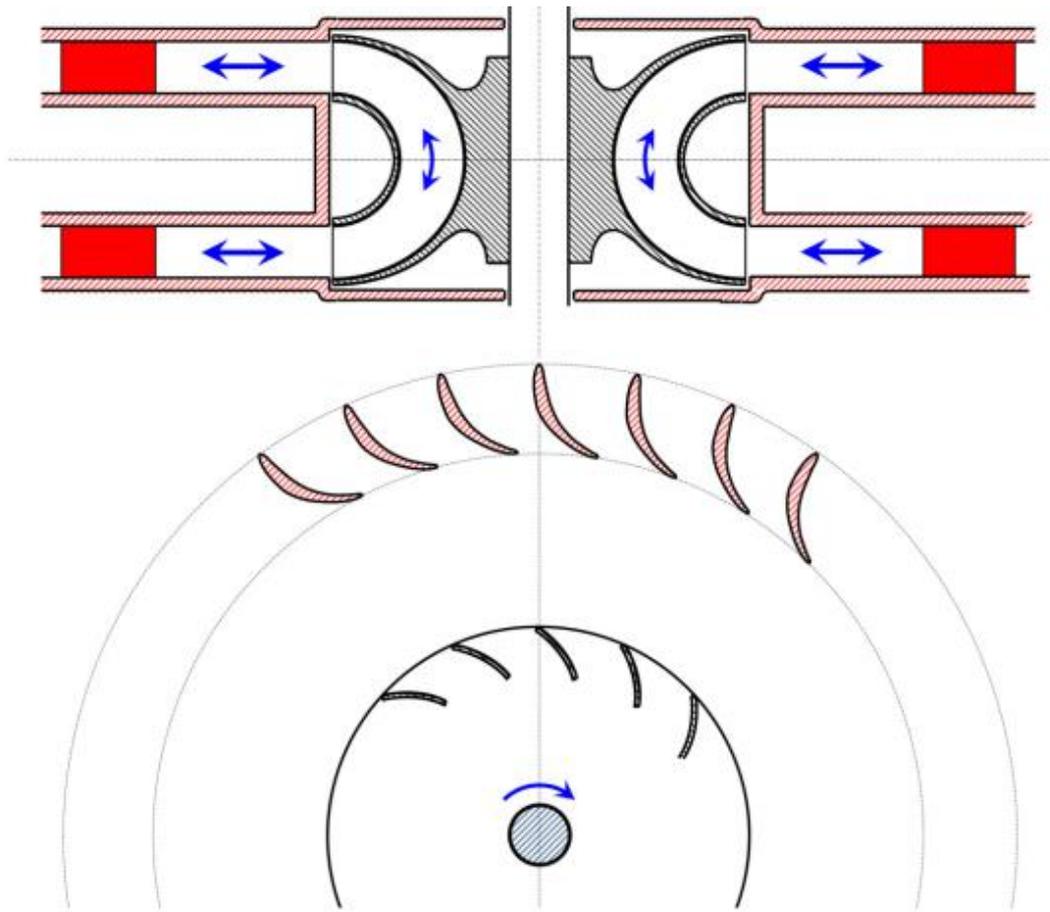


Figura 11. Turbina birradial. (Falcao, Gato, & Nunes, 2012)

Años más tarde, Falção propone una turbina de aire autorrectificada diferente (Falção, y otros, 2015) para un sistema de turbinas gemelas (“twin turbines”) que funcionan con flujo unidireccional, siendo una de las turbinas centrífuga y la otra centrípeta. El problema de un sistema de turbinas gemelas convencional, es que una de ellas consume una parte del flujo absorbiendo parte de la energía generada por la otra turbina debido al par negativo que crea. La nueva turbina propuesta por Falção pretende suplir este problema.

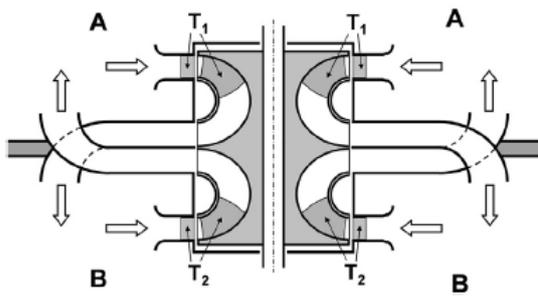


Figura 12. Configuración de rotor con flujo radial con válvulas rectificadoras (Falçao, y otros, 2015)

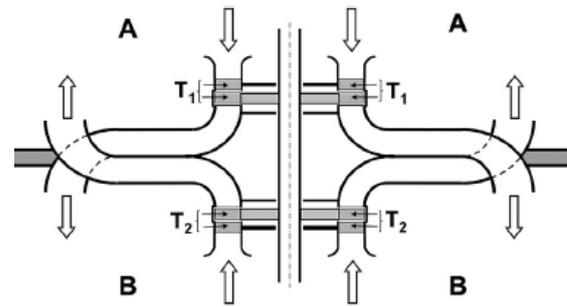


Figura 13. Configuración de rotor con flujo axial con válvulas rectificadoras (Falçao, y otros, 2015)

El rotor está compuesto por dos conjuntos de palas, cada uno con sus coronas directrices asociadas, de forma que puede funcionar con flujo axial o radial. Para conseguir la separación de flujo de entrada y de salida, existen dos tubos circunferenciales que permiten el funcionamiento de uno u otro conjunto de palas del rotor de cada una de las turbinas gemelas. Para que el flujo circule por el conducto adecuado, existen unas válvulas deslizantes.

Las mayores pérdidas son las aerodinámicas del rotor inactivo que reducen la eficiencia global en aproximadamente un 5%. La mejor sección de los conductos es la circular, es la que menores pérdidas produce.

Además en comparación con la turbina birradial, esta nueva configuración tiene tanto una mejor eficiencia pico como media, tal y como puede verse en la Figura 14. Si comparamos estas nuevas turbinas, con las turbinas Wells y de impulso (Figura 9), se puede ver que se ve incrementada tanto su eficiencia pico como la media.

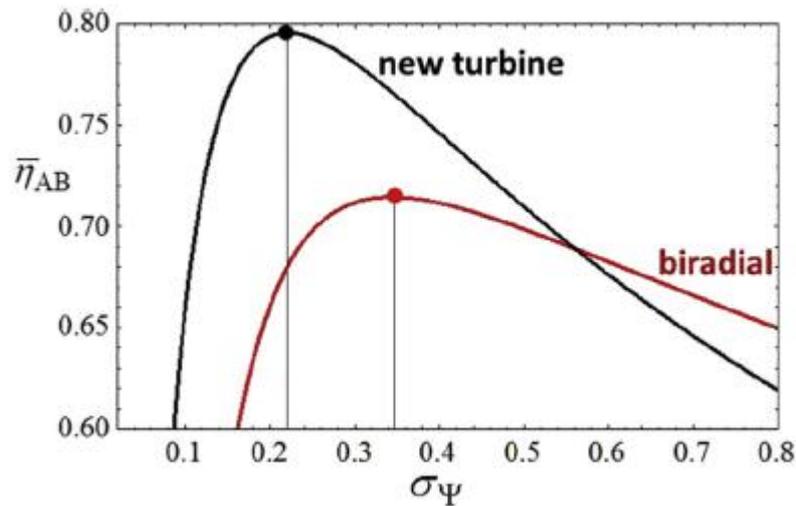


Figura 14. Comparación de la eficacia de la turbina birradial y la nueva "twin turbine" en función del coeficiente de flujo (Falçao, y otros, 2015)

Por otro lado, para las mismas condiciones, esta turbina tiene un mayor diámetro que la birradial, sin embargo, su velocidad de rotación es menor.

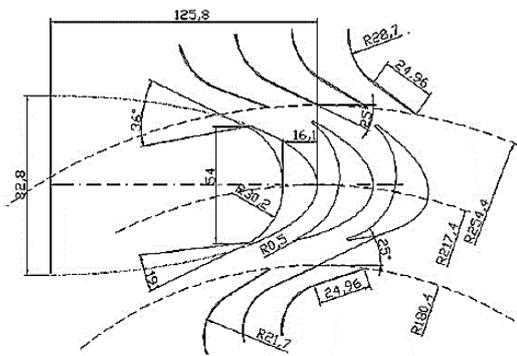
No obstante, este último prototipo, que presenta elevadas eficiencias, emplea una válvula para su funcionamiento. Aunque no se han incluido en este estado del arte, es obvio que empleando válvulas o sistemas móviles la eficiencia de cualquier turbina bidireccional aumentaría. Por esta razón no se puede hacer una comparación directa entre Figura 9 y Figura 14.



3. Modelo

3.1. Geometría

Para la validación del modelo, la geometría base utilizada ha sido la propuesta por el autor Setoguchi, (Setoguchi T S. S., 2002), que en adelante se denominará M8, la cual es una turbina de impulso radial compuesta por un rotor de palas simétricas (R), una corona de aletas directrices de entrada “Inner Guide Vanes” (IGV) y una corona de directrices de salida “Outer Guide Vanes” (OGV) (Figura 15). Se ha escogido esta geometría porque existen referencias bibliográficas con resultados experimentales que permitirán validar el modelo.



El perfil de las guías directrices de la geometría M8 consiste en líneas rectas con un arco circular en la zona interior de la IGV. El perfil de la pala está formado por un arco circular en la zona de sobrepresión y una elipse en la zona de succión (Pereiras, Castro, Abdelatif el Marjani, & Rodríguez, 2010).

Figura 15. Geometría de la turbina M8 (Pereiras, Castro, Abdelatif el Marjani, & Rodríguez, 2010)

Tabla 1. Dimensiones características de la geometría

	Número de álabes		Radios			Cuerda álabes	Espesor directrices
	IGV/R/OGV	r _R (mm)	r ₁ (mm)	r ₂ (mm)	b (mm)	(mm)	
M8	52/51/73	217.4	180.4	254.4	54		
Nueva turbina	52/52/78	217.4	180.4	254.4	54	1	

El objetivo es una comparación de los resultados de la simulación de ambas turbinas. Se espera que la nueva turbina, Figura 16, al tener una deflexión de las palas del



rodete mucho menor que la anterior, Tabla 2, permita reducir el “damping”, es decir, el bloqueo del flujo que ejerce la turbina respecto de la cámara OWC, ver el apartado Problemática. Además, aunque es esperable que el par que se consiga con esta turbina sea menor que en la M8 debido a su geometría de palas más abiertas, es de suponer que tenga una caída de presión menor para el mismo coeficiente de caudal, lo que hace que los rendimientos se mantengan en niveles aceptables.

Se ha elegido mantener el mayor número de dimensiones en común con la geometría M8, sin embargo, al reducir la deflexión de los álabes del rotor de los 55° de la turbina original, a los 90° de la nueva, los ángulos de los bordes de ataque y de salida del álabe cambian. Debido a esto hay que reajustar los ángulos de las coronas directrices IGV y OGV. El reajuste de los ángulos de las directrices se ha fijado acorde con la teoría unidimensional de turbomáquinas. No obstante, hay que tener en cuenta que las coronas permutan su funcionamiento de estar aguas arriba o aguas abajo del rotor, por tanto el ángulo fijado en las mismas ha de ser una solución de compromiso, entre el que dirige mejor el flujo en un sentido y en el otro. Esto quiere decir que si se ajusta perfectamente el ángulo de las IGV para que en exhalación el flujo entre muy alineado con las palas del rotor y el ángulo de las OGV se diseña para que recojan el flujo sin que haya muchas turbulencias, en inhalación la máquina funcionará con una eficacia muy baja. Es más efectivo variar el ángulo de las OGV para que no recojan el flujo tan alineado y sin embargo, permitan dirigir el flujo en inhalación de forma aceptable Tabla 2.

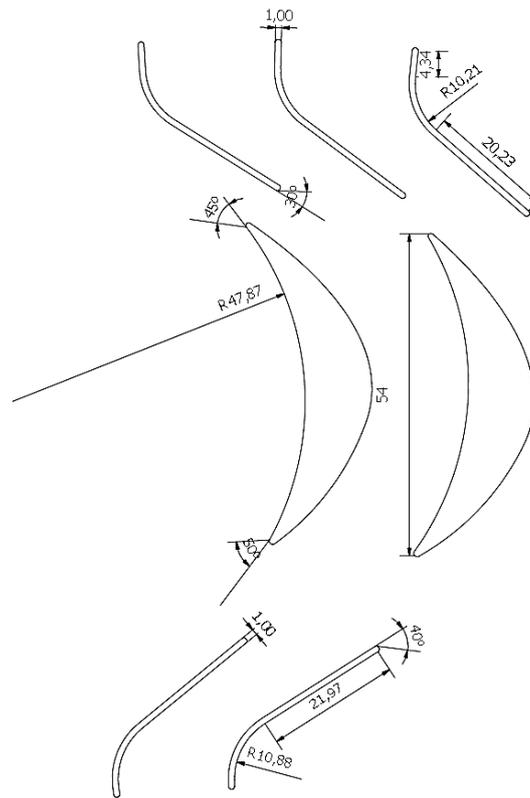


Figura 16. Geometría de la nueva turbina

En la geometría M8 de la turbina de Setoguchi, las coronas presentaban una solidez que no se ha podido mantener en el modelo numérico del presente trabajo, Tabla 1. Con el objeto de construir un modelo periódico, los álabes del rotor pasaron de ser 51 a 52, las directrices de la OGV de 73 a 78, mientras que las de la IGV se mantuvieron iguales. Así, se pudo generar un modelo de 1/26 partes periódicas. Estudios previos, (Pereiras, 2008), han demostrado que un pequeño cambio en la solidez de las coronas no tiene influencia sobre las prestaciones globales de la máquina. En la práctica, para que no se produzcan acoplamientos rotor-estator que creen cargas dinámicas importantes, hay que evitar que las solideces de las diferentes partes de la máquina sean múltiplos entre sí. (Fernandez Oro, Pereiras García, & Galdo Vega, 2008).

Una vez elegidos los parámetros que componen la geometría (Tabla 1 y Tabla 2), se ha dibujado en Autodesk Inventor 2015® parametrizable.



Tabla 2. Ángulos característicos de la geometría. Referencia a los ángulos en Figura 8.

	Deflexión	β_c^*	α_c^*	β_D^*	α_D^*
M8	55°	19°	25°	36°	25°
Nueva turbina	90°	50°	40°	45°	30°

3.2. Malla

Para poder realizar una simulación 2D mediante un software de elementos finitos como el que se va a utilizar, es necesario crear un mallado sobre el que se pueda aplicar la ecuación de Navier-Stokes para la resolución de las condiciones de contorno expuestas. El software utilizado para este cometido ha sido Gambit 2.4.6®.

3.2.1. Tamaño y calidad del mallado

En este caso, se han creado tres mallas sobre la nueva geometría, a las cuales se las ha designado como “Malla 1”, “Malla 2” y “Malla 3”. En la Tabla 3 se representa el número de celdas de cada una de las mallas, que es creciente en función de la malla en la que se encuentre.

Tabla 3. Número de celdas de cada malla

	Nº DE CELDAS			
	IGV	Rotor	OGV	TOTAL
Malla 1	14.208	18.104	30.388	62.700
Malla 2	56.022	70.326	100.013	226.361
Malla 3	82.108	103.752	147.554	333.414



La calidad del mallado representa un punto imprescindible en la creación del modelo debido a que influye en la calidad de los resultados numéricos a obtener. Para medirla, se utiliza el “*equiangle skew*” que es la relación entre los ángulos que forman las caras de cada celda.

Para que una malla tenga una calidad aceptable se estima que el “*skewness*” máximo es de 0.7. Sin embargo, cuanto menores sean mejor, por eso, tal y como se aprecia en la Figura 17 en las tres mallas, más de un 50% de las celdas tienen “*equiangle skew*” inferior a 0.1, lo cual se considera como excelentes.

