



UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
ENERGÉTICA Y FLUIDOMECÁNICA**

TESIS DOCTORAL

**ESTUDIO DE UNA TURBINA DE IMPULSO
RADIAL PARA EL APROVECHAMIENTO DE LA
ENERGÍA DEL OLEAJE**

BRUNO PEREIRAS GARCÍA

Valladolid, 2008

Agradecimientos

Mi gratitud y mi estima para todos aquellos que hayan aportado algo en este viaje.

Resumen

Esta tesis está enmarcada en el campo de las turbinas para centrales *Oscillating Water Column* (OWC) de aprovechamiento de la energía del oleaje. Dentro de este tipo de turbinas se encuadra la turbina de impulso radial, sobre la cual no existen apenas estudios. Este trabajo, en el que se ha realizado un análisis detallado del patrón de flujo, tiene como objetivo final desarrollar un diseño optimizado de este tipo de turbina tomando como punto de partida el diseño propuesto en 2002 por T. Setoguchi.

Se ha desarrollado un modelo numérico para conocer con detalle el patrón de flujo y predecir las prestaciones de la turbina de impulso radial. Se ha empleado la técnica de mallado deslizante, de manera que las simulaciones son no estacionarias y permiten conocer mejor la naturaleza de la interacción entre los elementos móviles y fijos. La validación del modelo se ha realizado con resultados experimentales publicados por otros investigadores para la misma geometría.

Se ha llegado a la conclusión de que la interacción entre las coronas directrices y el rodete es un factor determinante. La geometría inicial presenta deficiencias en este aspecto porque se han detectado importantes pérdidas por choque en la entrada de los diferentes elementos. Existen, además, pérdidas asociadas a la geometría de los perfiles de las aletas y de los álabes.

Un aspecto importante que se ha analizado en profundidad es la influencia de las holguras en el funcionamiento de la turbina. Se ha estudiado en qué forma afectan al patrón de flujo las inestabilidades que se generan en las holguras y cómo evolucionan estas inestabilidades en función del tamaño de la propia holgura.

Todo el conocimiento adquirido sobre el patrón de flujo en el interior de la turbina ha servido para elaborar unos criterios de diseño según los cuales se ha desarrollado una geometría alternativa. Este nuevo diseño incorpora un nuevo perfil de álabe, que permite obtener más energía útil, y nuevas geometrías de aletas que potencian el funcionamiento del rodete. Gracias a estas modificaciones la turbina ha incrementado sus prestaciones notablemente, cumpliendo así el objetivo marcado al comienzo de la tesis.

Abstract

This Thesis deals with turbines for Oscillating Water Column (OWC) plants for energy extraction from the waves. The radial impulse turbine can be found among this type of turbines, but there is not almost any published research on it. The aim of this work, where a detailed analysis of the flow pattern has been performed, is the development of an optimized design for this type of turbine, taking a design proposed in 2002 by T. Setoguchi as a starting point.

A numerical model has been developed in order to know in depth the flow pattern and thus be able to predict the performance of the radial impulse turbine. The sliding mesh technique has been chosen to achieve this, so the simulations are not stationary and they allow us to have a better view of the nature of the interaction between mobile and fixed elements. The validation of the model has been carried out using experimental results published by other researchers on the same geometry.

It has been concluded that the interaction between the guide vanes and the rotor is a deciding factor. The initial geometry shows important deficiencies in this sense, since significant shock losses have been detected in the entrance of the different elements. In addition to this, important losses related to the profiles of the blades and the guide vanes also have been noticed.

An important aspect which has been studied in depth is the influence of the tip clearance on the turbine operation. Here the focus is on the way the instabilities generated in the tip clearances affect the flow pattern, and how these instabilities evolve according to the size of the tip clearance.

All the knowledge acquired on the way the flow pattern behaves inside the turbine has served to devise new design criteria, according to which an alternative geometry has been developed. This innovative design includes both a new profile for the guide vanes, which boosts the turbine's energy output, and a new geometry for the blades, that improves the operation of the rotor. Due to these changes the turbine has improved its performance in a remarkable way, accomplishing the final objective of this thesis.

ÍNDICE

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | Introducción..... | 2 |
| 1.1 | Presentación..... | 2 |
| 1.2 | Dispositivos para la extracción de la energía undimotriz..... | 8 |
| 1.3 | Justificación..... | 10 |
| 1.4 | Antecedentes..... | 11 |
| 1.5 | Objetivos y metodología..... | 15 |
| 1.6 | Estructura de la memoria..... | 16 |
| 2 | Centrales y Turbinas OWC..... | 20 |
| 2.1 | Centrales..... | 20 |
| 2.2 | Cámara..... | 23 |
| 2.3 | Turbinas..... | 26 |
| 2.3.1 | Parámetros característicos..... | 28 |
| 2.3.2 | Turbinas tipo Wells..... | 32 |
| 2.3.2.1 | Turbina Wells convencional..... | 32 |
| 2.3.2.2 | Turbina Wells con aletas directrices..... | 46 |
| 2.3.2.3 | Turbina Wells biplano..... | 49 |
| 2.3.2.4 | Turbina Wells biplano contrarrotante..... | 53 |
| 2.3.2.5 | Turbina Wells con álabes orientables..... | 55 |
| 2.3.3 | Turbinas de impulso..... | 57 |
| 2.3.3.1 | Turbina de impulso axial con aletas directrices fijas..... | 57 |
| 2.3.3.2 | Turbina de impulso axial con aletas directrices orientables..... | 67 |
| 2.3.3.3 | Turbina de impulso contrarrotante de McCormick..... | 69 |
| 2.3.3.4 | Turbina de impulso radial con aletas directrices fijas..... | 70 |
| 2.3.3.5 | Turbina de impulso radial con aletas directrices orientables..... | 74 |
| 2.4 | Conclusiones..... | 75 |
| 3 | Modelo numérico..... | 78 |
| 3.1 | Descripción de la geometría..... | 78 |
| 3.2 | Dominio computacional..... | 80 |
| 3.3 | Resolución computacional..... | 82 |
| 3.3.1 | Ecuaciones de flujo..... | 86 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 3.3.2 | Modelo turbulencia | 88 |
| 3.4 | Generación del mallado | 90 |
| 3.4.1 | Proceso de mallado | 91 |
| 3.4.2 | Calidad del mallado | 95 |
| 3.5 | Condiciones de contorno | 96 |
| 3.6 | Análisis de sensibilidad | 100 |
| 3.6.1 | Sensibilidad respecto del tamaño de mallado | 100 |
| 3.6.2 | Sensibilidad respecto del paso temporal | 103 |
| 3.6.3 | Sensibilidad respecto del modelo de turbulencia..... | 104 |
| 3.7 | Proceso de cálculo y convergencia..... | 109 |
| 3.8 | Resumen de las características del modelo numérico | 111 |
| 3.9 | Validación del modelo..... | 111 |
| 3.9.1 | Ensayos experimentales..... | 112 |
| 3.9.2 | Resultados experimentales vs numéricos | 114 |
| 3.10 | Propósito del modelo | 116 |
| 3.11 | Conclusiones..... | 121 |
| 4 | Análisis del flujo de la turbina de impulso radial..... | 124 |
| 4.1 | Introducción..... | 124 |
| 4.1.1 | Secciones relevantes | 124 |
| 4.1.2 | Coeficientes | 125 |
| 4.1.2.1 | Coeficiente de pérdidas en elementos fijos | 125 |
| 4.1.2.2 | Coeficientes relativos al intercambio de energía | 126 |
| 4.2 | Características globales de la geometría M8 | 128 |
| 4.3 | Análisis global del flujo..... | 131 |
| 4.3.1 | Ángulos en la sección B | 132 |
| 4.3.2 | Ángulos en la sección C | 133 |
| 4.3.3 | Ángulos en la sección D | 135 |
| 4.3.4 | Ángulos en la sección E..... | 138 |
| 4.4 | Análisis del intercambio de energía en el rodete..... | 139 |
| 4.5 | Análisis de pérdidas en elementos fijos..... | 143 |
| 4.5.1 | Coeficientes de pérdidas en elementos fijos | 143 |
| 4.5.2 | Pérdidas desglosadas por elementos | 146 |
| 4.5.2.1 | Inhalación | 146 |

| | | |
|----------|---|------------|
| 4.5.2.2 | Exhalación | 149 |
| 4.6 | Conclusiones del análisis..... | 151 |
| 5 | Análisis local del flujo | 154 |
| 5.1 | Introducción..... | 154 |
| 5.1.1 | Superficies de análisis..... | 155 |
| 5.2 | Influencia del tamaño de la holgura sobre las prestaciones..... | 158 |
| 5.3 | Influencia de la holgura sobre el guiado del flujo | 160 |
| 5.3.1 | Sección C | 160 |
| 5.3.1.1 | Inhalación | 160 |
| 5.3.1.2 | Exhalación | 162 |
| 5.3.2 | Sección D..... | 164 |
| 5.3.2.1 | Inhalación | 164 |
| 5.3.2.2 | Exhalación | 166 |
| 5.4 | Influencia del tamaño de la holgura sobre el guiado | 168 |
| 5.4.1 | Sección C | 169 |
| 5.4.1.1 | Inhalación | 169 |
| 5.4.1.2 | Exhalación | 171 |
| 5.4.2 | Sección D..... | 172 |
| 5.4.2.1 | Inhalación | 172 |
| 5.4.2.2 | Exhalación | 174 |
| 5.5 | Patrón de flujo | 175 |
| 5.5.1 | Inhalación | 176 |
| 5.5.2 | Exhalación | 187 |
| 5.6 | Conclusiones..... | 198 |
| 6 | Optimización de la geometría..... | 200 |
| 6.1 | Consideraciones preliminares..... | 200 |
| 6.2 | Geometrías previas | 201 |
| 6.3 | Geometría M12..... | 201 |
| 6.3.1 | Análisis de resultados | 203 |
| 6.3.1.1 | Parámetros característicos | 203 |
| 6.3.1.2 | Análisis del flujo en la geometría M12..... | 206 |
| 6.3.1.3 | Características del intercambio de energía en el rodete..... | 211 |
| 6.3.1.4 | Coeficientes de pérdidas en elementos fijos | 213 |

| | | |
|----------|---|------------|
| 6.3.1.5 | Pérdidas desglosadas por elementos | 216 |
| 6.3.1.6 | Rendimiento medio y energía generada por ciclo en flujo sinusoidal | 219 |
| 6.4 | Geometría M15..... | 220 |
| 6.4.1 | Análisis de resultados | 223 |
| 6.4.1.1 | Estudio preliminar de la M15 | 223 |
| 6.4.1.2 | Parámetros Característicos..... | 225 |
| 6.4.1.3 | Análisis del flujo en la geometría M15..... | 227 |
| 6.4.1.4 | Características del intercambio de energía en el rodete..... | 231 |
| 6.4.1.5 | Coefficientes de pérdidas en elementos fijos | 232 |
| 6.4.1.6 | Pérdidas desglosadas por elementos | 235 |
| 6.4.1.7 | Rendimiento medio y energía generada por ciclo en flujo sinusoidal | 238 |
| 6.5 | Geometría M16..... | 239 |
| 6.5.1 | Análisis de resultados | 241 |
| 6.5.1.1 | Estudio preliminar de la M16 | 241 |
| 6.5.1.2 | Parámetros Característicos..... | 243 |
| 6.5.1.3 | Rendimiento medio y energía generada por ciclo en flujo sinusoidal | 245 |
| 6.5.1.4 | Análisis del flujo en la geometría M16..... | 247 |
| 6.5.1.5 | Características del intercambio de energía en el rodete..... | 251 |
| 6.5.1.6 | Coefficientes de pérdidas en elementos fijos | 252 |
| 6.5.1.7 | Pérdidas desglosadas por elementos | 256 |
| 6.6 | Conclusiones..... | 259 |
| 7 | Conclusiones..... | 262 |
| 7.1 | Conclusiones sobre la metodología numérica | 263 |
| 7.2 | Conclusiones sobre el estudio del flujo en el interior de la turbina..... | 264 |
| 7.3 | Conclusiones sobre el rediseño de la geometría..... | 266 |
| 7.4 | Trabajos futuros..... | 269 |

Bibliografía

Anexos

| | | |
|----------|---|------------|
| 1 | Análisis de la periodicidad | 282 |
| 2 | Metodología experimental | 285 |
| | 2.1 Introducción..... | 285 |
| | 2.2 Túneles unidireccionales | 286 |
| | 2.2.1 Instalaciones en la Universidad de Limerick..... | 286 |
| | 2.2.2 Instalaciones en el IST..... | 289 |
| | 2.3 Túneles bidireccionales | 291 |
| | 2.3.1 Instalaciones en la Universidad de Cranfield | 291 |
| | 2.3.2 Instalaciones en la Universidad de Saga..... | 293 |
| 3 | Publicaciones..... | 299 |

Índice de figuras

| | |
|---|----|
| Figura 1-1. Precios del barril de petróleo clase Brent (Wikipedia)..... | 2 |
| Figura 1-2. Evolución y previsión del consumo energético mundial (IDAE)..... | 3 |
| Figura 1-3. Generación de energía en el mundo (IDAE). | 5 |
| Figura 1-4. Potencia de las olas en el mundo (CRES, 2002). | 6 |
| Figura 1-5. Esquema de un sistema OWC. | 9 |
| Figura 1-6. Sistema neumático con turbina unidireccional y válvulas rectificadoras (McCormick, y otros, 1992). | 11 |
| Figura 1-7. Turbina de impulso radial de McCormick (McCormick, y otros, 1992). | 12 |
| Figura 1-8. Comparación del rendimiento medio total de un sistema OWC (Kim, y otros, 2001a). | 14 |
| Figura 1-9. Comparación de dos turbinas de impulso, una axial y otra radial (McCormick, y otros, 1992). | 15 |
| Figura 2-1. Esquema de un sistema OWC. | 21 |
| Figura 2-2. Flujo bidireccional del sistema OWC. Exhalación (línea de trazos) e inhalación (línea continua). | 23 |
| Figura 2-3. Influencia de la compresibilidad del aire. a) rendimiento de la cámara, b) rendimiento de la turbina (Thakker, y otros, 2003a). | 24 |
| Figura 2-4. Rendimiento de un sistema OWC (Thakker, y otros, 2003a). | 25 |
| Figura 2-5. Influencia de la geometría de la turbina. a) Eficiencia de la cámara, b) potencia extraída por la turbina (Boccoti, 2007b). | 26 |
| Figura 2-6. Esquema de una turbina Wells (Raghunathan, 1995). | 33 |
| Figura 2-7. Esquema de fuerzas y triángulos de velocidades en un álabe de una turbina Wells. | 33 |
| Figura 2-8. C_T (a) y Rendimiento estacionario (b) en función del coeficiente de flujo para varias turbinas Wells (Setoguchi, y otros, 2001a). | 34 |
| Figura 2-9. Parámetros geométricos más importantes en la turbina Wells (Raghunathan, 1995). | 35 |
| Figura 2-10. Influencia de h sobre el rendimiento; $\sigma = 0.4$ (Raghunathan, 1995). | 36 |
| Figura 2-11. Influencia de la solidez (σ) en el rendimiento (Raghunathan, 1995). | 37 |
| Figura 2-12. Influencia de la relación de aspecto (AR) sobre el rendimiento medio ($\bar{\eta}$) de la turbina Wells (Raghunathan, 1995). | 38 |
| Figura 2-13. Influencia del deslizamiento del álabe (g) sobre el rendimiento (η) (Raghunathan, 1995). | 40 |
| Figura 2-14. Influencia de la relación de espesor del perfil (τ) sobre el rendimiento (Raghunathan, 1995). | 41 |
| Figura 2-15. Condiciones de arranque de una turbina Wells. a), b) influencia β sobre C_{θ} . c) efecto combinado de h y σ sobre las condiciones de arranque. d) velocidad de giro de una turbina Wells frente al nº de ciclos (Raghunathan, 1995). | 42 |
| Figura 2-16. Estudio mediante CFD de la histéresis en el comportamiento de una turbina Wells, a) C_A y b) C_T , (Setoguchi, y otros, 2003b). | 44 |

| | |
|--|----|
| Figura 2-17. Influencia de la Histéresis en el rendimiento no estacionario ($\bar{\eta}$) de una turbina Wells (Raghunathan, 1995). | 45 |
| Figura 2-18. Utilización de zunchos en los álabes para reducir la histéresis en la turbina Wells, (Mamun, 2006). | 45 |
| Figura 2-19. Turbina Wells con aletas directrices (Setoguchi, y otros, 2001a). | 47 |
| Figura 2-20. Influencia de las coronas directrices en la turbina Wells (Setoguchi, y otros, 2001a). | 48 |
| Figura 2-21. Influencia de las coronas directrices dependiendo de su posición relativa al rodete (Setoguchi, y otros, 2001a). | 49 |
| Figura 2-22. Esquema de una turbina Wells biplano (Raghunathan, y otros, 1987). | 49 |
| Figura 2-23. a) Triángulos de velocidad de una turbina Wells biplano (Gato, y otros, 1996), b) interacción entre los dos rodetes (Raghunathan, y otros, 1987). | 50 |
| Figura 2-24. Comparación de una Wells biplano con una Wells convencional, a) ΔP por plano, b) rendimiento (η) (Raghunathan, y otros, 1987). | 51 |
| Figura 2-25. a) Turbina Wells biplana con aletas directrices (BWGV) (Setoguchi, y otros, 2006), b) triángulo de velocidades de la BWGV (Raghunathan, 1995). | 52 |
| Figura 2-26. a) Rendimiento (η) experimental y numérico de la turbina BWGV (Raghunathan, 1995), b) condiciones de arranque de la BWGV frente a otras turbinas (Setoguchi, y otros, 2006). | 53 |
| Figura 2-27. a) Esquema Turbina Wells contrarrotante (Setoguchi, y otros, 2006). b) rendimiento estacionario numérico y experimental (Whittaker, y otros, 2002). | 54 |
| Figura 2-28. Rodete de turbina Wells con álabes orientables (Kim, y otros, 2001a). | 55 |
| Figura 2-29. Prestaciones de la turbina Wells en función del ángulo de calado del álabe. (Setoguchi, y otros, 2003a). | 56 |
| Figura 2-30. Efecto combinado de los álabes orientables y las aletas directrices sobre el rendimiento (η) (Setoguchi, y otros, 2003a). | 57 |
| Figura 2-31. a) Esquema 2-D Turbina de impulso axial con aletas directrices fijas (IFGV) (Maeda, y otros, 1999), b) triángulo de velocidades. | 58 |
| Figura 2-32. a) Rendimiento medio ($\bar{\eta}$) de la turbina de impulso frente a la Wells (Setoguchi, y otros, 2001b), b) condiciones de arranque de la turbina de impulso frente a la WTGV (Maeda, y otros, 1999). | 59 |
| Figura 2-33. Presión sonora (L_A) y rendimiento (η) en función de ϕ para una turbina WTGV (a) y una IFGV (b) (Takao, y otros, 2002a). | 60 |
| Figura 2-34. Diferentes perfiles de los álabes: simple (izquierda) y elíptico (derecha) (Setoguchi, y otros, 2001b). | 61 |
| Figura 2-35. Parámetros de diseño del rodete elíptico para turbinas de impulso (Setoguchi, y otros, 2001b). | 61 |
| Figura 2-36. a) Rendimiento medio máximo bajo flujo sinusoidal ($\bar{\eta}_m$) para un rodete de perfil simple y otro elíptico, b) rendimiento (η) para diferentes geometrías de un perfil elíptico (Setoguchi, y otros, 2001b). | 62 |
| Figura 2-37. Influencia de S_r/l_r (a) y de t_a/S_r (b) sobre el $\bar{\eta}$ (Setoguchi, y otros, 2001b). | 62 |
| Figura 2-38. Influencia del ángulo de deslizamiento (λ) sobre el rendimiento medio ($\bar{\eta}$) (Setoguchi, y otros, 2001b). | 63 |

| | |
|--|----|
| Figura 2-39. Turbina de impulso axial con aletas de perfil aerodinámico, a) esquema 2-D, b) rendimiento medio ($\bar{\eta}$) comparado con IFGV de aletas de placas planas (Setoguchi, y otros, 2000). | 64 |
| Figura 2-40. Influencia del huelgo de punta (t_c) sobre η , C_T y C_A de una turbina de impulso axial con aletas planas y tridimensionales, a) experimental (Thakker, y otros, 2005a), b) numérico (Thakker, y otros, 2005b). | 64 |
| Figura 2-41. Influencia de la orientación de las aletas: a) sobre el η , b) sobre las condiciones de arranque (Maeda, y otros, 1999)..... | 65 |
| Figura 2-42. Influencia de h sobre las prestaciones (Thakker, y otros, 2007a)..... | 66 |
| Figura 2-43. Influencia del huelgo de punta sobre las prestaciones de una IFGV (Thakker, y otros, 2003b). | 66 |
| Figura 2-44. Influencia del huelgo de punta (t_c) sobre el rendimiento máximo (η_m) de una turbina de impulso axial y una turbina Wells (Thakker, y otros, 2003b). | 67 |
| Figura 2-45. Turbina de impulso axial con aletas orientables (ISGV), a) esquema 2D, b) linkado de las aletas (Setoguchi, y otros, 2006)..... | 68 |
| Figura 2-46. a) Rendimiento medio ($\bar{\eta}$) de la ISGV respecto de otras turbinas (Setoguchi, y otros, 2001b), b) condiciones de arranque de ISGV respecto a otras turbinas (Setoguchi, y otros, 2006). | 69 |
| Figura 2-47. Turbina contrarrotante de McCormick; a) esquema 2D (Setoguchi, y otros, 2006), b) sistema de transmisión (McCormick, 1989)..... | 70 |
| Figura 2-48. Turbina de impulso radial (Setoguchi, y otros, 2002). | 71 |
| Figura 2-49. Comparación entre turbina de impulso contrarrotante y radial (McCormick, y otros, 1992). | 72 |
| Figura 2-50. Comparación del rendimiento medio ($\bar{\eta}$) en función del ángulo de orientación de las aletas (Setoguchi, y otros, 2002). | 73 |
| Figura 2-51. Diferente posicionamiento de los álabes en una turbina de impulso radial (Setoguchi, y otros, 2002). | 73 |
| Figura 2-52. Rendimiento medio ($\bar{\eta}$) de la turbina radial para dos posiciones del rodete diferentes (Setoguchi, y otros, 2002). | 74 |
| Figura 2-53. a) Esquema de la turbina radial con aletas orientables, b) comparación del rendimiento medio ($\bar{\eta}$) de la turbina de impulso radial con aletas fijas y con aletas orientables (Takao, y otros, 2005)..... | 75 |
| Figura 3-1. Cotas y esquema de la geometría de la turbina de impulso radial..... | 79 |
| Figura 3-2. Esquema del dominio computacional..... | 81 |
| Figura 3-3. Secuencia de resolución del Pressure-Based Solver..... | 84 |
| Figura 3-4. Estructuración del dominio computacional. | 92 |
| Figura 3-5. Estructura del mallado en la zona de la entrefase IGV-rodete. | 93 |
| Figura 3-6. Estructura del mallado en la cara de alta presión de un álabe. | 93 |
| Figura 3-7. Estructura del mallado en la zona de la holgura del rodete. | 94 |
| Figura 3-8. Estructura del mallado en el codo..... | 94 |
| Figura 3-9. Calidad del mallado del modelo numérico. | 96 |

| | |
|--|-----|
| Figura 3-10. Condiciones de contorno principales..... | 97 |
| Figura 3-11. Esquema de las holguras en rodete y corona interior. | 99 |
| Figura 3-12. Influencia del tamaño del mallado..... | 101 |
| Figura 3-13. a) Líneas de evaluación del y^+ , b) valores del y^+ | 102 |
| Figura 3-14. Influencia del modelo de turbulencia sobre C_T | 108 |
| Figura 3-15. Influencia del modelo de turbulencia sobre C_A | 108 |
| Figura 3-16. Instalación de ensayos experimental (Setoguchi, y otros, 2002)..... | 112 |
| Figura 3-17. Comparación C_T experimental y numérico. | 115 |
| Figura 3-18. Comparación C_A experimental y numérico. | 115 |
| Figura 3-19. Comparación del rendimiento medio ($\bar{\eta}$) experimental (Setoguchi, y otros, 2002) y numérico. | 116 |
| Figura 3-20. Comparación de C_T entre mallado refinado y no refinado. | 118 |
| Figura 3-21. Comparación de C_A entre mallado refinado y no refinado. | 118 |
| Figura 3-22. Influencia del Reynolds sobre C_T | 120 |
| Figura 3-23 Influencia del Reynolds sobre C_A | 120 |
| Figura 4-1. Secciones relevantes..... | 125 |
| Figura 4-2. Parámetros característicos de la turbina M8, a) C_T y b) C_A | 129 |
| Figura 4-3. Rendimiento estacionario (η) de la turbina M8. | 129 |
| Figura 4-4. Rendimiento medio ($\bar{\eta}$) y energía generada por ciclo (E) en la M8..... | 130 |
| Figura 4-5. Triángulos de velocidades y ángulos en las secciones C y D..... | 132 |
| Figura 4-6. Ángulos en la sección B. | 133 |
| Figura 4-7. Ángulos en la sección C durante la inhalación. | 134 |
| Figura 4-8. Ángulos en la sección C durante la exhalación. | 135 |
| Figura 4-9. Ángulos en la sección D durante la inhalación..... | 136 |
| Figura 4-10. Ángulos en la sección D durante la exhalación. | 137 |
| Figura 4-11. Ángulos en la sección E. | 138 |
| Figura 4-12. Coeficientes de Euler y Neto en el caso de inhalación..... | 140 |
| Figura 4-13. Coeficientes de Euler y Neto en el caso de exhalación. | 140 |
| Figura 4-14. Rendimiento del rodete..... | 141 |
| Figura 4-15. Evolución de la sección de paso de un canal del rodete. | 142 |
| Figura 4-16. Coeficiente de pérdidas del rodete..... | 143 |
| Figura 4-17. Coeficiente de pérdidas en elementos fijos. | 144 |
| Figura 4-18. Coeficiente de pérdidas en elementos fijos (zoom). | 145 |
| Figura 4-19. Pérdidas porcentuales en cada elemento en inhalación. | 147 |
| Figura 4-20. Pérdidas en valor absoluto en cada uno de los elementos en inhalación. | 148 |
| Figura 4-21 Pérdidas porcentuales en cada elemento en exhalación. | 150 |
| Figura 4-22. Pérdidas en valor absoluto en cada uno de los elementos en exhalación. | 150 |

| | |
|--|-----|
| Figura 5-1. División de la superficie C para estudiar el efecto de la holgura sobre el guiado..... | 156 |
| Figura 5-2. Planos XY para estudio fenómenos locales..... | 157 |
| Figura 5-3.a) Superficies radiales en el rodete para el estudio de fenómenos locales, b) corte del dominio computacional por la sección $r = 230$ mm. | 157 |
| Figura 5-4. Influencia del tamaño de la holgura (t_c) sobre C_T para M8. | 158 |
| Figura 5-5. Influencia del tamaño de la holgura (t_c) sobre C_A para M8. | 159 |
| Figura 5-6. Influencia del tamaño de la holgura (t_c) sobre rendimiento estacionario (η) de M8. | 160 |
| Figura 5-7. Ángulos del flujo relativo en la sección C en inhalación. | 161 |
| Figura 5-8. Ángulos del flujo absoluto del flujo en la sección C en inhalación..... | 162 |
| Figura 5-9. Ángulos del flujo absoluto del flujo en la sección C en exhalación..... | 163 |
| Figura 5-10. Ángulos del flujo relativo en la sección C en exhalación..... | 164 |
| Figura 5-11. Ángulos del flujo absoluto en la sección D durante la inhalación..... | 165 |
| Figura 5-12. Ángulos del flujo relativo en la Sección D durante la inhalación. | 166 |
| Figura 5-13. Ángulos del flujo relativo en la Sección D durante la exhalación..... | 167 |
| Figura 5-14. Ángulos del flujo absoluto en la sección D durante la exhalación. | 167 |
| Figura 5-15. Ángulos del flujo absoluto en C-3 para los tres tamaños de holgura. | 168 |
| Figura 5-16. Ángulos del flujo relativo en C-3 para los tres tamaños de holgura..... | 169 |
| Figura 5-17. Influencia del tamaño de la holgura del rodete en inhalación. | 170 |
| Figura 5-18. Influencia del tamaño de la holgura del rodete en inhalación. | 170 |
| Figura 5-19. Influencia del tamaño de la holgura de corona interior en exhalación. | 171 |
| Figura 5-20. Influencia del tamaño de la holgura de corona interior en exhalación. | 172 |
| Figura 5-21. Influencia del tamaño de la holgura de la corona exterior en inhalación. | 173 |
| Figura 5-22. Influencia del tamaño de la holgura de la corona exterior en inhalación. | 173 |
| Figura 5-23. Influencia del tamaño de la holgura del rodete en inhalación. | 174 |
| Figura 5-24. Influencia del tamaño de la holgura del rodete en inhalación. | 175 |
| Figura 5-25. Contornos de presión en los planos XY para inhalación $\varphi = \varphi(\eta_m)$. Escala= -350/50Pa, 20Pa/isolínea. | 183 |
| Figura 5-26. Contornos de presión en los planos XY para inhalación $\varphi = \varphi_m$. Escala= -1480/20Pa, 75Pa/isolínea. | 184 |
| Figura 5-27. Contornos radiales de presión en el canal del rodete para inhalación $\varphi = \varphi(\eta_m)$. Escala= -350/50Pa, 20Pa/isolínea. | 185 |
| Figura 5-28. Contornos radiales de presión en el canal del rodete para inhalación $\varphi = \varphi_m$. Escala= -1480/20Pa, 75Pa/isolínea. | 186 |
| Figura 5-29. Mapas de vectores de velocidad tangencial relativa al rodete durante la inhalación..... | 187 |
| Figura 5-30. Contornos de presión en los planos XY para exhalación $\varphi(\eta_m)$. Escala= -250/510Pa, 38Pa/isolínea. | 193 |
| Figura 5-31. Contornos de presión en los planos XY para exhalación φ_m . Escala= -900/1500Pa, 120Pa/isolínea. | 194 |

| | |
|--|-----|
| Figura 5-32. Contornos radiales de presión en el canal del rodete para exhalación $\varphi(\eta_m)$. Escala= -250/510Pa, 38Pa/isolínea. | 195 |
| Figura 5-33. Contornos radiales de presión en el canal del rodete para exhalación φ_m . Escala= -900/1500Pa, 120Pa/isolínea. | 196 |
| Figura 5-34. Mapas de vectores de velocidad tangencial relativa al rodete durante la exhalación ($t_c = 1$ mm y φ_m) | 197 |
| Figura 6-1. Esquema y dimensiones de la geometría M12. | 202 |
| Figura 6-2. Evolución de la sección de paso de un canal del rodete en M8 y M12. | 203 |
| Figura 6-3. Comparación entre C_T de M12 y M8. | 205 |
| Figura 6-4. Comparación entre C_A de M8 y M12. | 205 |
| Figura 6-5. Comparación del rendimiento (η) entre M8 y M12. | 206 |
| Figura 6-6. Comparativa de los ángulos en la sección B en la M8 y la M12. | 207 |
| Figura 6-7. Comparativa de los ángulos en la sección C en inhalación entre M8y M12. | 208 |
| Figura 6-8. Comparativa de los ángulos en la sección C en exhalación entre M8 y M12. | 209 |
| Figura 6-9. Comparativa de los ángulos en la sección D en inhalación entre M8 y M12. | 210 |
| Figura 6-10. Comparativa de los ángulos en la sección D en exhalación entre M8 y M12. | 210 |
| Figura 6-11. Comparación de la eficiencia del rodete. | 211 |
| Figura 6-12. Comparación del coeficiente de pérdidas en el rodete. | 212 |
| Figura 6-13. Contornos de vorticidad. Inhalación, Plano 5 (5000 1/s/isolínea). | 213 |
| Figura 6-14. Coeficiente de pérdidas en la corona exterior. | 214 |
| Figura 6-15. Coeficiente de pérdidas en elementos fijos (Zoom). | 215 |
| Figura 6-16. Contornos de presión total en la IGV en exhalación para M12 y M8, plano 1 (120Pa/isolínea). | 215 |
| Figura 6-17. Contornos de presión total en la IGV en inhalación para M12 y M8, plano 1 (75Pa/isolínea). | 216 |
| Figura 6-18. Pérdidas en valor absoluto en inhalación, M12 y M8. | 218 |
| Figura 6-19. Pérdidas en valor absoluto en exhalación, M12 y M8. | 218 |
| Figura 6-20. Pérdidas porcentuales en inhalación, M12 y M8. | 218 |
| Figura 6-21 Pérdidas porcentuales en exhalación, M12 y M8. | 218 |
| Figura 6-22. Rendimiento medio ($\bar{\eta}$) y energía generada por ciclo (E). M8 y M12. | 219 |
| Figura 6-23. Esquema y dimensiones geometría M15. | 221 |
| Figura 6-24. Evolución de la sección de paso en un canal del rodete para M8, M12 y M15. | 222 |
| Figura 6-25. Problemas de guiado de las coronas de la M15. | 224 |
| Figura 6-26. Rendimiento (η) en las tres variantes de la M15. | 224 |
| Figura 6-27. Comparación de C_T entre M8, M12 y M15. | 225 |
| Figura 6-28. Comparación de C_A entre M8, M12 y M15. | 226 |
| Figura 6-29. Comparación del rendimiento (η) entre M8, M12 y M15. | 226 |
| Figura 6-30. Comparativa de los ángulos en la sección B en la M8, M12 y M15. | 227 |

| | |
|--|-----|
| Figura 6-31. Comparativa de los ángulos en la sección C en inhalación entre M8, M12 y M15..... | 228 |
| Figura 6-32. Comparativa de los ángulos en la sección C en exhalación entre M8, M12 y M15..... | 229 |
| Figura 6-33. Comparativa de los ángulos en la sección D en inhalación entre M8, M12 y M15..... | 230 |
| Figura 6-34. Comparativa de los ángulos en la sección D en exhalación entre M8, M12 y M15..... | 230 |
| Figura 6-35. Comparación del rendimiento del rodete de M8, M12 y M15..... | 231 |
| Figura 6-36. Comparación del coeficiente de pérdidas en el rodete de M8, M12 y M15..... | 232 |
| Figura 6-37. Coeficiente de pérdidas del codo..... | 234 |
| Figura 6-38. Coeficiente de pérdidas de IGV..... | 234 |
| Figura 6-39. Coeficiente de pérdidas de OGV..... | 234 |
| Figura 6-40. Coeficiente de pérdidas de OGV (Zoom)..... | 234 |
| Figura 6-41. Contornos de presión total en la IGV en inhalación para M15 y M8, plano 2 (75 Pa/isolínea)..... | 235 |
| Figura 6-42. Contornos de presión total en IGV en exhalación para la M15, plano 1, $\phi = 2.5$ (120 Pa/isolínea)..... | 235 |
| Figura 6-43. Pérdidas en valor absoluto inhalación, M15, M12 y M8..... | 237 |
| Figura 6-44. Pérdidas en valor absoluto exhalación, M15, M12 y M8..... | 237 |
| Figura 6-45. Pérdidas porcentuales en inhalación, M15, M12 y M8..... | 237 |
| Figura 6-46. Pérdidas porcentuales en exhalación, M15, M12 y M8..... | 237 |
| Figura 6-47. Rendimiento medio ($\bar{\eta}$) y energía generada por ciclo (E) en M8, M12 y M15..... | 239 |
| Figura 6-48. Esquema y dimensiones geometría M16..... | 240 |
| Figura 6-49. Problemática de la corona interior en la M16..... | 242 |
| Figura 6-50. Rendimiento (η) de las tres variantes de la M16..... | 243 |
| Figura 6-51. Comparación de C_T entre M8, M12 M15 y M16..... | 244 |
| Figura 6-52. Comparación de C_A entre M8, M12 M15 y M16..... | 244 |
| Figura 6-53. Comparación del rendimiento (η) en M8, M12 M15 y M16..... | 245 |
| Figura 6-54. Rendimiento medio ($\bar{\eta}$) y energía generada por ciclo (E) para M8, M12, M15y M16..... | 246 |
| Figura 6-55. Comparativa de los ángulos en la sección B en la M8 y M16..... | 247 |
| Figura 6-56. Comparativa de los ángulos en la sección C en inhalación entre M8 y M16..... | 248 |
| Figura 6-57. Comparativa de los ángulos en la sección C en exhalación entre M8 y M16..... | 249 |
| Figura 6-58. Comparativa de los ángulos en la sección D en inhalación entre M8 y M16..... | 250 |
| Figura 6-59. Comparativa de los ángulos en la sección D en exhalación entre M8 y M16..... | 250 |
| Figura 6-60. Comparación del rendimiento del rodete para M8 y M16..... | 251 |
| Figura 6-61. Comparación del coeficiente de pérdidas en el rodete para M8 y M16..... | 252 |

| | |
|--|-----|
| Figura 6-62. Coeficiente de pérdidas del codo..... | 254 |
| Figura 6-63. Coeficiente de pérdidas de IGV..... | 254 |
| Figura 6-64. Coeficiente de pérdidas de OGV..... | 254 |
| Figura 6-65. Coeficiente de pérdidas de OGV (zoom). | 254 |
| Figura 6-66. Contornos de presión total en OGV en inhalación para M16, $\varphi = -2$ (75 Pa/isolínea)..... | 255 |
| Figura 6-67. Pérdidas en valor absoluto inhalación, M8 y M16. | 258 |
| Figura 6-68. Pérdidas en valor absoluto exhalación, M8 y M16..... | 258 |
| Figura 6-69. Pérdidas porcentuales en inhalación, M8 y M16..... | 258 |
| Figura 6-70. Pérdidas porcentuales en exhalación, M8 y M16. | 258 |