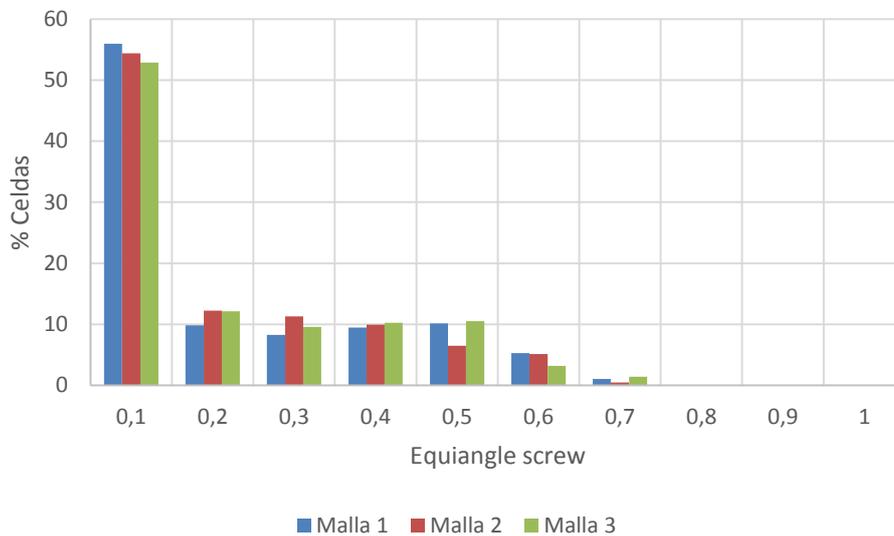


Figura 17. Calidad de los elementos de cada malla

Finalmente, se decidió realizar una última malla con 88.188 celdas, que en adelante se denominará “Malla 4” obtenida a partir de la “Malla 1” con el único objetivo de aumentar el número de celdas alrededor de los álabes del rotor para poder así comparar su simulación, de una forma más equitativa, con los resultados numéricos previos de la turbina M8. Esta nueva malla, mantiene las características generales de la Malla 1, su única diferencia es un mayor número de celdas en la zona del rotor de la máquina.

3.2.2. Metodología de creación

El primer paso, es la creación de las caras para implantar sobre ellas el mallado, para lo cual se han seguido una serie de puntos con el fin de que éste sea óptimo para el programa de cálculo.



En primer lugar, se ha buscado que la disposición de los elementos siga la dirección del flujo en la medida de lo posible. Para ello, se han utilizado elementos hexaédricos, buscando en la mayoría de las caras un mallado regular y estructurado "Map". Sin embargo, en tres de las caras de la zona de las OGV, debido a la imposibilidad de esta opción, se creó un mallado desestructurado "Pave", Figura 18.

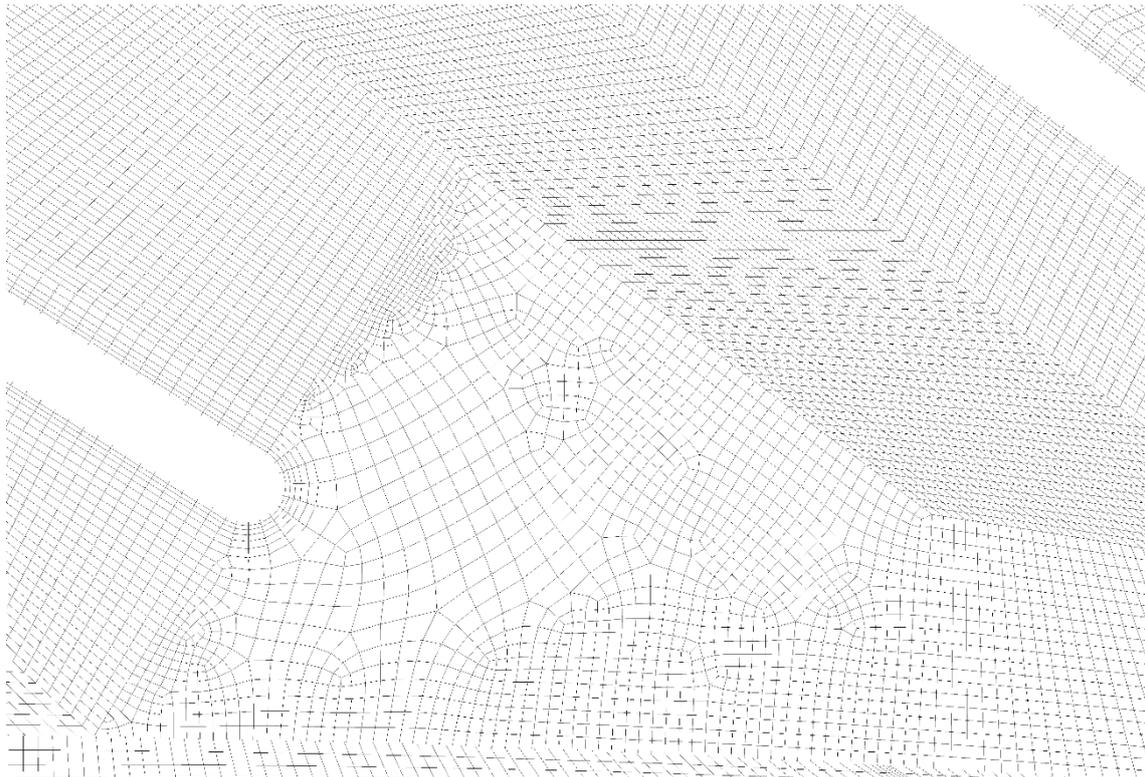


Figura 18. Detalle de OGV de la Malla 3 donde se aprecia el mallado desestructurado "Pave" en una cara y en el resto el mallado estructurado "Map"

Se ha prestado especial atención a la capa límite, tanto de las palas del rotor como en las aletas directrices de las IGV y OGV. Los elementos más cercanos a las aletas son más pequeños y se van ampliando según se alejan de las mismas. La anchura de esta capa límite es de 0.5 mm en la Malla 3.

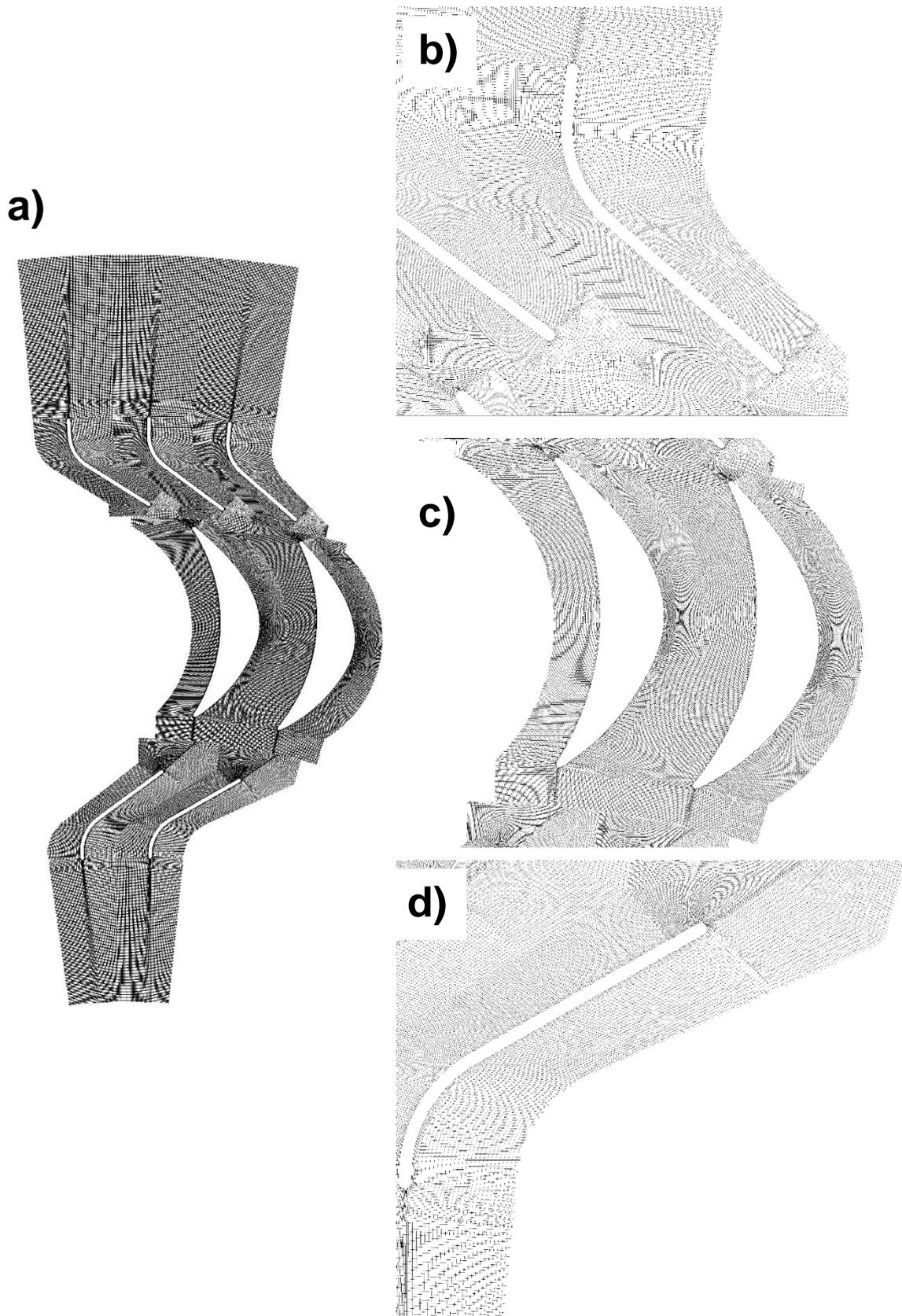


Figura 19. a) Malla 2. b) Detalle de las OGV c) Detalle del rotor d)Detalle de las IGV



A continuación, se va a realizar una comparación entre las tres mallas, donde se puede apreciar cómo a medida que aumenta el número de celda, disminuye el tamaño de las mismas, ver Figura 20, Figura 21 y Figura 22.

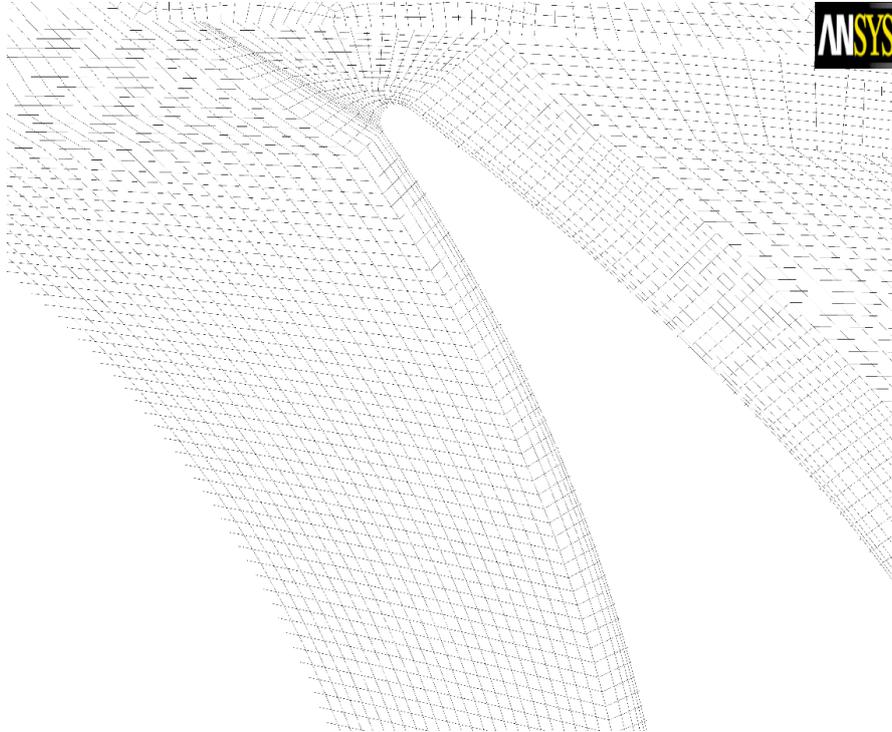


Figura 20. Detalle Malla 1

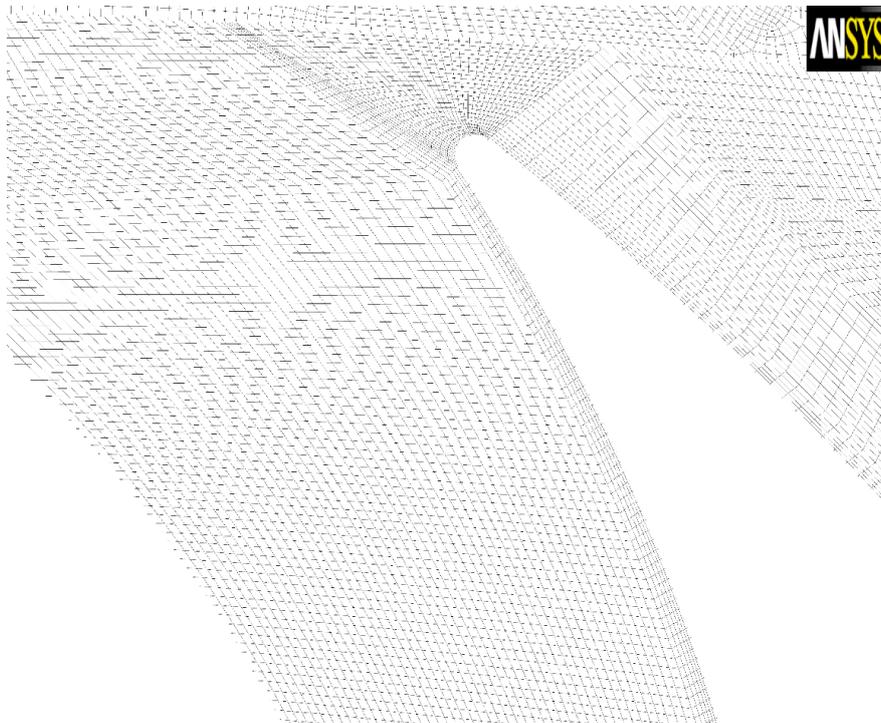


Figura 21. Detalle Malla 2

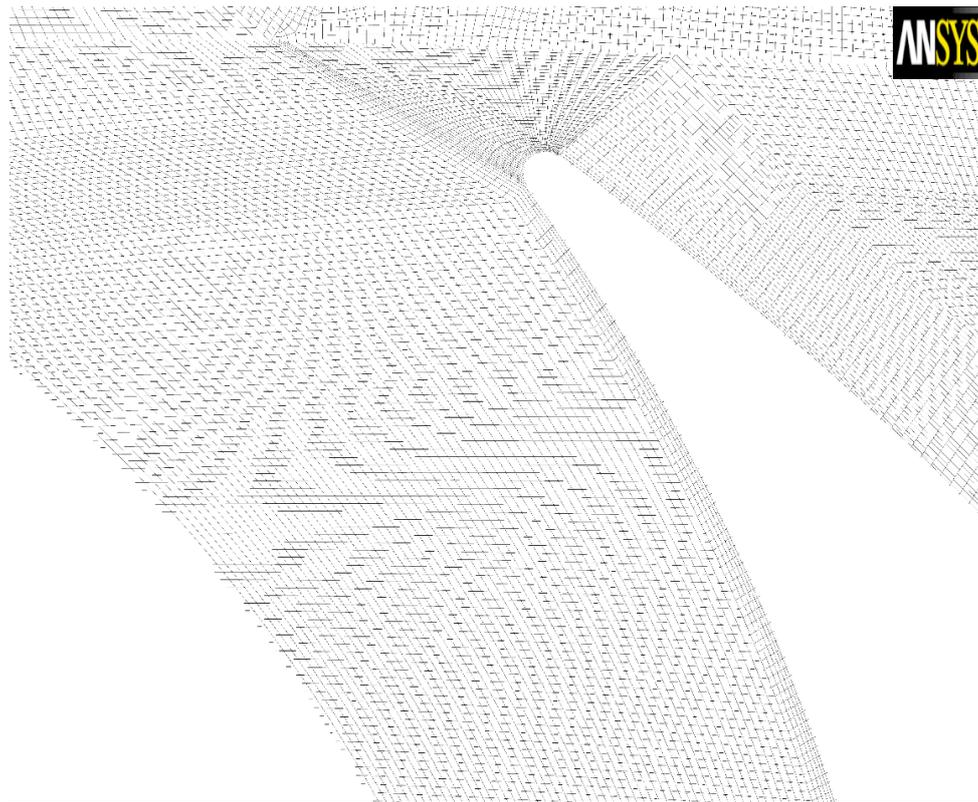


Figura 22. Detalle Malla 3

Por último, para la creación de la Malla 4, se partió de la Malla 1 y mediante el propio software de simulación, se adaptó la malla en los alrededores de los álabes para obtener un mayor número de celdas en esa zona, ver Figura 23. El resto del mallado permaneció igual al de su antecesora.

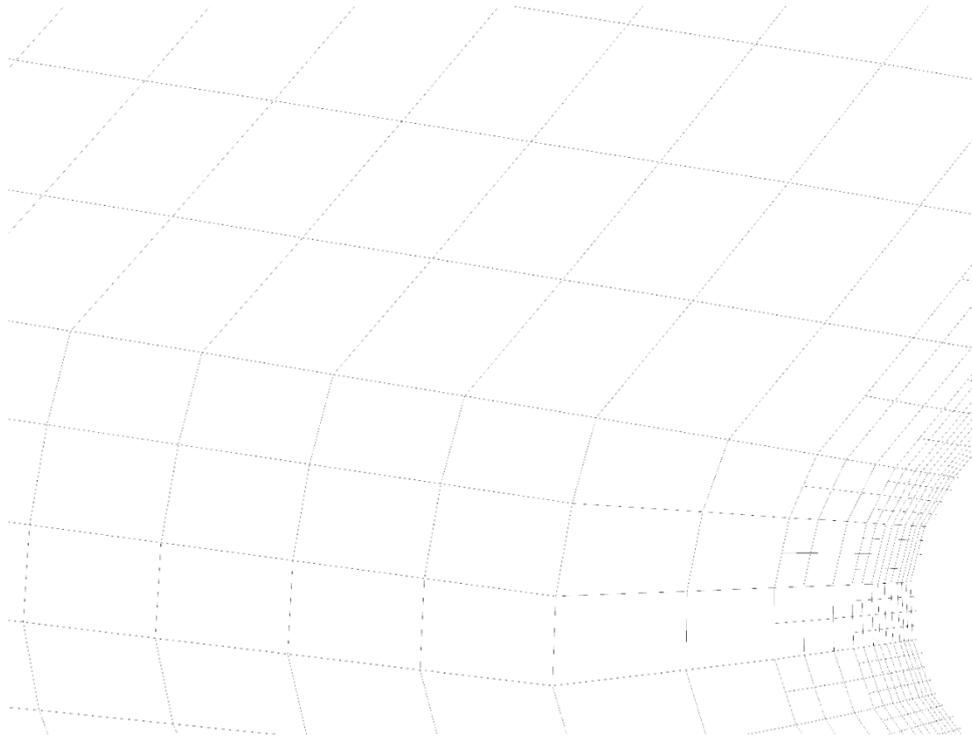


Figura 23. Detalle de la malla en la zona del álabe de la Malla 4

3.3. Modelo numérico

La simulación se ha resuelto mediante el software de dinámica de fluidos computacional (CFD) ANSYS Fluent 12.1.2®, una potente herramienta para la simulación de turbomáquinas. Utiliza las ecuaciones de Navier-Stokes de continuidad, cantidad de movimiento y energía.

3.3.1. Discretización

El código de este software se basa en la resolución del método de volúmenes finitos centrado en las celdas, lo que implica que las ecuaciones aplicadas son de naturaleza conservativa haciendo que se puedan resolver para cada uno de los volúmenes de control que componen el dominio computacional. Las ecuaciones se pueden resolver mediante dos técnicas diferentes: “*Density-Based Coupled Solver*” (DBCS) y “*Pressure-Based Coupled Solver*” (PBCS).

En este trabajo se ha utilizado el PBCS, en el cual se toman como variables principales la cantidad de movimiento y la presión y se resuelven de forma acoplada. Se utiliza esta técnica porque no se está resolviendo la ecuación de la energía.



Se pueden elegir diferentes esquemas de interpolación “*First Order Upwind*”, “*Second Order Upwind*”, “*Power Law*”, “*QUICK*” y “*Thirird order MUSCL*”. Aunque la mejor opción sería “*Thirird order MUSCL*” porque permite una mayor exactitud en los resultados cuando están implicados flujos con altas tasas de desprendimiento y generación de vórtices, para la realización de este trabajo se ha utilizado “*First Order Upwind*”. Se ha hecho así porque para comparar con los resultados de la turbina M8, resulta suficiente realizar esta primera aproximación y ya utilizar un modo más preciso en caso de que resulten satisfactorios los resultados.

3.3.2. Condiciones de contorno

Debido a la periodicidad axial de la turbina, se puede simular un único sector periódico, Figura 24. La turbina completa está formada por 26 de estos sectores, por lo que hay que asignar la condición de contorno de **periodicidad rotacional**.

En el dominio, la única superficie móvil es el rotor el cual tiene una velocidad de rotación de 24.5 rad/s (234 rpm). Para poder simular ese movimiento, hay que considerar un mallado deslizante, por eso se deben crear dos **interfaces**, una entre rotor e IGV y otra entre el rotor y OGV.

La salida se ha definido como “**pressure outlet**” tanto en el caso de inhalación como en exhalación. El salto de presión se mide con la atmósfera, por lo que se toma la presión manométrica de salida como cero.

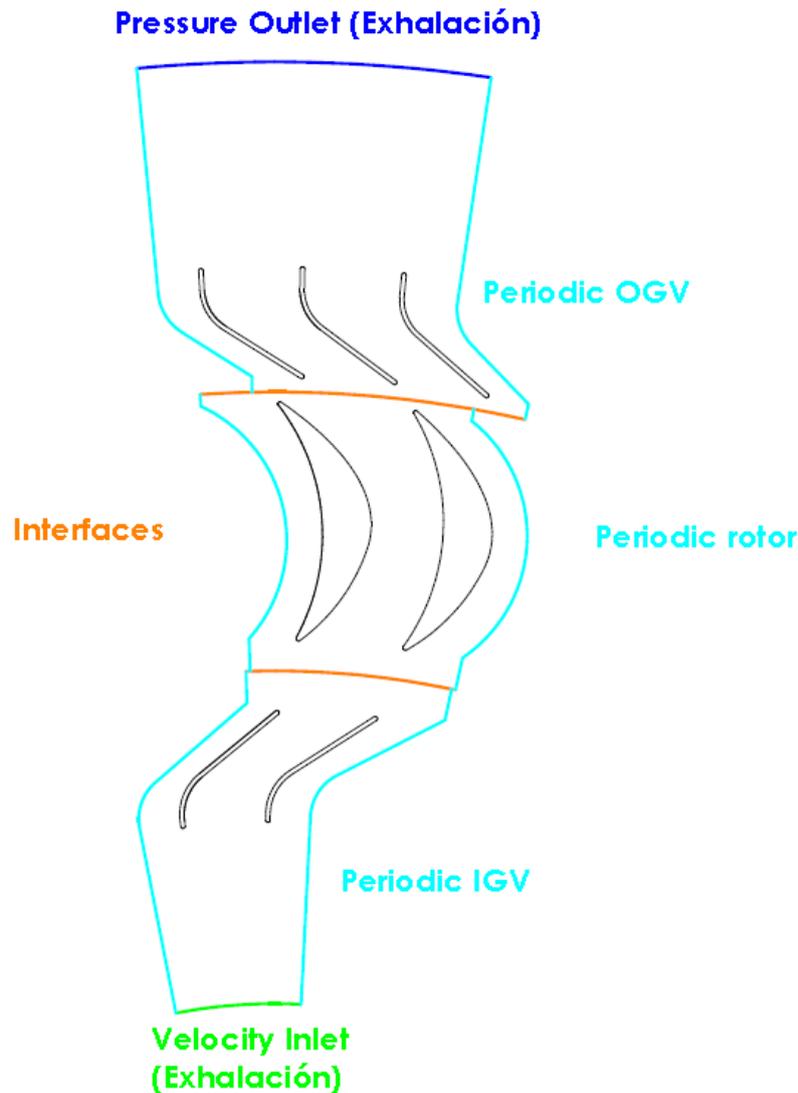


Figura 24. Condiciones de contorno

La entrada se ha definido como “**velocity inlet**” tanto en el caso de que la turbina trabaje en inhalación como en exhalación. Se ha decidido simular varios coeficientes de caudal para cada una de las mallas y poder ver así el comportamiento de la turbina con diferentes situaciones de flujo. Para cada coeficiente de caudal se tiene una velocidad de entrada diferente. El coeficiente de caudal (Φ) es un número adimensional que sigue la ecuación:

$$\Phi = \frac{v \cdot A}{2 \cdot \pi \cdot \omega \cdot r_R \cdot b}$$

A partir de estos datos, se han definido varias velocidades de entrada Tabla 4 que serán las que se tomarán como condición de contorno haciendo así que para cada una



de las mallas anteriormente descritas se tengan diez casos diferentes, cinco en inhalación y cinco en exhalación.

Tabla 4. Velocidades de entrada del flujo, en m/s, para cada coeficiente de caudal

Φ	0.5	0.75	1	1.5	2
Exhalación	7.07	10.10	14.14	21.21	28.27
Inhalación	-7.07	-10.10	-14.14	-21.21	-28.27

3.3.3. Modelo de turbulencia

Fluent® permite la elección entre varios modelos de turbulencia, desde los más sencillos con una única ecuación, modelos en dos ecuaciones como sería el k- ϵ o el k- ω , hasta más complejos como el de tensiones de Reynolds (RSM) o el modelo LES.

El modelo de turbulencia elegido, por ser el más adecuado para flujos turbulentos con alto número de Reynolds, como los que se tienen en una turbina, es el modelo k- ϵ realizable.

Los resultados expuestos en trabajos anteriores (Pereiras, 2008), demuestran que mientras el factor adimensional C_A (coeficiente de presión) no está afectado prácticamente por el modelo de turbulencia, sino por el refinado de la malla, en el factor C_T (coeficiente de par) es el modelo de turbulencia el marca la mayor o menor aproximación al resultado experimental (Figura 25).

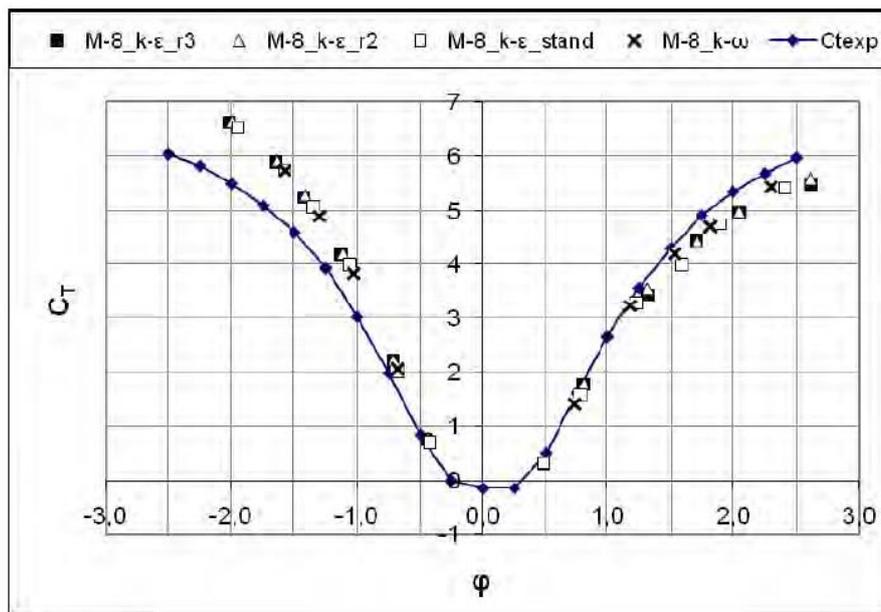


Figura 25. Influencia del modelo de turbulencia sobre C_T . (Pereiras, 2008)



Tal y como muestra la Figura 25, el modelo más apto es el k- ϵ realizable.

Tras elegir el modelo de turbulencia, hay que elegir el modelo de pared que tiene una gran importancia porque las paredes son fuente de vorticidad y turbulencias. Aunque Fluent® presenta varios modelos posibles, los que se pueden utilizar son dos: “*Standard Wall Function Method*” y “*Enhanced Wall Treatment Option*”. El modelo “*Standard*”, se utiliza para Re altos, de más de 10^6 , además permite un mallado grosero cercano a las paredes de los álabes. El modelo “*Enhanced*” se utiliza para Re bajos o cuando el flujo en la pared es complejo.

En este caso, se realizó la simulación de todos los casos aproximando el flujo de pared mediante el modelo “*Enhanced Wall Treatment Option*” ya que tras medir el parámetro hidrodinámico Y^+ (Mercier, 2008), se decidió que esa opción sería más cercana a la realidad.

3.3.4. Time step

En las turbomáquinas lo más adecuado es utilizar un modelo de cálculo en el que se considera el flujo transitorio, es decir, las variables del mismo varían siguiendo un patrón de tiempo determinado. El paso de tiempo elegido, “*time step*”, para todos los casos simulados, ha sido 0.001 s. Se elige este y no otro, porque garantiza una resolución temporal de las estructuras de flujo lo suficientemente alta, y por otro lado, las simulaciones no se dilatan en el tiempo enormemente.

3.3.5. Convergencia y estabilidad

El equipo utilizado para el cálculo tiene un procesador Intel® Core™ i7-3610QM CPU @2.30 GHz (8 CPUs), 6GB de RAM y una tarjeta gráfica dedicada AMD Radeon HD 7600M Series.

Se fijó el criterio de convergencia de los residuales en 10^{-5} , que es un valor excelente, ya que para turbomáquinas con unos residuos de 10^{-4} se considera suficiente (Pereiras, 2008).

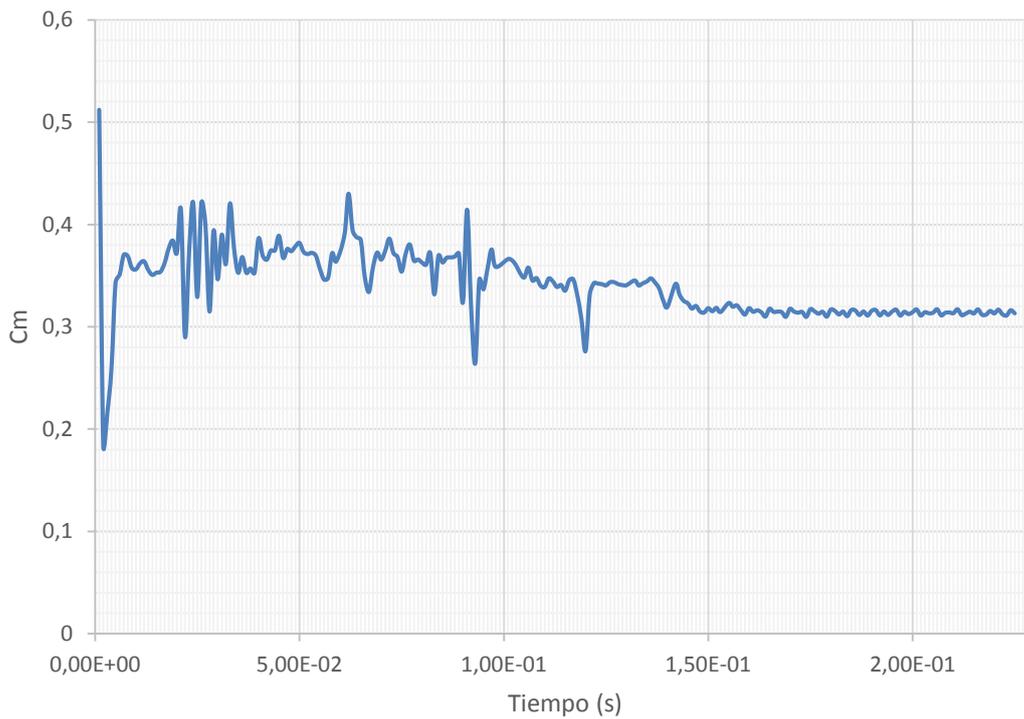


Figura 26. Valor de Cm a lo largo del tiempo. Malla 3 en inhalación para $\Phi=0.5$

3.4. Análisis de sensibilidad

Realizar diferentes mallados, cada uno con un número de celdas creciente, permite que la resolución conseguida en los cálculos aumente. Sin embargo, la eficiencia del proceso disminuye y se tarda mucho más tiempo en obtener la convergencia del caso. Se busca encontrar el mallado óptimo entre resolución de cálculos y eficiencia de proceso.

En la Figura 27, se representa la variación de la presión total-estática, en las distintas mallas utilizando el valor de un coeficiente de caudal $\Phi=1$ en el flujo en exhalación. Observando únicamente el gráfico, no se puede asegurar que se establezca la convergencia a lo largo de las mallas.