Anexos

| | |
|---|-----|
| Figura 1-1. a) Dominio completo (52/51/71), b) dominio periódico (51/51/68)..... | 283 |
| Figura 1-2. Comparación C_T de modelo 2D completo y periódico..... | 284 |
| Figura 1-3 Comparación C_A de modelo 2D completo y periódico..... | 284 |
| Figura 2-1. Túnel de ensayos unidireccional, Universidad de Limerick (Thakker, y otros, 2001). | 286 |
| Figura 2-2. Parámetros característicos de una turbina axial de impulso en ensayo estacionario (Thakker, y otros, 2005c)..... | 288 |
| Figura 2-3. Flujo sinusoidal unidireccional para ensayos no estacionarios (Thakker, y otros, 2005c)..... | 289 |
| Figura 2-4. Túnel de ensayos unidireccional, IST (Gato, y otros, 1996). | 289 |
| Figura 2-5. Túnel de ensayos bidireccional, Universidad de Cranfield (Herring, y otros, 2007). | 291 |
| Figura 2-6. Túnel de ensayos bidireccional, Universidad de Saga (Maeda, y otros, 1999). | 294 |
| Figura 2-7. Esquema general de la turbina radial ensayada (Setoguchi, y otros, 2002)..... | 295 |
| Figura 2-8. Curvas de corrección de C_T de los resultados experimentales. | 296 |
| Figura 2-9. Curvas de corrección de C_A de los resultados experimentales. | 297 |

Índice de tablas

| | |
|--|-----|
| Tabla 3-1. Parámetros geométricos de la turbina inicial. | 80 |
| Tabla 3-2. Número de álabes y aletas en la turbina inicial..... | 81 |
| Tabla 3-3. Factores de sub-relajación. | 86 |
| Tabla 3-4. Relación del salto de presión entre resultados numéricos y experimentales. | 98 |
| Tabla 3-5. Influencia del paso temporal sobre los parámetros característicos. | 104 |
| Tabla 3-6. Principales características del modelo numérico. | 111 |
| Tabla 5-1. Características de los mallados para diferentes holguras..... | 155 |
| Tabla 5-2. Valores de φ para los diferentes casos | 176 |
| Tabla 6-1. Tabla de ángulos de las distintas geometrías. | 221 |
| Tabla 6-2. Número de aletas de la geometría M15 en sus tres variantes. | 223 |
| Tabla 6-3. Tabla de ángulos de las distintas geometrías. | 241 |
| Tabla 6-4. Número de aletas de la geometría M16 en sus tres variantes. | 242 |

Anexos

| | |
|---|-----|
| Tabla 1-1. Número de alabes y aletas en la geometría real y en la numérica..... | 282 |
|---|-----|

Nomenclatura

| | |
|---|---|
| 1, 2, 3, 4, 5 | Secciones de las superficies A, B, C, D, E y F. |
| a | Radio mayor de la elipse en el perfil de álabe de una turbina de impulso. Resalte del zuncho. |
| A,B,C,D,E,F | Secciones radiales en la turbina de impulso radial. |
| A | Eficiencia de una cámara OWC [%]. |
| A_m | Sección de paso de un elemento en su radio medio [m ²]. |
| AR | Relación de aspecto de un perfil. |
| A_R | Área de paso del rodete en la sección media del mismo [m ²]. |
| b | Anchura de la turbina radial [m]. |
| $C_A = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho(v_R^2 + u_R^2)}$ | Coefficiente de potencia consumida. |
| $C_T = \frac{T_o}{\frac{1}{2}\rho(v_R^2 + u_R^2)A_R r_R}$ | Coefficiente de par. |
| $C_\theta = \frac{F_\theta}{\frac{1}{2}\rho\omega^2 c}$ | Coefficiente de fuerza tangencial. |
| D | Diámetro [m]. Fuerza de arrastre [N] |
| e | Radio menor de la elipse en el perfil de álabe de una turbina de impulso [m]. Espesor del álabe en turbinas Wells [m]. |
| E | Energía generada por ciclo [J/ciclo]. |
| $f = 1/T$ | Frecuencia del oleaje [Hz]. |
| \bar{f} | Frecuencia característica del oleaje [Hz]. |
| $f^* = f/\bar{f}$ | Frecuencia media adimensional del oleaje en flujo no estacionario. |
| F | Fuerza [N]. |
| g | Deslizamiento del álabe [m]. |
| G | Espaciado entre planos de una turbina biplano [m]. Espaciado entre álabes y coronas directrices [m]. |
| h | Envergadura de los álabes y de las aletas en la turbina radial [m]. Relación entre radio del cubo y radio de punta (r_h/r_t) |
| H_s | Altura del oleaje [m]. |
| I | Momento de inercia. |
| K | Coefficiente de pérdidas. |
| l | Distancia entre puntas de un alabe o una aleta [m]. |
| L | Fuerza de sustentación [N]. |
| L_A | Presión acústica con ponderación A[dBA]. |
| N | Número de álabes. |
| \bar{N} | Número de ciclos. |
| ΔP | Salto de presión entre la cámara y la salida de la turbina [Pa]. |
| P_F | Potencia generada por la turbina [w]. |
| Q | Caudal circulante por una turbina [m ³ /s]. |

| | |
|--|---|
| r | <i>Distancia radial. Radio [m].</i> |
| r_R | <i>Distancia radial a la línea media del rodete [m].</i> |
| R_a | <i>Radio del tramo circular del perfil de una aleta directriz [m].</i> |
| R, Re | <i>Número de Reynolds.</i> |
| S | <i>Paso [m]. Frecuencia adimensional del flujo ($S = f \frac{r_R}{v}$)</i> |
| S_g | <i>Espaciado entre aletas [m].</i> |
| S_r | <i>Espaciado entre álabes del rodete [m].</i> |
| t_a | <i>Ancho del canal de paso en la sección media del rodete [m].</i> |
| t | <i>Tiempo [s].</i> |
| t_s | <i>Paso temporal [s].</i> |
| $\bar{t}^* = t/\bar{T}$ | <i>Tiempo adimensional en flujo irregular.</i> |
| t' | <i>Tiempo de residencia [s].</i> |
| t_c | <i>Huelgo de punta [m].</i> |
| T | <i>Período [s].</i> |
| $\bar{T} = 1/\bar{f}$ | <i>Período característico [s].</i> |
| T_o | <i>Par [Nm].</i> |
| T_L | <i>Par resistente [Nm].</i> |
| u | <i>Velocidad de arrastre del rotor [m/s].</i> |
| $u_R = \omega r_R$ | <i>Velocidad del álabe en la sección media [m/s].</i> |
| $u^* = \sqrt{\tau_p/\rho}$ | <i>Velocidad de fricción.</i> |
| V | <i>Amplitud en flujo sinusoidal de v [m].</i> |
| v | <i>Primera componente de la velocidad [m/s].</i> |
| v_a | <i>Velocidad de paso axial en el radio medio [m/s].</i> |
| $v_R = Q/A_R$ | <i>Velocidad de paso en la línea media de la turbina radial [m/s].</i> |
| w | <i>Velocidad relativa. Segunda componente de la velocidad [m/s].</i> |
| y | <i>Distancia perpendicular a la pared [m].</i> |
| $y^+ = \frac{\rho u^* y}{\mu}$ | <i>Distancia adimensional a la pared.</i> |
| $X_L = \frac{T_L}{\pi \rho r_R^3 v^2}$ | <i>Momento resistente adimensional.</i> |
| $X_I = \frac{I}{\pi \rho r_R^5}$ | <i>Momento de inercia adimensional.</i> |

Letras griegas

| | |
|----------|---|
| α | <i>Ángulo del flujo absoluto [°].</i> |
| β | <i>Ángulo del flujo relativo [°].</i> |
| γ | <i>Ángulo de calado en turbina Wells. Ángulo de entrada/salida de un álabe en una turbina de impulso [°].</i> |
| δ | <i>Ángulo del arco de círculo en las aletas directrices [°].</i> |

| | |
|--|--|
| η | <i>Rendimiento.</i> |
| η_o | <i>Rendimiento estacionario de un álabe.</i> |
| $\bar{\eta}$ | <i>Rendimiento medio no estacionario.</i> |
| $\bar{\eta} = \bar{\eta}_c \bar{\eta}_t$ | <i>Rendimiento medio global del conjunto turbina-cámara.</i> |
| θ | <i>Ángulo de orientación aletas directrices [°]. Desfase de los álabes en una turbina Wells biplano [°].</i> |
| λ | <i>Ángulo de deslizamiento del álabe [°].</i> |
| μ | <i>Viscosidad [kg/ms].</i> |
| ξ | <i>Coefficiente de pérdidas hidráulicas.</i> |
| ρ | <i>Densidad [kg/m³].</i> |
| σ | <i>Solidez.</i> |
| τ | <i>Ratio de espesor de un álabe.</i> |
| τ_p | <i>Esfuerzo cortante en la pared.</i> |
| $\varphi = v_R/u_R$ | <i>Coefficiente de Caudal.</i> |
| Φ | <i>Amplitud de φ en flujo sinusoidal.</i> |
| ψ_{Euler} | <i>Coefficiente de Euler.</i> |
| ψ_{Neto} | <i>Coefficiente Neto.</i> |
| ω | <i>Velocidad angular [rd/s].</i> |
| $\bar{\omega}^* = \omega \bar{T}$ | <i>Velocidad de rotación adimensional bajo condiciones no estacionarias.</i> |

Subíndices y superíndices

| | |
|--------------------|--|
| <i>1, 2</i> | <i>Aguas arriba, aguas abajo.</i> |
| <i>A,B,C,D,E,F</i> | <i>Secciones radiales A,B,C,D,E,F.</i> |
| <i>c</i> | <i>Cámara.</i> |
| <i>exp</i> | <i>Experimental.</i> |
| <i>g</i> | <i>Aletas directrices.</i> |
| <i>h</i> | <i>Cubo.</i> |
| <i>i</i> | <i>Interior.</i> |
| <i>m</i> | <i>Máximo.</i> |
| <i>o</i> | <i>Exterior. Total o de remanso.</i> |
| <i>r</i> | <i>Rodete.</i> |
| <i>R</i> | <i>Coordenada radial de la línea media del rodete.</i> |
| <i>t</i> | <i>Turbina. Punta.</i> |
| <i>s</i> | <i>Estática.</i> |
| <i>tg</i> | <i>Tangencial.</i> |
| <i>x</i> | <i>Axial.</i> |
| <i>*</i> | <i>Variables adimensionales. Ángulos geométricos</i> |
| θ | <i>Tangencial.</i> |

Acrónimos

| | |
|-------------|--|
| <i>CAD</i> | <i>Computer Aided Design o diseño asistido por computador.</i> |
| <i>CRES</i> | <i>Centre of Renewable Energy Sources.</i> |
| <i>CFD</i> | <i>Computer Fluids Dynamics o dinámica de fluidos computacional.</i> |
| <i>IDAE</i> | <i>Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía.</i> |
| <i>IST</i> | <i>Instituto Superior Técnico de Lisboa</i> |
| <i>LES</i> | <i>Large Eddy Simulation.</i> |
| <i>RANS</i> | <i>Reynolds Average Navier Stokes.</i> |
| <i>RSM</i> | <i>Reynolds Stress Model.</i> |
| <i>WEC</i> | <i>World Energy Council.</i> |
| <i>OWC</i> | <i>Oscillating Water Column o columna de agua oscilante.</i> |

Capítulo 1

Introducción

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Presentación

Uno de los temas referentes de la actualidad mundial durante los últimos años ha sido el mercado energético. La generación, distribución y consumo de energía son asuntos de suma importancia, económica y social, abarcando desde el entorno local hasta el mundial.

Es una evidencia contrastada la dependencia energética, y por tanto económica y social, de las fuentes de energía no renovables, sobre todo de los combustibles fósiles, y concretamente del petróleo. A su vez, contrastado por numerosos estudios, está el hecho de que los yacimientos de combustibles fósiles son cada vez más escasos y que a medio plazo se agotarán. Esto ha provocado que durante los últimos años el precio de la energía se haya disparado siguiendo la estela del barril de petróleo (Figura 1-1), que es la principal fuente de energía a nivel mundial.

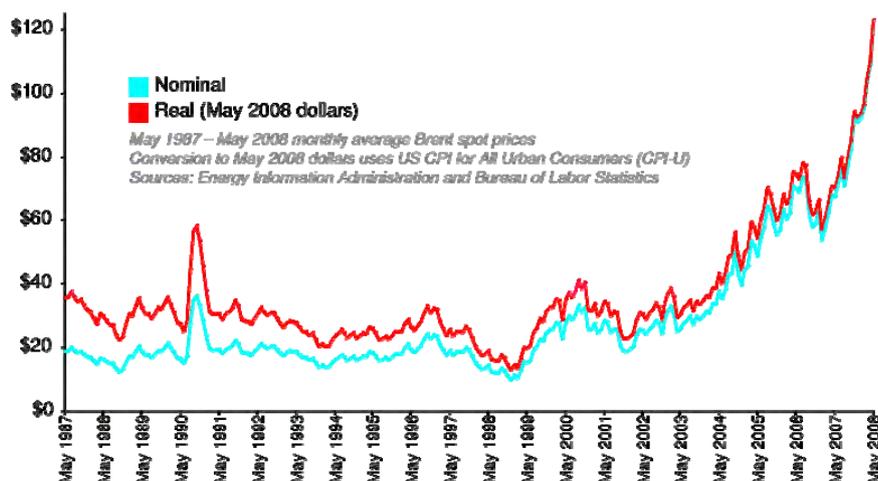


Figura 1-1. Precios del barril de petróleo clase Brent (Wikipedia).

La previsión para los próximos años es que el precio de la energía continúe subiendo debido a la escasez de oferta y que el consumo energético global está en alza (Figura 1-2). El impacto de este escenario económico será imposible de absorber por muchos países. España puede ser un ejemplo de este problema. Según un informe del Instituto para la Diversificación y Ahorro Energético (IDAE) sobre energías renovables (IDAE, 2005) España tuvo en 2004 un déficit energético de aproximadamente 17500

millones de euros, esto corresponde con el 29% del déficit total de la economía española y un 2,2% del PIB. Esto sucedió en 2004 en un escenario con precios del petróleo en torno a 50\$. El escenario actual, y también para un futuro cercano, es aún menos halagüeño si se observan los datos de la Figura 1-1 y la Figura 1-2.

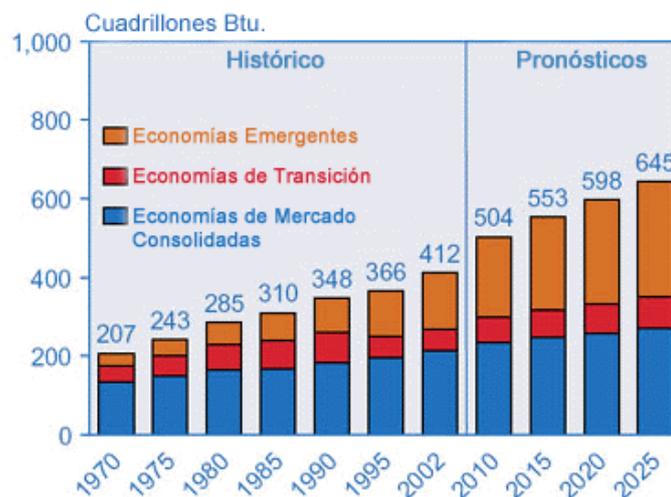


Figura 1-2. Evolución y previsión del consumo energético mundial (IDAE).

Además de la precaria sostenibilidad económica del modelo energético actual hay otros problemas asociados. Está científicamente probado que el modelo actual daña al medioambiente a causa de las emisiones de gases a la atmosfera. En España, por ejemplo, diversos estudios han establecido que la generación de electricidad es responsable del 78% de las emisiones de gases de efecto invernadero (IDAE, 2005).

El deterioro del medioambiente se ha convertido durante los últimos años en una importante preocupación social. Alcanzó su punto álgido en el año 1997 en la ciudad de Kyoto, donde se firmó el *protocolo de Kyoto*. Este tratado, corroborado por la mayor parte de los estados del mundo (a excepción de sonadas negativas como la de EEUU), establece una serie de restricciones de las emisiones a la atmosfera. Dichas restricciones cuestionan la continuidad del modelo energético actual.

Por estas dos razones, conseguir una mayor independencia energética de los combustibles fósiles y la preservación del medioambiente, se ha realizado una fuerte apuesta a nivel mundial por desarrollar las energías renovables.

Europa es uno de los máximos exponentes de la apuesta por las energías renovables. A raíz del protocolo de Kyoto, en Europa se elaboró el *Libro Blanco para una estrategia y plan de acción comunitario*¹. En este documento, Europa asumía el reto de reducir sus emisiones de efecto invernadero mediante un cambio en el modelo energético. El objetivo es conseguir que el 12% de la energía consumida en Europa en el año 2010 sea de origen renovable. Este porcentaje crece a más largo plazo, para el año 2020 el objetivo es lograr un 22% de energía de naturaleza renovable.

Lograr los objetivos fijados requiere un gran esfuerzo en el desarrollo de nuevas fuentes de energía alternativas. Durante los últimos años las inversiones en I+D en campos relacionados con la energía limpia han aumentado considerablemente, y esto ha desembocado en una sustancial mejora de las tecnologías existentes y la aparición de otras nuevas.

La variedad y eficiencia de sistemas de obtención de energía renovables es amplia. Cada región planetaria trata de aprovechar los recursos disponibles gracias a su clima o situación geográfica. Las tecnologías utilizadas para la obtención de energía limpia son seis principalmente: hidráulica, biomasa, oceánica, eólica, solar y geotérmica. Sin embargo, la suma de todas estas tecnologías es un porcentaje pequeño respecto del total de energía consumido a nivel mundial (Figura1-3).

En el contexto de España las energías limpias más empleadas son las siguientes (IDAE, 2005): hidráulica, eólica, biomasa, biocarburante, biogás y solar. Estas tecnologías son la apuesta española para lograr el objetivo establecido por la Comisión Europea del 12% de energía renovable en 2010.

¹ Libro Blanco - Una política energética para la Unión Europea. COM (95) 682, diciembre de 1995.

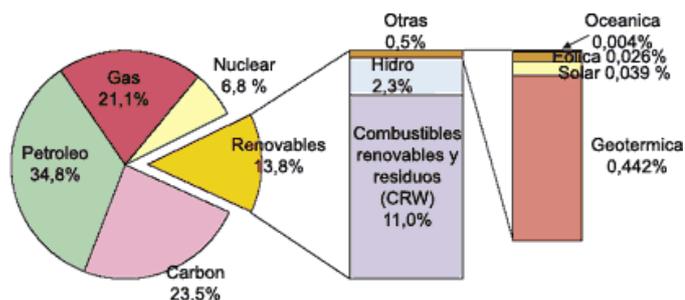


Figura 1-3. Generación de energía en el mundo (IDAE).

Dentro de la Unión Europea en general, y de España en particular, destaca la ausencia total de los océanos como fuente de energía alternativa a pesar de ser un país eminentemente costero. Sin embargo, el mar alberga una enorme cantidad de energía que se manifiesta de diferentes formas: corrientes marinas, gradientes térmicos, mareas y oleaje. El mar, aunque en términos energéticos es territorio inexplorado, tiene sin lugar a dudas un enorme potencial.

El gran muro contra el que choca la extracción de energía de los océanos es el coste actual de la tecnología necesaria. Sin embargo, durante los últimos años, son muchos los grupos de investigación que se han introducido en el campo de la energía oceánica, lo que ha contribuido a un desarrollo importante de la tecnología. Gracias a esto se han registrado grandes avances que han acercado la energía oceánica a la viabilidad comercial.

Esta tesis se enmarca dentro de una de esas formas de energía marina: el oleaje. Esta energía se denomina energía undimotriz y se considera una prometedora fuente de energía renovable para los países costeros. Las olas se forman en cualquier punto del mar por la acción del viento y descargan su energía sobre los obstáculos que encuentran en su camino. Los efectos de estos choques son enormes y la cantidad de energía disipada en ellos es considerable.

La potencia en una ola es proporcional al período y al cuadrado de la amplitud. Una ola de 2 metros de amplitud y un período de unos 8 segundos transporta una potencia de unos 50 kW por metro de longitud. Esta cantidad de energía es muy importante y hace que los países costeros tengan a su disposición una importante fuente energética. Si a esto se le añade que las emisiones contaminantes generadas por extracción de energía de las olas son nulas, el resultado es que las olas son una fuente de energía renovable de enorme potencial.

En la Figura 1-4 muestra un esquema de la distribución a nivel mundial de la potencia undimotriz. Zonas como la costa atlántica europea, el sur de Oceanía o Suramérica disponen de costas en las que el nivel energético del oleaje es grande.



Figura 1-4. Potencia de las olas en el mundo (CRES, 2002).

El World Energy Council (Thorpe, 1999) ha estimado que el potencial energético de las olas a nivel mundial es aproximadamente de 2000 GW. A nivel europeo la energía undimotriz disponible es de unos 320 GW (CRES, 2002). El potencial es tan grande que la contribución al mercado de la electricidad de este tipo de energía se ha estimado que podría estar en torno a 2000 TWh/año, lo que supone el 10% del consumo eléctrico mundial (CRES, 2002).

El potencial energético de los océanos comenzó a ser foco de interés después del incremento de precio del petróleo en la crisis de 1973. A partir de esa época muchos países comienzan a realizar mediciones en sus aguas e inician programas de investigación con el fin de conocer la viabilidad real de la energía undimotriz.

En torno a 1985 la Comisión Europea comienza a percibir la energía undimotriz como una posibilidad realmente viable y empieza a sentirse un creciente interés en diversos ámbitos científicos.

En 1993 la Comisión Europea decide financiar programas con el fin de desarrollar la energía undimotriz como fuente de energía alternativa. Comienzan, bajo el paraguas de la Comisión, los primeros encuentros europeos sobre energía undimotriz (Edimburgo 1993, Lisboa 1995, Patras 1998 y Aalborg 2000). Estos encuentros estimulan aún más las actividades desarrolladas por universidades y centros de investigación. Países como Dinamarca, Irlanda, Noruega o Inglaterra comienzan a financiar estudios cuyo propósito final es conseguir la viabilidad económica de la energía undimotriz. Paralelamente, la Comisión da comienzo a sus propios programas de investigación en 1994. En 1996 el estudio *Atlas of Wave Energy Resource in Europe* (CRES, 2002) sienta las bases sobre las que crecerán diferentes iniciativas relacionadas con la energía undimotriz. Movimientos similares acontecen en otros continentes donde países como Australia y Japón también comienzan a realizar estudios y financiar proyectos relacionados con la energía undimotriz.

Dentro de estos programas muchos investigadores llevan a cabo una importante labor de I+D, por ejemplo Leishman & Scobie, Lewis, Salter, Thorpe, Ross, Petroncini, Clément, Falção y otros².

Pero, al igual que muchas otras fuentes de energía en sus comienzos, la extracción de la energía de las olas tiene diversos problemas que hay que resolver o tratar de minimizar (WEC, 2007):

- La irregularidad de la amplitud, período, fase y dirección de las olas son el principal problema. Es difícil idear un sistema de extracción que opere con una eficiencia aceptable en todo tipo de condiciones.
- La frecuencia del oleaje es muy baja, además de ser variable. Esto complica el sistema de transformación y en consecuencia la obtención de energía eléctrica.

² Relación completa de referencias en (CRES, 2002).

- La irregularidad de las condiciones del mar hace que los dispositivos puedan verse sometidos a condiciones que no puedan soportar mecánicamente. Fuertes tormentas, huracanes y otros fenómenos meteorológicos son problemas importantes.
- El coste de las instalaciones es alto. Tanto su creación como su mantenimiento (sobre todo en instalaciones en mar abierto) hace que el coste del kWh generado no sea competitivo actualmente.

A pesar de las dificultades, durante los últimos años se han estudiado numerosos dispositivos para lograr un aprovechamiento económicamente viable, y algunos de ellos han alcanzado etapas muy cercanas a la comercial. Diferentes documentos hacen alusión a la tecnología existente, como por ejemplo (CRES, 2002), (Clemént, y otros, 2002) y (Thorpe, 1999). En estos trabajos se puede consultar información detallada de los diferentes métodos de extracción de energía de las olas.

1.2 Dispositivos para la extracción de la energía undimotriz.

El hombre siempre ha sido consciente de que el oleaje es una fuente de energía muy importante. Buena prueba de ello es que durante la historia se han desarrollado una diversidad de dispositivos y sistemas para extraer la energía de las olas realmente amplia, sobre todo durante las últimas décadas. El resultado es que el número de patentes de dispositivos relacionados con la energía del oleaje excede claramente el que presentan otras tecnologías renovables.

El oleaje tiene energía cinética y potencial, y los diferentes dispositivos tratan de aprovechar una de las dos o ambas a la vez. La complejidad de los dispositivos es variopinta, aunque su principio de funcionamiento es sencillo en la mayoría de los casos.

Existen multitud de dispositivos basados en el principio de Arquímedes. Básicamente se trata de convertir en energía el movimiento vertical de un elemento flotante expuesto al oleaje. Esto se puede hacer a través del propio movimiento lineal del elemento flotante o por el movimiento relativo de diferentes partes del sistema. Basándose en este principio se han desarrollado numerosos dispositivos como por ejemplo: McCave wave pump, pelamis, wavebob...(Clemént, y otros, 2002).

Otros dispositivos consiguen extraer energía cinética y potencial de la ola, como por ejemplo el “salter duck” (Thorpe, 1999).

Existen también gran número de dispositivos de los llamados “overtopping”. Estos sistemas almacenan el agua en un depósito al cual el agua accede rebosando el borde gracias a la energía de la ola. El ejemplo más claro es el “wave dragon” desarrollado en el norte de Europa (www.wavedragon.net).

Por último, numerosos dispositivos aprovechan el incremento de presión que genera una ola a su paso debido al incremento de altura de la superficie libre. Estos dispositivos, denominados *sistemas Oscillatin Water Column (OWC)* son posiblemente los más versátiles y más estudiados durante las últimas décadas (E-ON, 2005).

En este apartado no se hace hincapié en el funcionamiento de un sistema OWC porque en capítulos posteriores se hará una descripción del funcionamiento de estos sistemas y sus ventajas e inconvenientes. Como introducción decir que los sistemas OWC constan de dos partes principales: la cámara y la turbina (Figura 1-5). Son dos partes bien diferenciadas pero interrelacionadas. La cámara recoge la energía del oleaje y la transforma en energía neumática. Esto se realiza gracias a que la superficie libre en el interior de la cámara se desplaza verticalmente a causa de las olas, de esta forma se genera un flujo de aire cuya energía se aprovecha por medio de una turbina.

Existen numerosas variantes del sistema OWC, pueden ser fijos en la costa o móviles, tener diferentes diseños de cámara, y puede estar equipado con diferentes tipos de turbinas.

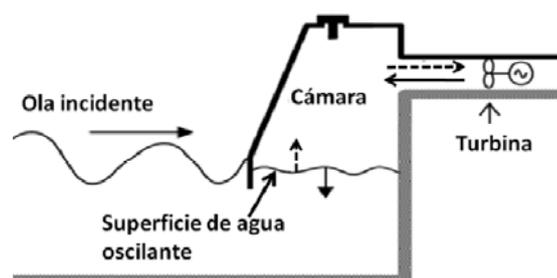


Figura 1-5. Esquema de un sistema OWC.

Los dispositivos para la extracción de la energía de las olas se pueden clasificar según diversos criterios, en función del principio de funcionamiento como se ha esbozado en las líneas anteriores o, como es más común, según su situación física. Este

criterio clasifica los dispositivos en tres clases: costeros (*onshore*), cercanos a la costa (*near-shore*) y mar adentro (*offshore*).

1.3 Justificación

La turbina es el elemento más importante y más complejo dentro de un sistema OWC. Sus condiciones de funcionamiento son muy desfavorables porque el flujo es bidireccional y de características sumamente irregulares ya que la amplitud y la frecuencia dependen de las condiciones del oleaje.

La turbina Wells ha sido tradicionalmente la más utilizada en estos dispositivos (Setoguchi, y otros, 2006), aunque durante los últimos años se han desarrollado estudios que indican la existencia de otras posibilidades: las turbinas de impulso. Este último tipo de turbinas, basadas en las turbinas de gas, fueron propuestas para tratar de subsanar los problemas que presentaba la turbina Wells. Las turbinas de impulso se pueden clasificar en dos tipos, axiales y radiales.