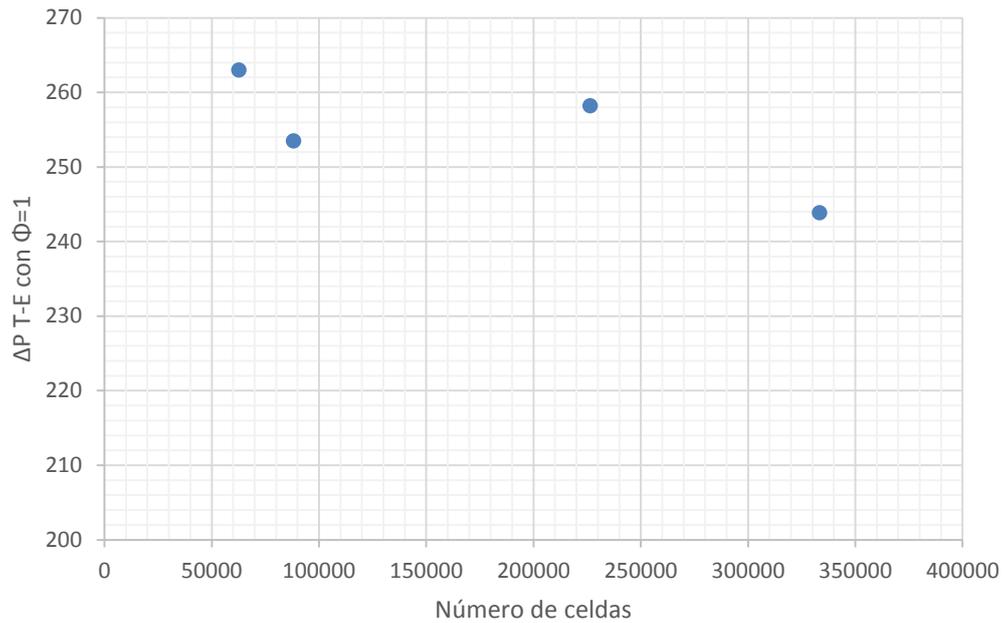


Figura 27. Variación de Presión Total-Estática con $\Phi=1$ para cada una de las mallas

Si se hace una comparación de las presiones de forma porcentual, la variación del dato manejado de la malla 2 a la malla 1 es del 1.92%, mientras que la variación de la malla 3 a la malla 2 es de 4.69%.

Sin embargo, para la realización de los cálculos, y su comparación con la simulación de la geometría M8 (Mercier, 2008), se utilizará la Malla 4, debido a que su número de celdas es similar a la simulada en la M8 y es de esperar que el error cometido sea similar.



4. Resultados

Se han ido almacenando datos de presiones, velocidades mediante monitores en la entrada, salida e interfaces de la turbina a lo largo de la simulación en Fluent® de todos los casos, así como del coeficiente C_m sobre los álabes. Para poder dar como fiables los datos, se hace una media de los últimos 50 time steps, ver Anexos.

Los datos se pueden analizar desde un punto de vista estacionario y no estacionario. Desde el punto de vista estacionario, el caudal es constante, sin embargo, hay que tener en cuenta que en un dispositivo OWC el caudal tendrá una apariencia aproximadamente sinusoidal debido a la subida y retirada de las olas, por tanto, es adecuado hacer un análisis desde el punto de vista no estacionario, a lo largo de un periodo de ola.

Todos los resultados utilizados en este post-procesado de datos, son los de la Malla 4 debido a que es la que tiene un número de celdas más similar a los datos de la simulación de la M8 (Mercier, 2008).

4.1. Análisis estacionario

Para este estudio, las variables utilizadas han sido obtenidas en cada uno de los casos simulados manteniendo el coeficiente de caudal constante, ver Tabla 4.

Respecto a la presión, se han calculado tanto la diferencia de presión total-total entre la entrada y la salida de la turbina como la diferencia de presión total-estática. Esta última es más representativa de la energía aprovechada por la turbina ya que parte de la presión total que se tiene a la entrada de la turbina, se transforma en velocidad representando la fracción de energía no aprovechada, por eso es más fiable a la salida medir la presión estática.

En exhalación, la fórmula sería:

$$\Delta P_{T-E} = P_{T \text{ cámara OWC}} - P_{E \text{ atm}} = \left(P_o + \frac{1}{2} \rho v^2 \right) - P_s$$

Mientras que en inhalación, sería:

$$\Delta P_{T-E} = P_{T \text{ atm}} - P_{E \text{ cámara OWC}} = \left(P_o + \frac{1}{2} \rho v^2 \right) - P_s$$



Fluent® permite obtener los valores de un coeficiente adimensional denominado C_m . Mediante su fórmula, ver Nomenclatura, se conoce el par para cada uno de los coeficientes de caudal simulado¹.

Por último, se han extraído las velocidades tangenciales y radiales a la entrada y salida de la turbina así como en ambas interfaces, lo que permitirá calcular ángulos de flujo y compararlos con los geométricos.

Se pueden calcular los coeficientes de par (C_T) y de diferencia de presión (C_A) utilizando las respectivas fórmulas para cada coeficiente de caudal, ver **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** y **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..** Estos son muy útiles a la hora de comparar esta nueva turbina con la M8.

El C_T da una medida del par en el eje de la turbina, y por tanto de la energía generada. Puede apreciarse que el C_T en inhalación es mayor que C_T en exhalación, esto implica que la generación de energía sería asimétrica si los caudales que atraviesan la turbina fuesen iguales en inhalación que en exhalación.

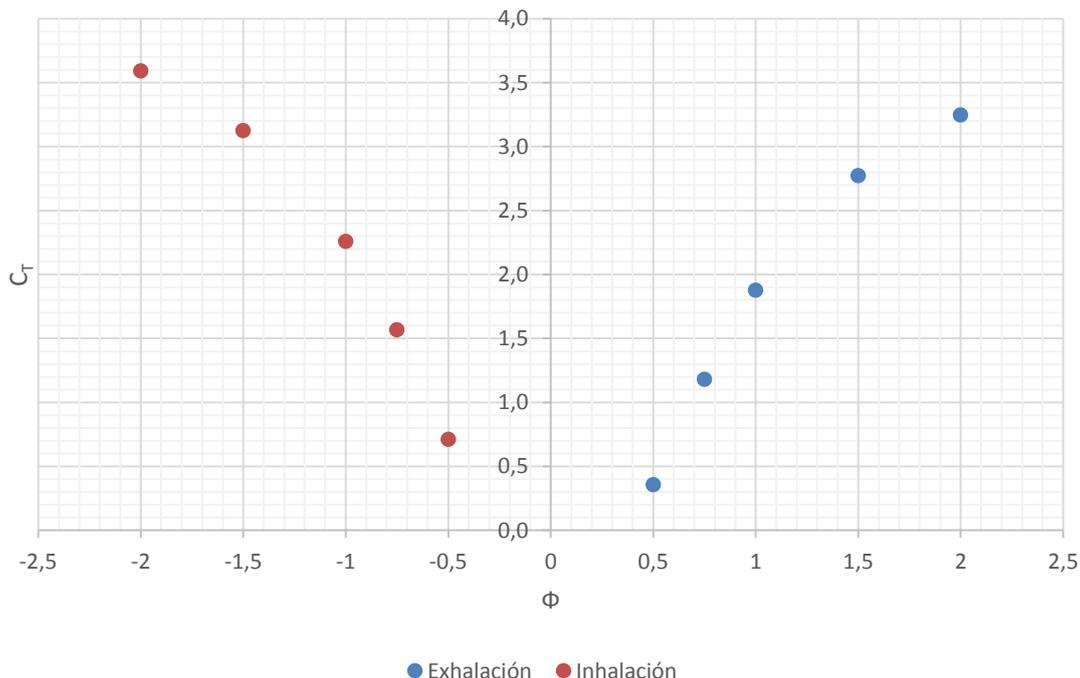


Figura 28. Coeficiente de par de Malla 4

¹ Fluent® utiliza para el cálculo del coeficiente C_m , una serie de valores de referencia internos: $\rho=1.225 \text{ kg/m}^3$, $v=1 \text{ m/s}$, $A=1 \text{ m}^2$ y $R=1 \text{ m}$.



Sin embargo, observando el gráfico del C_A se observa también una clara asimetría. C_A en inhalación es mucho mayor que C_A en exhalación. Por tanto, el caudal generado por el OWC será mayor durante la exhalación que durante la inhalación, compensando de esta forma el C_T inferior.

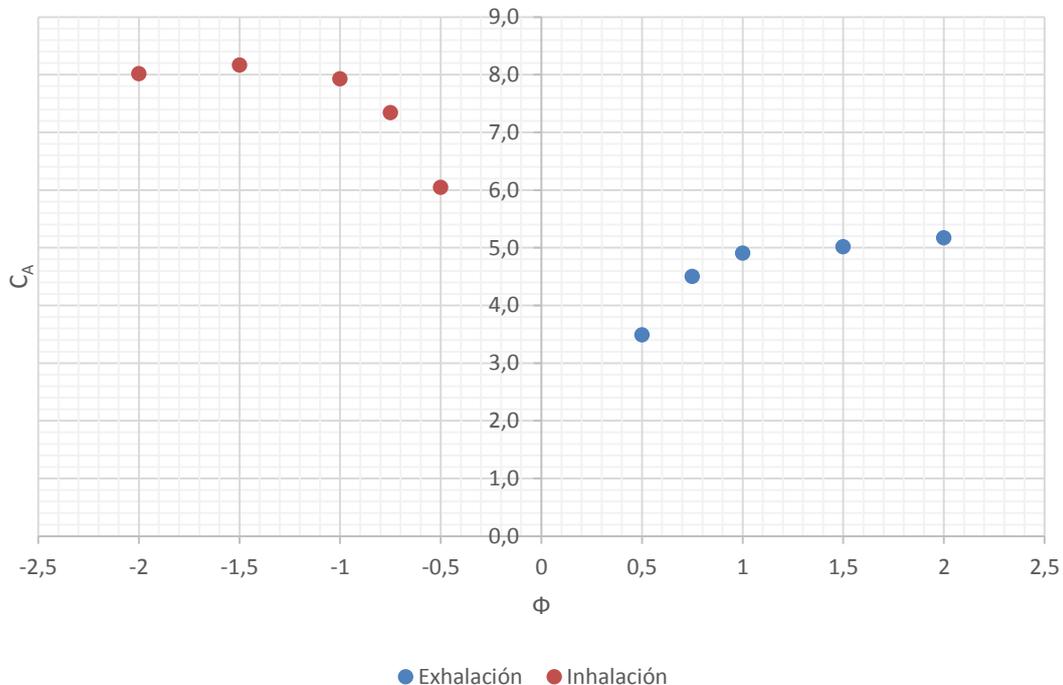


Figura 29. Coeficiente de presión Malla 4

En realidad, C_A representa en realidad la energía absorbida por la turbina, tanto en forma de par útil como en energía perdida. En la Figura 30, se puede apreciar, indirectamente deducible del C_A , que las pérdidas son más elevadas durante la inhalación que en exhalación.

Se puede justificar esta situación utilizando los ángulos de flujo que son calculados mediante triángulos de velocidad en cada una de las zonas. Estos triángulos de velocidad se calculan mediante las componentes de la velocidad que se han ido monitorizando. Cuanto más cercanos sean los ángulos del flujo con los que forman los álabes del rotor y las aletas directrices, menores choques habrá lo que causa menos turbulencias y por tanto menores pérdidas de energía.

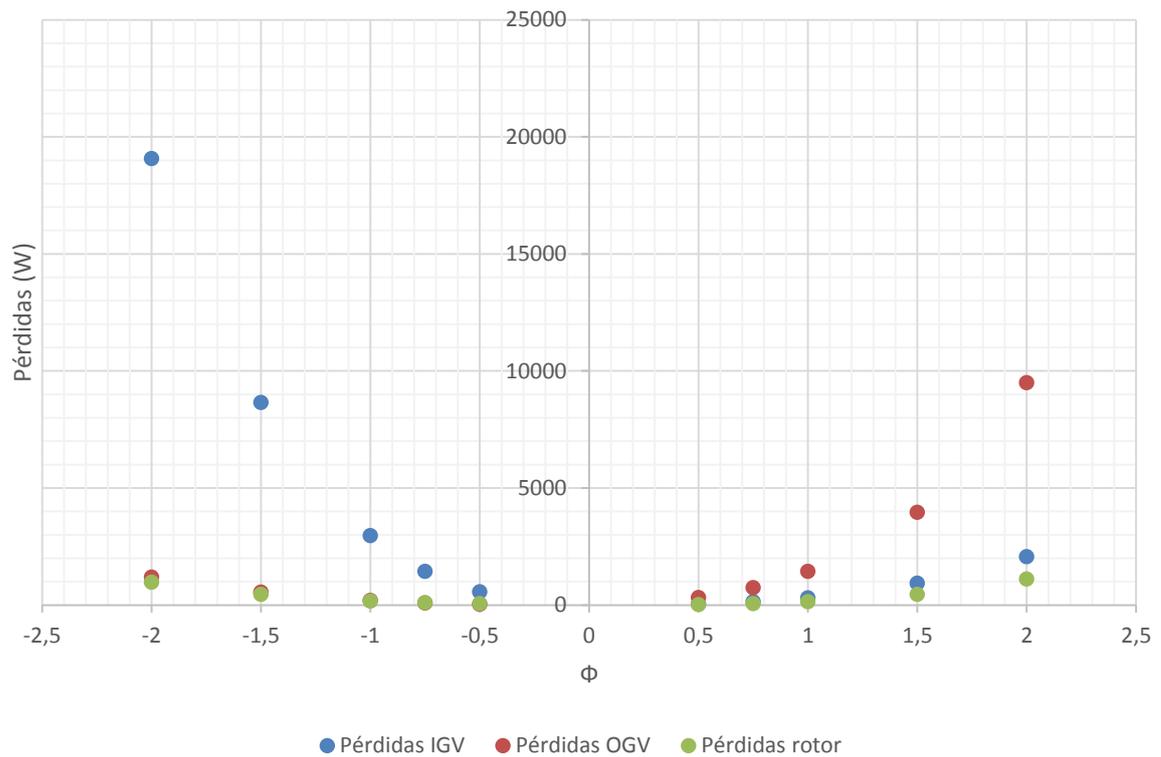


Figura 30. Pérdidas (W) para cada coeficiente de caudal

En exhalación, el ángulo con el que el flujo sale de las IGW (Figura 31) tiene una dirección bastante buena respecto al ángulo que forman las aletas. En la Figura 32 se muestra, a través del ángulo relativo β_c , si el guiado del flujo hacia el rodete es adecuado. Se puede observar que en gran parte del rango de caudales se produce un desalineamiento del flujo con la geometría de entrada al rodete. Esto generará pérdidas por desprendimiento en la entrada del rodete. La intensidad del desprendimiento se reduce a medida que aumenta el coeficiente de flujo porque la diferencia β_d^* y β_d es cada vez menor.

A la salida del rotor, se produce bastante choque en las OGV. Se puede apreciar en la Figura 34 que el rodete no guía demasiado bien el flujo. Esta falta de guiado posiblemente se deba al gran desprendimiento del flujo en la entrada del rodete (Figura 32) que condiciona el patrón de flujo en el canal de paso de los álabes. De ahí, que en el gráfico de pérdidas, estas supongan la fracción más considerable en exhalación.

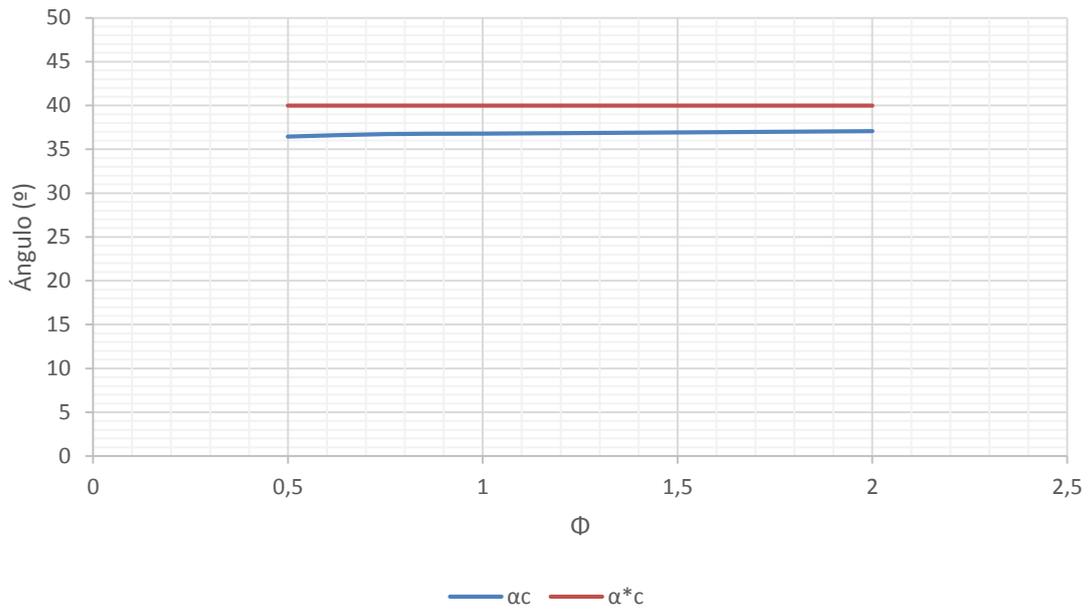


Figura 31. Comparación del flujo de salida de las IGV con su ángulo geométrico en exhalación

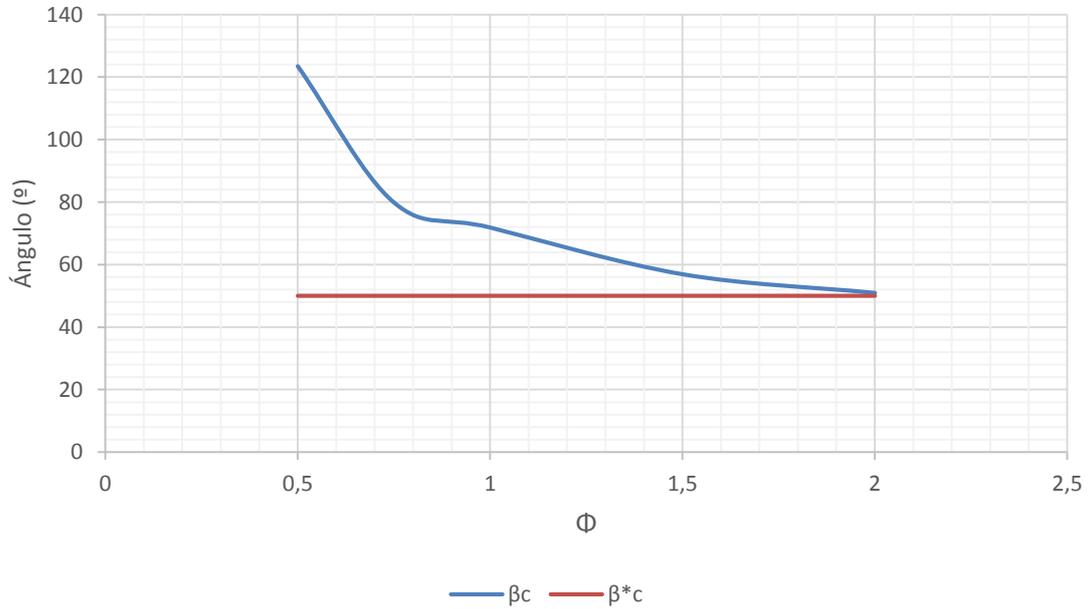


Figura 32. Comparación del flujo de entrada del rotor con su ángulo geométrico en exhalación

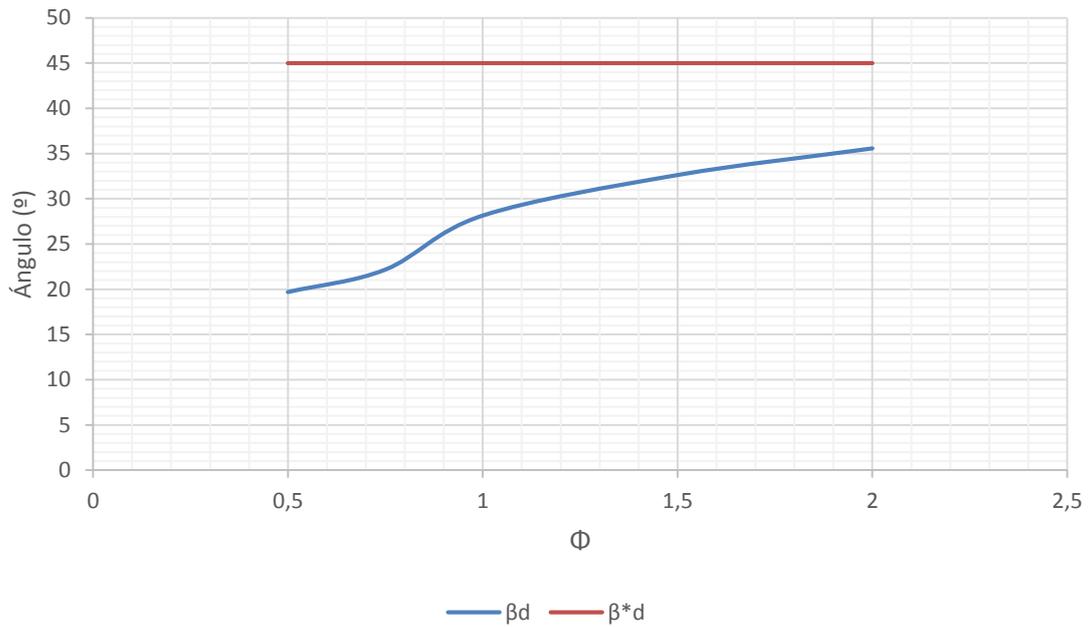


Figura 33. Comparación del flujo de salida del rotor con su ángulo geométrico en exhalación

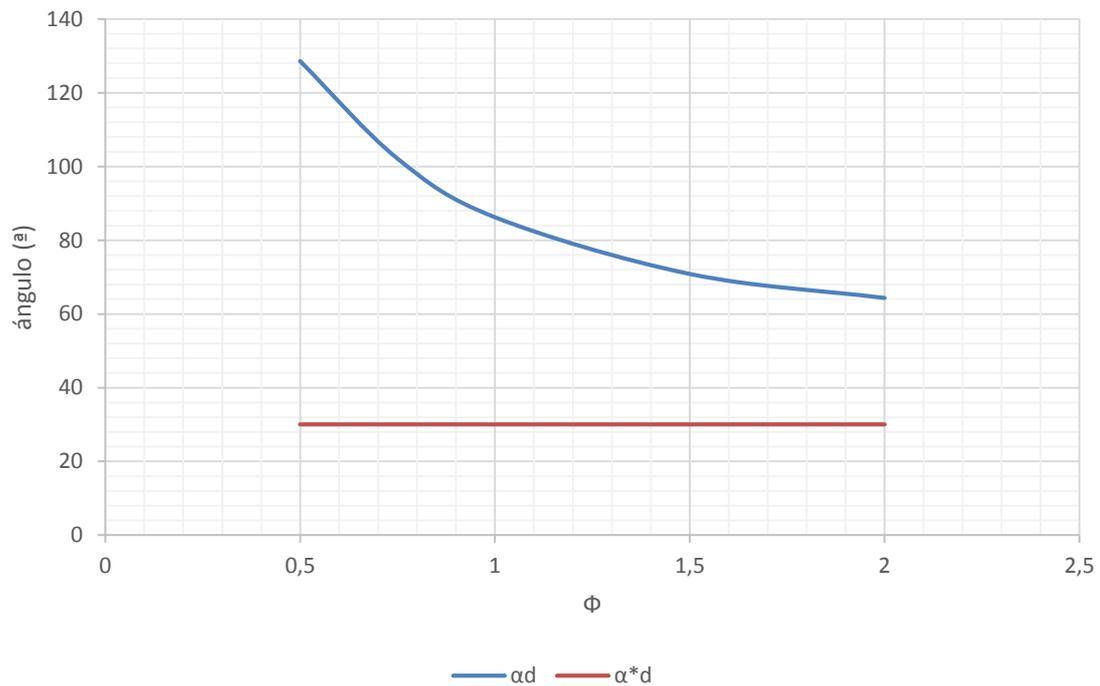


Figura 34. Comparación del flujo de entrada de las OGV con su ángulo geométrico en exhalación

En inhalación, se producen menores pérdidas en las aletas directrices de entrada (OGV) que en exhalación (que en este caso son las IGV). En el elemento aguas arriba, tanto en inhalación como en exhalación, no hay problema de guiado en la entrada del



elemento. Las pérdidas son exclusivamente por fricción, y éstas son siempre proporcionales a la energía cinética. Siendo la sección de paso en las OGV mayor, por estar más externas radialmente, las velocidades son menores y las pérdidas por fricción también. Aunque la alineación del flujo con las aletas OGV a la salida es bastante buena (Figura 35), se produce bastante choque a la entrada del rotor (Figura 36) lo que provocará desprendimiento a la entrada del rodete.

Las mayores pérdidas de la turbina en inhalación se producen en las IGV. El flujo que sale del rotor (Figura 37), lo hace de forma bastante alineada sobre todo a partir de $\Phi=0,75$. Sin embargo, no entra nada bien en la zona de la corona IGV (Figura 38), provocando el mayor problema de desprendimiento de la turbina, que puede verse en el gráfico de pérdidas.

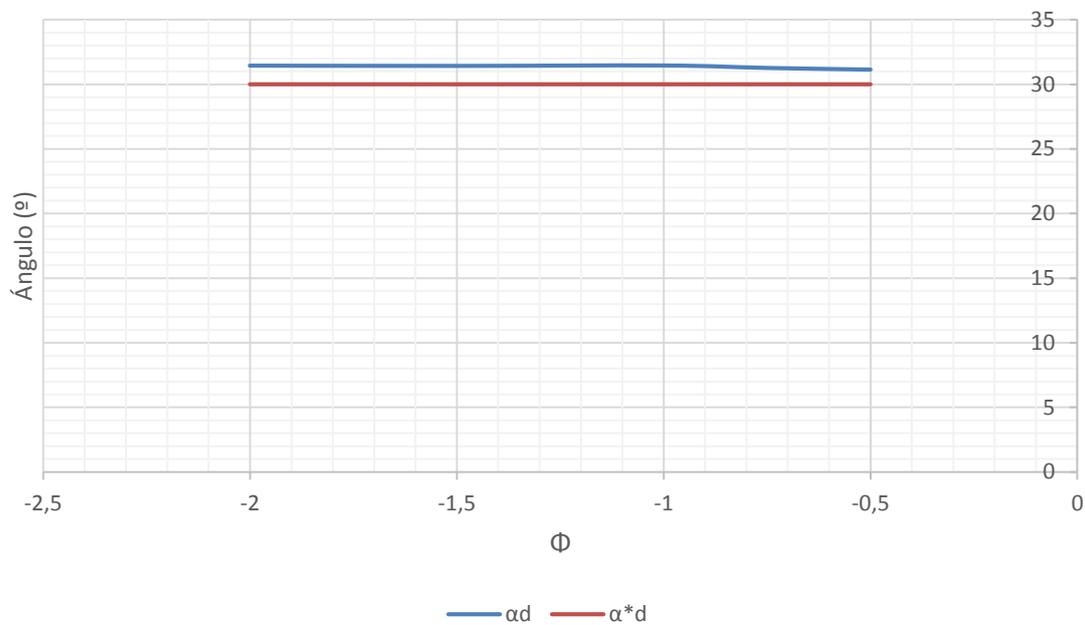


Figura 35. Comparación del flujo de salida de las OGV con su ángulo geométrico en inhalación

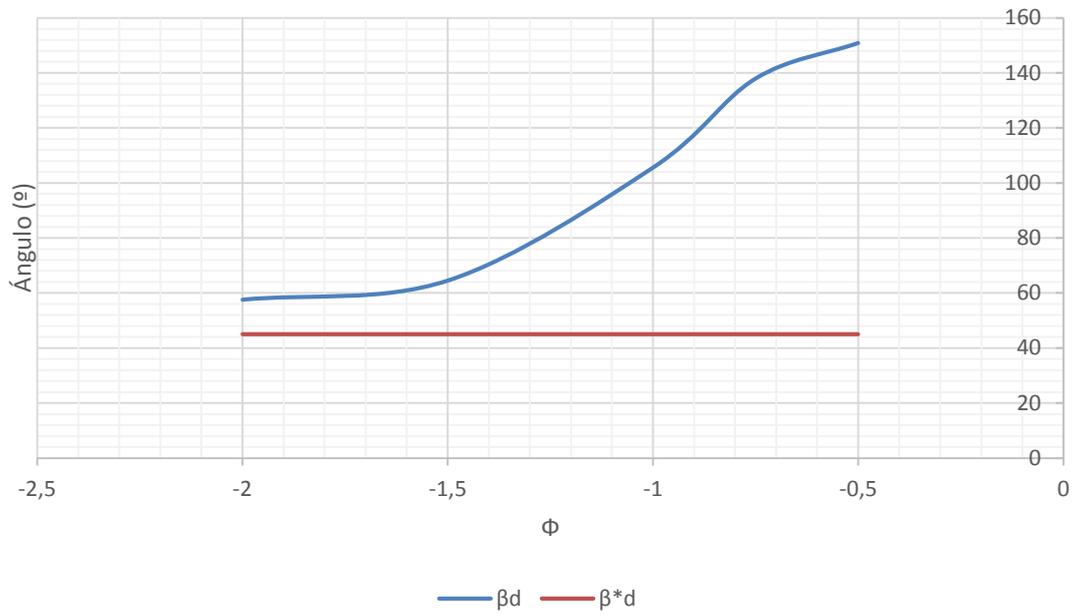


Figura 36. Comparación del flujo de entrada del rotor con su ángulo geométrico inhalación

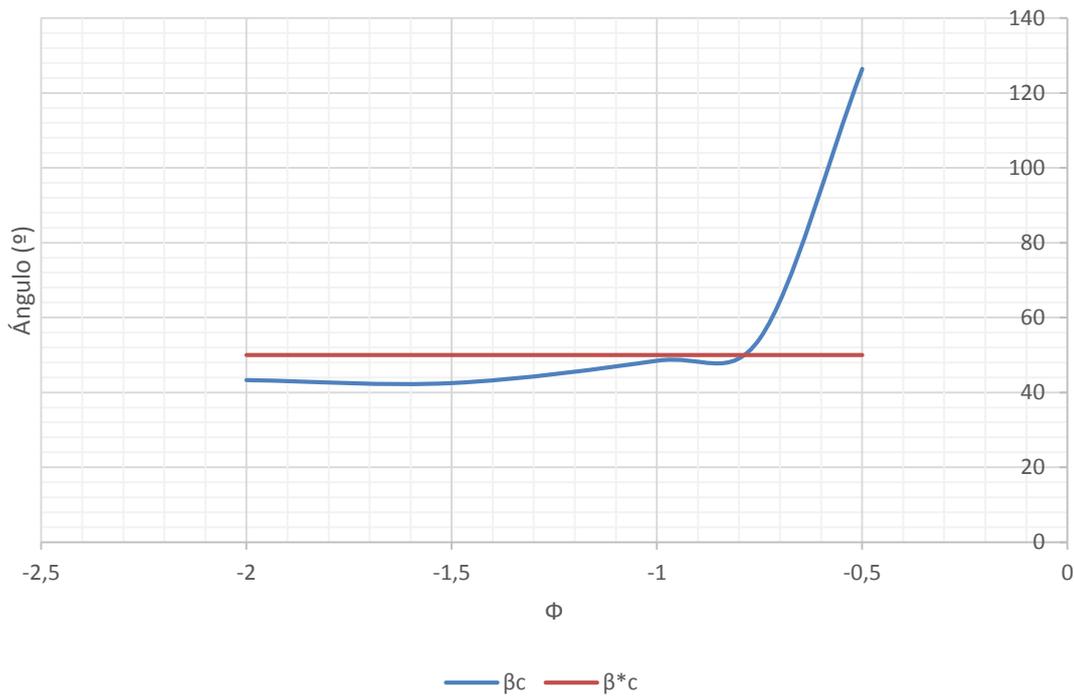


Figura 37. Comparación del flujo de salida del rotor con su ángulo geométrico en inhalación

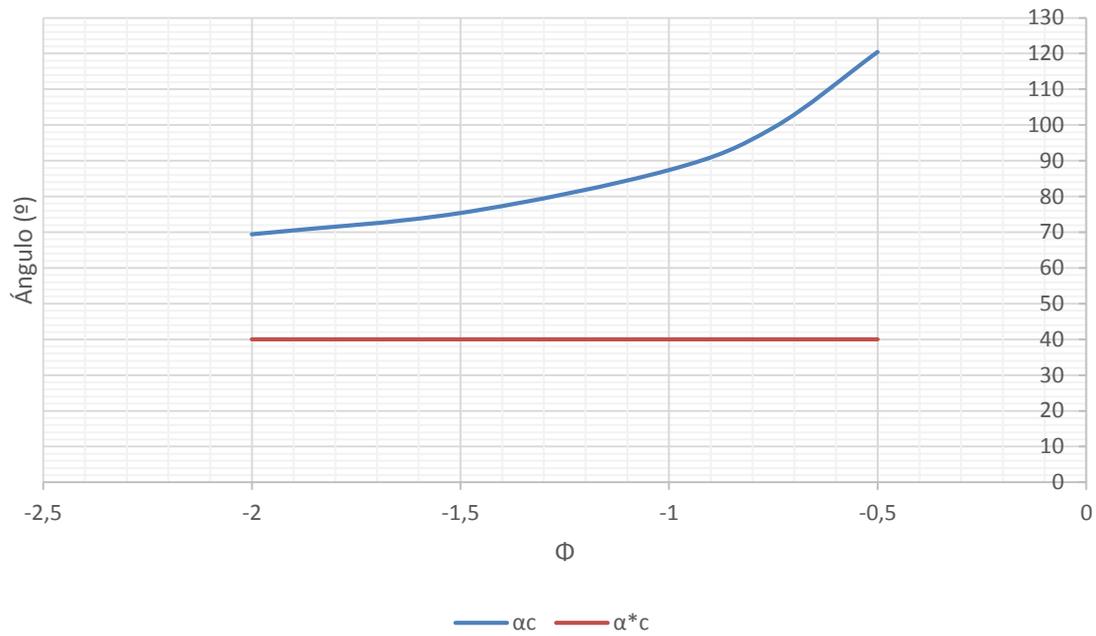


Figura 38. Comparación del flujo de entrada de las IGV con su ángulo geométrico en inhalación

A pesar de todas las pérdidas producidas en las coronas directrices, el rendimiento del rotor es bueno (Figura 39), lo que es una indicación de que la reducción de la deflexión presenta beneficios.