Sólo desde hace unos años se han empezado a estudiar con cierta profusión las turbinas de impulso, centrándose sobre todo en las axiales. Sin embargo, la turbina de impulso radial no es muy conocida en la actualidad, sólo existen unas pocas referencias bibliográficas a nivel mundial que reflejen trabajos sobre este tipo de turbina (McCormick, 1989), (Setoguchi, y otros, 2002) y (Takao, y otros, 2006). De los resultados de estos estudios se desprende que es un diseño con ventajas, como bajo coste de fabricación y menor mantenimiento, que podrían hacerla rentable a pesar de sus inconvenientes.

Los trabajos realizados sobre la turbina de impulso radial presentan estudios experimentales que muestran solamente resultados de las prestaciones globales: par generado, rendimiento, etc. En ninguna de las referencias existentes se encuentra ningún tipo de alusión al comportamiento del flujo en el interior de la turbina. Existe un vacío, prácticamente total, en lo que se refiere al conocimiento de los fenómenos que acaecen en el interior de la turbina de impulso radial.

Este trabajo se plantea para tratar de profundizar en el conocimiento de los fenómenos que suceden dentro de la turbina de impulso radial. Gracias a un buen conocimiento de dichos fenómenos se podrán elaborar criterios de diseño que permitan

optimizar su funcionamiento. De esta forma se podrá realizar una comparación realista sobre la viabilidad de este modelo de turbina frente a la Wells.

1.4 Antecedentes

Los primeros pasos de los sistemas OWC se dieron en la década de los sesenta. Yoshio Masuda, un ingeniero japonés, fue el pionero en el estudio de los sistemas OWC. Sus investigaciones se centraban en la transformación de la energía neumática generada por un sistema OWC (McCormick, y otros, 1992).

En los primeros sistemas OWC se utilizaba un sistema de válvulas para rectificar el flujo que hacía posible el uso de turbinas tradicionales para la extracción de energía (Figura 1-6). En la década de los sesenta, en Japón, se fabricaron más de 1000 boyas marinas basadas en este sistema, algunas de ellas estuvieron en funcionamiento durante más de 30 años. Sin embargo, la utilización de estos sistemas de válvulas rectificadoras para centrales OWC es problemática porque se reduce notablemente la eficiencia del sistema, y además se incrementa el coste de mantenimiento de forma importante.

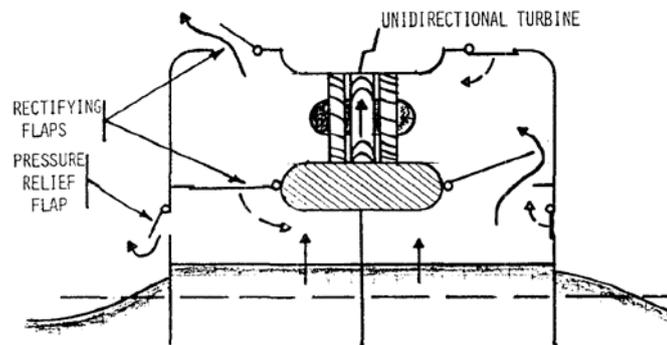


Figura 1-6. Sistema neumático con turbina unidireccional y válvulas rectificadoras
(McCormick, y otros, 1992).

Para resolver el problema que plantea la rectificación del flujo se idearon las turbinas de flujo bidireccional (*self-rectifying turbines*). La primera propuesta en este sentido fue realizada por Dr. A. A. Wells en 1976 (Queen's University, Belfast), se

denomina comúnmente *turbina Wells*³. Diversos autores han estudiado esta configuración durante las últimas décadas, por ejemplo (Inoue, y otros, 1988) o (Raghunathan, 1995), y algunos de estos estudios han redundado en optimizaciones de la geometría (Setoguchi, y otros, 2001a), (Setoguchi, y otros, 2003a). Actualmente este tipo de turbinas están operativas en centrales como LIMPET (Escocia) o PICO (Azores).

Posteriormente, con el propósito de resolver los problemas que presentaba la *Wells*³, se propusieron las turbinas de impulso. Este tipo de turbinas están basadas en el diseño de las turbinas de gas. La primera de ellas fue propuesta en 1988 por T. W. Kim (Thakker, y otros, 2005d), y era de tipo axial, posteriormente se propusieron las de tipo radial.

La primera turbina de impulso radial propuesta para un sistema OWC fue desarrollada por McCormick (McCormick, 1989). En la Figura 1-7 está representado un esquema de esta turbina. Esta turbina también es bidireccional, de forma que el flujo es secuencialmente centrípeto y centrífugo. Por tanto, la máquina no trabaja de forma simétrica, al contrario que las turbinas axiales.

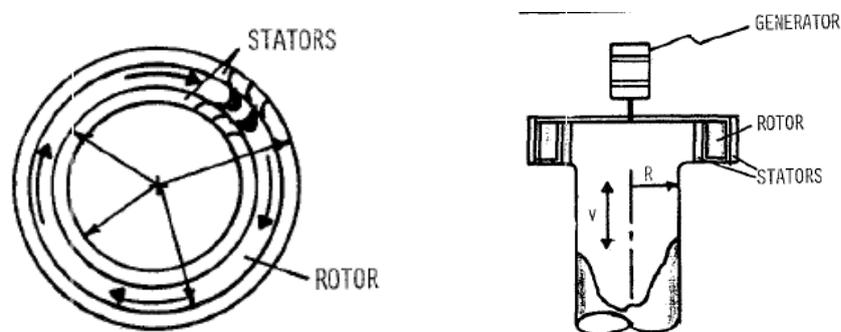


Figura 1-7. Turbina de impulso radial de McCormick (McCormick, y otros, 1992).

³ Las características, ventajas e inconvenientes de cada turbina se verán en el capítulo 2 de la tesis.

A partir de los resultados de diferentes trabajos se ha llegado a la conclusión de que las turbinas de impulso presentan ventajas sobre la Wells (Kim, y otros, 2001a), aunque también tienen inconvenientes³.

Es importante resaltar que los estudios existentes sobre todos los tipos de turbinas eran, hasta hace pocos años, de índole experimental. Esto condicionaba enormemente el nivel de conocimiento de los fenómenos ocurridos en el interior de las turbinas. Sin embargo, durante los últimos años, gracias al avance de la CFD, se han desarrollado estudios numéricos que han permitido profundizar en la comprensión del funcionamiento de este tipo de turbomáquinas.

Muchos investigadores han aplicado, satisfactoriamente, técnicas CFD al estudio de la turbina Wells, por ejemplo (Kim, y otros, 2002a) o (Torresi, 2007), que han ayudado a comprender, y en muchos casos mejorar, el comportamiento de este tipo de turbina. Las turbinas de tipo axial también han sido objeto de estudios numéricos, como por ejemplo (Thakker, y otros, 2001) o (Thakker, y otros, 2003a). Todos estos trabajos han demostrado que por medio de la aplicación de técnicas numéricas es posible predecir correctamente el funcionamiento de una turbina de un sistema OWC.

La turbina de impulso axial, con todas sus variantes, ha sido un objetivo prioritario de muchos investigadores durante los últimos años. Existe una extensa bibliografía de estudios sobre este modelo, tanto de tipo experimental (Maeda, y otros, 1999), (Kaneko, y otros, 1992) o (Setoguchi, y otros, 2000), como numérico (Thakker, y otros, 2004a) o (Thakker, y otros, 2003b). Estos estudios han llevado a los investigadores a la conclusión de que la turbina de impulso axial es superior a la Wells (Kim, y otros, 2001a). En la Figura 1-8 se presenta el rendimiento total de una instalación OWC (cámara y turbina) en función de un coeficiente adimensional de flujo⁴. Se aprecia que

⁴ En el capítulo 2 se hace una presentación de todos los coeficientes utilizados para comparar turbinas entre sí.

las instalaciones OWC con turbinas de impulso axial son superiores a la Wells porque su rendimiento medio total es mayor y en un rango de coeficientes de flujo más amplio.

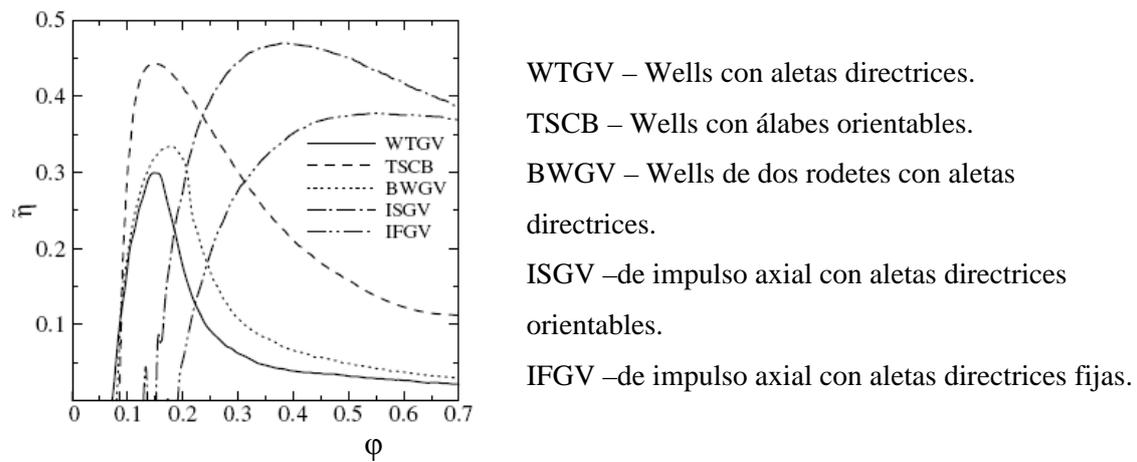


Figura 1-8. Comparación del rendimiento medio total de un sistema OWC (Kim, y otros, 2001a).

Sin embargo, la gran olvidada de los últimos años ha sido la turbina de impulso radial. Existen muy pocos trabajos acerca de esta turbina, y la práctica totalidad de los trabajos disponibles en la bibliografía son de tipo experimental.

Los primeros trabajos fueron desarrollados por McCormick (McCormick, y otros, 1992) y (McCormick, y otros, 1993) a principios de los noventa. McCormick demostró que la turbina radial presentaba prestaciones competitivas con las turbinas de impulso axiales tal y como se aprecia en la Figura 1-9. En la Figura 1-9a se muestra la potencia generada por la turbina en función de la presión total medida en la cámara OWC, y en la Figura 1-9b se representa la potencia generada en función de la velocidad de giro de la turbina para una presión en la cámara fija (100N/m^2). En la Figura 1-9a se refleja que, para presiones altas en la cámara, la turbina radial es capaz de extraer más energía. En la Figura 1-9b se aprecia que, aunque la potencia generada máxima es menor en la turbina radial, el rango de velocidades de rotación a alto rendimiento es más amplio. De esta forma la turbina radial trabaja a rendimiento alto en un abanico de situaciones más amplio que la axial.

Posteriormente, en torno al año 2000, otros autores se interesaron por este tipo de turbina. Se presentaron trabajos experimentales (Setoguchi, y otros, 2002) o (Takao, y otros, 2005) en los cuales se trataba de optimizar el funcionamiento de la turbina radial.

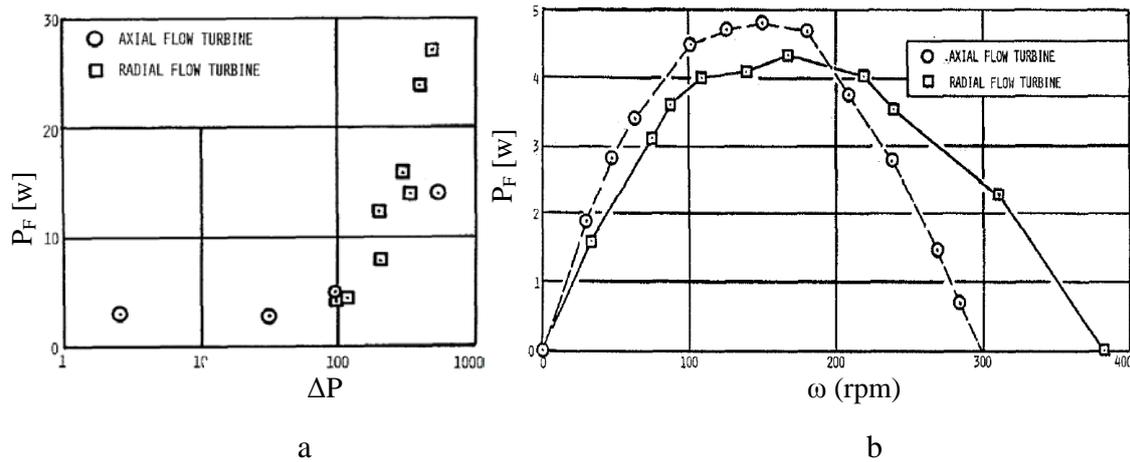


Figura 1-9. Comparación de dos turbinas de impulso, una axial y otra radial (McCormick, y otros, 1992).

La ausencia de trabajos basados en CFD sobre la turbina de impulso radial es prácticamente total. Actualmente la únicas referencias encontradas de trabajos numéricos sobre la turbina de impulso radial son obra del grupo de investigación de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Valladolid (Castro, y otros, 2007), (Marjani, y otros, 2008) y (Pereiras, y otros, 2008). Este grupo de investigación comenzó su trabajo en el campo de la energía undimotriz en el año 2005. En un principio el trabajo se centró en el comportamiento de la cámara del sistema OWC (Marjani, y otros, 2006), y posteriormente el interés se concentró en el elemento más complejo del sistema, la turbina. El fruto de ese interés es el comienzo y desarrollo de las investigaciones que han dado lugar a esta tesis doctoral.

1.5 Objetivos y metodología

Esta tesis pretende realizar un estudio exhaustivo del flujo en el interior de una turbina de impulso radial y de su funcionamiento. A través de un trabajo de simulación numérica se ha tratado de conocer qué fenómenos ocurren en el interior de la turbina. Este conocimiento permitirá optimizar el diseño de dicha turbina para conseguir un comportamiento más eficiente, de forma que pueda ser una alternativa viable a la turbina Wells.

El trabajo se divide en tres etapas:

- Primera – Generar un modelo numérico fiable para la simulación de la turbina. Para ello se elaborará un modelo basado en una geometría existente,

(Setoguchi, y otros, 2002). Los resultados de los estudios experimentales realizados por estos autores sobre esta geometría servirán para validar el modelo.

- Segunda – Análisis en profundidad del comportamiento de la turbina y estudio de la influencia de diferentes parámetros geométricos sobre sus prestaciones. En esta parte se trata de localizar posibles defectos y puntos susceptibles de mejora del diseño original planteado en (Setoguchi, y otros, 2002).
- Tercera - A raíz de los resultados del análisis de la fase previa, se elaborará un nuevo diseño de la geometría para mejorar las prestaciones de la turbina.

Este trabajo se engloba dentro de una línea de investigación comenzada recientemente por el Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Valladolid en colaboración con el grupo de investigación en mecánica de fluidos del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Mohammed V de Rabat. Esta línea de investigación se encuadra dentro de diferentes proyectos financiados por la Junta de Castilla y León y la Agencia Española de Cooperación internacional.

1.6 Estructura de la memoria

La memoria de la tesis está estructurada de la siguiente forma:

- Introducción. En este capítulo se hace una presentación del trabajo, y se justifica y plantea el objetivo de la tesis.
- Centrales y turbinas OWC. Se explica el principio de funcionamiento de una central OWC y se realiza una presentación de las turbinas más utilizadas en estas centrales. Además se introduce la terminología, parámetros y coeficientes necesarios para la caracterización de su funcionamiento que se utilizarán en apartados posteriores.
- Modelo numérico. Antes de desarrollar cualquier trabajo basado en la Dinámica de Fluidos computacional (CFD) es necesario elaborar un modelo numérico válido. En este apartado se describe el modelo adoptado en esta

tesis y se presenta su validación, realizada con resultados experimentales de otros autores disponibles en la bibliografía.

- Análisis del flujo de la turbina de impulso radial. En este capítulo se arroja luz sobre el funcionamiento aerodinámico de este tipo de turbina. Localizar posibles fallos de diseño y entender los fenómenos que suceden en su interior son fundamentales para establecer los criterios de diseño que permitan optimizar la geometría.
- Análisis local del flujo. Se realiza un análisis profundo del patrón de flujo en el interior de la turbina, centrándose sobre todo en el efecto que inducen sobre éste las holguras presentes en los diferentes elementos de la turbina.
- Optimización de la geometría. Aplicando los criterios de diseño establecidos se ha desarrollado una serie de geometrías que tratan de mejorar diferentes aspectos de la turbina original. Finalmente, y una vez estudiadas las diferentes configuraciones, se hace una propuesta de geometría optimizada de turbina de impulso radial.
- Conclusiones. En este capítulo se esboza un resumen de las principales conclusiones que se extraen del trabajo realizado. También se plantean posibles direcciones que podría seguir la línea de investigación abierta con esta tesis.

Capítulo 2

Centrales y turbinas OWC

2 CENTRALES Y TURBINAS OWC

2.1 Centrales

Las centrales OWC son actualmente el sistema más extendido de extracción de energía de las olas. Las razones son obvias: la primera es que se basa en un concepto sencillo, la columna de agua oscilante, y la segunda razón es que se trata de un sistema muy versátil que se puede ubicar en cualquier punto de la geografía marina, *onshore*, *near-shore*, *offshore*. En el caso de su instalación *onshore* sus ventajas se multiplican, porque su instalación es más barata, las necesidades de mantenimiento son menores y su protección frente a condiciones meteorológicas extremas es más sencilla.

Las centrales OWC constan principalmente de tres elementos:

- Cámara: Es la parte de la central encargada de captar la energía del oleaje y transformarla en energía aprovechable.
- Turbina: El corazón de la central, es el dispositivo encargado de convertir la energía captada por la cámara en energía mecánica útil.
- Alternador: Convierte la energía mecánica de la turbina en energía eléctrica.

El principio de funcionamiento de estas centrales de columna de agua oscilante es sencillo. En la Figura 2-1 se presenta un esquema de una central OWC. Se basa en la oscilación del agua dentro de una cámara semisumergida y abierta por debajo del nivel del mar. La incidencia del oleaje origina aumentos de presión en la base de la cámara, lo que provoca el desplazamiento vertical de la superficie libre en su interior. Esto hace que el aire en el interior de la cámara se comprima y descomprima alternativamente de forma que aparece un gradiente de presiones entre la cámara y la atmósfera. En consecuencia se genera un flujo de aire bidireccional que se hace pasar por un conducto donde se sitúa una turbina, que se emplea para mover un generador eléctrico.

El rendimiento de la central OWC depende principalmente del comportamiento de la cámara y de la turbina. Aunque son dos elementos independientes, y pueden ser estudiados aisladamente, el rendimiento de la central es función del acoplamiento entre estos dos elementos porque las características de cada uno de ellos afecta al funcionamiento del otro. El desplazamiento de la superficie libre en el interior de la

cámara está condicionado por el salto de presión que existe entre el interior y el exterior. Este salto de presión depende de la curva característica de la turbina. Por otro lado, el punto de funcionamiento de la turbina depende del caudal circulante, que depende a su vez del desplazamiento de la superficie libre. Ambos elementos están estrechamente relacionados y cuando se plantea la construcción de una planta OWC se debe proyectar teniendo en cuenta las características de los dos elementos.

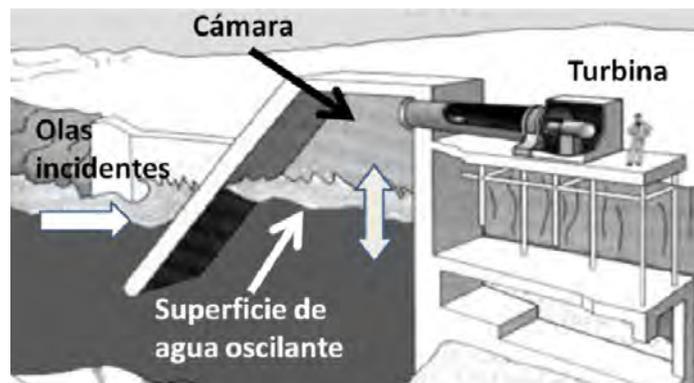


Figura 2-1. Esquema de un sistema OWC.

La principal limitación en este tipo de instalaciones es la tecnología existente en la actualidad. Sólo desde hace unas pocas décadas se ha comenzado a realizar una labor de investigación intensa sobre este campo, y como consecuencia la tecnología necesaria está poco desarrollada. Para que este tipo de instalaciones sea una realidad económicamente viable es necesario un mayor esfuerzo en el estudio de dispositivos de extracción, localizaciones, geometrías de las cámaras....

Una ventaja muy importante de este tipo de dispositivos para la extracción de energía del oleaje es que la turbina sea movida por una corriente de aire. El medio marino es sumamente exigente desde el punto de vista de mantenimiento de instalaciones, la humedad y la salinidad son factores que someten a los materiales a una agresión muy importante. En las centrales OWC, al utilizar energía neumática para generar energía mecánica, el mantenimiento se torna más sencillo y económico.

En la actualidad existen diversas centrales operativas diseminadas por la geografía mundial. Las más importantes son las siguientes:

- PICO. Situada en las islas Azores. Se construyó en 1996 en el marco del programa JOULE financiado por la Comisión Europea y esta operativa desde

1999. La central suministra una potencia en torno a 400 kW, y según los datos publicados, en esta central se trabaja principalmente con una turbina Wells con ángulo de calado variable (Setoguchi, y otros, 2006), aunque se han ensayado diferentes tipos de turbinas

- LIMPET. Situada en Islay (Escocia), fue construida en el 2000. Emplea una turbina Wells contrarrotante con aletas directrices. La potencia máxima instalada es de 500 kW (Setoguchi, y otros, 2006).
- Zhelang town. Situada en China en la ciudad del mismo nombre. Es una instalación piloto con turbinas Wells. La potencia instalada es de 100 kW.
- Sakata (Japón). Dispositivo OWC construido en 1989 y situado en el rompeolas del puerto. Se trata de una instalación prototipo con fines científicos y de investigación. La turbina instalada es de tipo Wells y la potencia es de 60 kW.
- Vizhinjam (India). Central construida para proyectos de investigación. Funciona con dos turbinas Wells con una potencia total de 100 kW. También una turbina de impulso ha sido probada satisfactoriamente en esta planta.
- OSPREY. Construida en Escocia, es un dispositivo *near-shore* capaz de suministrar una potencia máxima de 2Mw.
- Port Kembla (Australia). Dispositivo construido en 2005 y que actualmente está en fase de prueba. Se trata de una instalación *near-shore*. La potencia obtenida hasta el momento es de aproximadamente 250-300 kW.
- Mutriku (España). Actualmente en construcción en el rompeolas del puerto de esta localidad Vasca. Consta de 16 turbinas Wells que en total suman una potencia aproximada de 296 kW (Tease, y otros, 2007).

Dentro de la línea de investigación del Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Valladolid se han realizado trabajos relacionados con la interrelación entre la turbina y la cámara (Marjani, y otros, 2006). En esta tesis no se ha profundizado en este tema, sino que decidió abordar sólo el diseño de una turbina.

No obstante, la cámara es un punto importante de la instalación y por esta razón se hará una breve introducción del problema. Posteriormente se realizará una presentación del estado de la tecnología de las turbinas empleadas en los sistemas OWC.

2.2 Cámara

La cámara es la parte de la instalación encargada de transformar la energía de las olas en energía neumática para su posterior aprovechamiento. Como se indica en la Figura 2-1 la cámara está abierta por abajo, por tanto es sensible a los cambios de presión producidos con la llegada de las olas. Esto provoca que la superficie libre se desplace verticalmente de forma oscilante generando un flujo bidireccional.

Es importante resaltar que el flujo de aire no tiene las mismas características en los dos sentidos porque el flujo en la cámara es diferente dependiendo del sentido del flujo. Hay que distinguir entre los dos casos (Figura 2-2). Cuando una ola incide sobre la parte exterior de la cámara el nivel del agua en su interior sube, y la corriente de aire que se genera va desde la cámara hacia la atmósfera, esto se denomina exhalación (línea de trazos). Cuando la ola se retira el nivel de agua en la cámara desciende, generando un flujo de aire en sentido contrario, desde la atmósfera hacia la cámara que se denomina inhalación (línea continua).

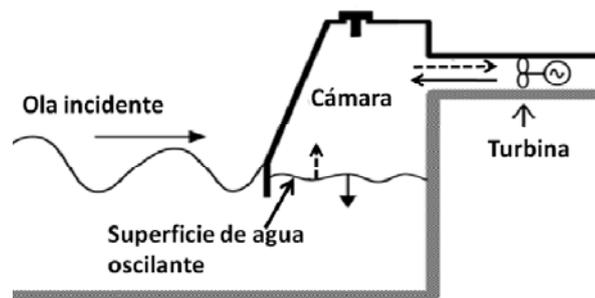


Figura 2-2. Flujo bidireccional del sistema OWC. Exhalación (línea de trazos) e inhalación (línea continua).

El flujo bidireccional de aire generado es de naturaleza muy compleja, sobre todo cuando se produce la transición entre inhalación y exhalación. Se trata de un flujo no estacionario que tiene un rango de velocidades muy amplio, esto implica que oscile en un amplio abanico de regímenes que van desde régimen laminar al muy turbulento.

Existe otro factor que incrementa aún más la complejidad del proceso que ocurre dentro de la cámara. La compresibilidad del aire de la cámara juega un papel importante tal como se ha demostrado en (Thakker, y otros, 2003a), en la Figura 2-3 se aprecia hasta que punto afecta la compresibilidad al rendimiento de los dos elementos, que está representado en función del coeficiente de flujo (ϕ). La compresibilidad, que depende del amortiguamiento que ejerce la turbina, influye sobre el aumento de la presión en la cámara y por tanto en el rendimiento de la misma, sin embargo la turbina no se ve apenas afectada por este hecho (Figura 2-3b).

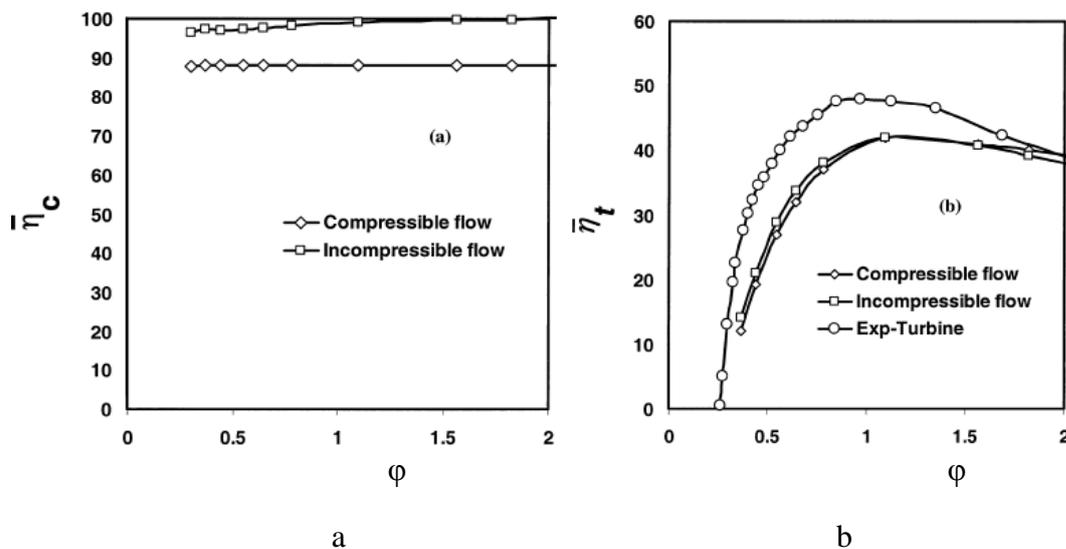


Figura 2-3. Influencia de la compresibilidad del aire. a) Rendimiento de la cámara, b) rendimiento de la turbina (Thakker, y otros, 2003a).

En este aspecto se aprecia claramente hasta qué punto están interrelacionadas cámara y turbina. Lo que ocurre dentro de la cámara depende en gran medida de la turbina, y el comportamiento de ésta depende de la energía que recibe, que viene determinada por lo que ocurre en el interior de la cámara. Sobre esta relación se han presentado numerosos trabajos que han puesto de manifiesto esta relación tan estrecha (Curran, y otros, 1997) o (Thakker, y otros, 2004b). Obviamente, al reducirse el rendimiento de la cámara, el rendimiento global del sistema OWC se resiente. Esto se refleja en la Figura 2-4.

La comprensión del proceso de intercambio de energía entre el exterior e interior de la cámara añade otro grado de dificultad más al estudio de las cámaras OWC. Se han realizado investigaciones experimentales sobre cámaras con modelos a escala (Graw,

1993), (Bocotti, 2007a), (Mendes, y otros, 2007), pero lo más habitual es realizar estudios numéricos. Diversos autores han generado modelos numéricos para estudiar este proceso de transferencia de energía (Falcao, y otros, 1999), (Josset, y otros, 2007), (Sykes, y otros, 2007)..., pero hasta ahora, siempre se ha tratado de modelos en los que se han introducido numerosas aproximaciones y por tanto no reflejan con exactitud la realidad. No obstante, su utilidad ha quedado demostrada en numerosos trabajos, y han permitido optimizar el funcionamiento del binomio turbina-cámara.

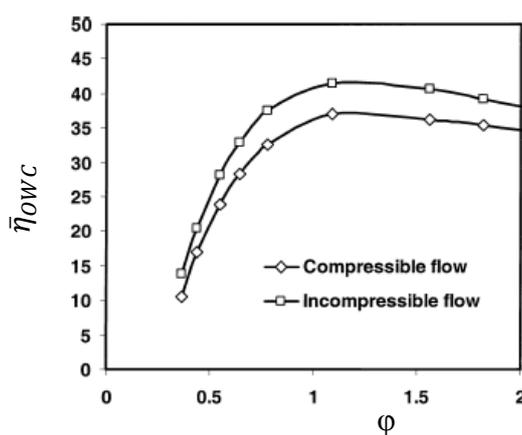


Figura 2-4. Rendimiento de un sistema OWC (Thakker, y otros, 2003a).

Diversos autores han demostrado que la geometría de la cámara es un factor importante en sus prestaciones, (Weber, y otros, 2001), (Bocotti, 2007b) o (Suzuki, y otros, 2005), porque determina el patrón de velocidades que se origina en el interior de la propia cámara, lo que tiene una importancia capital sobre el rendimiento de la misma. Un aspecto importante de las cámaras, que depende de la geometría de la misma, es el posible funcionamiento en resonancia, es decir, cuando la frecuencia natural de la cámara coincide con la frecuencia de las olas. De esta forma se amplifica el desplazamiento de la superficie libre en el interior de la cámara y se maximiza la absorción de energía en la cámara. La frecuencia de resonancia del sistema depende de la geometría de la propia cámara, principalmente del área de la superficie libre y del área de entrada a la cámara (E-ON, 2005).

En (Weber, y otros, 2001) se realiza un estudio numérico completo sobre la influencia de parámetros de diseño de la cámara sobre su rendimiento. En este estudio se pone de relieve la importancia de variables como la longitud de la cámara o la altura de la superficie libre.

Otros autores han realizado investigaciones satisfactorias para mejorar el comportamiento de las cámaras OWC, en (Boccoti, 2007b) se presenta un nuevo diseño de cámara (U-OWC) que permite mejorar su rendimiento notablemente. En la Figura 2-5a está representada la eficiencia de la cámara⁵ frente a la amplitud de ola incidente. Se aprecia que la eficiencia aumenta notablemente en prácticamente todo el rango de amplitudes de ola. En la Figura 2-5b se muestra la potencia generada por la turbina en función de la altura de ola incidente.

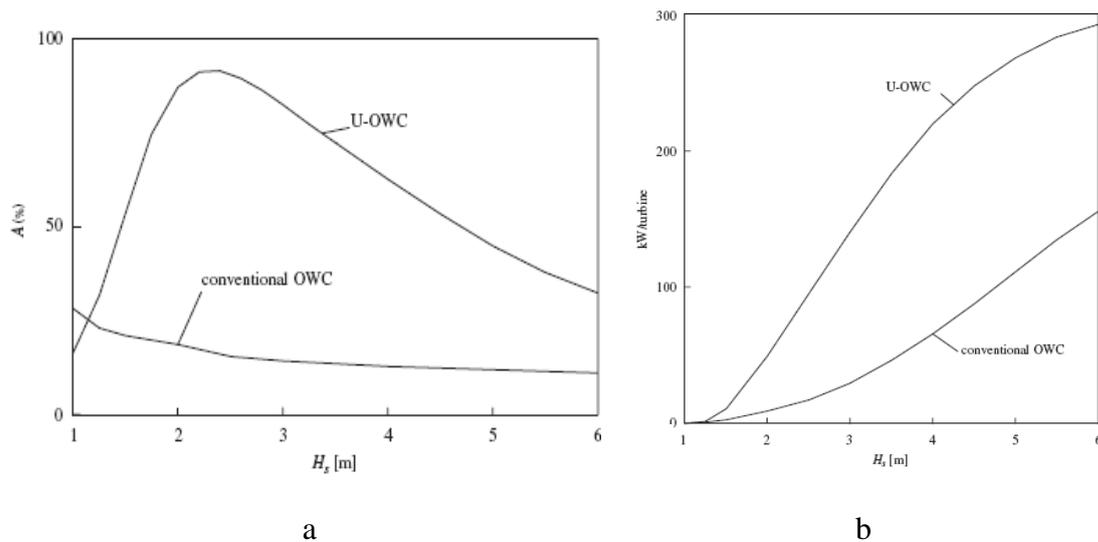


Figura 2-5. Influencia de la geometría de la turbina. a) Eficiencia de la cámara, b) potencia extraída por la turbina (Boccoti, 2007b).