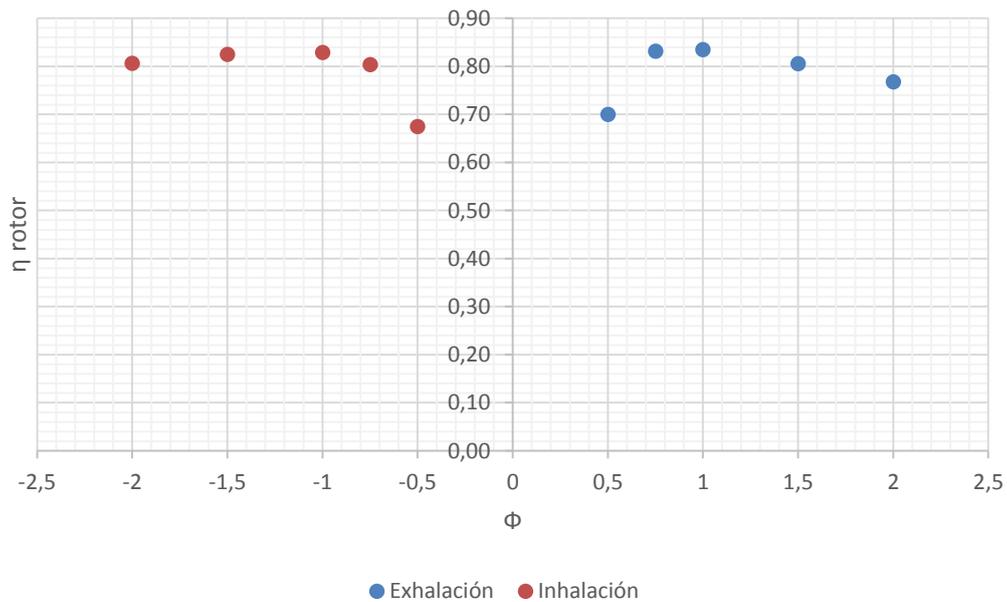


Figura 39. Rendimiento del rotor de la turbina para cada coeficiente de caudal



Por último, se adjuntan varias imágenes de los contornos de presión de la turbina en los diversos casos analizados, Figura 40 y Figura 41, en ellos se puede ver de forma significativa, las zonas en las que se producen las variaciones de presión más evidentes. Puede verse como en el rotor, se producen los mayores saltos de presión lo que resulta lógico ya que es donde se aprovecha la energía del flujo de aire. También se aprecian las zonas de más baja presión alrededor de las guías directrices.

Respecto a los contornos de presión en exhalación, Figura 40, no se aprecia choque del flujo en la entrada del rotor, lo que se puede comparar con los ángulos de la Figura 32, donde se ve algo de desalineamiento que no es muy grande y entonces hace que la corriente entre bien al rotor. Acorde con lo mostrado en el gráfico de la Figura 32, solo en el punto de menor caudal debería tener choque alto en la entrada, pero no se aprecia por la escala de los contornos de presión mostrados. No obstante, el problema está en las OGV, para todos los caudales se ve que hay desprendimiento de la corriente en el borde de ataque, acorde a lo mostrado en la Figura 34.

En la Figura 41, que representa los contornos de presión en inhalación, se puede seguir un razonamiento similar, no hay un choque significativo del flujo en la entrada del rotor, sobre todo a caudales altos tal y como se ha visto en la Figura 36. En el punto de menor caudal sí que habría un mayor choque no apreciable por la escala. El mayor problema está ahora en las IGV, habiendo desprendimiento para todos los coeficientes de caudal mostrado anteriormente en la Figura 38.

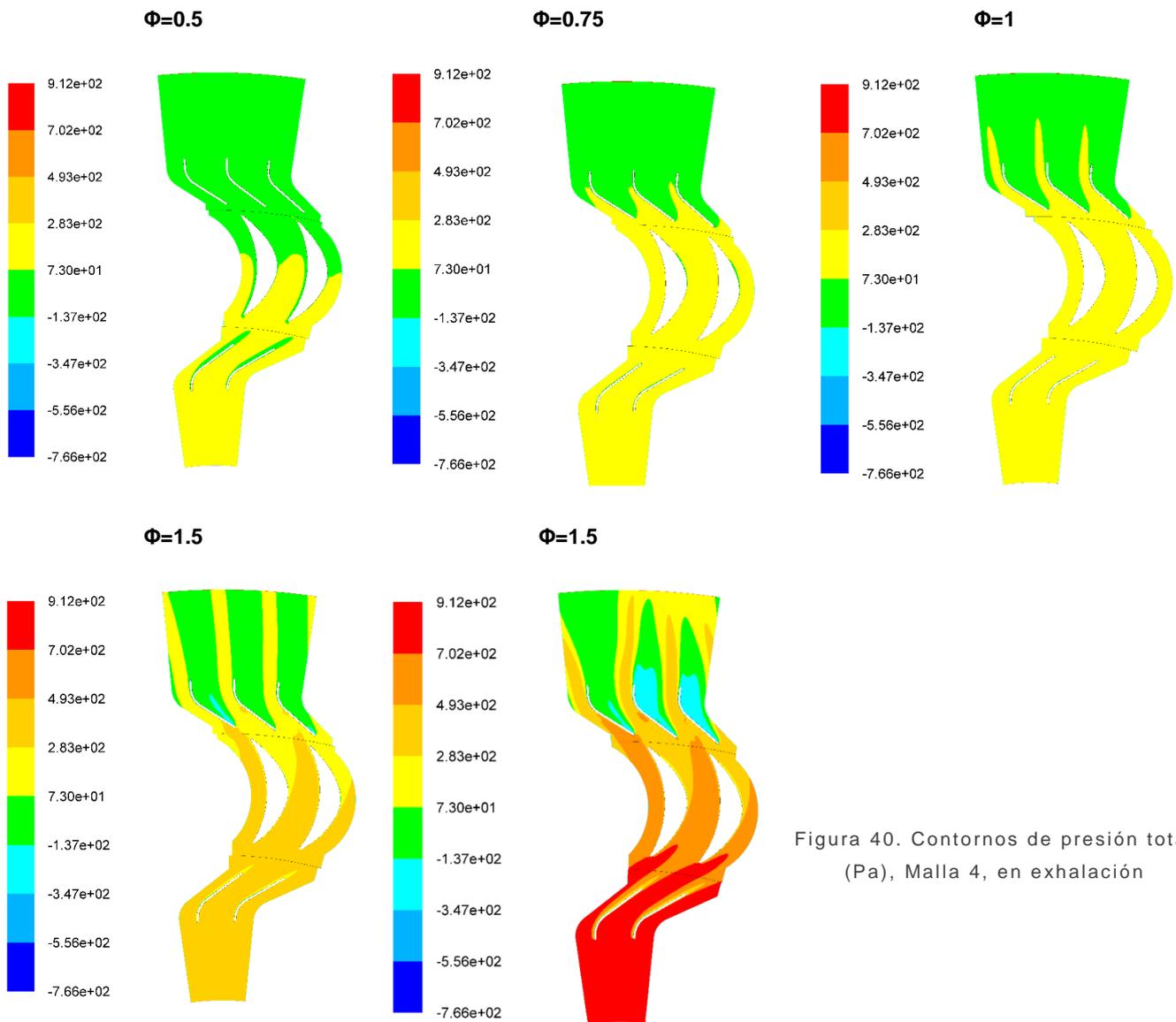


Figura 40. Contornos de presión total (Pa), Malla 4, en exhalación

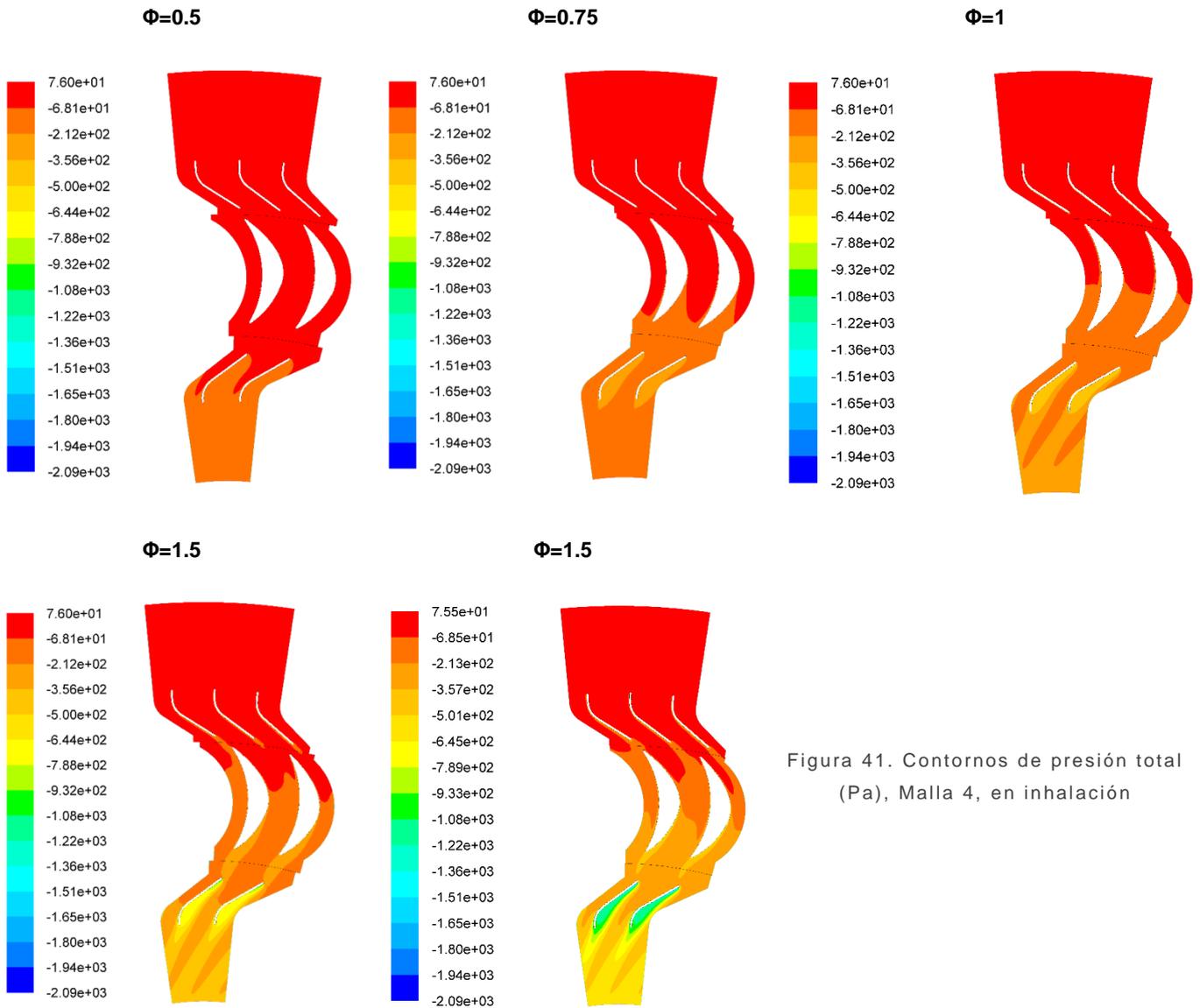


Figura 41. Contornos de presión total (Pa), Malla 4, en inhalación



4.1.1. Comparación con los resultados estacionarios de la turbina M8

Se dispone de datos de una simulación 2D con una malla de 100.000 celdas (Mercier, 2008), con los cuales se puede comparar el resultado de la simulación de la nueva geometría. Es imprescindible realizar esta comparación de forma adimensional, por lo que se utilizarán los coeficientes de par, de diferencia de presiones.

En la Figura 42, se puede ver que el coeficiente de par disminuye al reducir la deflexión de los álabes de la turbina.

Por otra parte, la diferencia de presión es menor, ver Figura 43, lo que permite cumplir uno de los objetivos propuestos ya que al tener una diferencia de presión más pequeña, es de esperar que el “damping” sea menor.

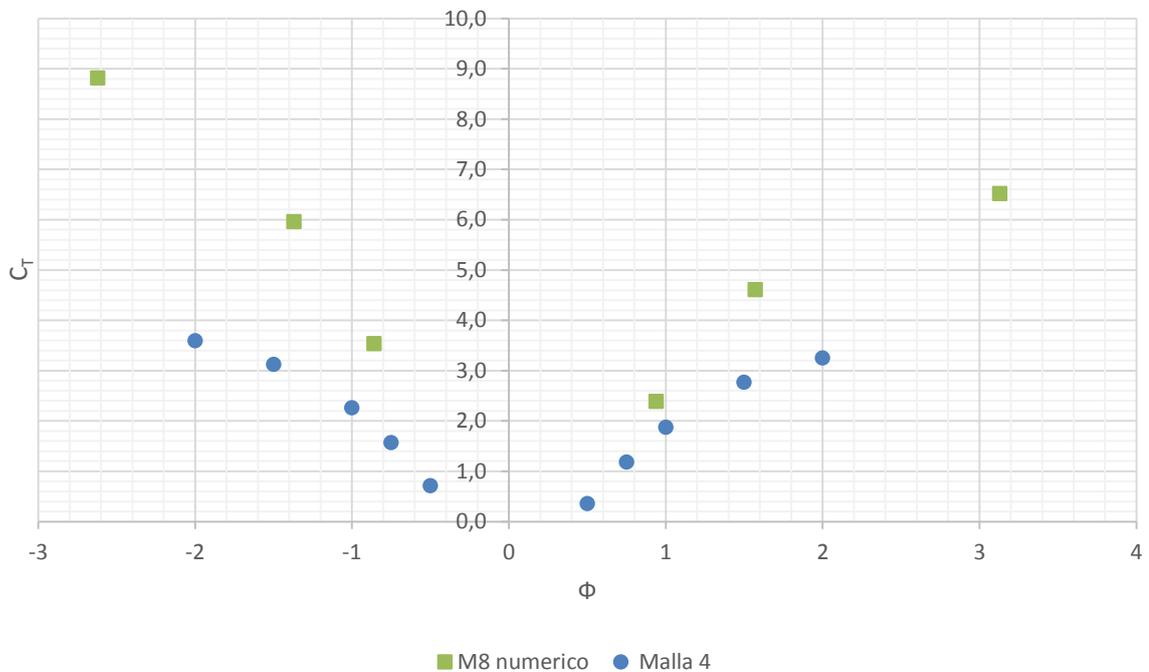


Figura 42. Comparación de los coeficientes de par

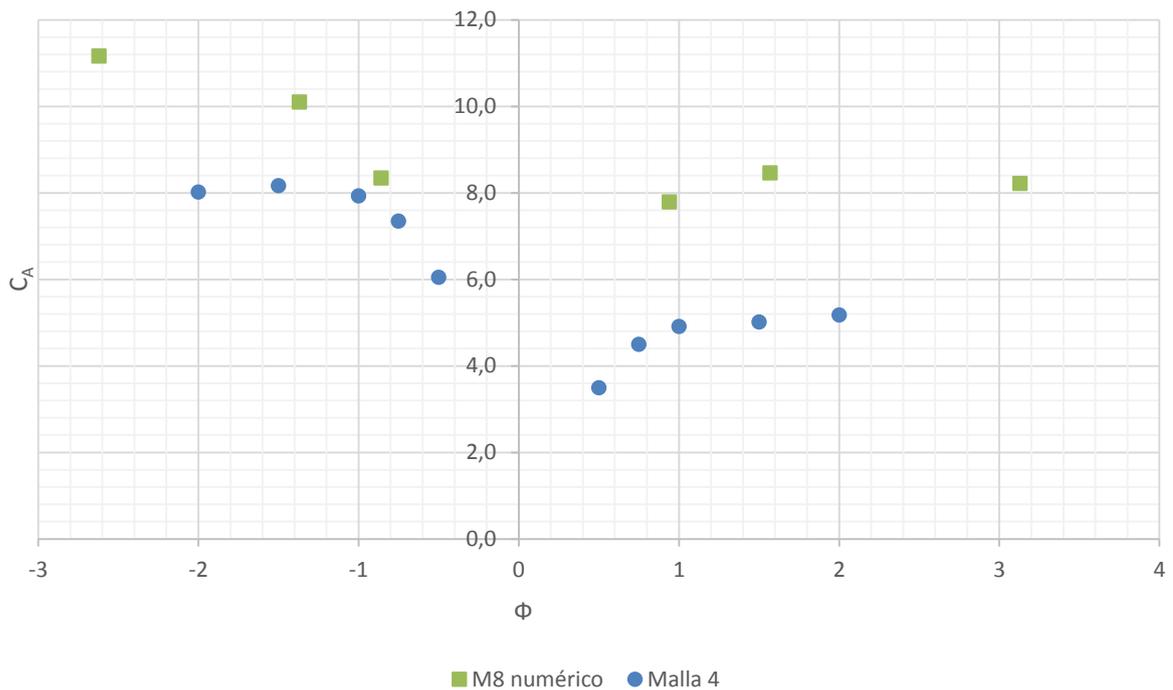


Figura 43. Comparación de los coeficientes de diferencia de presión

4.2. Análisis no estacionario

En este apartado se comparan las dos turbinas entre sí para conocer cuál ofrece mejores prestaciones. Con el ánimo de realizar una comparación más eficiente se ha empleado un análisis no estacionario que se acerque a las condiciones reales de funcionamiento.