2.3 Turbinas

La turbina es el corazón de la central OWC, y posiblemente el elemento más complejo desde el punto de vista de diseño porque desarrolla su trabajo bajo condiciones de funcionamiento muy desfavorables que condicionan su diseño:

⁵ Eficiencia de la cámara, $A = \frac{\text{Flujo de energía absorbida}}{\text{Flujo de energía de la ola incidente}}$.

- Amplitud del rango de funcionamiento: las condiciones del oleaje son sumamente cambiantes y la turbina debe ser capaz de trabajar en una amplia gama de situaciones.
- No estacionariedad y bidireccionalidad del flujo. La bidireccionalidad del flujo es otro problema que condiciona el diseño de la turbina porque debe tener la capacidad de funcionar correctamente en los dos sentidos del flujo.
- Velocidad de rotación constante: la turbina debe girar a velocidad constante para el correcto funcionamiento del alternador. Esto, combinado con la no estacionariedad del flujo, condiciona totalmente el patrón de flujo en el interior de la turbina.

En la introducción de la tesis se realizó una breve introducción a las turbinas para sistemas OWC. En este apartado se presenta un estado de la tecnología más completo de estas turbinas.

Los primeros sistemas OWC empleaban turbinas convencionales de flujo unidireccional combinadas con un sistema de válvulas antirretorno para rectificar el flujo. Este sistema eliminaba el problema de la bidireccionalidad del flujo, sin embargo planteaba numerosos problemas, sobre todo de mantenimiento. Para resolver el problema de la bidireccionalidad sin recurrir a la rectificación del flujo se idearon las turbinas de flujo bidireccional (*self-rectifying turbines*).

Los dos tipos más utilizados de turbinas de flujo bidireccional son las turbinas Wells y las turbinas de impulso. Cada una de ellas da lugar a una familia de subtipos en función de las modificaciones que se realicen al modelo básico. Generalmente estas modificaciones consisten en la existencia o no de aletas directrices, o si estas aletas son orientables o fijas, si la turbina tiene una o dos coronas de álabes en el rodete, si los álabes del rodete son orientables o no, etc.

La turbina Wells fue la primera turbina bidireccional para sistemas OWC, se propuso en 1976 de la mano de Dr. A.A.Wells (Raghunathan, 1995). A raíz de los problemas que presentaba la turbina Wells (E-ON, 2005), que se comentarán posteriormente, se comenzaron a desarrollar otros modelos alternativos. En torno a los años noventa surgieron las turbinas de impulso para sistemas OWC (Kaneko, y otros, 1992). Pueden dividirse en dos tipos, radiales y axiales, cada una de ellas con diversas variantes.

Aunque muy diversos tipos de turbinas, ya sean tipo Wells o de impulso, han sido probados durante las últimas décadas, no existe información sobre todas ellas. En este capítulo sólo se presentarán las turbinas que, se ha comprobado, tienen mejores prestaciones, y se comentarán sus ventajas y desventajas.

Antes de realizar la presentación de las diferentes turbinas es necesario describir los parámetros que se emplean en el estudio de este tipo de turbomáquinas.

2.3.1 Parámetros característicos

En el estudio de las turbinas OWC, para facilitar la comparación entre máquinas y condiciones de funcionamiento diferentes, se emplean coeficientes adimensionales.

Es necesario diferenciar dos conjuntos de parámetros, los que se generan cuando la turbina trabaja bajo condiciones estacionarias y aquellos que describen el funcionamiento no estacionario de la turbina.

El comportamiento global de una turbina OWC suele evaluarse en función de tres coeficientes principales, coeficiente de flujo, coeficiente de par (o de potencia obtenida) y un coeficiente de potencia consumida.

El coeficiente que determina el punto de funcionamiento de la turbina es el coeficiente de flujo φ . Este coeficiente tiene la siguiente expresión:

$$\varphi = \frac{Q}{u_R A_R} = \frac{v_R}{u_R}$$

Ecuación 2-1⁶

⁶ En algunos trabajos sobre la turbina Wells los autores emplean el coeficiente $\tan^{-1}\varphi$, que es el ángulo de ataque β del flujo relativo sobre el álabe.

$$\operatorname{tg}\beta = \varphi = \frac{v_R}{u_R}$$

Donde Q es el caudal que circula por la máquina, A_R ⁷ la sección de paso de referencia del rodete, y u_R la velocidad de la turbina en esa línea media⁸. Este coeficiente φ será estacionario o no dependiendo de las condiciones de trabajo de la máquina.

El coeficiente de par mide la energía obtenida por la turbina. La potencia útil de una turbina es el par que transmite en su eje por la velocidad de giro. Para adimensionalizar este par se utiliza uno de referencia. El coeficiente de par se calcula de la siguiente forma:

$$C_T = \frac{T_{\text{real}}}{T_{\text{referencia}}} = \frac{T_o}{\frac{1}{2}\rho(v_R^2 + u_R^2)A_R r_R} = C_T(\varphi)$$

Ecuación 2-2

Para evaluar la potencia que consume la turbina se utiliza el coeficiente C_A . Se adimensionaliza con una potencia de referencia. La expresión más común es:

$$C_A = \frac{\text{Pot. consumida}}{\text{Pot. referencia}} = \frac{\Delta P Q}{\frac{1}{2}\rho(v_R^2 + u_R^2)A_R v_R} = C_A(\varphi)$$

Ecuación 2-3

Con los coeficientes C_A y C_T se calcula el rendimiento estacionario de la turbina:

En esta tesis el ángulo del flujo relativo se representa como β . Sin embargo, para las turbinas Wells, algunos autores utilizan la letra α . Este hecho se indicará cuando sea oportuno para evitar confusiones.

⁷ Se calcula como $A_R = 2\pi r_R b$, donde r_R es el radio medio de la máquina medido en la línea media de los álabes del rodete y b es la anchura de la turbina.

⁸ $u_R = \omega r_R$, donde ω es la velocidad de rotación de la turbina.

$$\eta = \frac{T_o \omega}{\Delta PQ} = \frac{C_T}{C_A \varphi}$$

Ecuación 2-4

El rendimiento estacionario es muy útil, evalúa el funcionamiento de la turbina bajo unas condiciones dadas. Sin embargo, las turbinas OWC trabajan en condiciones no estacionarias que dependen del oleaje. Por tanto, en un tiempo determinado, la turbina evoluciona a lo largo de diferentes puntos de funcionamiento, y en consecuencia el rendimiento de la turbina no es constante, si no que depende de las condiciones de trabajo.

Para simular las condiciones de flujo no estacionarias suele utilizarse un flujo sinusoidal de doble sentido. Con la forma:

$$\varphi = \Phi \cdot \text{seno}(2\pi ft)$$

Ecuación 2-5

De tal forma que para cada φ una turbina tiene diferentes valores de C_A y C_T . Donde f es la frecuencia de la ola. En esta tesis se toma $f = 0.1$ Hz.

Donde Φ es la amplitud de la onda (V es el valor máximo de v_R):

$$\Phi = \frac{V}{u_R}$$

Ecuación 2-6

Para conocer de forma más precisa el comportamiento en condiciones reales se suelen emplear como función de φ expresiones normalizadas que simulan oleaje real. Estas expresiones no se usarán en esta tesis porque el propósito principal es comparar diferentes turbinas entre sí, no entra dentro de los objetivos determinar con precisión las prestaciones bajo condiciones de oleaje reales.

Para evaluar el rendimiento en condiciones no estacionarias se emplea el coeficiente $\bar{\eta}$, rendimiento medio, que mide el rendimiento medio de la turbina en un Δt . Este rendimiento se calcula bajo la hipótesis, ya probada por otros autores (Inoue, y otros, 1988), de que la turbina funciona bajo condiciones de cuasi-estacionariedad. Esta

hipótesis se sustenta en el hecho de que el tiempo de residencia del fluido en el interior de la máquina es mucho más pequeño que el período (T) del oleaje⁹.

Este rendimiento medio se calcula de la siguiente forma:

$$\bar{\eta} = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T T_o \omega dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta PQ dt}$$

Ecuación 2-7

Donde el numerador representa la potencia en eje de la turbina, y el denominador la potencia cedida por el fluido. Ambos términos se aproximan por medio de un polinomio en función de φ . Se emplea esta expresión porque así es posible tener en cuenta las situaciones en las cuales la turbina trabaja a valores de φ muy reducidos. En estas situaciones no se genera potencia, sino que se consume para conseguir mantener la velocidad de giro constante.

⁹ El ejemplo siguiente se realiza sobre la turbina que es objeto de esta tesis.

Teniendo en cuenta que $\varphi=1$ es un valor intermedio de funcionamiento, que una velocidad de giro habitual puede ser del orden de 25rd/s, y el tamaño de la máquina de $r=1m$, se puede obtener la velocidad media a la que el flujo atraviesa la turbina a partir de las expresiones que aparecen en este capítulo.

$$v_R = \varphi u_R = 25 \frac{m}{s}$$

Con la velocidad se calcula el tiempo de residencia:

$$\frac{r}{v_R} = t' = 0.04s$$

Y siendo $T = 10s$ un período de oleaje aceptado internacionalmente como normal, es posible decir que:

$$t' \ll T$$

Por tanto, debido a que el tiempo de residencia del flujo en la turbina es mucho más pequeño que el período del oleaje, es posible asumir que la turbina trabaja en condiciones cuasi-estacionarias.

Otros autores utilizan otros parámetros no estacionarios distintos de éstos. Pero independientemente de los coeficientes adimensionales empleados la base siempre son los resultados estacionarios.

2.3.2 Turbinas tipo Wells

2.3.2.1 Turbina Wells convencional

La turbina Wells fue propuesta en 1976 por Dr. A.A.Wells de Queen's University, Belfast (Raghunathan, 1995). Fue la primera propuesta de turbina bidireccional, y tradicionalmente, las turbinas de este tipo han sido las más utilizadas en instalaciones OWC (PICO, Islay, Trivandrum...) porque son de sencillo diseño y fácil fabricación.

Debido a que es la turbina por excelencia de las instalaciones OWC, y por tanto el punto de referencia sobre el que evaluar otros modelos de turbina, se hará en las siguientes líneas una descripción completa del comportamiento de una turbina Wells.

En la Figura 2-6 se presenta un esquema de la turbina. Consta de un rodete formado por perfiles aerodinámicos que se sitúan perpendicularmente al eje de giro. Cuando el flujo circula a través del conducto, y pasa en torno a los álabes, se generan fuerzas de arrastre y sustentación sobre cada uno de los álabes (Figura 2-6). La composición de las fuerzas induce un par de giro sobre el rodete.

A causa de su rodete simétrico, la turbina Wells es ideal para trabajar en un flujo bidireccional. El par de giro inducido por F_{θ} siempre tiene el mismo sentido, independientemente de que el flujo sea de inhalación o de exhalación (Figura 2-7). No ocurre lo mismo con la otra componente de la fuerza, F_x , que generará un empuje axial oscilante sobre el rodete.

En la Figura 2-7 se representan los triángulos de velocidades de la turbina. Los triángulos son iguales en los dos modos de funcionamiento pero de sentido inverso, en el dibujo se muestran los correspondientes con la exhalación.

Gracias a que el par de giro siempre es en el mismo sentido, independientemente del sentido del flujo, la turbina Wells es apta para trabajar en flujo bidireccional. Esto permite eliminar los sistemas rectificadores de flujo necesarios para turbinas convencionales.

Otra ventaja importante que presenta la turbina Wells es su comportamiento a caudales bajos. Debido a que tiene una configuración geométrica simétrica no funciona como bomba, como sí hacen otro tipo de turbinas, cuando el caudal circulante es muy reducido (Raghunathan, 1995).

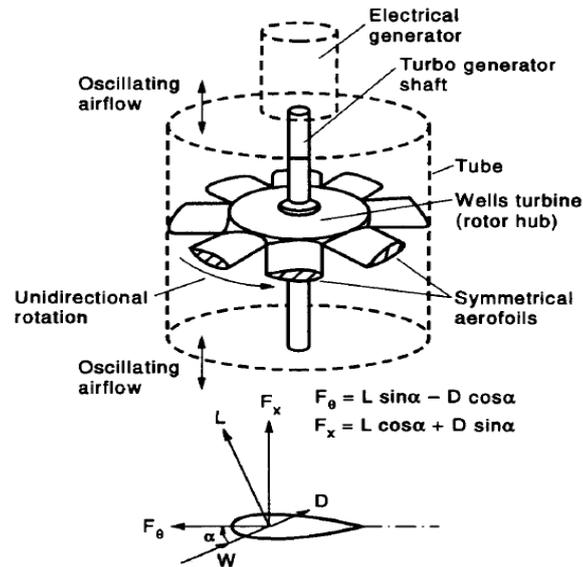


Figura 2-6. Esquema de una turbina Wells (Raghunathan, 1995).

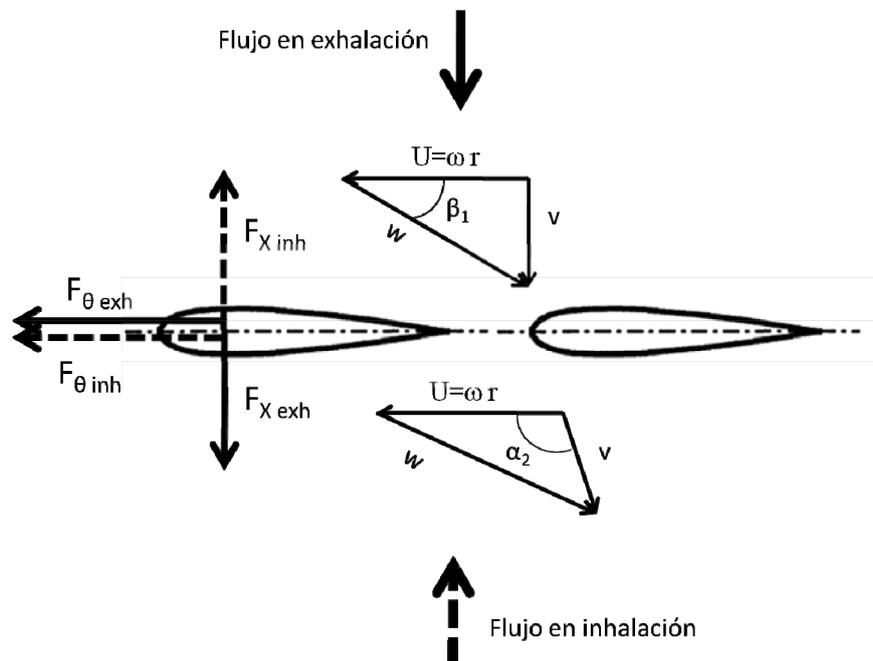


Figura 2-7. Esquema de fuerzas y triángulos de velocidades en un álabe de una turbina Wells.

Sin embargo, la turbina Wells presenta ciertas desventajas que condicionan enormemente su rendimiento (Raghunathan, 1995), (Castro, y otros, 2007).

El más importante de estos problemas es que el rango de caudales para los cuales la turbina funciona a alto rendimiento es muy estrecho. El rendimiento de la turbina depende del ángulo de ataque del flujo porque éste determina el patrón de flujo en torno a los álabes. A medida que aumenta φ también crece β^{10} , y cuando β supera cierto valor el álabe entra en pérdida y el patrón de fuerzas se modifica, el par generado se reduce abruptamente (Figura 2-8a), y por tanto se reduce la eficiencia de la turbina (Figura 2-8b). Teniendo esto en cuenta es obvio que la turbina Wells, para poder operar a alto rendimiento, tiene que trabajar bajo condiciones de flujo restringidas.

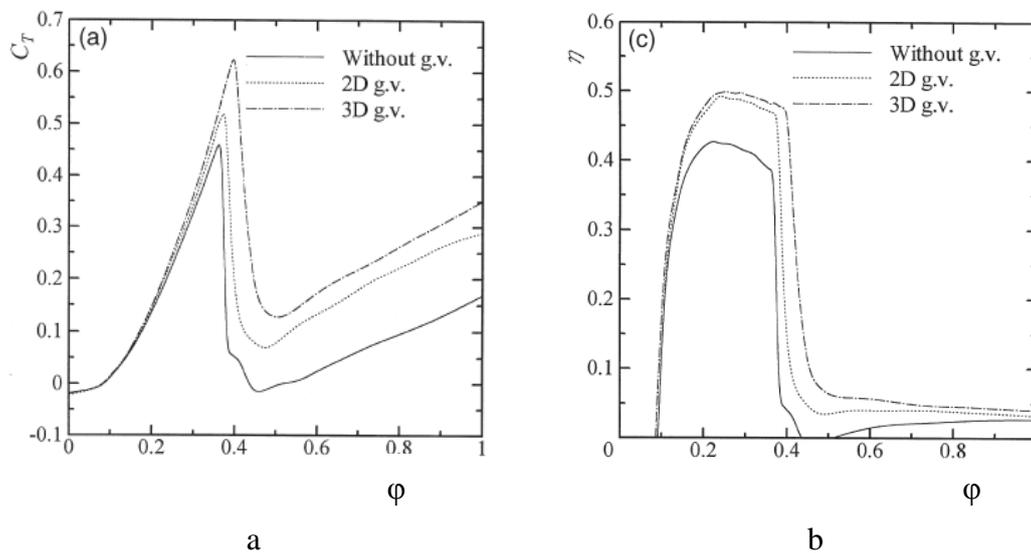


Figura 2-8. C_T (a) y Rendimiento estacionario (b) en función del coeficiente de flujo para varias turbinas Wells (Setoguchi, y otros, 2001a).

Otro problema de la Wells ya se apuntó anteriormente, está relacionado con el patrón de fuerzas oscilante que tiene lugar bajo condiciones de flujo real. La fuerza de sustentación inducida en los álabes cambia su módulo y sentido en función de la

$$^{10} \operatorname{tg} \beta = \varphi = \frac{v_R}{u_R}$$

dirección del flujo. Esta fuerza genera un empuje oscilante (F_x , Figura 2-7) que puede convertirse en un problema de tipo dinámico desde el punto de vista de mantenimiento de la máquina.

Un inconveniente que también presenta la turbina Wells es su capacidad de autoarranque. Sobre este aspecto se hablará en páginas posteriores.

La turbina Wells funciona a altas velocidades de giro (> 1500 rpm), esto combinado con que son máquinas de tamaño grande provoca que la máquina presente problemas asociados con las altas velocidades como vibraciones (WAVEGEN, 2002) y ruido (Takao, y otros, 2002a) o (Tease, y otros, 2007).

Todos estos problemas están sujetos, en mayor o menor medida, a la influencia de diversos parámetros geométricos. Aspectos como la solidez, tipo de perfil, holgura de punta, etc., hacen que los problemas inherentes a la naturaleza de este tipo de turbina sean más o menos acusados. En la Figura 2-9 se indican los parámetros geométricos más relevantes en la concepción de una turbina Wells.

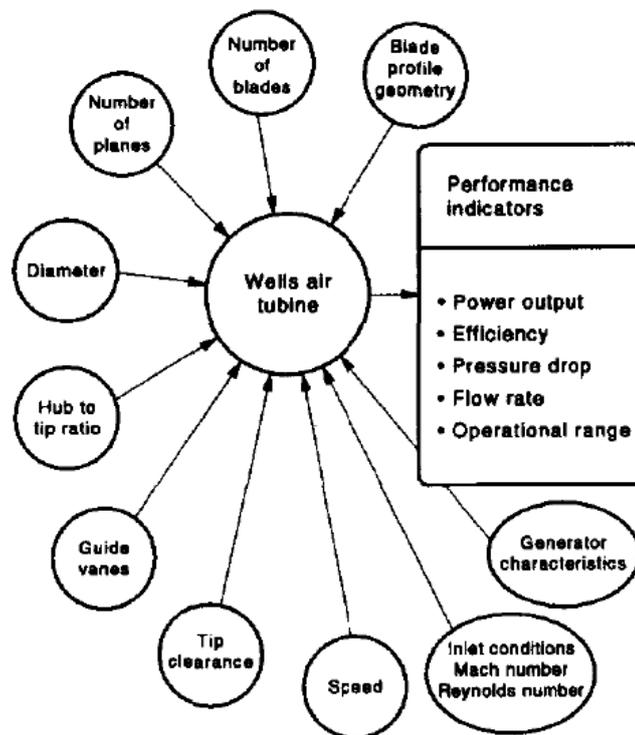


Figura 2-9. Parámetros geométricos más importantes en la turbina Wells (Raghunathan, 1995).

En las siguientes líneas se comentará la influencia de algunos de estos parámetros en el diseño de una turbina Wells.

Relación radio de cubo/radio de punta (h)

Este parámetro es muy importante porque tiene influencia sobre varios aspectos: 1) el ángulo de incidencia (β) del flujo en la zona del cubo; 2) los flujos secundarios en la zona de punta; 3) los efectos de interferencia entre los álabes y el cubo.

En la Figura 2-10 se presentan resultados experimentales de la influencia de h . La reducción de h , para una ω dada, hace que β en la zona del cubo aumente, y además, se reducen los efectos tridimensionales en la punta que originan un aumento de β en la zona de punta. Esto provoca que se produzca antes el desprendimiento, y por tanto se reduzca el rendimiento.

Por otro lado, la reducción de h , implica que el huelgo de punta sea más pequeño en relación a la altura del álabes, de forma que se reducen las pérdidas por flujos secundarios en la punta y aumentaría el rendimiento. Los efectos de la capa límite en el cubo, que también son importantes, se reducen al reducir h , y en consecuencia aumenta el rendimiento.

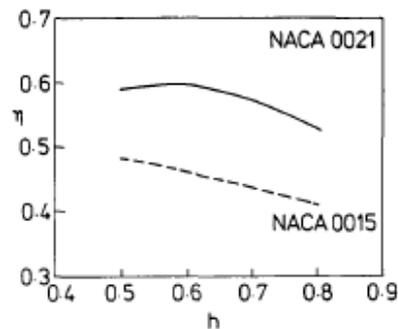


Figura 2-10. Influencia de h sobre el rendimiento; $\sigma = 0.4$ (Raghunathan, 1995).

En general, para turbinas Wells, suele aconsejarse valores de $h \approx 0.6$.

Solidez del rodete (σ^{11})

Diversos estudios, (Raghunathan, 1995) o (Brito, y otros, 2002) entre otros, avalan el hecho de considerar la solidez del rodete como uno de los parámetros más influyentes sobre el rendimiento de la turbina Wells. La interacción entre los álabes puede dar lugar a ciertos fenómenos y desembocar en importantes pérdidas de rendimiento.

En la Figura 2-11 se muestra la relación que existe entre la solidez y el rendimiento (este valor está adimensionalizado con el rendimiento de un solo álabe). Se aprecia que la influencia de σ se reduce a medida que su valor disminuye, pero para valores $\sigma > 0.5$, una variación pequeña en σ conlleva un cambio notable en el rendimiento.

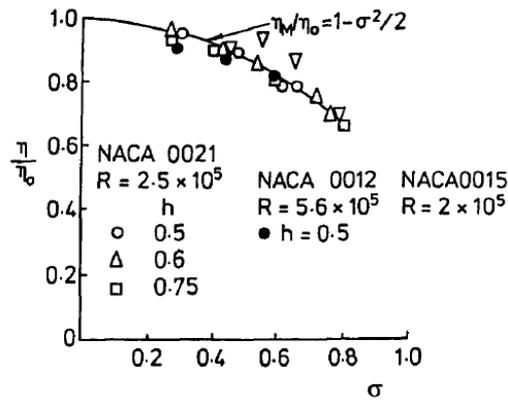


Figura 2-11. Influencia de la solidez (σ) en el rendimiento (Raghunathan, 1995).

La pérdida de rendimiento para valores altos de σ es achacable a que se incrementan las pérdidas de energía cinética asociadas al vórtice en la salida. Además, debido al

¹¹ La solidez se define como:

$$\sigma = \frac{2Nl_r}{\pi D_t(1+h)}$$

Donde N es el número de álabes, l_r es la cuerda del perfil, D_t el diámetro de punta y h la relación entre el diámetro de cubo y el de punta.

mayor β en la zona del cubo, y a la cercanía de los álabes en esta zona, aparecen efectos tridimensionales importantes al interaccionar éstos con la capa límite del cubo.

Relación de aspecto (AR^{12})

El AR es otro factor importante, tiene influencia sobre las condiciones a las que se produce el desprendimiento del flujo.

En la Figura 2-12 se muestra el rendimiento medio obtenido experimentalmente de un mismo perfil, para dos casos diferentes, en función del AR .

El efecto primario de la reducción de AR es que aumenta el rendimiento porque se modifica el perfil de velocidades inducido y como consecuencia se retrasa la aparición del desprendimiento. Sin embargo reducirlo demasiado lleva aparejada una disminución del rendimiento.

En general, las investigaciones realizadas apuntan a un valor adecuado de $AR \approx 0.5$.

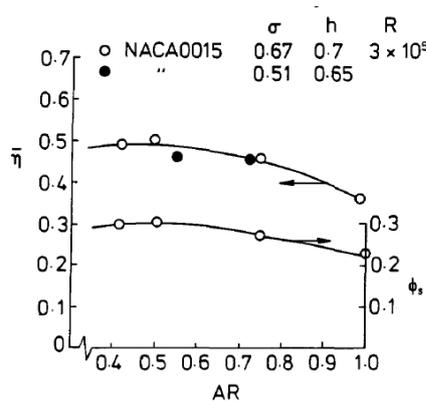


Figura 2-12. Influencia de la relación de aspecto (AR) sobre el rendimiento medio ($\bar{\eta}$) de la turbina Wells (Raghunathan, 1995).

¹² Se calcula como el cociente de la envergadura entre la cuerda.

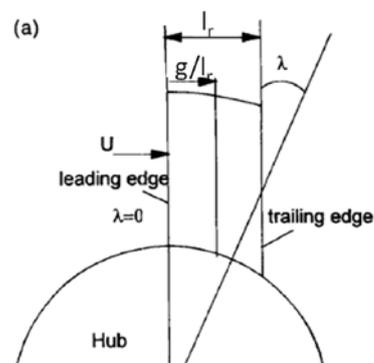
Deslizamiento del álabe (g/l_r ¹³)

Los álabes de la turbina Wells pueden estar situados de varias formas en el rodete. En general, las líneas de borde de ataque y de cola suelen ser paralelas, de forma que sólo una de ellas, o ninguna, están alineadas con la dirección radial.

En la Figura 2-13a se representa un álabe situado sobre el cubo de forma que el ángulo de deslizamiento (λ ¹⁴) es simétrico respecto del diámetro de la máquina. Esta situación corresponde con un $g/l_r = 0$. En función del valor de g/l_r y de su signo, el álabe estará posicionado de diferente manera.

La posición del álabe afecta a la separación del flujo que se produce en los álabes. En la Figura 2-13a se ve el efecto de λ sobre la capa límite de álabes con diferentes geometrías de planta. Reducir el λ ($g/l_r > 0$) de la línea del borde de ataque (backward swept), en general, reduce el desprendimiento que se produce en la cara del álabe.

¹³ g mide el deslizamiento del álabe. Es la medida entre el borde de ataque y un diámetro de la máquina que cruza por la mitad de la línea media del borde de cola. Este valor se adimensionaliza con el valor de la cuerda.



¹⁴ λ es el ángulo que forman el borde de ataque o el de salida del perfil respecto a un diámetro que pasa la mitad del propio borde de ataque o de salida.

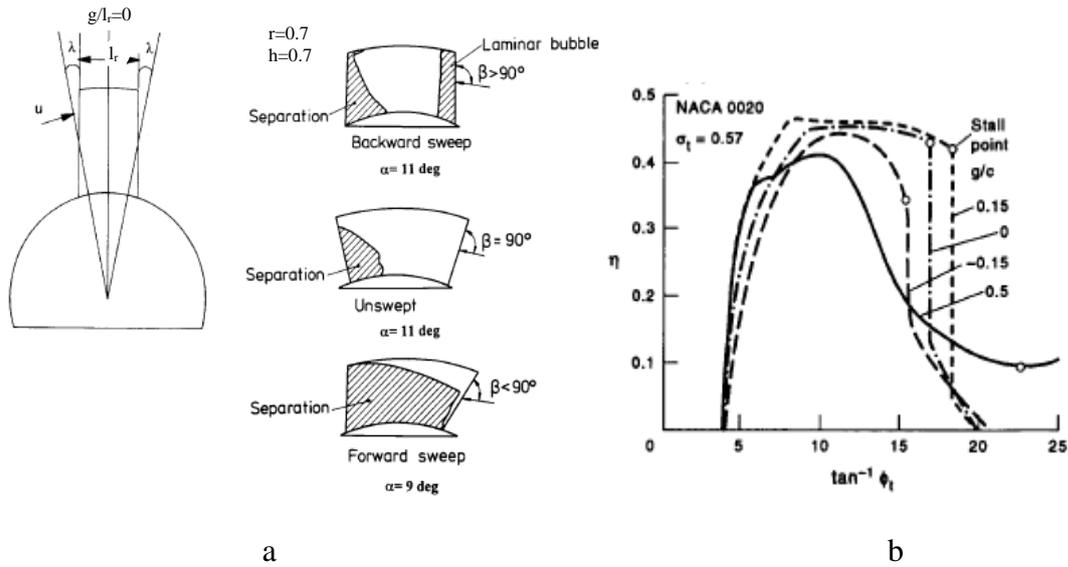


Figura 2-13. Influencia del deslizamiento del álabe (g) sobre el rendimiento (η) (Raghunathan, 1995).

En la Figura 2-13b se representa el rendimiento para diferentes valores de g/l_r en función del ángulo de ataque. En esta figura se pone de manifiesto que el deslizamiento del álabe es un parámetro de diseño importante.

Relación de espesor del perfil (τ ¹⁵)

El efecto de la esbeltez del perfil se representa en la Figura 2-14. En esta figura se muestran resultados experimentales en un modelo a escala.

Estos resultados se han de mirar con precaución porque el efecto de τ no se puede separar del efecto del número de Reynolds. No es posible obtener un criterio concreto de cuál es el τ más conveniente, sin embargo, está claro que sí tiene influencia y que es un parámetro a considerar.

¹⁵ τ es la relación entre el espesor del álabe y la cuerda del mismo:

$$\tau = e/l_r$$

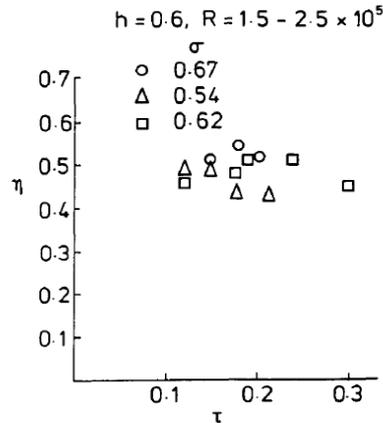


Figura 2-14. Influencia de la relación de espesor del perfil (τ) sobre el rendimiento (Raghunathan, 1995).

Condiciones de arranque

Además del rendimiento hay otro factor a tener en cuenta en las turbinas para centrales OWC: las condiciones de arranque. Es importante que la turbina sea capaz de arrancar por sí misma y que consiga alcanzar la velocidad de giro óptima.

La aceleración de la turbina depende del par que genera el flujo sobre los álabes, y éste es función del coeficiente de fuerza en la dirección tangencial C_θ ¹⁶.

En la Figura 2-15a se indica que, según el tipo de perfil, la evolución del C_θ en función de β , y por tanto del coeficiente de flujo, es diferente. Se distinguen cuatro zonas en la gráfica, el comienzo del funcionamiento es a $\beta = 90$ y rodete parado (zona IV), en este caso se tiene un $C_\theta > 0$ y por tanto la máquina acelera. El punto ideal de funcionamiento está en la zona II, lo más cercano posible a la aparición del desprendimiento. Pero para llegar a II, hay que atravesar la zona III, que dependiendo de los parámetros geométricos de la turbina puede ser de $C_\theta < 0$, lo que hace que la

¹⁶El coeficiente de fuerza en la dirección tangencial se define como:

$$C_\theta = \frac{F_\theta}{\frac{1}{2}\rho w^2 l_r}$$

máquina pierda velocidad. Por tanto, las zonas con $C_\theta < 0$ se han de evitar pues perjudican el rendimiento de la turbina. Una turbina Wells para una central OWC ha de tener la zona III acotada, y si es posible que sea inexistente.

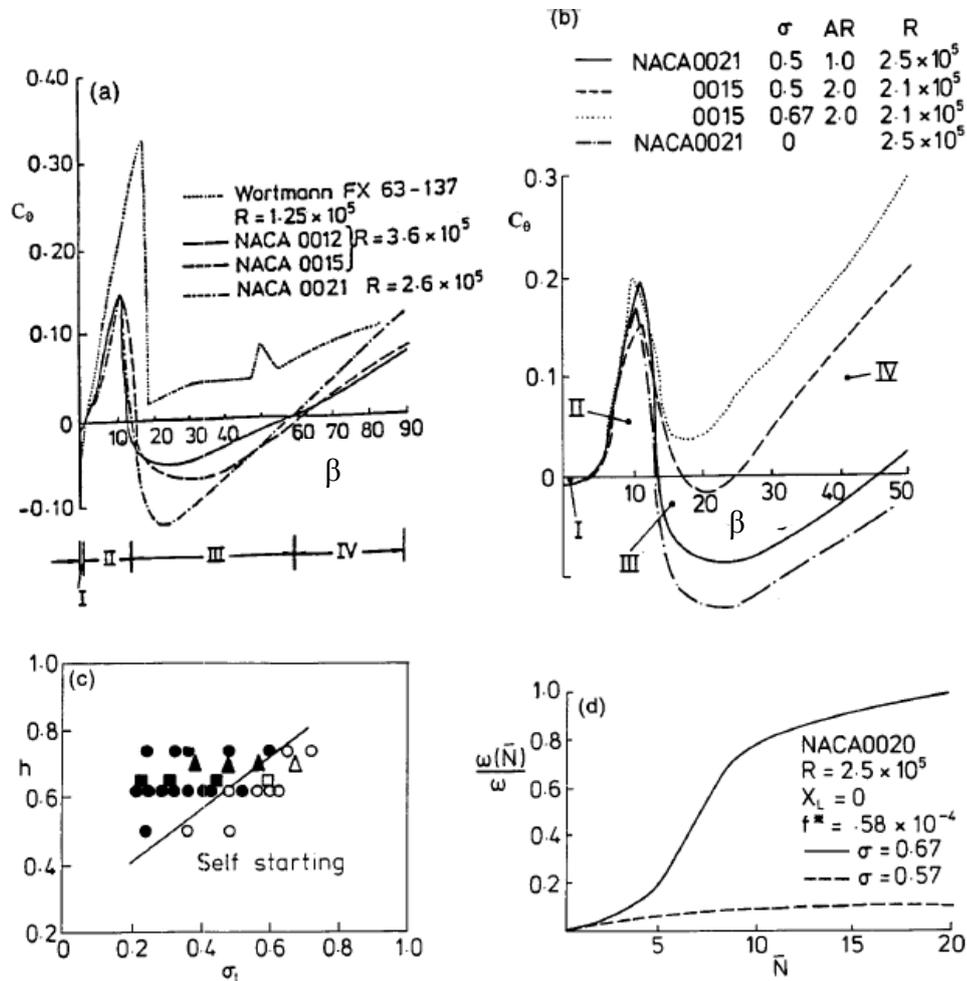


Figura 2-15. Condiciones de arranque de una turbina Wells. a) y b) influencia β sobre C_θ , c) efecto combinado de h y σ sobre las condiciones de arranque, d) velocidad de giro de una turbina Wells frente al n° de ciclos (Raghunathan, 1995).

Las condiciones de arranque de la turbina dependen de varios factores, el tipo de perfil es muy importante, así como h y σ . En la Figura 2-15b se muestra el efecto de σ , se aprecia que C_θ crece al aumentar σ . La h también es muy importante porque, cuando el rodete empieza a girar, no toda la superficie del álabe trabaja en las mismas condiciones porque el β no es uniforme en todo el álabe. Podría darse la situación de que una parte del alabe esté en la zona III y otra parte en la zona IV y el par neto sea positivo. En la Figura 2-15c se muestra la relación que existe entre h y σ para unas adecuadas condiciones de arranque.

En la Figura 2-15d se muestra la velocidad de giro de la turbina $\omega(\bar{N})$, adimensionalizada con la velocidad de operación óptima, en función del número de ciclos (exhalación-inhalación) que se han dado en la cámara. En el gráfico se refleja que σ es un parámetro importante para que una turbina alcance su velocidad de giro óptima.

Funcionamiento bajo flujo no estacionario

Todos los resultados mostrados hasta el momento están basados en ensayos estacionarios, a partir de los cuales, y bajo hipótesis de funcionamiento cuasi-estacionariedad, se calculan los resultados no estacionarios. Esta hipótesis se considera como válida y correcta, sin embargo, da lugar a ciertas imprecisiones en los cálculos no estacionarios porque el patrón de flujo no es el mismo cuando la máquina trabaja con un flujo en aceleración que en un flujo en desaceleración.

Diferentes estudios experimentales y numéricos, (Raghunathan, 1995), (Setoguchi, y otros, 2003b), (Mamun, y otros, 2004) o (Mamun, 2006), han puesto de manifiesto que existe cierta histéresis en el comportamiento de la turbina Wells.

En la Figura 2-16 se muestran los coeficientes C_A y C_T instantáneos para una turbina Wells bajo flujo sinusoidal en función del ángulo de ataque (β) en la mitad de la envergadura del álabe. Se superponen los resultados estacionarios para poder realizar una comparación entre ambos. El ángulo β es menor de 15° para que la turbina se mantenga en condiciones de no desprendimiento. Se aprecia claramente la histéresis en las prestaciones de la turbina, el valor de los coeficientes no es el mismo cuando el flujo se acelera (incremento de β), que cuando se desacelera (reducción de β).

Esta histéresis viene causada por los fenómenos tridimensionales que se dan en torno al álabe. Los vórtices y desprendimientos que se generan no tienen la misma naturaleza durante el proceso de aceleración del flujo que en la desaceleración, y por tanto el patrón de flujo en torno al álabe cambia. Los factores geométricos más importantes asociados a este fenómeno son la solidez y el espesor del álabe, el aumento de éstos provoca una histéresis mayor (Setoguchi, y otros, 2003b).

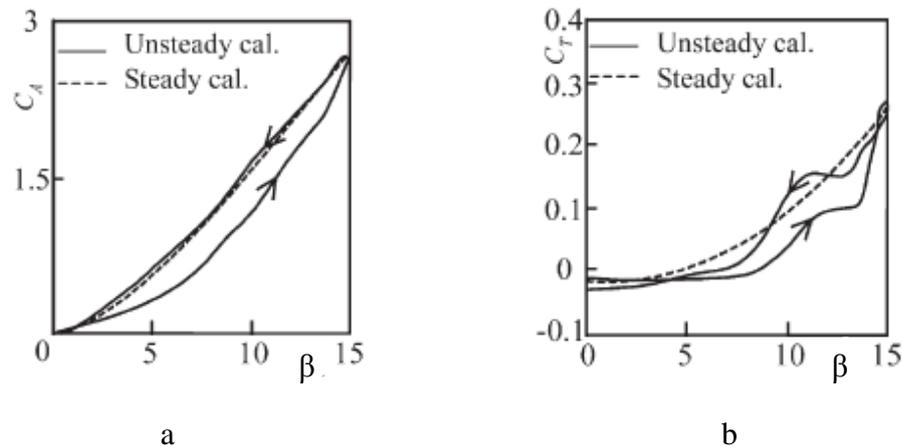


Figura 2-16. Estudio mediante CFD de la histéresis en el comportamiento de una turbina Wells, a) C_A y b) C_T , (Setoguchi, y otros, 2003b).

El efecto que provoca la histéresis es un descenso del rendimiento. En la Figura 2-17 se muestra el rendimiento no estacionario experimental ($\bar{\eta}(t)$), adimensionalizado con el $\bar{\eta}$ obtenido a partir de los resultados estacionarios, en función de la frecuencia del flujo sinusoidal adimensionalizada. Se observa que a mayores frecuencias el rendimiento medio se reduce porque la turbina opera más tiempo en valores reducidos de φ , en los cuales hay bajo rendimiento. También se aprecia que la turbina funciona mejor bajo flujo sinusoidal que bajo un flujo real aleatorio. Esto se debe a que, en condiciones no periódicas, la turbina puede operar amplios períodos de tiempo a valores de φ muy bajos.

En (Mamun, 2006) se propone la utilización de zunchos en los álabes para reducir los efectos tridimensionales en la punta (Figura 2-18a), lo que reduciría la histéresis y redundaría en un ligero aumento del rendimiento en las zonas cercanas a las condiciones de desprendimiento (Figura 2-18b).

Sólo existen en la bibliografía unos pocos estudios sobre este fenómeno, (Setoguchi, y otros, 2003b), (Mamun, 2006) o (Thakker, y otros, 2007b). Esto se debe a que el fenómeno de la histéresis, aunque conocido, no ha sido estudiado en profundidad debido a su complejidad y porque se considera que el error cometido con la hipótesis de cuasi-estacionariedad es pequeño.

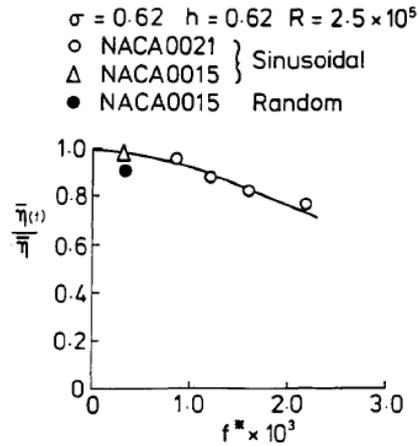


Figura 2-17. Influencia de la histéresis en el rendimiento no estacionario ($\bar{\eta}$) de una turbina Wells (Raghunathan, 1995).

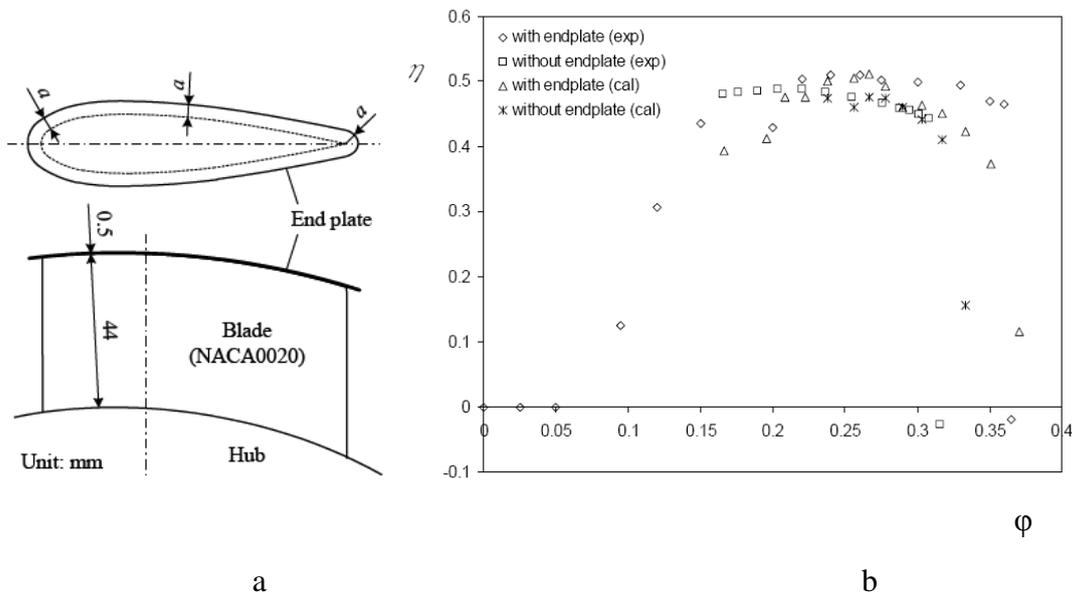


Figura 2-18. Utilización de zunchos en los álabes para reducir la histéresis en la turbina Wells, (Mamun, 2006).

En resumen, los resultados indican que la turbina Wells tiene varios inconvenientes, asociados principalmente con el caudal circulante. Para una ω fija, a coeficientes de flujo bajos la turbina tiene su funcionamiento limitado porque el par generado es muy bajo o negativo, mientras que a coeficientes de flujo altos el ángulo de incidencia es muy grande y se produce desprendimiento, lo cual reduce también las prestaciones. Estas dos situaciones, teniendo en cuenta que el flujo es oscilante, y que la ω se mantiene constante, reducen el rendimiento medio de la turbina. Otro problema es que

la bidireccionalidad del flujo provoca que la fuerza axial ejercida sobre el rodete sea oscilante, esto puede convertirse en un problema dinámico importante. En el mar, además, se registra un amplio abanico de condiciones de oleaje que pueden llevar a la turbina a trabajar en condiciones extremas, lo que implica problemas de regulación y mantenimiento. Por otro lado, en la concepción del diseño de la turbina hay que tener cuenta la capacidad de arranque, que condiciona el diseño del rodete.

Para solventar los problemas que se plantean en su funcionamiento se crearon diversas soluciones, por ejemplo: velocidad variable, inclusión de flaps para alterar el ángulo de incidencia, álabes orientables, aletas directrices, válvula by-pass reguladora del caudal, doble rodete. Algunas de estas soluciones han demostrado su validez en ensayos experimentales, e incluso algunas se han construido a tamaño real y operan en plantas OWC. Las más importantes de estas soluciones se comentan a continuación.

2.3.2.2 Turbina Wells con aletas directrices

La turbina Wells con aletas directrices suele denominarse WTGV (Wells Turbine with Guide Vanes) y fue propuesta por T. Setoguchi en 1996 (Maeda, y otros, 1999) para tratar de minimizar los inconvenientes de la Wells convencional.

Para su construcción se añaden dos coronas de aletas directrices a ambos lados del rodete (Figura 2-19). Estas coronas modifican los triángulos de velocidad. El ángulo de incidencia (β) es mayor con la presencia de aletas directrices, y a causa del cambio en la entrada también se modifican los ángulos en la salida. Cada una de las coronas sólo cumple una función cuando se sitúa aguas arriba del rodete, de tal forma que sólo es útil en un sentido del flujo.

En (Setoguchi, y otros, 2001a) se realiza un completo estudio de la influencia de aletas directrices sobre el funcionamiento de la turbina Wells. En este trabajo se analiza el efecto de dos tipos de aletas, 2D (plana) y 3D (alabeada). La utilización de aletas 3D se debe al hecho de que el ángulo de incidencia en el cubo y en la punta no es el mismo. La aleta 3D consigue un β constante a lo largo de todo el álabe, lo que redundará en más par en la punta y en el aumento del φ de desprendimiento en la zona del cubo.

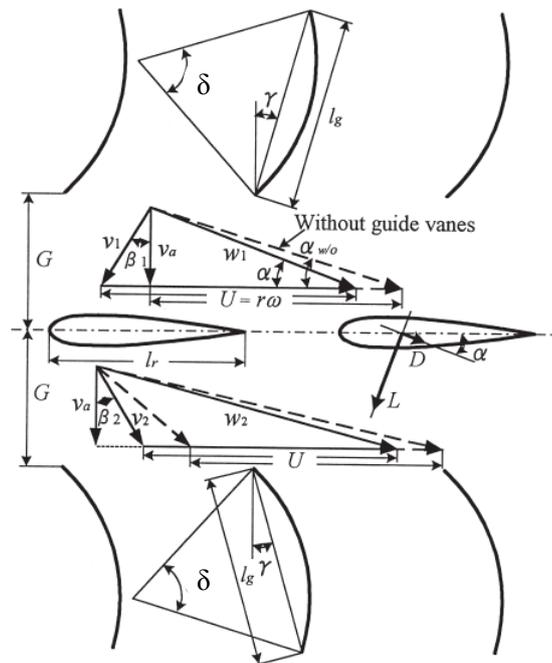


Figura 2-19. Turbina Wells con aletas directrices (Setoguchi, y otros, 2001a)¹⁷.

Con la inclusión de las coronas directrices, las prestaciones de la turbina Wells mejoran sensiblemente (Figura 2-20). En esta figura se representa el C_T y el rendimiento estacionario (η) de la turbina en función del coeficiente de flujo (ϕ). La modificación de β que se logra con las aletas tiene como resultado un aumento del par generado por la turbina (Figura 2-20a), y por tanto su rendimiento aumenta notablemente, casi un 10% (Figura 2-20b).

En la Figura 2-20 también se aprecia que las aletas 3D son mejores. Gracias a que mantienen el β uniforme en todo el álabe se incrementa el par obtenido, y por tanto el rendimiento mejora.

¹⁷ Este autor emplea una nomenclatura diferente a la utilizada en esta tesis. En esta figura el ángulo del flujo relativo se representa por α , y no con β como en el resto de la tesis.

Se aprecia, también en la Figura 2-20, que el φ al que se produce el desprendimiento aumenta con la utilización de las aletas. Esto permite trabajar con caudales más altos, y por tanto ampliar el rango de funcionamiento.

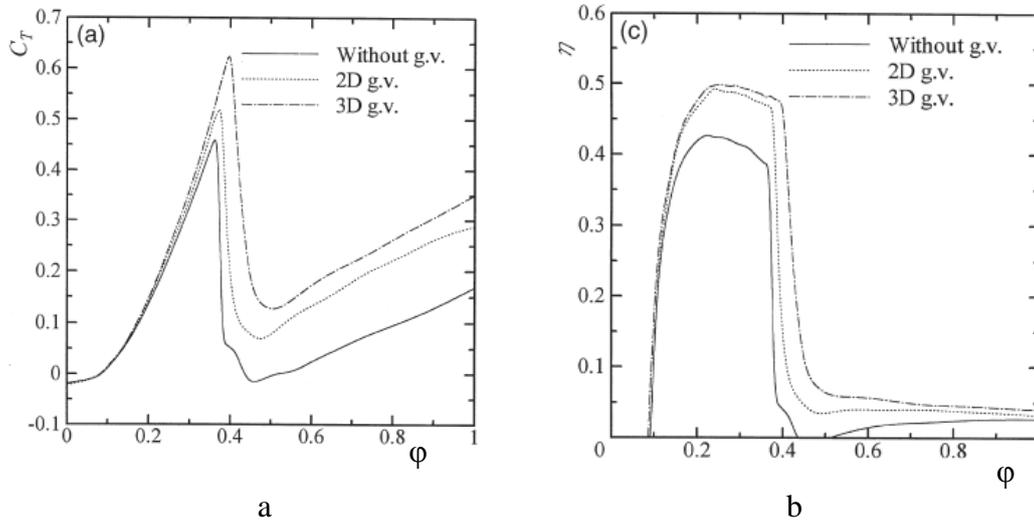


Figura 2-20. Influencia de las coronas directrices en la turbina Wells (Setoguchi, y otros, 2001a).

Se hace necesario realizar un apunte sobre el uso de aletas directrices en las turbinas bidireccionales porque la turbina objeto de esta tesis también las utiliza. El papel que desempeña cada corona es muy diferente como queda de manifiesto en la Figura 2-21, donde se muestran los resultados en flujo estacionario de una turbina Wells con dos coronas, sólo con la corona anterior o sólo con la posterior. El C_T y η aumentan gracias al efecto de la corona anterior, además consigue también retrasar el φ de desprendimiento gracias a la modificación del ángulo de incidencia del flujo. El efecto que tiene la corona posterior sobre estos parámetros es mínimo según estos resultados.

Sin embargo, la utilización de las dos coronas es necesaria porque el flujo es cíclicamente de inhalación y exhalación. Por tanto, una corona está situada aguas arriba en un caso y aguas abajo en otro.

La utilización de coronas directrices en las turbinas Wells está muy extendida y se encuentra en funcionamiento en algunas plantas OWC como la de PICO (islas Azores).

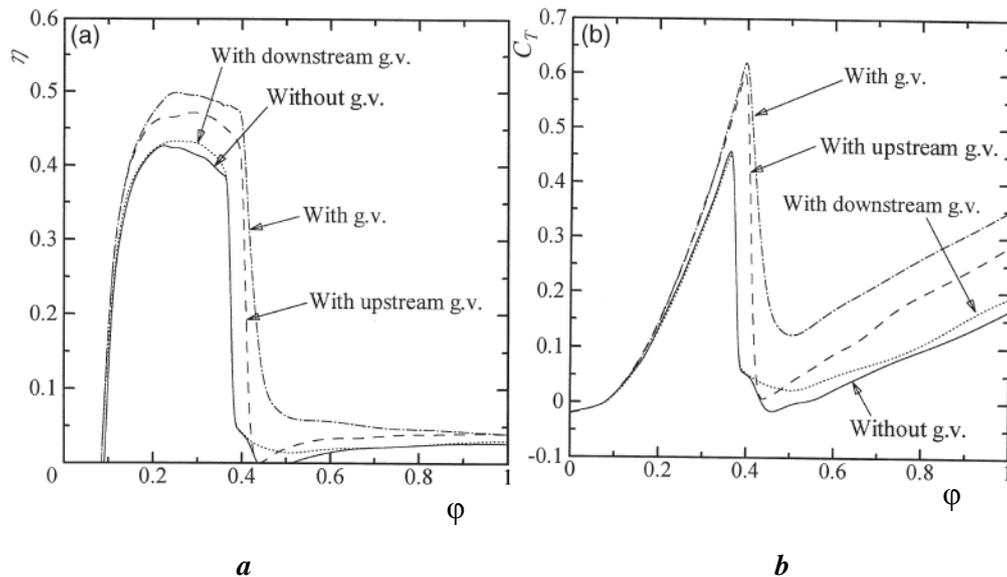


Figura 2-21. Influencia de las coronas directrices dependiendo de su posición relativa al rodete (Setoguchi, y otros, 2001a).

2.3.2.3 Turbina Wells biplano

Los sistemas OWC son capaces de producir grandes saltos de presión, más grandes de lo que necesita una turbina Wells para funcionar. Por esta razón, durante los años ochenta, se planteó el uso de turbinas Wells multietapa. Una turbina multietapa es tan eficiente como una Wells monoplano, pero necesita de la incorporación de aletas directrices entre las distintas etapas, lo que incrementaba su complejidad y coste. Una opción más simple que la multietapa es la turbina multiplano, concretamente la biplano. En esta turbina se montan dos planos de álabes solidarios a un mismo eje. Un esquema de esta turbina se representa en la Figura 2-22.

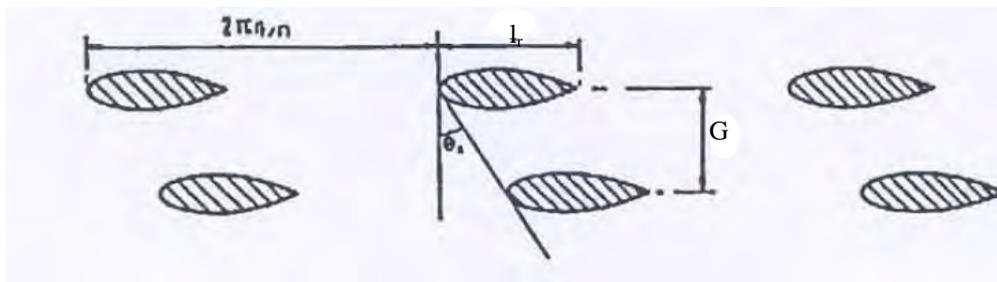


Figura 2-22. Esquema de una turbina Wells biplano (Raghunathan, y otros, 1987).

En la Figura 2-23a se representa un esquema de los triángulos de velocidades de esta turbina. El primer rodete funciona como una Wells monoplane, mientras el otro rodete tiene un ángulo de incidencia que depende de lo que sucede en el primer rodete.

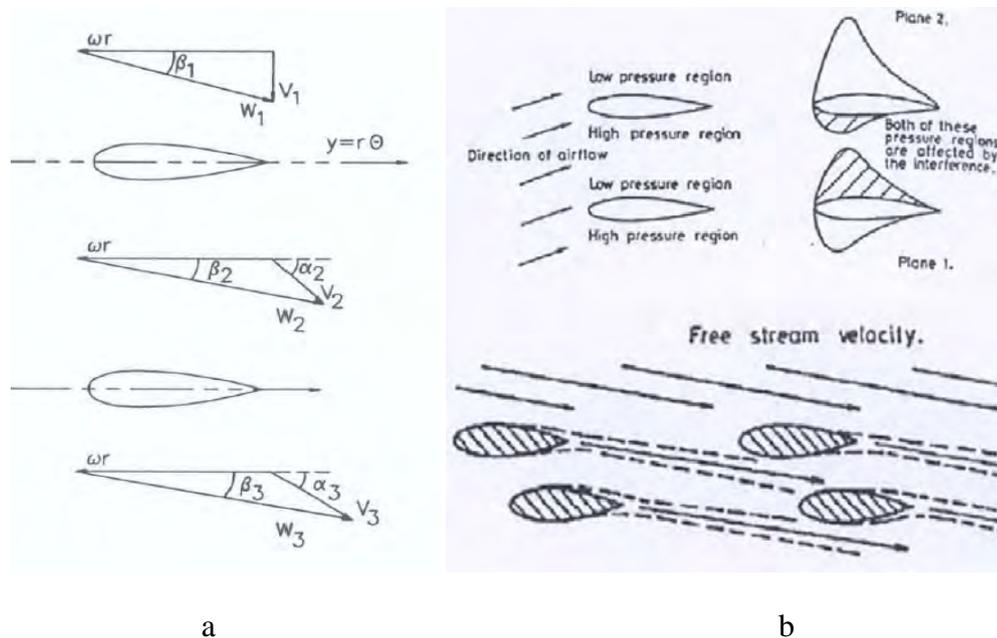


Figura 2-23. a) Triángulos de velocidad de una turbina Wells biplano (Gato, y otros, 1996), b) interacción entre los dos rodetes (Raghunathan, y otros, 1987).

El factor más importante a tener en cuenta en esta turbina, además de todos los mencionados para la Wells monoplane, es la interacción aerodinámica entre los dos rodetes (Figura 2-23b). Estas interferencias se deben a: 1) influencia del campo de velocidades de un plano sobre el otro; 2) efecto de la estela del primer rodete. La consecuencia del primero de estos efectos es que la succión en la cara de baja presión del rodete uno se reduce, y por tanto retrasa el desprendimiento. Además se reduce la sustentación en el rodete dos. El efecto de la estela depende de la posición relativa de los dos rodetes, en la Figura 2-23a el desfase es cero, pero los dos rodetes pueden estar desfasados, aunque esto no aporta ventajas cuando la turbina trabaja bajo bidireccional (Raghunathan, y otros, 1987).

Este tipo de turbina presenta ventajas respecto de la Wells convencional, éstas se aprecian en la Figura 2-24, donde se representan los resultados de una turbina monoplane comparados con varias biplano caracterizadas por la relación G/l_r (Figura 2-22). El parámetro G/l_r es muy importante en las turbinas biplano pues determina en buena medida la interacción que se produce entre los dos planos.

Las ventajas de la turbina biplano son las siguientes: 1) el salto de presión es mayor en la biplano (Figura 2-24a), lo que permite extraer más potencia. 2) La eficiencia estacionaria es ligeramente inferior en la biplano, sin embargo es capaz de operar en un mayor rango de caudales (Figura 2-24b) gracias a que la interacción entre los dos rodets retrasa el desprendimiento.

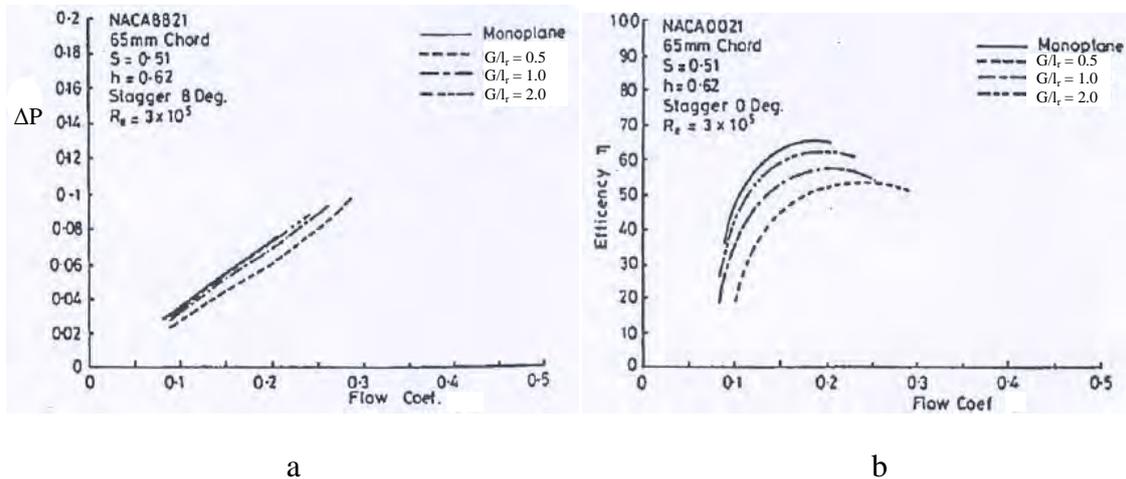


Figura 2-24. Comparación de una Wells biplano con una Wells convencional, a) ΔP por plano, b) rendimiento (η) (Raghunathan, y otros, 1987)¹⁸.

En un principio la turbina biplano se desarrolló con la idea de no utilizar coronas directrices (Raghunathan, 1995). Sin embargo, con la incorporación de las mismas se logra que el rodete aguas abajo funcione en mejores condiciones (Raghunathan, 1995). Este tipo de turbina se desarrolló para su utilización en la central LIMPET (Escocia) donde ha obtenido buenos resultados. En la Figura 2-25a se muestra un esquema de esta turbina, que en la bibliografía se denomina BWGV (Biplane Wells with Guide Vanes). Si se observa el triángulo de velocidades expuesto en la Figura 2-25b, y se compara con los vistos anteriormente para la Wells monoplane con/sin aletas directrices (Figura 2-7

¹⁸ En esta figura el autor la letra S para referirse a la solidez.

y Figura 2-19), se aprecia que, según un patrón de flujo ideal, el rodete aguas arriba funciona como una WTGV y el rodete aguas abajo como una Wells convencional.

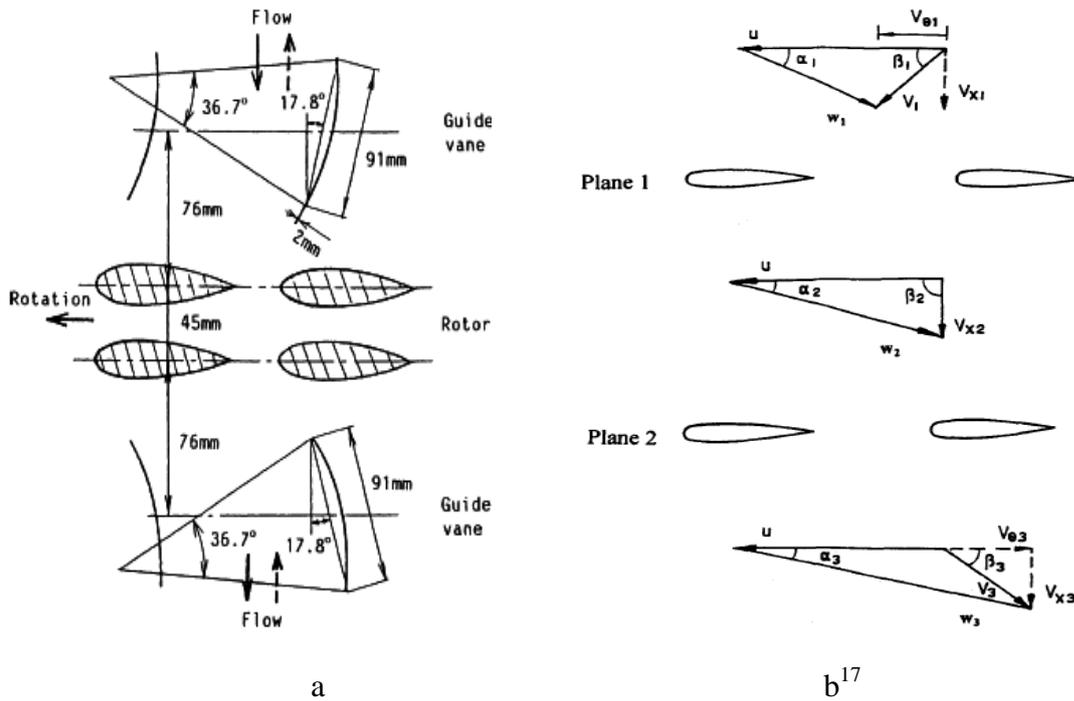


Figura 2-25. a) Turbina Wells biplana con aletas directrices (BWGV) (Setoguchi, y otros, 2006), b) triángulo de velocidades de la BWGV (Raghunathan, 1995).

En la Figura 2-26a se muestra el rendimiento estacionario obtenido por la BWGV. Los resultados que se muestran son experimentales y numéricos para una BWGV de pequeño tamaño. Se aprecia que se alcanza un rendimiento máximo en torno al 60%.

El problema principal de la BWGV está en las condiciones de arranque. En la Figura 2-26b presentan las condiciones de arranque frente a otras turbinas (algunas de las cuales se verán posteriormente). Independientemente de lo que ocurre en relación a las turbinas de impulso, se observa que la BWGV tiene un arranque mucho más deficiente que la WTGV. Lo cual, como se vio anteriormente, puede dar lugar a que la turbina no alcance la velocidad óptima de operación.