Como se ha comentado anteriormente, las olas producen una columna oscilante dentro de la cámara del dispositivo OWC por lo que el caudal que atraviesa la turbina depende de ello.

Para este análisis estacionario, se aproximará en un periodo de ola, la amplitud de onda (Φ) en cada punto a una forma sinusoidal, ver Figura 44, mediante la ecuación:

$$\Phi = \Phi_{max} \cdot \sin(2\pi t/T)$$

Donde Φ_{max} representa el coeficiente de caudal máximo.

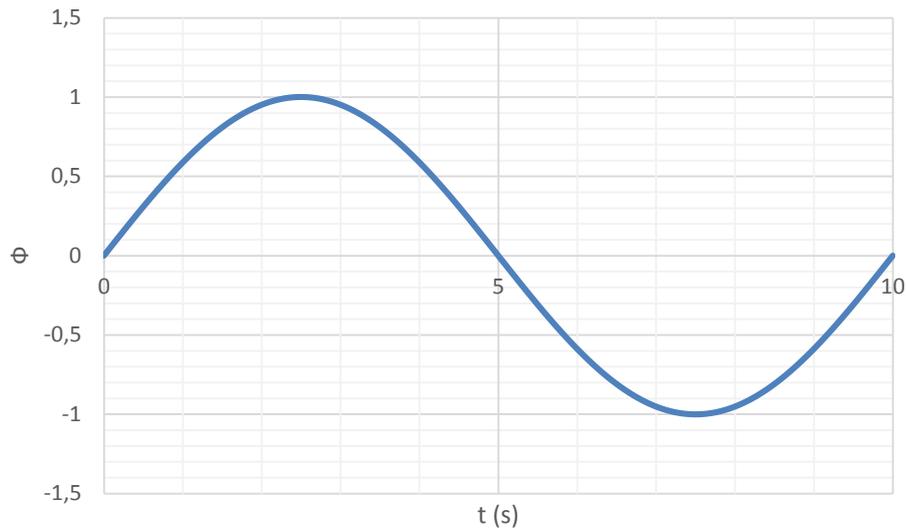


Figura 44. Representación de la amplitud de una ola en función de su periodo para un $\Phi_{\max}=1$

Para obtener el rendimiento medio, para cada periodo de ola a calcular se aplica la siguiente ecuación:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{T} \frac{\int_0^T T \cdot \omega dt}{\int_0^T \Delta P \cdot Q dt}$$

En este caso no estacionario, como el coeficiente de caudal varía en el tiempo, el caudal también lo hace. Evidentemente, el par y la presión también varían, ver Figura 45 y Figura 46, permitiendo obtener una expresión polinómica para su aproximación en función del coeficiente de caudal:

$$\Delta P_{exh} = -8,3355\Phi^4 + 53,9607\Phi^3 + 219,0984\Phi + 10$$

$$\Delta P_{inh} = 1,7177\Phi^4 + 151,2856\Phi^2 - 151,0228\Phi + 10$$

$$T_{exh} = -0,0306\Phi^3 + 1,8927\Phi^2 - 0,4288\Phi - 0,2240$$

$$T_{inh} = -0,2262\Phi^3 + 1,4838\Phi^2 - 0,7543\Phi - 0,49$$

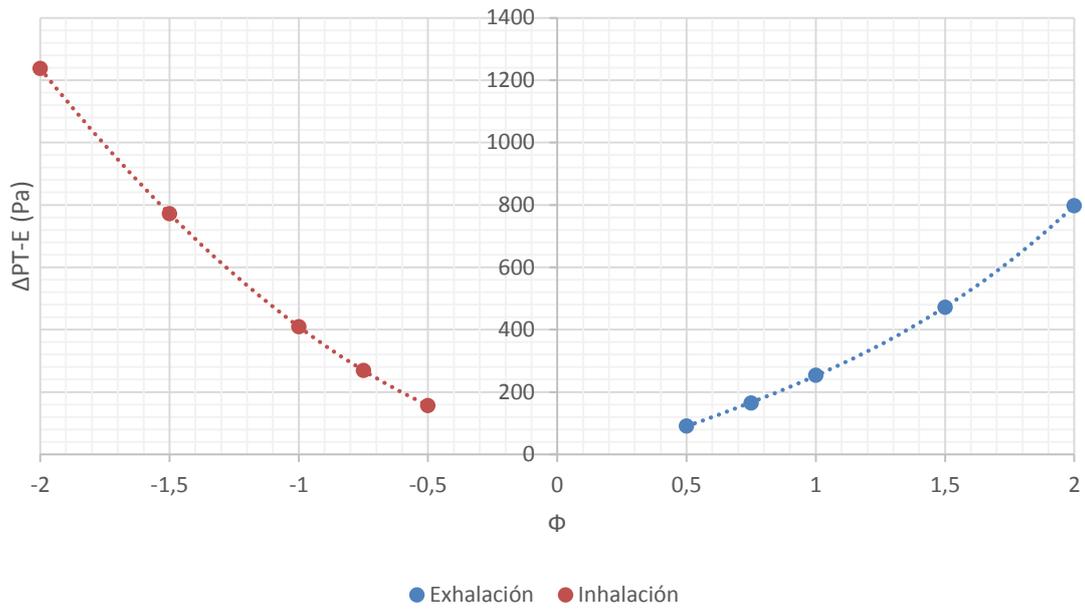


Figura 45. Aproximación polinómica de la Presión Total-Estática (Pa) de la Malla 4

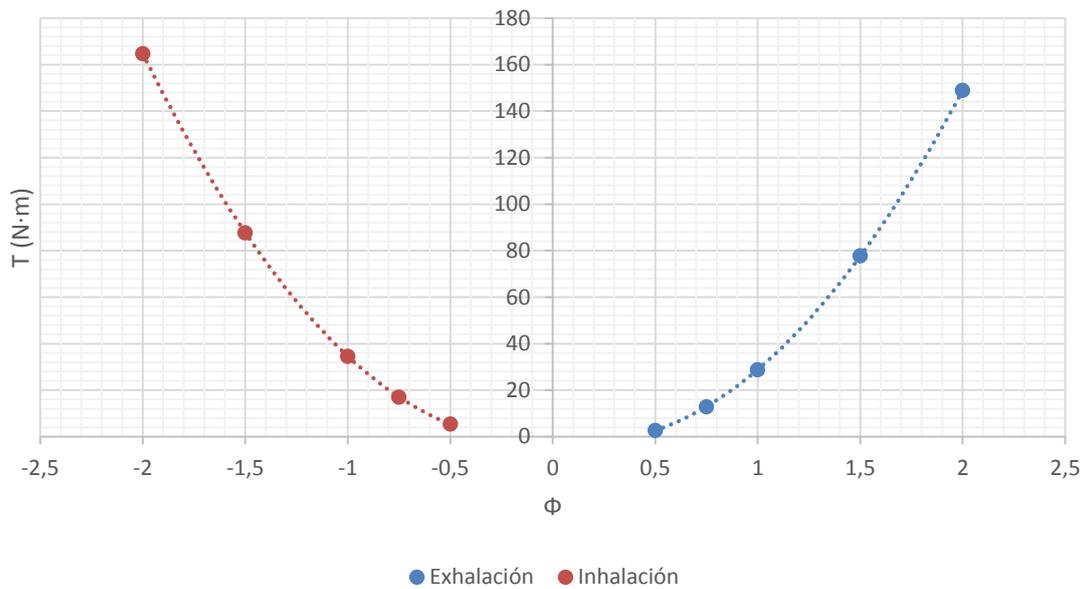


Figura 46. Aproximación polinómica del par ($T.m$) de la Malla 4

De esta forma, se puede integrar el rendimiento en un periodo de ola para diferentes amplitudes máximas de ola y representarlo, ver Figura 47. También se representa la energía por ciclo de ola.

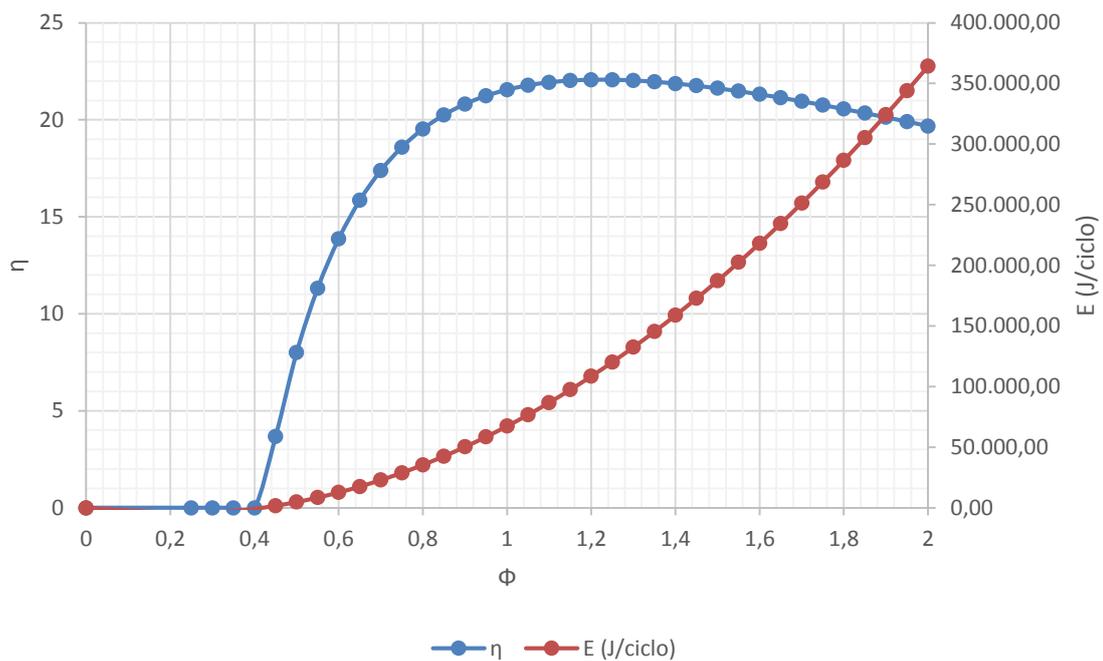


Figura 47. Rendimiento no estacionario y energía obtenida, por ciclo y metro de profundidad de turbina, para cada amplitud máxima de ola

El rendimiento máximo en un periodo de ola de 10 s, se alcanza para una amplitud de ola entre 1 y 1.2 m, aunque como es lógico, a medida que aumenta la amplitud de onda la energía por ciclo se va incrementando.

4.2.1. Comparación con los resultados no estacionarios de la geometría M8

Se realiza una comparativa del rendimiento en el análisis no estacionario, utilizando para ello los mismos datos de la simulación de (Mercier, 2008).

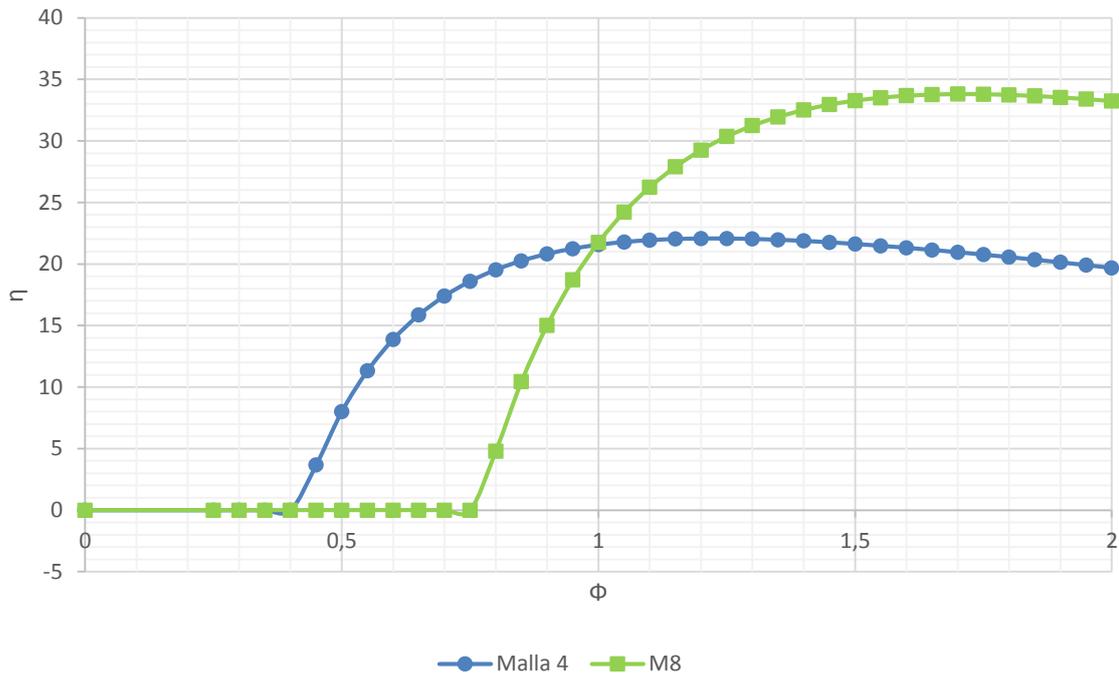


Figura 48. Comparación de los rendimientos no estacionarios de la turbina M8 y de la nueva turbina

En la Figura 48, se puede ver como la nueva turbina comienza a producir energía con olas más pequeñas, aunque su rendimiento máximo es inferior al de la M8.