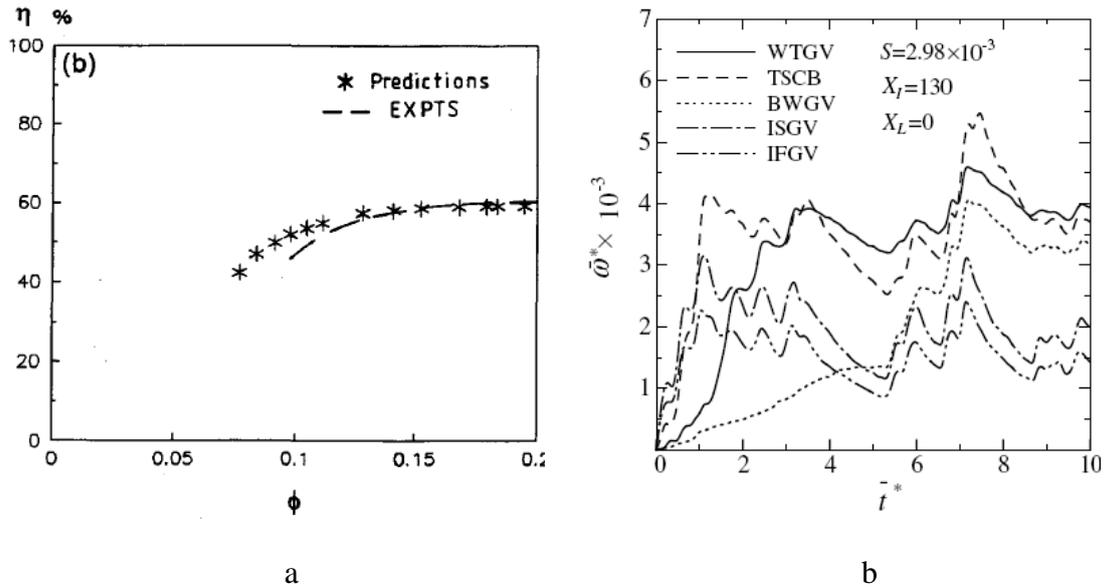


Figura 2-26. a) Rendimiento (η) experimental y numérico de la turbina BWGV (Raghunathan, 1995), b) condiciones de arranque de la BWGV frente a otras turbinas¹⁹ (Setoguchi, y otros, 2006).

2.3.2.4 Turbina Wells biplano contrarrotante

El desarrollo de este tipo de turbina se basa en la misma razón que la biplano no contrarrotante, el sistema OWC es capaz de generar saltos de presión más grandes de los necesarios para una turbina Wells convencional.

Este tipo de turbina fue ensayada en una de las primeras etapas de la central de LIMPET, aunque en la bibliografía no existen muchas referencias a este tipo de turbina. En la Figura 2-27a se representa un esquema de este modelo, que básicamente consiste en dos turbinas Wells que giran en sentidos opuestos.

¹⁹ Donde \bar{t}^* es un el tiempo adimensionalizado con \bar{T} , que es el período característico del oleaje, $\bar{t}^* = t/\bar{T}$. Y $\bar{\omega}^*$ es la velocidad de rotación adimensional bajo condiciones no estacionarias, $\bar{\omega}^* = \omega\bar{T}$.

Los únicos datos concisos sobre el funcionamiento de esta turbina son los informes públicos que realiza la Universidad de Belfast sobre ensayos realizados en la central LIMPET. En uno de ellos, (Whittaker, y otros, 2002) se presentan resultados obtenidos en dicha central con una turbina de este tipo. En dicho informe se presentan resultados estacionarios, en los cuales el rendimiento estacionario experimental alcanza valores del 40% en inhalación y del 55% en exhalación como se puede ver en la Figura 2-27b, muy lejos de los previsto por los modelos numéricos. Además, en dicho informe se hace hincapié en que el rendimiento no estacionario medido en la central no alcanza el 35%. Esta diferencia, según el informe, está causada porque el desprendimiento en los álabes se adelanta cuando la turbina funciona bajo flujo no estacionario.

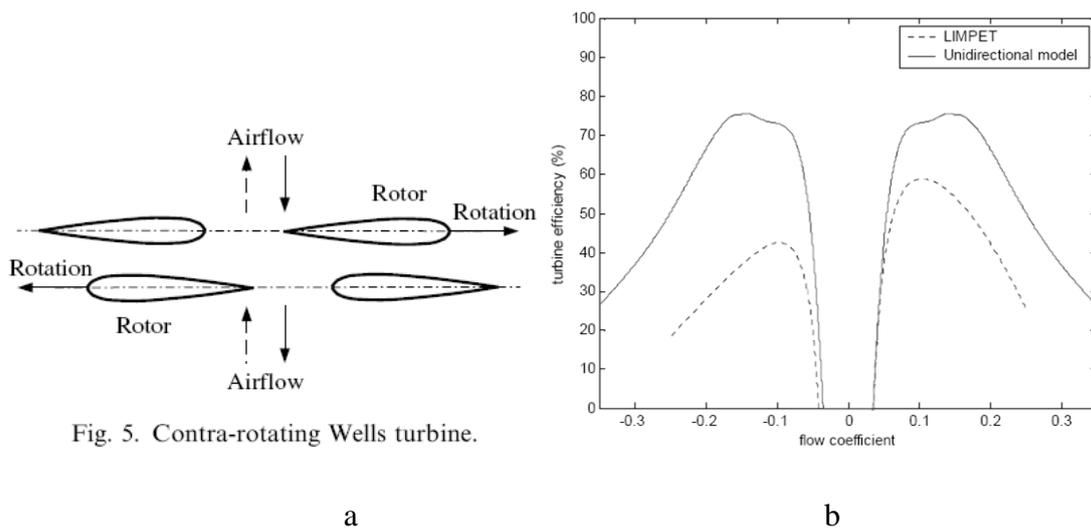


Fig. 5. Contra-rotating Wells turbine.

Figura 2-27. a) Esquema Turbina Wells contrarrotante (Setoguchi, y otros, 2006). b) rendimiento estacionario numérico y experimental (Whittaker, y otros, 2002).

En este informe se alude también a que el adelantamiento del desprendimiento conduce a un notable incremento del ruido generado respecto a otras turbinas Wells.

Obviando el tema del ruido, que dependiendo de la localización podría ser un problema grave o no, el principal inconveniente de esta turbina es que presenta un rendimiento peor que otras configuraciones de turbina Wells. Otro problema estriba en que al ser dos rodets contrarrotantes deben ir montados en ejes independientes, lo que encarece la instalación porque es necesario un sistema de transmisión que conecte ambos ejes o colocar un alternador para cada eje.

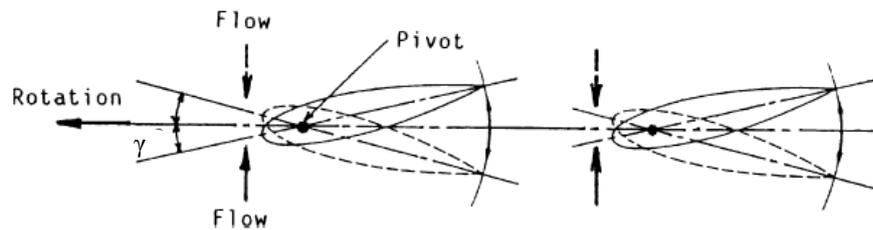
2.3.2.5 Turbina Wells con álabes orientables

En la bibliografía suele denominarse TSCB (Turbine with Self-pitch-Controlled Blades).

La característica básica de esta turbina es su capacidad de modificar el ángulo de incidencia del flujo relativo para optimizar el funcionamiento. Esto lo consigue gracias a que los álabes pivotan sobre sí mismos, modificando de esta manera el ángulo de calado (γ)²⁰. En la Figura 2-28 está representado un esquema de este tipo de turbina.

Al modificar el ángulo de calado se modifica el ángulo de incidencia del flujo relativo, de tal forma que es posible, al menos parcialmente, retrasar el ϕ al cual se produce el desprendimiento. Además se consigue aumentar el rendimiento máximo de la turbina porque el álabe está orientado de forma que se consigue el par máximo.

El pivotamiento de los álabes no es fijo, sino que debe variar en el rango $\pm\gamma$ en función de si la turbina trabaja en inhalación o exhalación. Esto requiere un sistema de control del pivotamiento, amén de un sistema capaz de realizar el giro.



using self-pitch-controlled blades: TSCB.

Figura 2-28. Rodete de turbina Wells con álabes orientables (Kim, y otros, 2001a).

En (Setoguchi, y otros, 2003a) se presentan resultados experimentales para este tipo de turbina. En la Figura 2-29 se representan el coeficiente de par (C_T) y el rendimiento estacionario (η) en función del coeficiente de flujo (ϕ) y del ángulo de calado (γ). Se

²⁰ Ángulo de pivotamiento del álabe respecto a la línea media.

aprecia que el C_T tiene una dependencia importante del ángulo de calado, lo que repercute de forma importante en el η (Figura 2-29b).

Con esta modificación de la turbina Wells se mejoran los resultados notablemente, sin embargo su coste también se incrementa de forma importante.

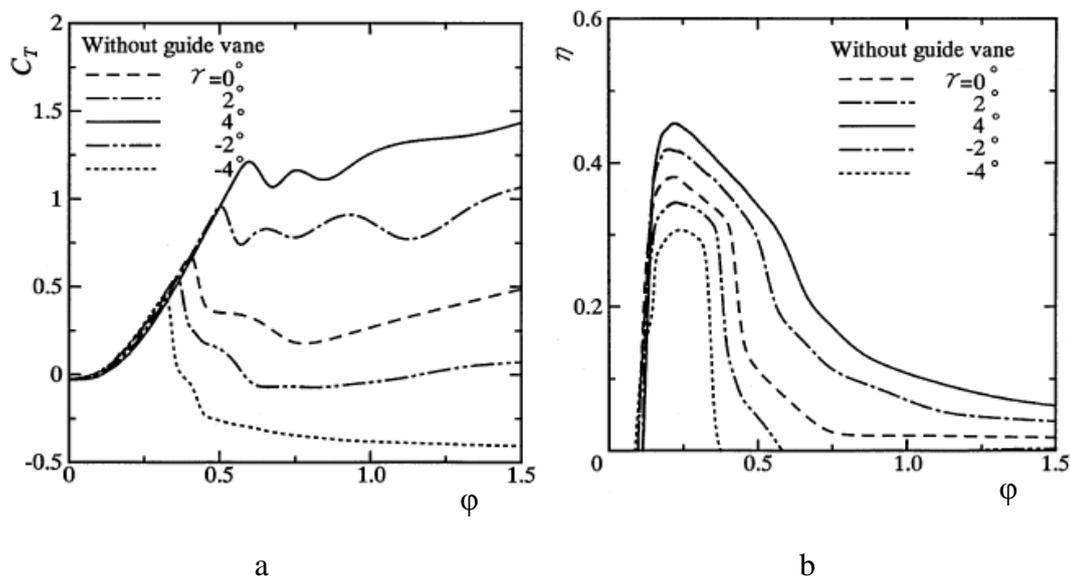


Figura 2-29. Prestaciones de la turbina Wells en función del ángulo de calado del álabe.
(Setoguchi, y otros, 2003a).

Los álabes orientables pueden combinarse con aletas directrices, las cuales se ha comprobado (Setoguchi, y otros, 2001a) mejoran el rendimiento de la máquina. El efecto de la combinación se presenta en la Figura 2-30. Comparando el rendimiento máximo de esta figura en el mejor de los casos (≈ 0.5) con el de la Figura 2-29b (≈ 0.46) queda patente que el uso de ambas cosas es ventajoso.

En los últimos años, esta versión de la turbina Wells se ha consolidado como una de las más prometedoras, y sobre ella se vierten los mayores esfuerzos en investigación. En la planta OWC de PICO (islas Azores) una turbina de este tipo está operativa actualmente.

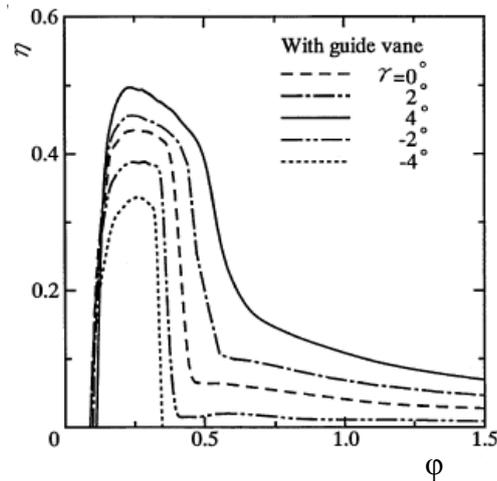


Figura 2-30. Efecto combinado de los álabes orientables y las aletas directrices sobre el rendimiento (η) (Setoguchi, y otros, 2003a).

2.3.3 Turbinas de impulso

Las turbinas de impulso fueron propuestas como una buena alternativa a las turbinas tipo Wells en torno a los años noventa. Se pueden agrupar en dos subfamilias, las turbinas radiales y las axiales, dependiendo de la dirección de entrada y salida del flujo a través del rodete. Para una turbina axial el flujo es de características iguales independientemente del sentido del flujo (exhalación o inhalación). Sin embargo, para una turbina radial, en un caso presenta un flujo centrípeto (inhalación) y en otro centrífugo (exhalación).

En estas turbinas el rodete está compuesto por álabes cuyo perfil está basado en los usados tradicionalmente en turbinas de gas (Takao, y otros, 2002b).

En los siguientes apartados se van a describir las diferentes variantes que existen dentro de las dos familias de turbinas de impulso. Asimismo se comentarán algunos aspectos importantes acerca de su diseño.

2.3.3.1 Turbina de impulso axial con aletas directrices fijas

Esta turbina fue propuesta en 1988 por T. H. Kim (Thakker, y otros, 2005d). Posteriormente se realizaron numerosos trabajos que confirmaron a este tipo de turbina como una alternativa sólida a las turbinas Wells (Maeda, y otros, 1999; Setoguchi, y otros, 2000). Un prototipo de esta clase turbina ha sido probada satisfactoriamente en la planta de Trivandrum (India).

En la bibliografía suele denominarse IFGV (Impulse Turbine with Fixed Guide Vanes). Consta de un rodete simétrico y de dos coronas de aletas directrices (Figura 2-31a). Este tipo de turbina, al igual que la Wells, es simétrica. Por tanto, opera en las mismas condiciones independientemente del sentido del flujo.

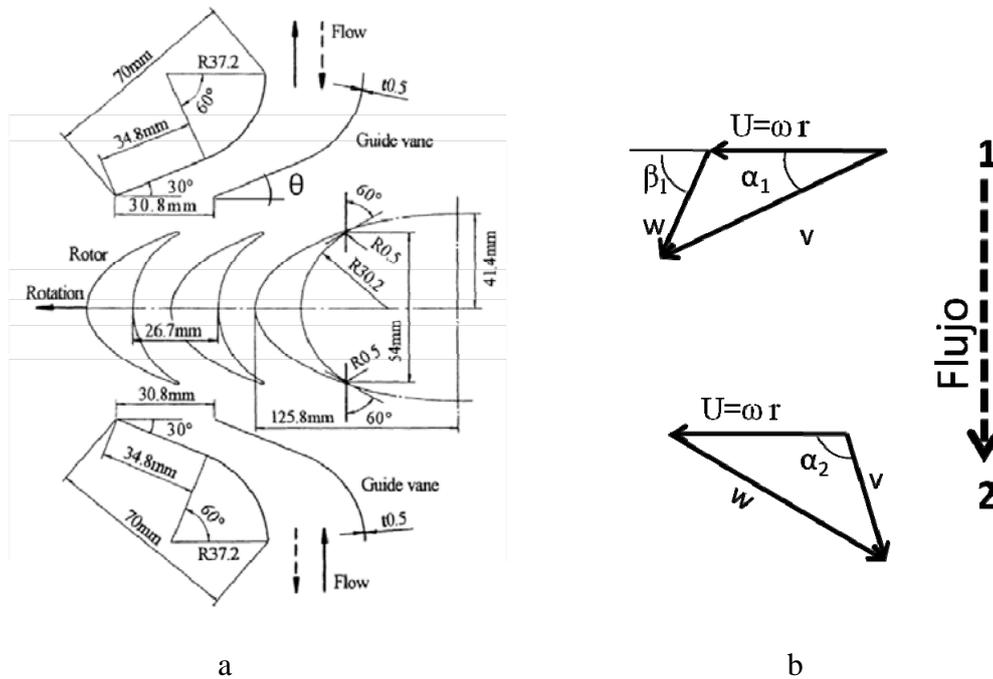


Figura 2-31. a) Esquema 2-D Turbina de impulso axial con aletas directrices fijas (IFGV) (Maeda, y otros, 1999), b) triángulo de velocidades.

En la Figura 2-31b se presenta el triángulo de velocidades que se registra en este tipo de turbina. Los triángulos representados son para un sentido del flujo, en el otro sentido son los mismos pero invertidos. El triángulo marcado como 1 será el situado aguas arriba del rodete, y el 2 aguas abajo. A la vista de estos triángulos, y sabiendo que la turbina funciona bajo flujo bidireccional se intuyen los primeros problemas de las turbinas de impulso. Se ha de encontrar un compromiso en el funcionamiento de las coronas directrices, su misión es conducir el fluido al rodete o guiarlo una vez que sale de él. La geometría adecuada para ambas misiones no es común y se han de conjugar correctamente ambos modos de funcionamiento para obtener un rendimiento global aceptable.

En la Figura 2-32a se muestra el rendimiento medio bajo flujo sinusoidal ($\bar{\eta}$) de esta turbina comparado con el de una turbina Wells con aletas directrices (se representan varias curvas para la turbina de impulso con diversas configuraciones de la

orientación de las aletas). Aunque el rendimiento máximo de la Wells es superior, hay que resaltar que el rango de caudales a rendimiento alto es mucho más amplio en la turbina de impulso, lo que supone una enorme ventaja sobre la Wells. El principal problema que presenta esta turbina de impulso (y por extensión el resto de la familia) es que necesitan un ϕ mayor que una Wells para funcionar. En la misma figura se observa que la turbina no alcanza un alto rendimiento hasta valores de ϕ tres o cuatro veces mayores que la turbina Wells con aletas directrices. Esto implica que en las situaciones o emplazamientos en los cuales las condiciones del mar sean calmadas la turbina Wells es más ventajosa.

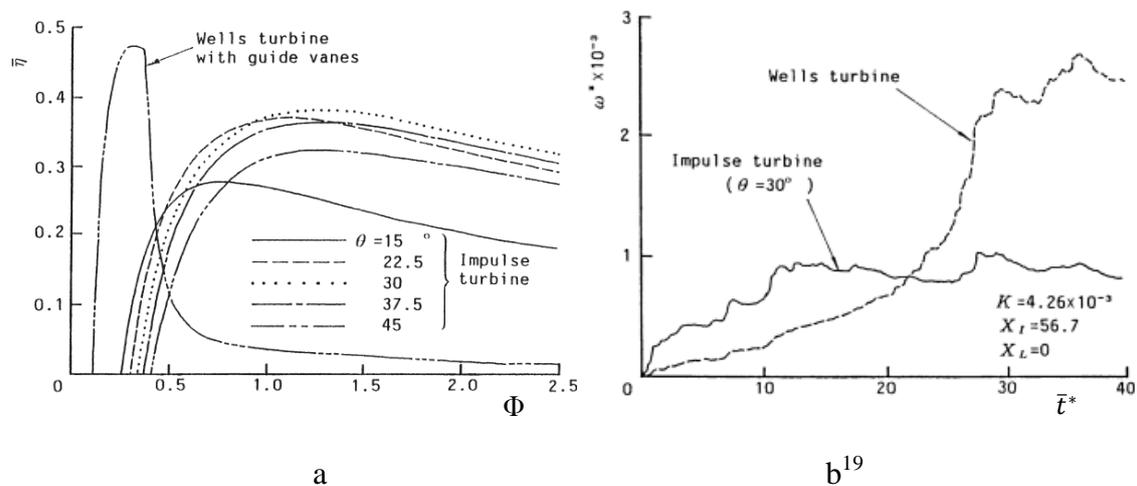


Figura 2-32. a) Rendimiento medio ($\bar{\eta}$) de la turbina de impulso frente a la Wells (Setoguchi, y otros, 2001b), b) condiciones de arranque de la turbina de impulso frente a la WTGV (Maeda, y otros, 1999).

Otro factor muy importante a tener en cuenta es que las turbinas de impulso axial trabajan con una velocidad de rotación sensiblemente más reducida que las turbinas Wells. Esto favorece el arranque de la máquina porque la velocidad de régimen que se debe alcanzar es menor. En la Figura 2-32b se muestra la comparación de las características del arranque de la IFGV frente a una Wells. La turbina de impulso alcanza su velocidad de régimen en mucho menos tiempo que la Wells.

Además de la ventaja que supone en el arranque, la reducida velocidad de giro de las turbinas de impulso axial hace que el ruido que generan sea menor.

En la Figura 2-33 se comparan los niveles de ruido generado por una turbina WTGV y por una turbina IFGV, trabajando ambas con el mismo caudal (Q). En la

figura se representa la presión acústica con ponderación A (L_A) y el rendimiento (η) en función del ϕ . Se aprecia que el ruido, como es de esperar en toda turbomáquina, tiene una estrecha relación con el rendimiento. Los mayores picos de ruido se generan a bajos rendimientos. Sin embargo, observando los valores de las figuras, se aprecia que desde el punto de vista del ruido la turbina de impulso tiene mejor comportamiento. En el rango de funcionamiento de una turbina Wells, ϕ entre 0.15 y 0.35 en el caso de la Figura 2-33a, sólo presenta niveles bajos de ruido justo antes de aparecer el desprendimiento en un rango de ϕ muy estrecho. Sin embargo, la emisión de ruido de la turbina de impulso es inversamente proporcional a ϕ , de tal forma que para valores de ϕ de rendimiento máximo el ruido es más reducido que en una Wells. Sólo se alcanzan valores de ruido elevados a bajo ϕ , e incluso en esta situación son niveles de ruido más bajos que la Wells.

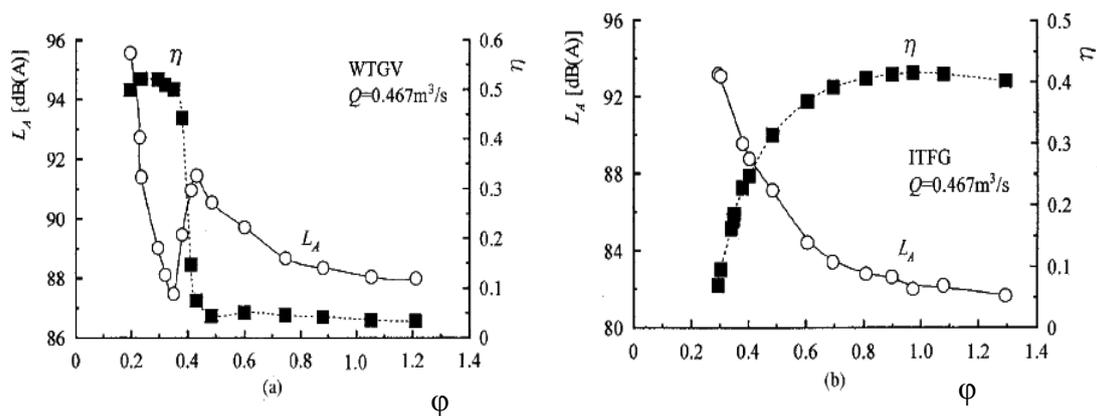


Figura 2-33. Presión sonora (L_A) y rendimiento (η) en función de ϕ para una turbina WTGV (a) y una IFGV (b) (Takao, y otros, 2002a).

Obviamente el elemento más importante de la turbina es el rodete. En la bibliografía no existe apenas ningún trabajo sobre el diseño óptimo de la geometría de los álabes para una turbina de impulso axial. Solamente en (Setoguchi, y otros, 2001b) se aborda este problema. En este trabajo se comparan experimentalmente dos tipos de perfil, y la influencia de varios parámetros geométricos del diseño del mismo. Los dos perfiles ensayados están representados en la Figura 2-34, y los parámetros de diseño más relevantes se muestran en esta figura y en la Figura 2-35.

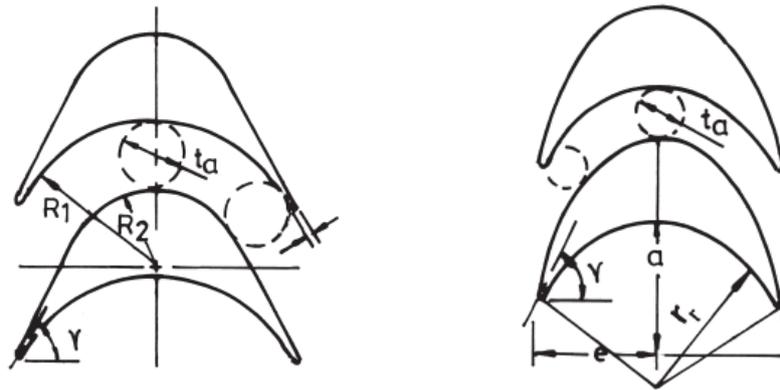


Figura 2-34. Diferentes perfiles de los álabes: simple (izquierda) y elíptico (derecha) (Setoguchi, y otros, 2001b).

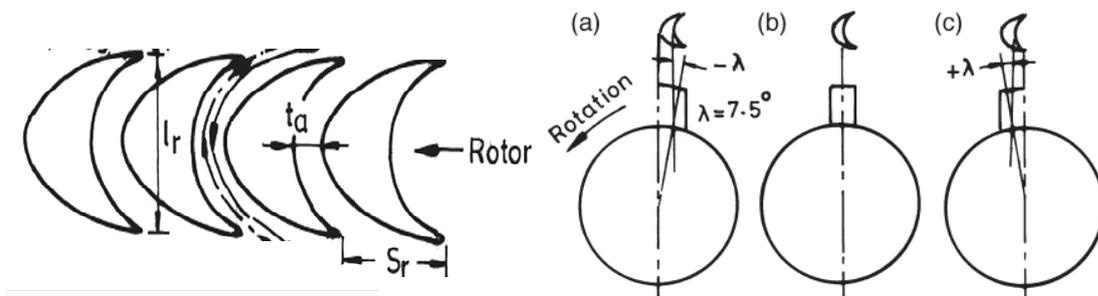


Figura 2-35. Parámetros de diseño del rodete elíptico para turbinas de impulso (Setoguchi, y otros, 2001b).

En la Figura 2-36a se representa el rendimiento medio ($\bar{\eta}$) en función del ángulo de la corona directriz aguas arriba del rodete (θ_1). Se aprecia que, manteniendo constantes el resto de parámetros geométricos, el perfil elíptico presenta un $\bar{\eta}_m$ superior al simple.

En el mismo trabajo, (Setoguchi, y otros, 2001b), también se plantean diferentes geometrías de perfil elíptico en función del ángulo γ (Figura 2-34), que marca el ángulo geométrico de entrada/salida del rodete. En la Figura 2-36b, donde se representa el rendimiento (η) en función de φ , se aprecia que el valor de γ influye notablemente en el valor de η . Aunque el resultado no es concluyente porque el ángulo γ óptimo depende de la orientación de las aletas. Sin embargo, se pone de manifiesto que el ángulo γ es un parámetro determinante para el rendimiento.

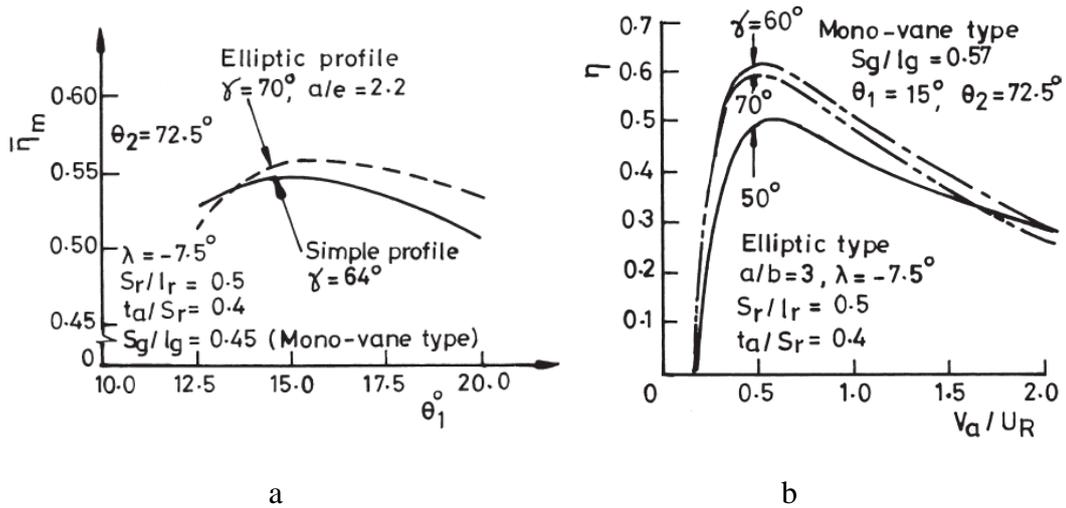


Figura 2-36. a) Rendimiento medio máximo bajo flujo sinusoidal ($\bar{\eta}_m$) para un rodete de perfil simple y otro elíptico, b) rendimiento (η) para diferentes geometrías de un perfil elíptico (Setoguchi, y otros, 2001b).

En la Figura 2-37 se muestra la influencia de otros parámetros de diseño sobre el rendimiento medio ($\bar{\eta}$). En la Figura 2-37a se muestra el efecto que causa la relación entre la cuerda (l_r) y el espaciado entre álabes (S_r) sobre el $\bar{\eta}$, que está representado en función de φ . En función del valor de esta relación el $\bar{\eta}$ varía hasta un 10%. Un efecto similar se da en el caso de la relación entre el ancho del canal de paso (t_a) y el espaciado entre álabes (Figura 2-37b). En este caso la variación es aproximadamente el 7%.

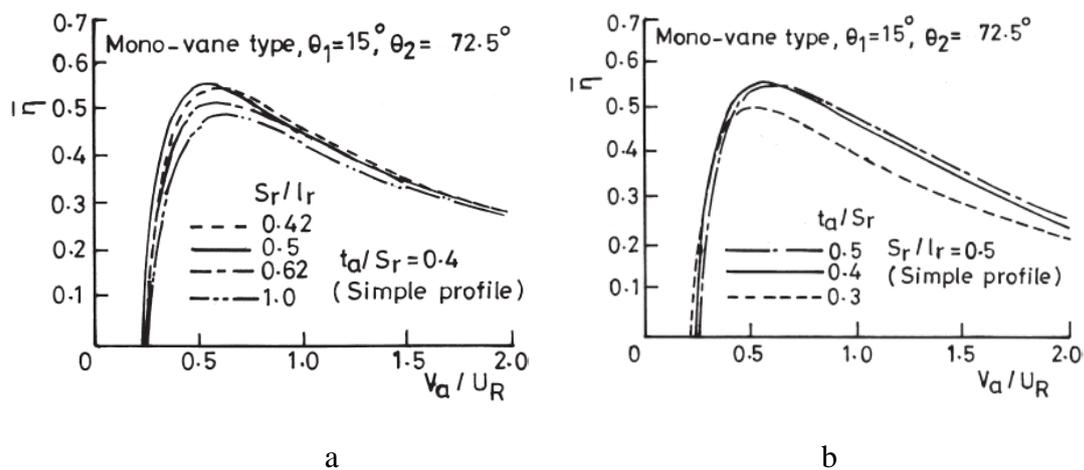


Figura 2-37. Influencia de S_r/l_r , (a) y de t_a/S_r , (b) sobre el $\bar{\eta}$ (Setoguchi, y otros, 2001b).

El ángulo de deslizamiento (λ) también es un parámetro importante, al igual que lo es para la Wells (Figura 2-13). En la Figura 2-38 se indica el efecto de λ sobre el rendimiento medio máximo ($\bar{\eta}_m$). Se aprecia claramente que en este caso ($\theta_1 = 15^\circ$, $\theta_2 = 75^\circ$) los ángulos λ negativos son más ventajosos para ambos tipos de perfil, existiendo una diferencia de hasta un 8% en $\bar{\eta}_m$ en función de λ para el perfil elíptico.

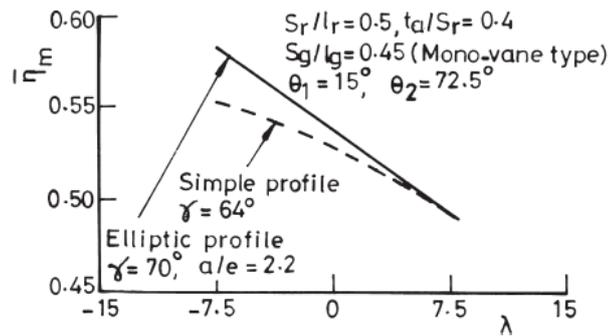


Figura 2-38. Influencia del ángulo de deslizamiento (λ) sobre el rendimiento medio ($\bar{\eta}$) (Setoguchi, y otros, 2001b).

Al igual que ocurría con la turbina Wells la geometría de las aletas directrices juega un papel importante. Las aletas directrices pueden estar formadas por una lámina o por perfiles aerodinámicos (Figura 2-39a), aunque en (Setoguchi, y otros, 2000) se demuestra que la utilización de los perfiles no aporta ninguna mejora. En la Figura 2-39b se presenta el rendimiento medio ($\bar{\eta}$) comparado de una turbina de impulso axial con aletas directrices formadas por placas planas y otra con aletas de perfil aerodinámico. El rendimiento es prácticamente el mismo, e incluso, a caudales altos, es levemente mejor el de aletas de placas planas.