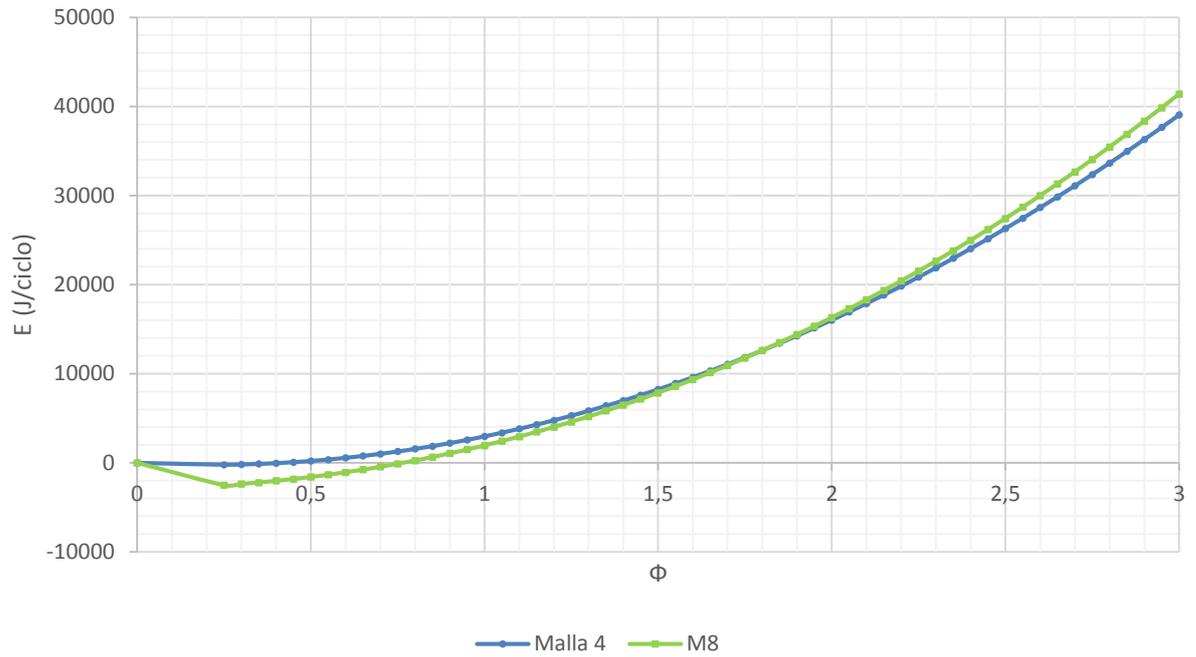


Figura 49. Comparación de la energía por ciclo y por 0.044 m de profundidad de la turbina M8 y de la nueva turbina

Por otra parte, se extrae mayor cantidad de energía por ciclo de la nueva turbina durante un rango de amplitudes máximas de ola bastante amplio, hasta un $\Phi=1.75$ aproximadamente, donde la turbina M8 comienza a funcionar plenamente, ver Figura 49.



5. Conclusiones

Con la optimización de la geometría de la turbina radial M8 mediante la apertura de los álabes, se pretendía mejorar su aprovechamiento de la energía de las olas en un dispositivo OWC.

Se buscaba un menor “*damping*”, para que el bloqueo que ofrece la turbina no sea excesivo y se puede concluir que la nueva geometría lo cumple, ya que el coeficiente de diferencia de presión (C_A) es menor que en el caso de la geometría M8.

En el estudio no estacionario de la turbomáquina, se pudo comprobar que la nueva geometría comienza a trabajar con amplitudes de onda mucho menores, debido a la mejora del C_A . Esto hace que sea más adecuada para instalarla en mares más tranquilos (por ejemplo en el Mediterráneo) que la M8.

Las considerables pérdidas en las coronas directrices hacen que el rendimiento máximo de la nueva turbina disminuya respecto a la M8. Por tanto, de cara a trabajos futuros, sería adecuado mejorar la disposición de estas aletas, para que el flujo circule más alineado con las mismas.

Por último, aunque un análisis en 3D mejoraría la calidad de los resultados, se puede concluir que la nueva geometría de turbina presentada está encaminada a ser una mejora de la primera geometría M8 diseñada por Setoguchi una vez superado el problema de las aletas directrices.



6. Bibliografía

- Clement. (2002). *Wave energy in Europe, current status and perspectives*.
- Falcao, A. F., Gato, L., & Nunes, E. (2012). A novel radial self-rectifying air turbine for use in wave energy converters.
- Falçao, A. F., Henriques, J. C., Borges, J. E., Gato, L. M., Pereiras, B., & Castro, F. (2015). A novel twin-rotor radial-inflow air turbine for oscillating-water-column wave energy converters.
- Fernandez Oro, J., Pereiras García, B., & Galdo Vega, M. (2008). Deterministic analysis of vane-blade interactions in self-rectifying radial turbines for OWC plants.
- Heath, T. (2007). The Development of a Turbo-Generation System for Application in OWC Breakwaters.
- Henriques, J., & Gato, L. (2002). Use of a residual distribution Euler solver to study the occurrence of transonic flow in Wells turbine rotor blades.
- IEA. (s.f.). *Ocean Energy Systems*. Obtenido de <https://www.ocean-energy-systems.org/>
- Madison, U. o. (s.f.). *Wavegen*. Obtenido de <http://owcwaveenergy.weebly.com/index.html>
- Mercier, S. (2008). Estudio de un modelo numérico para turbinas OWC. Influencia de la periodicidad y del Y^+ .
- Pereiras, B. (2008). *Estudio de una turbina de impulso radial para el aprovechamiento de la energía del oleaje*. Valladolid.
- Pereiras, B. (2008). Estudio de una turbina de impulso radial para el aprovechamiento de la energía del oleaje.
- Pereiras, B. (2008). Optimización de una turbina de impulso radial para el aprovechamiento de la energía del oleaje.
- Pereiras, B., Castro, F., Abdelatif el Marjani, & Rodríguez, M. A. (2010). An improved radial impulse turbine for OWC.



- Raghunathan, S. (1995). The Wells turbine for wave energy conversion. *Prog. Aerospace Sci*, 31, 335-386.
- Sayigh, A. A. (2012). Comprehensive Renewable Energy. Volume 8. Ocean Energy. Chapter 8.5. Air Turbines.
- Setoguchi T, S. S. (2002). A performance study of a radial impulse turbine for wave energy conversion. *Journal of Power and Energy*.
- Setoguchi T, S. S. (2002). A performance study of a radial impulse turbine for wave energy conversion. *Journal of Power and Energy*.
- Setoguchi, T., Shanthakumar, S., Maeda, H., Takao, M., & Kaneko, K. (2001). A review of impulse turbines for wave energy conversion. *Renewable Energy*, 23, 261-292.
- Setoguchi, Takao, M., & Toshiaki. (2012). Air Turbines for Wave Energy Conversion.
- T. Setoguchi, M. T. (1998). *A Comparison of Performances of Turbines for Wave Power Conversion*.
- T. Setoguchi. (2006). *Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion*.
- Williams, & Gun & Stock. (2012). *WavePowerLab*. Obtenido de <http://wavepowerlab.weebly.com/blog/the-global-wave-power-resource>



7. Anexos

Tabla 5. Cm y Presiones medias

		cm Medio	Presiones Medias								
			Totales				Estáticas				
			Inlet	Igv	Ogv	Outlet	Inlet	Igv	Ogv	Outlet	
malla 1	exhalación	$\Phi=0.5$	-0,1690	91,0184	81,2530	62,4240	4,2331	60,5423	49,1820	50,6761	0,0000
		$\Phi=0.75$	-0,7970	165,8643	147,0404	97,7311	9,8718	97,3564	nd ⁱ	80,4242	0,0000
		$\Phi=1$	-1,7897	262,9397	232,7014	150,1896	22,3547	141,0553	106,1163	121,0158	-0,0613
		$\Phi=1.5$	-4,8517	497,6631	436,9674	281,9080	55,4171	223,5114	153,3676	210,1039	-0,3617
		$\Phi=2$	-9,3004	757,9761	649,3440	384,7766	183,0209	271,0355	147,0140	235,3700	0,0000
	inhalación	$\Phi=0.5$	-0,3391	-102,8047	-44,4819	-5,8218	0,8318	-155,7929	-60,0281	-30,3938	-3,8372
		$\Phi=0.75$	-1,0654	-161,8672	-79,2703	-11,2904	0,9255	-269,4768	-106,0478	-65,4288	-8,6257
		$\Phi=1$	-2,1605	-228,3763	-118,1302	-17,9857	0,9664	-410,7677	-164,4696	-113,4920	-15,3491
		$\Phi=1.5$	-5,4600	-381,5130	-205,0893	-35,1606	1,0260	-776,5170	-315,1314	-248,9180	-34,5362
		$\Phi=2$	-10,2419	-561,5873	-303,3580	-57,6372	1,0762	-1.248,0603	-510,4547	-436,8655	-61,3552
malla 2	exhalación	$\Phi=0.5$	-0,1607	87,5900	78,6568	59,7754	4,2879	56,9948	46,4600	48,5613	0,0000
		$\Phi=0.75$	-0,7681	159,4709	142,4969	92,9510	9,9300	90,7075	70,6249	75,9456	0,0000
		$\Phi=1$	-1,7360	258,2268	225,4084	134,1446	58,5993	135,8791	97,3462	102,7859	0,0000
		$\Phi=1.5$	-4,7501	452,8929	399,9488	242,1735	43,4700	177,6559	114,9978	169,5546	0,0000
		$\Phi=2$	-9,1693	719,7137	631,8871	390,7833	80,4279	230,8010	128,8817	249,7043	0,0000



Optimización del perfil de álabe de una turbina radial para el aprovechamiento de la energía de las olas



malla 3	inhalación	$\Phi=0.5$	-0,3683	-107,3655	-43,3515	-5,0301	0,8279	-166,6174	-59,8567	-29,8768	-3,8350
		$\Phi=0.75$	-1,1126	-169,6211	-77,9381	-10,1900	0,9075	-284,0658	-105,2603	-64,4325	-8,6209
		$\Phi=1$	-2,2260	-238,7403	-115,8337	-15,4798	0,9503	-432,5589	-162,0890	-110,8085	-15,3414
		$\Phi=1.5$	-5,5569	-392,7487	-200,3086	-29,7044	1,0005	-817,3396	-308,6992	-242,6004	-34,5189
		$\Phi=2$	-10,3589	-570,3221	-293,7455	-48,5599	1,0384	-1.314,0407	-497,2457	-425,1945	-61,3218
	exhalación	$\Phi=0.5$	-0,1488	86,0521	72,3869	57,8379	4,5789	55,4560	44,0170	nd	0,0000
		$\Phi=0.75$	nd	nd	nd	nd	nd	nd	nd	nd	nd
		$\Phi=1$	-1,6994	243,8733	202,8988	131,3389	17,7895	121,5106	88,4219	102,2007	0,0000
		$\Phi=1.5$	-4,6611	458,7198	379,9225	235,5293	39,8270	183,4399	117,9241	161,8034	0,0000
		$\Phi=2$	-9,0611	732,6612	622,2603	382,6298	78,7296	243,6659	132,9865	239,3771	0,0000
malla 4	inhalación	$\Phi=0.5$	-0,3397	-114,4967	-46,9532	-6,2691	1,0790	-149,6050	-59,6549	nd	-3,8349
		$\Phi=0.75$	nd	nd	-76,9762	nd	nd	nd	nd	nd	nd
		$\Phi=1$	-2,1699	-265,9281	-130,5636	-25,2168	2,6973	-414,4025	-170,6896	-121,9002	-15,3394
		$\Phi=1.5$	-5,4825	-463,4312	-232,7363	-56,3860	4,4470	-798,4398	-336,5648	-272,9945	-34,5137
		$\Phi=2$	-10,2148	-714,1306	-349,3584	-98,5468	6,2489	-1.302,9844	-554,4662	-481,4056	-61,3142
	exhalación	$\Phi=0.5$	-0,1729	90,5933	80,8285	61,9456	4,2328	60,1172	48,7606	50,3454	0,0000
		$\Phi=0.75$	-0,8077	164,9685	146,1454	96,6325	9,8838	96,4607	74,6835	79,4879	0,0000
		$\Phi=1$	-1,8070	253,4956	223,2571	140,5566	18,4587	131,6112	96,6779	111,4616	0,0000
		$\Phi=1.5$	-4,8839	473,9503	413,2434	258,8286	45,1869	199,7985	129,6609	186,9347	0,0000
		$\Phi=2$	-9,3547	797,9426	696,7685	463,9182	105,6225	311,0020	195,5396	324,4878	-0,9314
inhalación	$\Phi=0.5$	-0,3442	-103,0987	-44,7898	-5,8156	0,8318	-156,0290	-60,2937	-30,3915	-3,8372	



$\Phi=0.75$	-1,0723	-160,8413	-79,2729	-11,2820	0,9255	-268,2131	-105,9548	-65,4331	-8,6257
$\Phi=1$	-2,1758	-226,4727	-118,3011	-17,9916	0,9665	-408,4629	-164,6322	-113,5052	-15,3491
$\Phi=1.5$	-5,5070	-376,5945	-205,3380	-35,1760	1,0261	-770,5831	-316,0763	-248,9167	-34,5362
$\Phi=2$	-10,3447	-551,4160	-302,9554	-57,6891	1,0762	-1.236,5384	-512,3475	-436,8547	-61,3552

Tabla 6. Velocidades medias

		Velocidades Medias								
		Inlet		Outlet		IGV		OGV		
		Radial	Tangencial	Radial	Tangencial	Radial	Tangencial	Radial	Tangencial	
malla 1	exhalación	$\Phi=0.5$	nd	0,0000	2,5024	0,6841				
		$\Phi=0.75$	10,6000	0,0000	3,7517	0,7810				
		$\Phi=1$	nd	0,0000	5,0049	0,7606				
		$\Phi=1.5$	21,2100	0,0000	7,5075	1,0717				
	inhalación	$\Phi=2$	28,2700	0,0000	10,0066	14,1110				
		$\Phi=0.5$	-7,0700	0,0000	-2,5030	0,0000				
		$\Phi=0.75$	-10,6000	0,0000	-3,7527	0,0000				
		$\Phi=1$	-14,1400	0,0000	-5,0060	0,0000				
	$\Phi=1.5$	-21,2100	0,0000	-7,5090	0,0000					



Optimización del perfil de álabe de una turbina radial para el aprovechamiento de la energía de las olas



malla 2	exhalación	$\Phi=2$	-28,2700	0,0000	-10,0086	0,0000
		$\Phi=0.5$	7,0700	0,0000	2,5022	0,7527
		$\Phi=0.75$	10,6000	0,0000	3,7514	0,8449
		$\Phi=1$	14,1400	0,0000	5,0045	8,4122
		$\Phi=1.5$	21,2100	0,0000	7,5062	1,3871
	inhalación	$\Phi=2$	28,2700	0,0000	10,0046	1,7480
		$\Phi=0.5$	-7,0700	0,0000	-2,5024	0,0000
		$\Phi=0.75$	-10,6000	0,0000	-3,7518	0,0000
		$\Phi=1$	-14,1400	0,0000	-5,0048	0,0000
		$\Phi=1.5$	-21,2100	0,0000	-7,5073	0,0000
malla 3	exhalación	$\Phi=2$	-28,2700	0,0000	-10,0062	0,0000
		$\Phi=0.5$	7,0700	0,0000	2,5020	1,0922
		$\Phi=0.75$	nd	nd	nd	nd
		$\Phi=1$	14,1400	0,0000	5,0043	1,8819
		$\Phi=1.5$	21,2100	0,0000	7,5058	1,9379
	inhalación	$\Phi=2$	28,2700	0,0000	10,0047	1,7076
		$\Phi=0.5$	-7,0700	0,0000	-2,5022	0,0000
		$\Phi=0.75$	nd	nd	nd	nd
		$\Phi=1$	-14,1400	0,0000	-5,0044	0,0000
		$\Phi=1.5$	-21,2100	0,0000	-7,5066	0,0000
		$\Phi=2$	-28,2700	0,0000	-10,0052	0,0000



Optimización del perfil de álabe de una turbina radial para el aprovechamiento de la energía de las olas



malla 4	exhalación	$\Phi=0.5$	7.07000	0,0000	2,5024	0,6796	2,2999	-3,1120	1,7137	-1,3695
		$\Phi=0.75$	10,6000	0,0000	3,7517	0,7806	3,0551	-4,0910	2,3065	-0,4974
		$\Phi=1$	14,1400	0,0000	5,0045	0,9383	4,5926	-6,1382	3,4147	0,2253
		$\Phi=1.5$	21,2100	0,0000	7,5065	1,2838	6,8272	-9,0794	5,0705	1,7630
		$\Phi=2$	28,2700	0,0000	10,0065	1,3098	9,0568	-11,9800	6,7127	3,2302
	inhalación	$\Phi=0.5$	nd	0,0000	-2,5030	0,0000	-2,3842	-1,4007	-1,7850	-2,9537
		$\Phi=0.75$	-10,6000	0,0000	-3,7527	0,0000	-2,9843	-0,4848	-2,2353	-3,6808
		$\Phi=1$	-14,1400	0,0000	-5,0060	0,0000	-4,2826	0,1956	-3,2175	-5,2607
		$\Phi=1.5$	-21,2100	0,0000	-7,5090	0,0000	-7,0862	1,8498	-5,3035	-8,6821
		$\Phi=2$	-28,2700	0,0000	-10,0086	0,0000	-8,2019	3,0808	-6,1484	-10,0575

ⁱ nd: sin datos de ese monitor