Además del perfil de las aletas hay otro factor a tener en cuenta: la diferencia de funcionamiento entre aletas 2-D (planas) y aletas 3-D (alabeadas). Algo similar a lo que sucede con la turbina Wells y fue comentado en apartados previos (Figura 2-20). Existen estudios recientes, experimentales (Thakker, y otros, 2005a) y numéricos (Thakker, y otros, 2005b) que demuestra que las aletas tridimensionales son más efectivas que las planas. Esto se aprecia en la Figura 2-40, donde se representa el η , C_T y C_A para turbina de impulso axial con los ambos tipos de corona. Se observa que el C_A es similar para ambos modelos, sin embargo, el C_T producido por la turbina con aletas tridimensionales es superior, lo que redonda en un mejor rendimiento. Esto se debe a

que las aletas 3D pueden variar el ángulo del flujo relativo a lo largo de su envergadura ajustándolo mejor con el ángulo geométrico del rodete.

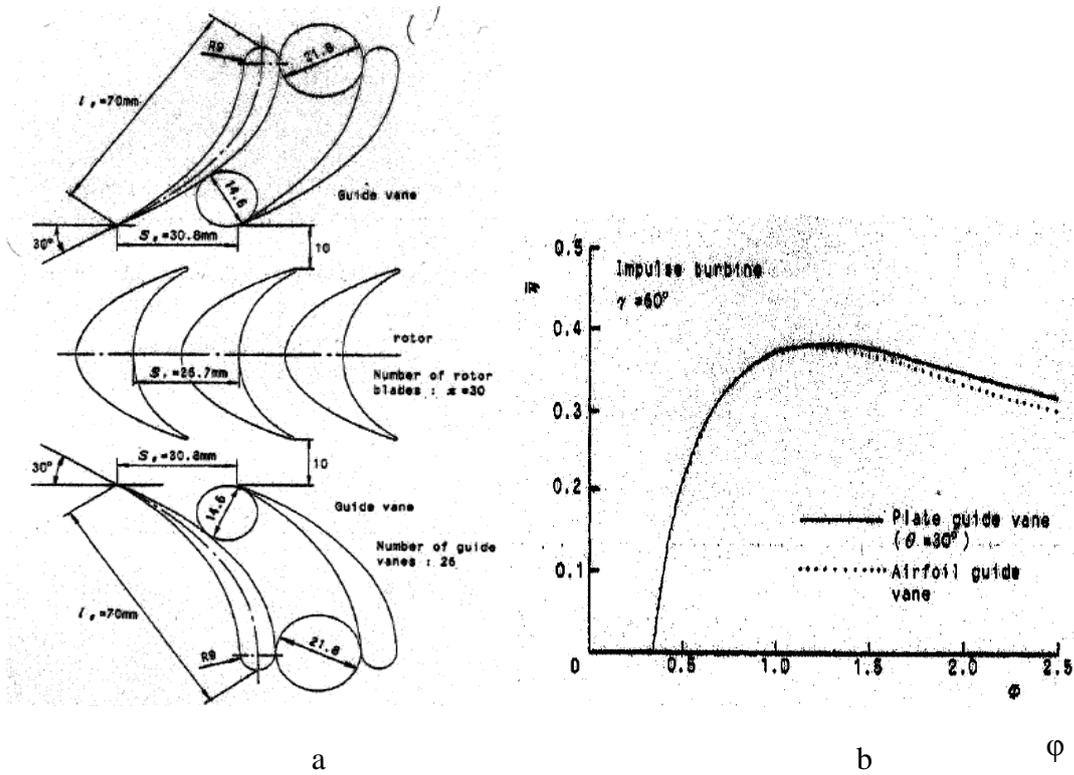


Figura 2-39. Turbina de impulso axial con aletas de perfil aerodinámico, a) esquema 2-D, b) rendimiento medio ($\bar{\eta}$) comparado con IFGV de aletas de placas planas (Setoguchi, y otros, 2000).

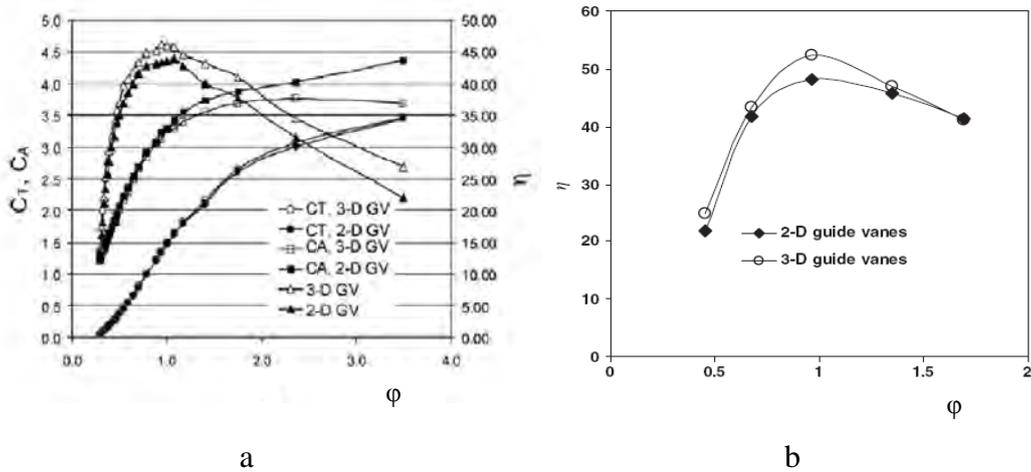


Figura 2-40. Influencia del huelgo de punta (t_c) sobre η , C_T y C_A de una turbina de impulso axial con aletas planas y tridimensionales, a) experimental (Thakker, y otros, 2005a), b) numérico (Thakker, y otros, 2005b).

Otro factor muy importante a tener en cuenta en las aletas directrices es el ángulo de orientación de las mismas respecto a la dirección tangencial (θ). Este ángulo condiciona totalmente el funcionamiento de la turbina porque determina la dirección del flujo que entra en el rodete y además puede ser fuente de pérdidas cuando el flujo llega a las coronas procedente del rodete (Maeda, y otros, 1999). En la Figura 2-41, cuyos resultados corresponden la geometría vista en la Figura 2-31a, se muestra la influencia de este parámetro sobre el funcionamiento global de la turbina. En la Figura 2-41a se observa que el rendimiento oscila mucho en función del ángulo de las aletas, hasta un 9%. Además tiene un efecto importante sobre las condiciones de arranque como se aprecia en la Figura 2-41b. El ángulo más ventajoso en este caso es de $\theta = 30^\circ$, que coincide con el ángulo geométrico del rodete.

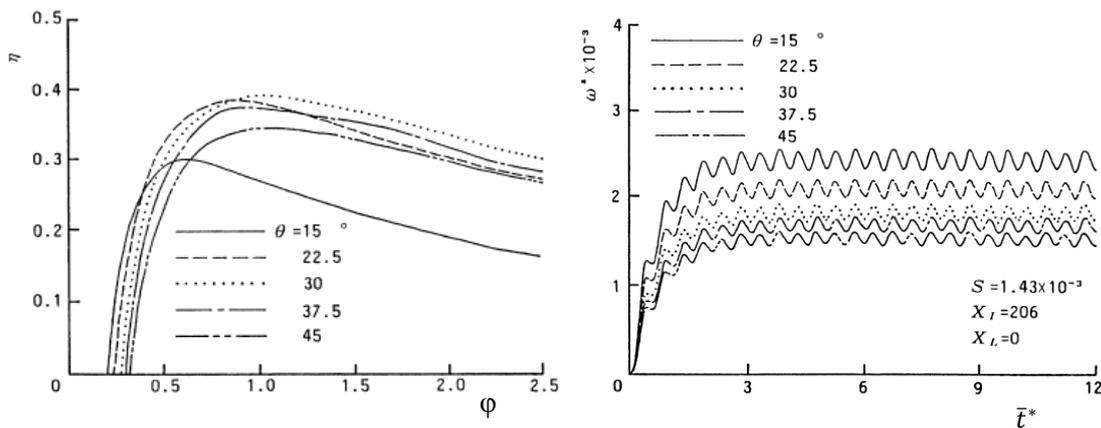


Figura 2-41. Influencia de la orientación de las aletas: a) sobre el η , b) sobre las condiciones de arranque (Maeda, y otros, 1999).

Un parámetro de diseño a tener en cuenta en este tipo de turbinas, y en cualquier turbomáquina axial, es la relación radio de cubo/radio de punta (h). En (Thakker, y otros, 2007a) se presenta un trabajo numérico sobre el efecto de este parámetro de diseño. Los principales resultados de este trabajo se presentan en la Figura 2-42, donde están representadas las prestaciones de la turbina para diferentes valores del h . La Figura 2-42a se corresponde con el C_T , la Figura 2-42b con el C_A . Se aprecia que el par obtenido es mayor cuanto menor es h , al igual que ocurre con el C_A . Aunando estos dos parámetros, C_T y C_A , se obtiene el rendimiento (η), que se muestra en la Figura 2-42c. Se aprecia una clara tendencia en las curvas: cuanto menor es ϕ , mayor es el efecto de h , de forma que al reducir h se incrementa el η . Este hecho también sucedía en la turbina Wells (Figura 2-10), aunque en este caso, reducir mucho el h podía acarrear un

adelantamiento del desprendimiento en los álabes. Este problema no sucede en la turbina de impulso, y por tanto, se aprecia una clara tendencia a aumentar el η a medida que se reduce h .

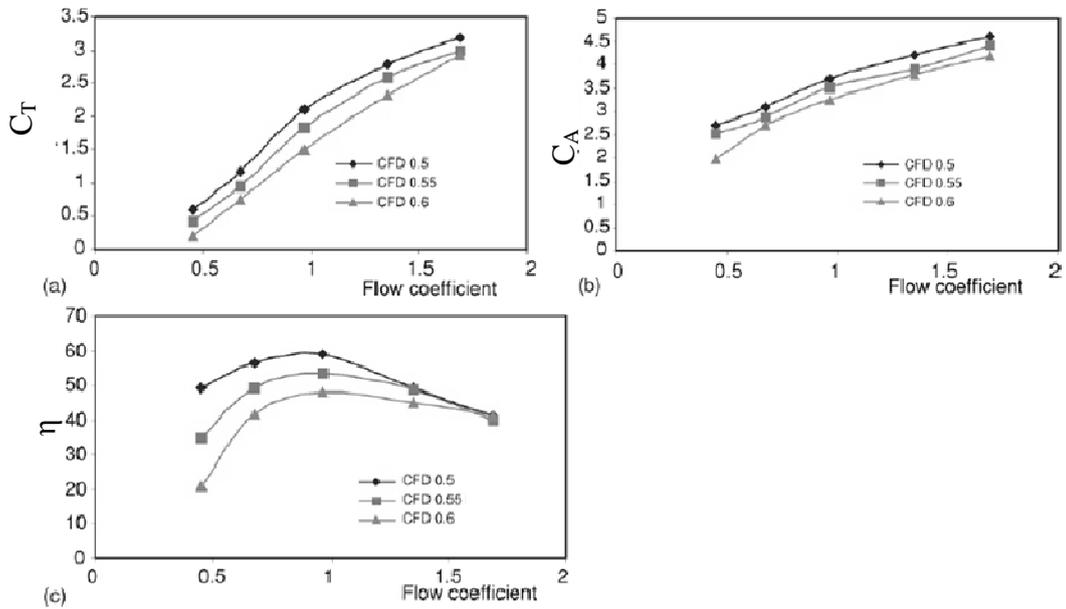


Figura 2-42. Influencia de h sobre las prestaciones (Thakker, y otros, 2007a)

Otro parámetro de suma importancia en las máquinas axiales es el huelgo de punta (t_c). Existen estudios numéricos sobre la influencia de este parámetro en la turbina axial de impulso (Thakker, y otros, 2003b) que ponen de manifiesto su relevancia. En la Figura 2-43 están representados los coeficientes C_A , C_T y η para una turbina axial con diferentes dimensiones de t_c , desde 0% al 6% de la envergadura del álabe.

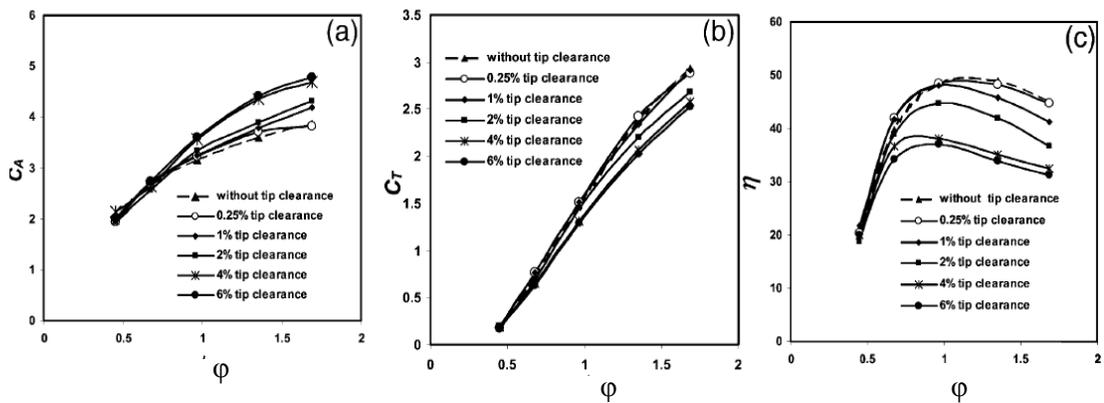


Figura 2-43. Influencia del huelgo de punta sobre las prestaciones de una IFGV (Thakker, y otros, 2003b).

Observando las gráficas de la Figura 2-43 se aprecia que apenas hay diferencia de resultados para t_c menor del 1%, pero a medida que la t_c crece aparecen problemas. El caudal de fugas crece conforme aumenta el t_c , generando mayores pérdidas y provocando también que el par obtenido en el rodete sea menor. Todo esto unido hace que el rendimiento se reduzca notablemente a medida que aumenta el t_c , para t_c mayor del 2% el η decae de forma importante.

Si se compara el efecto de t_c sobre la turbina de impulso axial con el de la turbina Wells (Figura 2-44) se aprecia que la turbina de impulso es ligeramente menos sensible. En la figura se aprecia que en las turbinas de impulso axial, para t_c menos de 1%, no hay efecto apreciable. Mientras que la Wells es muy sensible a t_c , sobre todo a valores reducidos.

De los resultados anteriores se deduce que el perfil del rodete y el ángulo de orientación de las aletas son los dos factores más determinantes en el funcionamiento de una turbina de impulso axial.

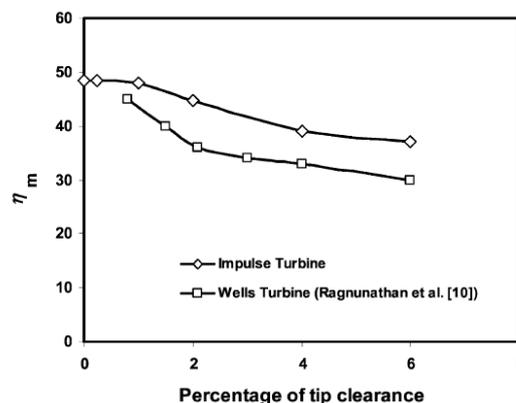


Figura 2-44. Influencia del huelgo de punta (t_c) sobre el rendimiento máximo (η_m) de una turbina de impulso axial y una turbina Wells (Thakker, y otros, 2003b).

2.3.3.2 Turbina de impulso axial con aletas directrices orientables

Para mejorar las prestaciones de la turbina IFGV se ideó una turbina de impulso axial cuyas aletas fueran orientables. Este nuevo planteamiento presentado en (Setoguchi, y otros, 1996), se denomina comúnmente ISGV (Impulse turbine with Self-pitch-controlled Guide Vanes).

Esta turbina es básicamente una IFGV salvo por el hecho de que las aletas de las coronas directrices pueden pivotar de forma sincronizada sobre uno de los extremos (Figura 2-45). Este movimiento de las aletas consigue que su orientación sea óptima cualquiera que sea la dirección del flujo, de esta forma la corona que se sitúa aguas abajo del rodete se sitúa con la orientación óptima para recibir el flujo saliente del rodete, mientras que la corona situada aguas arriba se sitúa para que el flujo llegue al rodete de forma óptima.

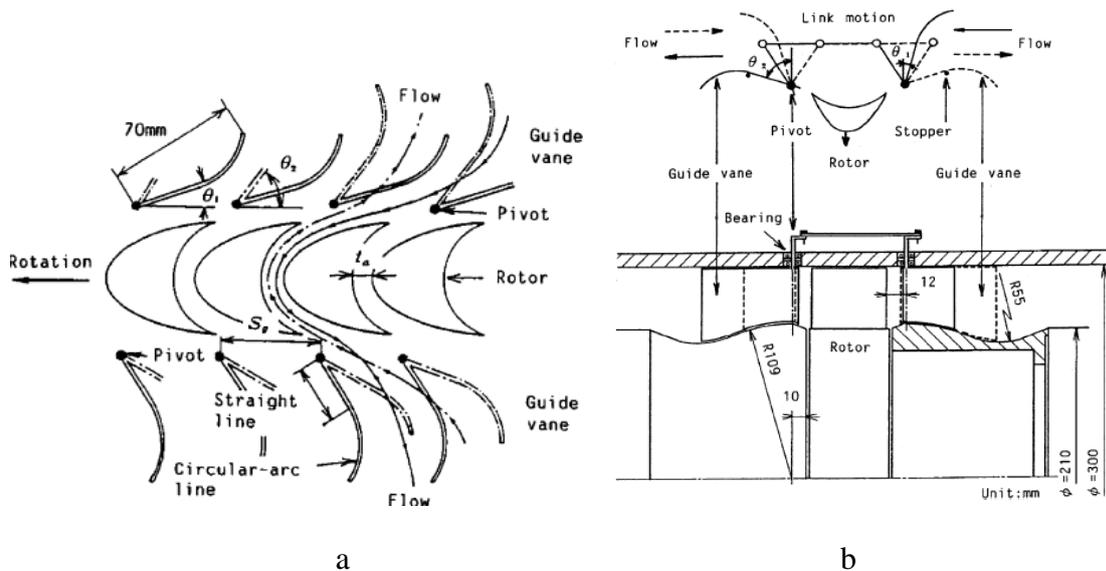


Figura 2-45. Turbina de impulso axial con aletas orientables (ISGV), a) esquema 2D, b) linkado de las aletas (Setoguchi, y otros, 2006).

En la Figura 2-46 se muestran las prestaciones de esta turbina frente a otras presentadas en este capítulo. En la Figura 2-46a se representa el rendimiento medio de la turbina. Este tipo de turbina presenta todas las virtudes de una turbina IFGV pero mejoradas, su rendimiento es más alto y se mantiene en valores elevados para un rango de ϕ muy amplio.

En la Figura 2-46b están representadas las condiciones de arranque, que al igual que la IFGV, son mejores a las turbinas tipo Wells.

Basándose en estos resultados se puede concluir que la turbina de impulso con aletas orientables tiene prestaciones superiores a la de impulso de aletas fijas y también a la Wells con aletas directrices. Es posible que, dentro del grupo de las turbinas tipo Wells, sólo la de álabes orientables (TSCB) presente características competitivas con la turbina de impulso de aletas orientables (ISGV).

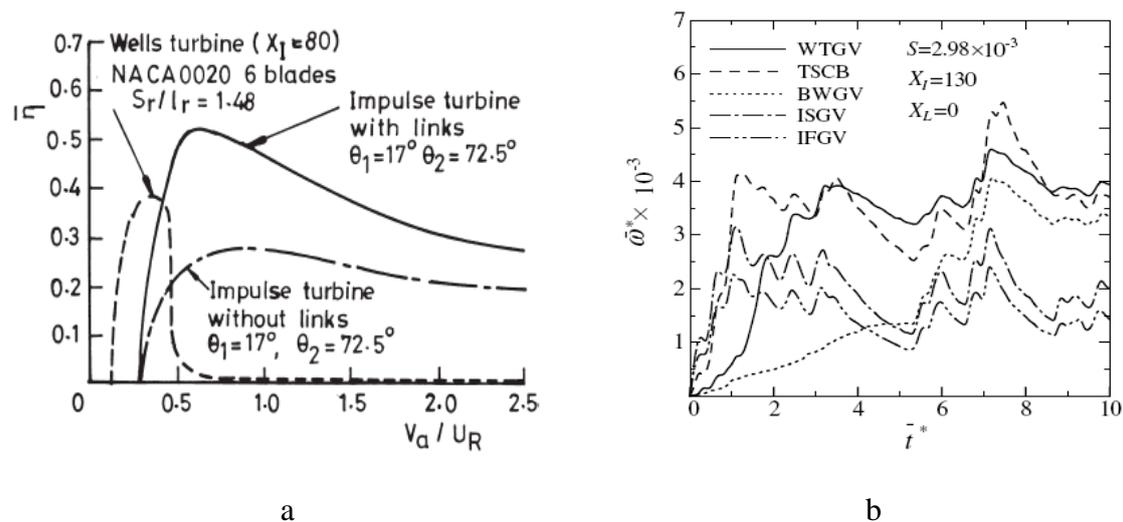


Figura 2-46. a) Rendimiento medio ($\bar{\eta}$) de la ISGV respecto de otras turbinas (Setoguchi, y otros, 2001b), b) condiciones de arranque de ISGV respecto a otras turbinas (Setoguchi, y otros, 2006).

Sin embargo, al igual que ocurre con la TSCB, el coste del sistema de pivotamiento de las aletas encarece enormemente los costes de fabricación y mantenimiento de esta turbina.

2.3.3.3 Turbina de impulso contrarrotante de McCormick

Esta turbina fue desarrollada en 1978 por M.E. McCormick (Richard, y otros, 1986) para un proyecto internacional denominado *Kaimei*²¹. Se trata de una turbina axial de doble rodete contrarrotante y con dos coronas directrices. En la Figura 2-47a se presenta un esquema 2D de la misma.

Los dos ejes de los rodetes son coaxiales y se combinan en uno solo mediante una conexión por un diferencial (Figura 2-47b). Transmitiendo luego el par hacia el alternador por medio de una transmisión por cadena.

²¹ El proyecto *Kaimei* fue desarrollado por diversos países, liderados por Japón, después de la crisis del petróleo en 1973. El proyecto se extendió desde 1979 hasta 1985.

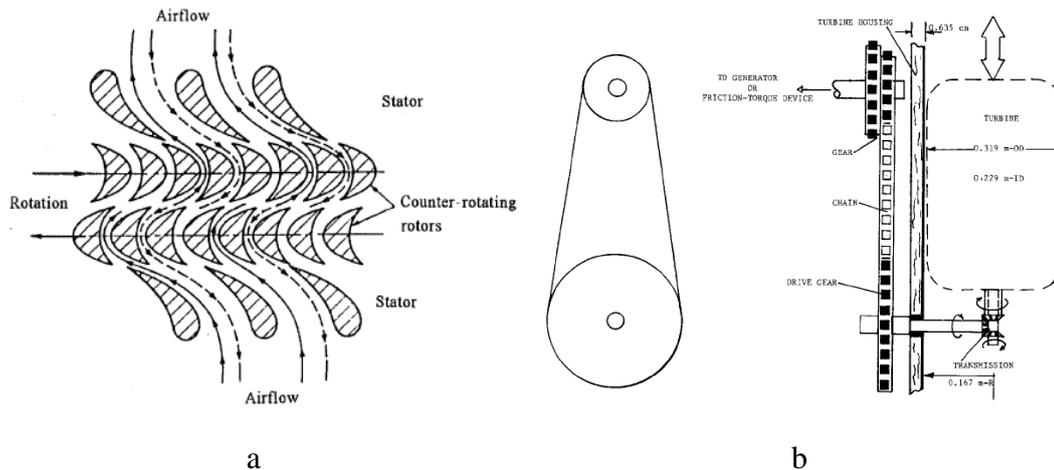


Figura 2-47. Turbina contrarrotante de McCormick; a) esquema 2D (Setoguchi, y otros, 2006), b) sistema de transmisión (McCormick, 1989).

No existen datos aislados del rendimiento alcanzado por esta turbina, sin embargo sí que existen datos en la bibliografía acerca de la eficiencia conseguida con el binomio cámara-turbina. La eficiencia alcanzada en laboratorio por un sistema OWC con este tipo de turbina alcanza el 36% (McCormick, 1989).

A pesar de que sus resultados son prometedores, en la bibliografía no constan muchos estudios sobre este tipo de turbina (Richard, y otros, 1986; McCormick, 1989). La razón es que esta turbina presenta grandes dificultades en dos aspectos. El primero es que su concepción aerodinámica es muy compleja debido al doble rodete contrarrotante y a que trabaja bajo flujo bidireccional. El otro problema es que el coste de fabricación es demasiado elevado para que sea viable comercialmente. La propia turbina ya es costosa, y el coste global aumenta debido al sistema de transmisión, que presumiblemente encarece también el mantenimiento.

2.3.3.4 Turbina de impulso radial con aletas directrices fijas

A raíz de las dificultades que presentaba la turbina contrarrotante de McCormick, este mismo investigador presentó la turbina de impulso radial con aletas directrices (McCormick, y otros, 1993). Esta turbina reduce enormemente su complejidad respecto a la contrarrotante. En la Figura 2-48 se representa un esquema de este tipo de turbina. Se compone de dos coronas de aletas directrices fijas y un rodete de álabes simétricos cuyo perfil es similar al de las turbinas de impulso axiales.

Esta turbina presenta ventajas respecto a las turbinas axiales. Una de estas ventajas es que no sufre un empuje axial oscilante causado por el flujo bidireccional como les ocurre a las turbinas axiales. Esto supone una ventaja porque la vida útil de ciertos elementos de la turbina es más larga (rodamientos, cojinetes...), lo que abarata los costes de mantenimiento. Además, tanto álabes como aletas, son elementos muy fáciles y baratos de fabricar porque son geometrías 2D proyectadas en el espacio.

Durante la exhalación el flujo entra axialmente a través de un conducto que conecta la cámara OWC con la turbina (Figura 2-48), atraviesa la corona interior, luego el rodete y por último la corona exterior. Durante la inhalación el flujo entra radialmente y hace el recorrido inverso

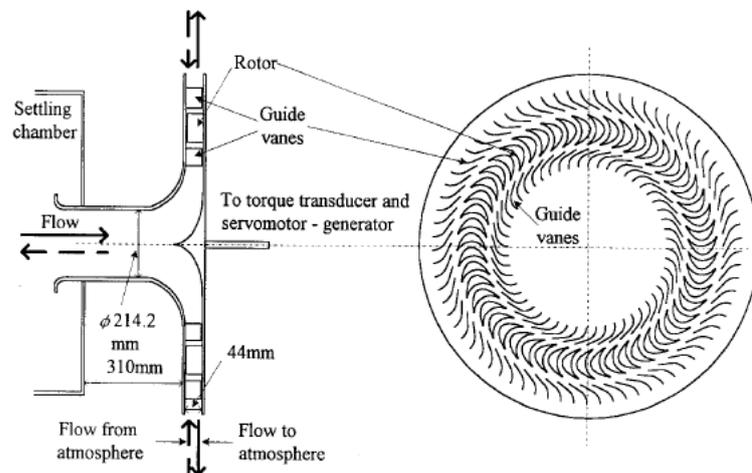


Figura 2-48. Turbina de impulso radial (Setoguchi, y otros, 2002).

Esta turbina ha sido objeto de diversos estudios (McCormick, y otros, 1992; McCormick, y otros, 1993; Setoguchi, y otros, 2002), todos ellos experimentales.

En (McCormick, y otros, 1992) se hace una comparación entre la turbina de impulso axial contrarrotante y la turbina de impulso radial. Según los resultados presentados en este trabajo (Figura 2-49) se pone de manifiesto que la turbina radial es competitiva con la axial. En Figura 2-49a se muestra, bajo diferentes regímenes de carga, la potencia generada por la turbina en función de la presión total medida en la cámara OWC. Se aprecia que para presiones altas en la cámara la turbina radial es capaz de extraer más energía.

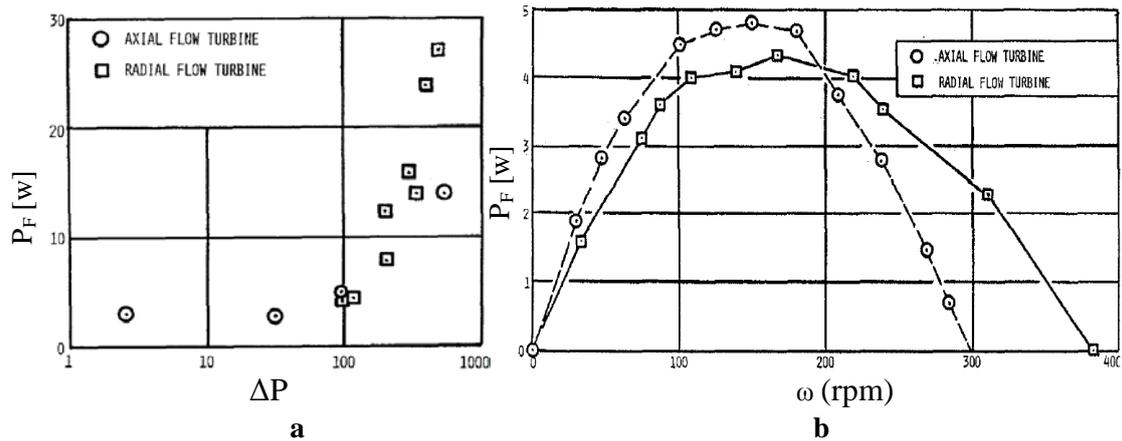


Figura 2-49. Comparación entre turbina de impulso contrarrotante y radial (McCormick, y otros, 1992).

En la Figura 2-49b se representa la potencia generada en función de la velocidad de giro de la turbina para una presión en la cámara fija (100N/m^2). En la Figura 2-49b se aprecia, que aunque la potencia generada es menor en la turbina radial, el rango de velocidades de rotación con potencias altas es más amplio. De esta forma la turbina radial genera mayor potencia en un abanico de situaciones más amplio que la axial.

Recientemente esta turbina ha sido estudiada con el propósito de conocer su comportamiento con mayor profundidad. En (Setoguchi, y otros, 2002) se hace un completo estudio experimental de la dependencia de las prestaciones de la turbina del posicionamiento de las aletas (Figura 2-50a). En la Figura 2-50b se representa el rendimiento medio no estacionario ($\bar{\eta}$) en función del coeficiente de flujo (ϕ). El rendimiento medio de la turbina oscila hasta un 5%.

Sin embargo, no existe ningún trabajo en la bibliografía que aborde profundamente la importancia de los parámetros de diseño del rodete. Solamente en (Setoguchi, y otros, 2002) se hace algún comentario acerca de la importancia de su diseño geométrico. En ese trabajo se compara un mismo perfil de álabe, pero posicionado de manera diferente. En la Figura 2-51 están representados los dos casos. En el caso 2 el álabe está posicionado de forma que el ángulo de entrada y el de salida del rodete son iguales. En el caso 1 el rodete está girado 14° en sentido horario, de forma que la línea media del perfil es tangente a un diámetro.

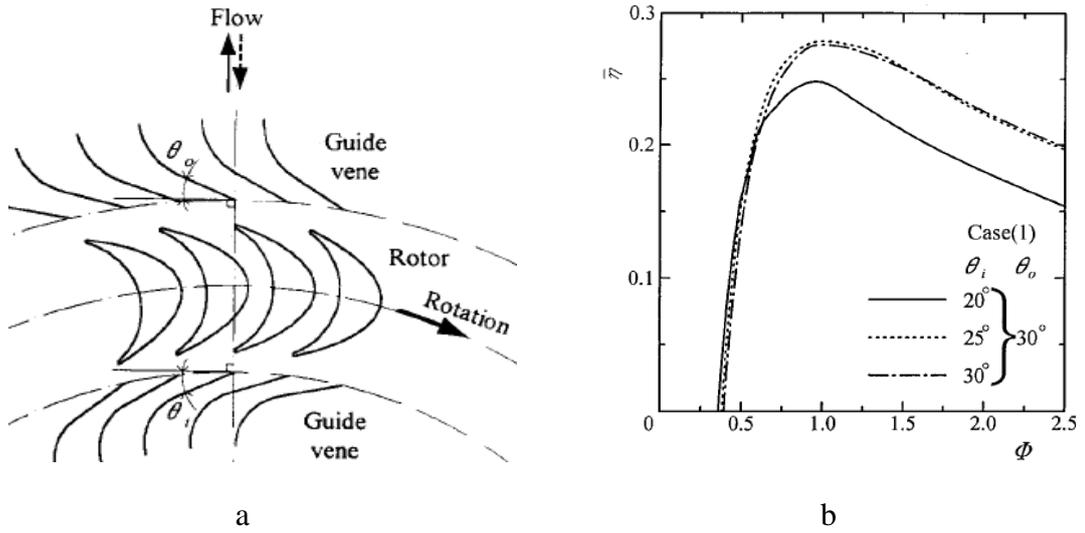


Figura 2-50. Comparación del rendimiento medio ($\bar{\eta}$) en función del ángulo de orientación de las aletas (Setoguchi, y otros, 2002).

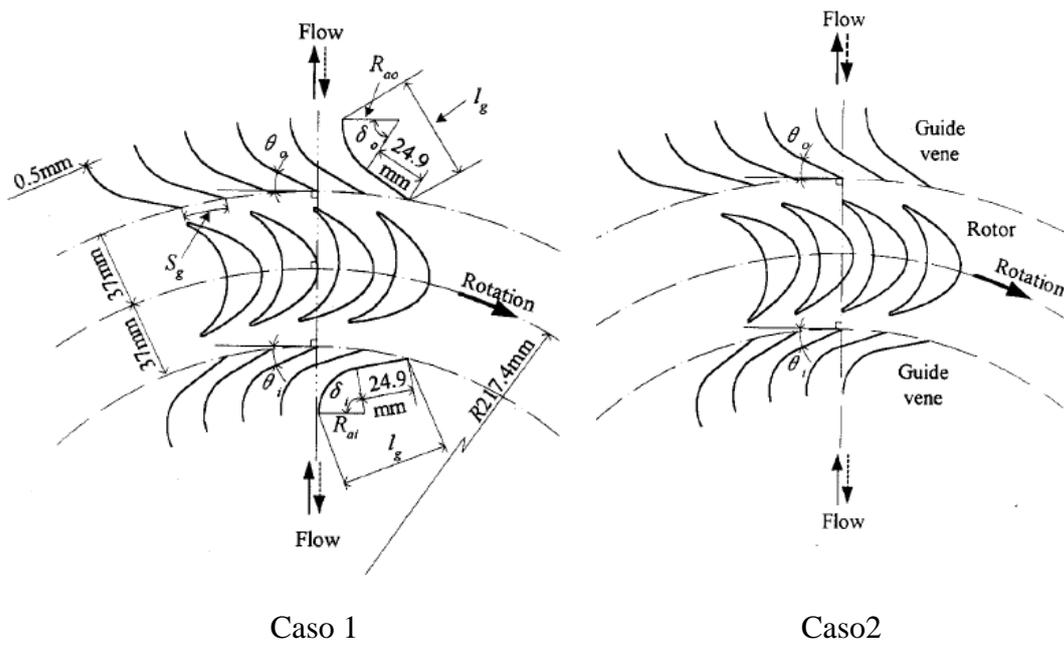


Figura 2-51. Diferente posicionamiento de los álabes en una turbina de impulso radial (Setoguchi, y otros, 2002).

En la Figura 2-52 se muestra el rendimiento medio ($\bar{\eta}$) en función de Φ . Se aprecia que $\bar{\eta}$, además de depender del ángulo de las aletas, depende de la posición del rodete.

Entre el caso uno y el caso dos hay una diferencia que ronda el 2-3%. La diferencia no es muy grande, pero hay que tener en cuenta que sólo se está cambiando la posición relativa del rodete respecto a las aletas.

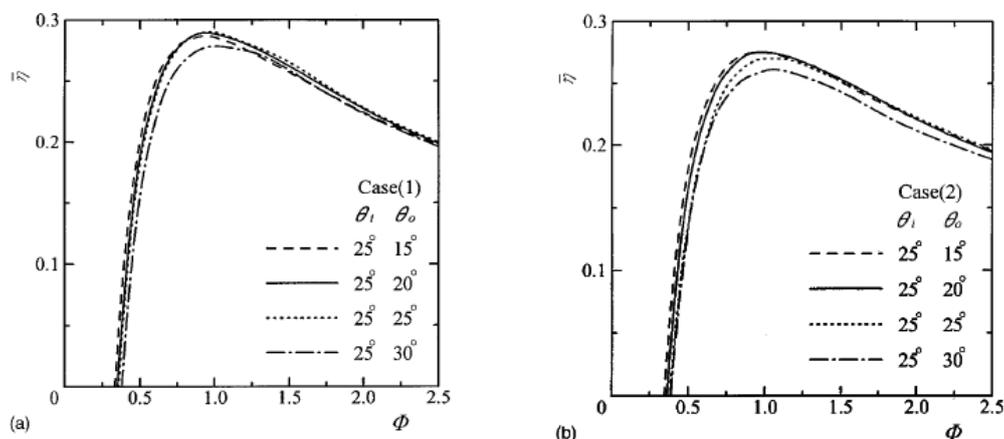


Figura 2-52. Rendimiento medio ($\bar{\eta}$) de la turbina radial para dos posiciones del rodete diferentes (Setoguchi, y otros, 2002).

A la vista de los resultados que presenta la turbina de impulso radial se concluye que optimizando la posición de las aletas, y empleando un rodete adecuado, es posible obtener resultados muy competitivos dentro del mundo de las turbinas para sistemas OWC.

2.3.3.5 Turbina de impulso radial con aletas directrices orientables

Esta alternativa fue propuesta por M. Takao (Takao, y otros, 2005). La diferencia respecto a la turbina radial de McCormick es la capacidad de pivotar de las aletas directrices. Mediante un mecanismo similar al utilizado para la turbina de impulso axial se consigue que todas las aletas pivoten coordinadamente, de forma que se sitúan en diferente posición según trabaje en inhalación o exhalación.

Esta turbina ha sido objeto de diversos estudios experimentales llevados a cabo en Japón: (Takao, y otros, 2005) y (Takao, y otros, 2006).

La utilización de aletas orientables incrementa notablemente las prestaciones de la turbina. En la Figura 2-53b se muestra el rendimiento medio ($\bar{\eta}$) de la turbina frente a ϕ . Se aprecia que el $\bar{\eta}$ se incrementa más de un 10% gracias a las aletas orientables. Esto pone de manifiesto, al igual que ocurría con las turbinas axiales, que el posicionamiento de las aletas tiene una importancia capital en el funcionamiento de la turbina.

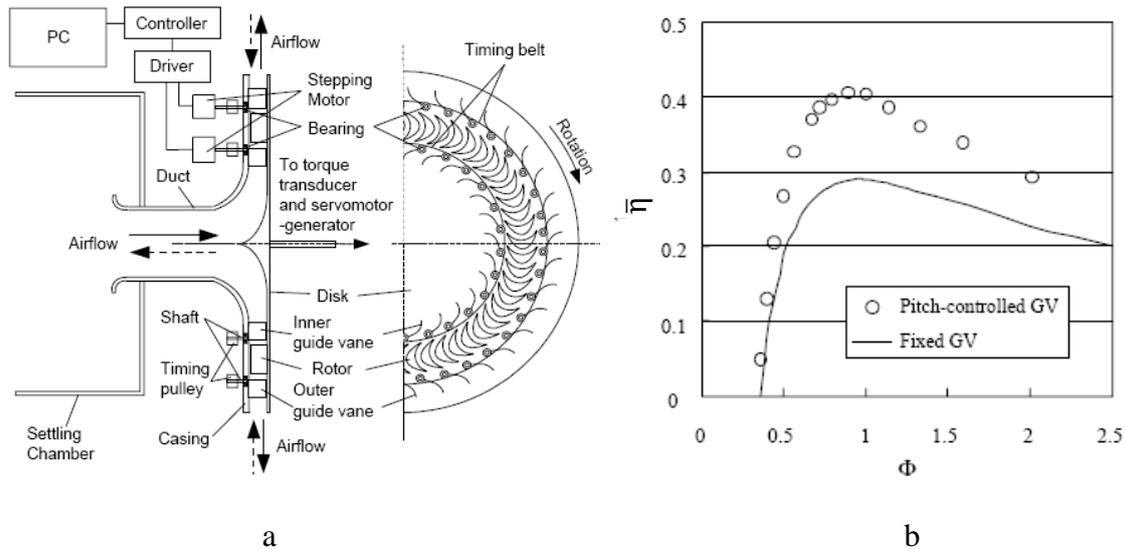


Figura 2-53. a) Esquema de la turbina radial con aletas orientables, b) comparación del rendimiento medio ($\bar{\eta}$) de la turbina de impulso radial con aletas fijas y con aletas orientables (Takao, y otros, 2005).

Este tipo de turbina consigue unos rendimientos relativamente altos, sin embargo el gran inconveniente de esta turbina, aparte de los problemas inherentes a todas las turbinas de impulso, es su coste. El mecanismo de giro de las aletas encarece notablemente la instalación y el mantenimiento.

2.4 Conclusiones

Del análisis del estado de la técnica existente realizado en este capítulo se extraen las siguientes conclusiones:

La familia de turbinas Wells, que tradicionalmente se ha usado en sistemas OWC presenta numerosos problemas, el más importante que sólo trabaja a un rendimiento aceptable para un rango de ϕ reducido. Esto es un gran problema desde el punto de vista de regulación, y además porque para obtener una potencia de magnitud comercial es necesaria una turbina de grandes dimensiones.

Las turbinas de impulso axial son, a día de hoy, la alternativa más sólida a las turbinas Wells porque presentan un rendimiento relativamente alto en amplios rangos de ϕ . Esto permite que sean turbinas de un tamaño más reducido que la Wells y que además la regulación sea mucho más flexible. Además tienen mayor capacidad de autoarranque y operan a una velocidad más reducida. Sin embargo este tipo de turbinas

son costosas de fabricar y su funcionamiento para bajo ϕ es ampliamente superado por las Wells.

Las turbinas de impulso radiales son las más baratas de fabricar, además presentan menos problemas de mantenimiento porque no existe empuje oscilante. Podrían ser una buena alternativa si a su bajo coste de fabricación se le uniese un rendimiento más competitivo, que es el principal problema que presenta este tipo de turbina.

Capítulo 3

Modelo numérico

3 MODELO NUMÉRICO

En este capítulo se describen los pasos seguidos para la elaboración del modelo numérico y las características del mismo.

Este modelo se denominó M8, fue el octavo en una serie de modelos numéricos para turbinas de impulso radial. El nombre se deriva de una nomenclatura establecida por el Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Valladolid en trabajos previos al comienzo de esta tesis. Los modelos previos no se consideraban satisfactorios debido a la estructura del mallado, lo que provocaba que adolecieran de una enorme falta de estabilidad durante las simulaciones. Al comienzo de esta tesis se abordó la creación de los modelos desde una perspectiva diferente, la que se describe en este capítulo.

En los siguientes apartados se expone toda la información relevante acerca de la creación y las características del modelo M8 de la turbina de impulso radial: geometría, características de la discretización, condiciones de contorno, modelo de turbulencia, procedimiento de ejecución de las simulaciones, estudio de sensibilidad, validación con resultados experimentales, etc.

3.1 Descripción de la geometría

La geometría inicial de la turbina de impulso radial es la propuesta como *caso 2* en (Setoguchi, y otros, 2002). Se escogió esta geometría porque existen varias referencias bibliográficas donde se presentan resultados experimentales obtenidos con dicha geometría, por ejemplo (Setoguchi, y otros, 2002) y (Takao, y otros, 2005). Estos resultados se han utilizado para validar el modelo numérico.

La turbina consta básicamente de un rodete de álabes simétricos y dos coronas directrices, una interior y otra exterior (Figura 3-1a). Los álabes del rodete se construyen a partir de una elipse que define la cara de baja presión del álabe, mientras que la cara de alta presión está definida por un arco de circunferencia. Ambas caras están unidas en los bordes de ataque por un arco de círculo de 0.5 mm. La geometría del álabe define unos ángulos de entrada/salida de 18.8° en la parte interior, y 35.8° en la parte exterior. La situación del álabe está fijada de tal manera que la tangente por su línea de simetría pasa por el centro de rotación de la máquina (Figura 3-1^a).

a la turbina por medio de un codo, que es un elemento importante en el funcionamiento de la máquina.

La turbina consta de 51 álabes en la corona interior, 52 en el rodete y 71 en la corona exterior.

Es necesario comentar que a lo largo de toda la máquina existe una holgura entre las coronas y el cubo de la máquina, y entre el rodete y la carcasa. Esta holgura se mantiene uniforme a lo largo de toda la máquina siendo de 1 mm. La anchura total de la máquina también es uniforme y de valor 44 mm, por tanto la holgura supone un 2.2% de su anchura.

Tabla 3-1. Parámetros geométricos de la turbina inicial.

| | Número de álabes o aletas | Cuerda | Solidez | Ángulo de referencia | Holgura |
|------------------------|---------------------------|--------|---------|----------------------|---------|
| Corona interior | 52 | 50 mm | 2.29 | 25° | 1 mm |
| Rodete | 51 | 54 mm | 2.02 | 18.8°/35.8° | 1 mm |
| Corona exterior | 71 | 50 mm | 2.28 | 25° | 1 mm |

3.2 Dominio computacional

El modelo numérico trata de reproducir la turbina con la máxima exactitud posible. Con el propósito de reducir el dominio computacional, y como la turbina presenta simetría axial, sólo se modeló un sector de la turbina, concretamente 1/17. Una recreación del dominio del modelo se puede ver en la Figura 3-2.

El modelo numérico está delimitado por superficies periódicas que permiten extrapolar los resultados de un sector a una máquina completa. Estas superficies se han creado de manera que ninguno de los límites del dominio computacional es atravesado por un álabe o una aleta, de forma que discurren siempre por los canales existentes entre los elementos sólidos del dominio. Esto complica el proceso de mallado, pero según experiencias previas la interacción entre las superficies periódicas y las paredes sólidas puede resultar perjudicial para la estabilidad del modelo.

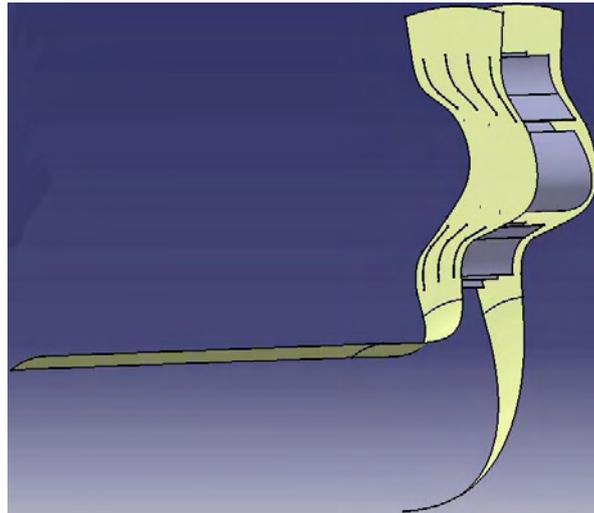


Figura 3-2. Esquema del dominio computacional.

Un inconveniente a la hora de suponer un dominio periódico es la falta de periodicidad exacta que existe entre las coronas y el rodete. Esto obliga a modificar el número de aletas de los elementos para ajustarse a esa periodicidad.

Para la realización de este trabajo se realizó un estudio previo para determinar la influencia de un pequeño cambio en el número de aletas. Este estudio se realizó sobre geometrías 2-D y los resultados del mismo pueden verse en el Anexo 1. La conclusión del estudio fue concluyente: una pequeña variación propuesta del número de aletas en las coronas no afecta de forma apreciable a los resultados.

En la Tabla 3-2 se indica la relación entre la geometría real y la modelada.

Tabla 3-2. Número de álabes y aletas en la turbina inicial.

| Numero de álabes | | | |
|------------------|-----------------|--------|-----------------|
| | Corona interior | Rodete | Corona exterior |
| Geometría real | 52 | 51 | 71 |
| Modelo numérico | 51 | 51 | 68 |

La geometría del dominio se ha generado con INVENTOR 8®. Se ha dividido en diferentes partes para mayor facilidad en su construcción y, sobre todo, facilitar el proceso de generación del mallado. Se compone de los siguientes elementos: conducto, codo, corona interior, rodete, corona exterior y exterior (Figura 3-4). Para la discretización espacial se ha utilizado Gambit® y el modelo se ha resuelto con Fluent®.

3.3 Resolución computacional

El estudio del flujo en el interior de una turbomáquina es algo sumamente complejo, este hecho es conocido por cualquier investigador en Mecánica de Fluidos. En el interior de una turbomáquina suceden fenómenos de naturaleza sumamente complicada, como por ejemplo: desprendimientos de capas límites en la superficie de los álabes, desprendimiento de estructuras vorticales, fenómenos de estela, etc. Todos estos fenómenos caracterizan un flujo altamente tridimensional. Además, se trata de un campo fluido no estacionario, lo cual lo hace aún más complejo.

No es el propósito de esta tesis extenderse sobre la bondad de la Mecánica de Fluidos Computacional (CFD), ni explicar sus principios básicos, ni probar su valía en el estudio de las turbomáquinas. Todo esto ha quedado demostrado claramente en numerosos trabajos durante los últimos años, por ejemplo (Argüelles, 2005), (Fernández, 2005) y (Mamun, 2006). Es cierto que la fiabilidad de los métodos numéricos depende de un buen número de factores que no se pueden ignorar, sin embargo, nadie duda del potencial de una herramienta como el CFD en muchos y variados campos de la ingeniería, incluida la Mecánica de Fluidos, y concretamente las turbomáquinas. Las técnicas numéricas permiten realizar estudios en las turbomáquinas a un nivel que antes no era posible alcanzar por medios experimentales, o que al menos no estaba al alcance de la mayoría de los investigadores.

Para el desarrollo de este trabajo se ha utilizado el programa de CFD Fluent®. Este programa, ampliamente utilizado en la industria y en investigación, es un código comercial que permite resolver las ecuaciones de la Mecánica de Fluidos.

Las ecuaciones que gobiernan el flujo, de las cuales se hablará posteriormente, son las ecuaciones básicas de la Mecánica de Fluidos, las ecuaciones de Navier-Stokes: continuidad, cantidad de movimiento y energía.

El código Fluent está basado en el método de los volúmenes finitos²² centrado en las celdas. Este método parte del hecho de que las ecuaciones de gobierno son de naturaleza conservativa, y por tanto, se pueden resolver para cada uno de los volúmenes de control (en este caso celdas) que componen el dominio computacional. Este código plantea dos técnicas diferentes de la resolución de las ecuaciones: *Density-Based Coupled Solver* (DBCS) y *Pressure-Based Solver*. El *Pressure-Based Solver* tiene dos posibilidades, resolver las ecuaciones de forma acoplada, *Pressure-Based Coupled Solver* (PBCS) o de forma secuencial (PBS). Las diferentes posibilidades se basan en el método de los volúmenes finitos pero realizan la linealización y resolución de las ecuaciones de manera diferente.

El DBCS resuelve simultáneamente las ecuaciones de conservación de la masa, de cantidad de movimiento, de la energía y de las especies. Suele utilizarse cuando existe una gran interdependencia de las diferentes variables entre sí, como por ejemplo flujos compresibles con combustión, ondas de choque o flujos hipersónicos.

El PBS, que ha sido el utilizado en este estudio, toma como variables principales la cantidad de movimiento y la presión. Es la técnica de resolución más flexible, permitiendo además resolver las ecuaciones de forma acoplada o segregada (secuencialmente). En este trabajo se ha optado por la resolución segregada porque requiere menor capacidad de cálculo. En la Figura 3-3 se muestra la secuencia de operaciones de este método. En este tipo de resolución la linealización de las ecuaciones es, por defecto, de tipo implícito, de forma que las variables se calculan relacionándolas con los valores ya existentes de esa misma variable en el propio volumen de control (celda) y en los adyacentes.

La discretización de las ecuaciones del problema realizada por el código Fluent por medio del método PBS ofrece como resultado un sistema de ecuaciones algebraicas que

²² En (Argüelles, 2005) se presenta un resumen del método de los volúmenes finitos.

se ha resuelto por medio de un proceso iterativo denominado *Gauss Seidel* combinado con un método multigrad *AMG*²³.

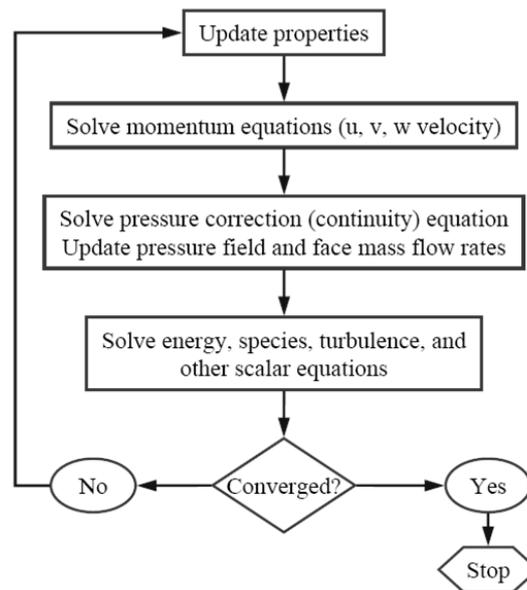


Figura 3-3. Secuencia de resolución del Pressure-Based Solver²⁴.

Anteriormente se ha comentado que Fluent está basado en el método de volúmenes finitos centrado en las celdas. Esto significa que la información de cada variable se almacena en el centroide de la celda correspondiente. Pero para aplicar las ecuaciones discretizadas es necesario conocer el valor de dichas variables en las superficies de las celdas. Para ello se han de utilizar esquemas de interpolación tanto para los términos difusivos como los convectivos. En los términos difusivos Fluent emplea por defecto esquemas de diferenciación central de segundo orden. Para los términos convectivos el programa ofrece diferentes posibilidades para elegir el esquema de interpolación: *first order upwind*, *second order upwind*, *power law*, *QUICK* y *Third order MUSCL*. En este trabajo se optado por un método *Third order MUSCL* para los términos

²³ Una descripción detallada de los métodos multigrad puede verse en (Fernández, 2005).

²⁴ Esquema extraído de la página web www.fluent.com

convectivos, excepto para la presión, porque permite una mayor exactitud en los resultados cuando están implicados flujos con altas tasas de desprendimiento y generación de vórtices. Para la interpolación de la presión en las caras de las celdas Fluent plantea otros esquemas de interpolación diferentes: *standard*, *PRESTO*, *linear*, *second order* y *Body Force Weighted*. Para la realización de este trabajo se ha utilizado un esquema de segundo orden para garantizar unos resultados con gran exactitud.

El análisis del flujo en una turbomáquina del tipo que se analiza en esta tesis, a pesar de que sus condiciones de funcionamiento puedan ser estacionarias, es un problema no estacionario debido al movimiento relativo entre los álabes del rodete y las aletas directrices. Por tanto, las ecuaciones de gobierno de los fluidos, además de discretizarse en el espacio, deben serlo también en el tiempo, lo que implica que las ecuaciones se resuelven en cada paso temporal. En este estudio se ha utilizado una discretización temporal de segundo orden para lograr mayor precisión en los resultados.

Los campos de presión y velocidad se obtienen al resolver las ecuaciones de flujo, y en el caso de flujos incompresibles ambos campos están relacionados estrechamente entre sí. A causa de esto es necesario un esquema de acoplamiento entre la velocidad y la presión. Las posibilidades existentes en Fluent son: *SIMPLE*, *SIMPLEC*, *PISO* y *Coupled*²⁵. La elección del tipo de acoplamiento es importante porque puede afectar a los resultados del campo de presiones, que en este trabajo son importantes pues determinan la potencia captada por el rodete de la turbina. Para llevar a cabo los cálculos numéricos se optó por la opción *SIMPLE* porque es el esquema más robusto de los disponibles.

La linealización de las ecuaciones de flujo, y la dependencia de los valores de las variables en cada celda de los resultados en las celdas vecinas hace necesario controlar la evolución de las variables en cada iteración. Este control se hace mediante un método conocido como sub-relajación. Este proceso facilita la resolución de las ecuaciones y

²⁵ Una explicación de los diferentes tipos de acoplamiento puede consultarse en (Argüelles, 2005).

favorece una mejor convergencia del proceso iterativo. En la Tabla 3-3 se muestran los factores de sub-relajación utilizados en el modelo numérico.

Tabla 3-3. Factores de sub-relajación.

| Variable | Factor de sub-relajación |
|--------------------|--------------------------|
| Presión | 0.3 |
| Densidad | 1 |
| Fuerzas de volumen | 1 |
| Momento | 0.6 |

3.3.1 Ecuaciones de flujo

Anteriormente se ha mencionado que Fluent es un código que resuelve las ecuaciones de gobierno de flujo de forma discretizada. En este trabajo estas ecuaciones son las de conservación de la masa y de cantidad de movimiento.

La resolución de estas ecuaciones permite conocer el comportamiento de una partícula fluida en el espacio y el tiempo. Existen multitud de formas de expresar dichas ecuaciones en función del sistema de referencia, de la nomenclatura y la notación, pero la naturaleza de las ecuaciones es la misma.

La primera de las ecuaciones de Navier-Stokes es la ecuación de conservación de la masa. Esta ecuación se basa en que la materia en el interior de un volumen fluido permanece constante en el tiempo. En la Ecuación 3-1 se muestra su expresión.

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \nabla \rho \vec{v} = 0$$

Ecuación 3-1

Donde \vec{v} es un vector tridimensional de velocidad de componentes (u, v, w). Desarrollando la ecuación se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0$$

Ecuación 3-2

La base de la segunda de las ecuaciones de Navier-Stokes es la segunda ley de Newton, aplicándola a un volumen fluido:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v}) + \nabla(\rho\vec{v}\vec{v}) = \nabla\bar{\tau} + \rho\bar{f}_m$$

Ecuación 3-3

Donde \bar{f}_m son las fuerzas volumétricas y $\bar{\tau}$ es un tensor de esfuerzos.

A partir de la formulación de la Ecuación 3-3 y aplicando la hipótesis de Navier-Poisson se obtiene la ecuación de Navier-Stokes de conservación de cantidad de movimiento (Ecuación 3-4).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v}) + \nabla(\rho\vec{v}\vec{v}) = \rho\bar{f}_m - \bar{\nabla}P - \frac{2}{3}\nabla(\mu\nabla\vec{v}) + 2\nabla(\mu\bar{S})$$

Ecuación 3-4

Donde S es el tensor de velocidades de deformación²⁶.

Esta expresión engloba tres ecuaciones, una por cada dirección, que conjuntamente con la ecuación de continuidad (Ecuación 3-2) y la ecuación de estado forman un sistema que permite conocer las principales variables de una partícula fluida: densidad (ρ), velocidad (\vec{v}) y la presión (P).

Lamentablemente, la resolución de este sistema de ecuaciones es generalmente inviable debido a la complejidad de las propias ecuaciones (son ecuaciones no lineales en derivadas parciales). Solamente se conoce su solución analítica para unos pocos casos. La forma de resolver estas ecuaciones es haciéndolo en forma discreta, esto introduce errores pero es posible obtener resultados aproximados a la realidad, lo que

²⁶ El tensor de velocidades de deformación tiene la siguiente forma:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right)$$

permite conocer de forma muy realista (aunque no exacta) el comportamiento de los fluidos.

Es necesario hacer un apunte extra sobre las ecuaciones. En el modelo se utiliza una técnica denominada mallado deslizante (*sliding mesh*), que permite utilizar una metodología no estacionaria. Consiste en desplazar el mallado correspondiente al dominio móvil en cada paso temporal, de esta forma el rodete cambia su posición relativa respecto a las coronas directrices. Para llevar a cabo esta técnica se generan dos mallados independientes entre los cuales existe un movimiento relativo y que están conectados a través de una interfase numérica. Por tanto, es posible simular el movimiento relativo del rodete respecto de las partes fijas, que serían las coronas directrices.

La resolución de las ecuaciones en el dominio móvil se hace desde el punto de vista relativo, mientras que en la parte fija se trabaja con las ecuaciones para flujo absoluto. Este hecho obliga a introducir una serie de términos adicionales en la ecuación de cantidad de movimiento que permiten estudiar el flujo desde un sistema de referencia móvil solidario al rodete. Estos términos son los correspondientes a fuerzas centrífugas y de Coriolis. La ecuación de cantidad de movimiento en el dominio móvil quedaría de la forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{w}) + \nabla(\rho \bar{w} \bar{w}) = \rho \bar{f}_m - \bar{\nabla} P - \frac{2}{3} \nabla(\mu \nabla \bar{w}) + 2 \nabla(\mu \bar{S}) + \rho [2(\bar{\omega} \times \bar{w}) + \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{r})]$$

Ecuación 3-5

Donde $\bar{\omega}$ es la velocidad de rotación y \bar{w} es la velocidad relativa referida a un sistema de referencia solidario al rodete. Los términos añadidos son los que aparecen más a la derecha de la ecuación.

3.3.2 Modelo turbulencia

La turbulencia es un fenómeno tremendamente complejo que se desarrolla a lo largo de diversas escalas temporales y espaciales. Es importante en las turbomáquinas porque sus condiciones de funcionamiento hacen que el flujo en su interior sea turbulento.

Para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes de forma discreta con el propósito de simular el comportamiento turbulento del flujo se necesita una potencia de cálculo muy elevada hasta para el caso más sencillo. Esto se debe a que captar los fenómenos de

turbulencia en su escala más pequeña requiere una discretización temporal y espacial de gran resolución. Sin embargo, el cálculo de la turbulencia a las escalas más pequeñas no resulta indispensable, para conocer las características generales de un flujo basta con resolver el comportamiento global de la turbulencia. Para solventar esta situación se utilizan las ecuaciones de Navier-stokes promediadas en el tiempo, conocidas como RANS (Reynolds Average Navier-Stokes). Estas ecuaciones se obtienen a partir de las ecuaciones generales de Navier-Stokes con la consideración de que las variables implicadas pueden descomponerse en dos partes: un valor medio ($\bar{\rho}$) más una componente fluctuante que varía rápidamente (ρ').

$$\rho = \bar{\rho} + \rho'$$

Ecuación 3-6

La componente fluctuante de la variable varía aleatoriamente en el espacio y en el tiempo, de forma que su valor medio en un tiempo característico es igual a cero.

Si en las ecuaciones de Navier-Stokes sustituimos las variables por su descomposición en parte media y parte fluctuante, y además se promedian, se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\frac{\partial}{\partial t} \bar{\rho} + \nabla \bar{\rho} \bar{v} = 0$$

Ecuación 3-7

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{v}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{v}_i \bar{v}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{v}_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho v'_i v'_j})$$

Ecuación 3-8

En la ecuación de cantidad de movimiento aparece un término nuevo al final de la ecuación. Este término deriva del hecho de que las componentes fluctuantes de diferentes variables se multiplican entre sí, y la media de este producto en un tiempo

característico no se anula y por tanto es un término que se ha de tener en consideración. Este término se denomina *tensor de esfuerzos de Reynolds*²⁷ y representa el transporte turbulento de cantidad de movimiento.

Para modelar este tensor se utilizan los denominados modelos de turbulencia. Estos modelos constan de ecuaciones (una o varias) que permiten cerrar el sistema de ecuaciones discretas haciendo posible su resolución.

Existe gran variedad de modelos de turbulencia, cuya complejidad viene dada básicamente por el número de ecuaciones que componen el mismo. No existe, sin embargo, un modelo universalmente aceptado, porque ninguno de los existentes se ajusta a la perfección a cualquier tipo de flujo.

En (Argüelles, 2005) puede encontrarse una amplia descripción de los modelos de turbulencia más extensamente utilizados. Además, en la documentación del programa Fluent, se puede encontrar abundante información acerca de diferentes consideraciones para lograr un acertado modelado de la turbulencia. Como parte de este trabajo se ha analizado el comportamiento de diferentes modelos de turbulencia en el caso estudiado. Los resultados de este análisis se muestran en apartados posteriores.

3.4 Generación del mallado

La discretización espacial del dominio, o generación de un mallado, es necesaria para la aplicación de las técnicas numéricas en la resolución de las ecuaciones de gobierno del flujo. El código Fluent resuelve las ecuaciones por el método de volúmenes finitos, y en consecuencia es necesario discretizar el dominio.

²⁷El tensor de esfuerzos de Reynolds, considerando $\vec{v} = (u, v, w)$, tiene la forma:

$$-\overline{\rho v'_i v'_j} = T_{ij} = \begin{bmatrix} \overline{\rho u' u'} & \overline{\rho v' u'} & \overline{\rho w' u'} \\ \overline{\rho v' u'} & \overline{\rho u' u'} & \overline{\rho w' u'} \\ \overline{\rho w' u'} & \overline{\rho w' u'} & \overline{\rho w' w'} \end{bmatrix}$$

Generalmente los mallados se clasifican en función de su conectividad. Se distinguen dos tipos: estructurado y no estructurados (Ballesteros, y otros, 2003). Los mallados estructurados inducen errores de menor trascendencia en la discretización de las ecuaciones y la información es transmitida de forma más eficiente. Aunque, sin embargo, son de difícil aplicación en geometrías complejas por su falta de flexibilidad.

Independientemente de cuál sea el tipo de mallado éste ha de cumplir ciertos requisitos generales:

- Ha de ajustarse a las fronteras de la región a estudiar de forma que las condiciones de contorno queden representadas de la forma más exacta posible.
- Debe estar distribuido localmente de la forma más regular posible, con variaciones suaves de densidad de mallado.
- La mayor densidad de mallado debe localizarse en las zonas donde se espere que las variaciones espaciales de las variables sean mayores.

En este trabajo el dominio que se necesita mallar corresponde a una turbomáquina. Se trata de una geometría compleja donde además existen movimientos relativos entre las diferentes partes. Esto condiciona el proceso porque dificulta enormemente la creación de un mallado estructurado. La solución más extendida es la de combinar mallados estructurados en las zonas en las que sea posible, con mallados no estructurados en las partes más complejas.

En los siguientes apartados se harán algunos comentarios sobre la generación y estructura del mallado en los diferentes elementos. Como se comentó anteriormente, para generar el mallado se ha utilizado el programa comercial Gambit®.

3.4.1 Proceso de mallado

Para facilitar la construcción del mallado se dividió el dominio computacional en diferentes elementos. Esta división puede verse en la Figura 3-4. A su vez, los elementos que tienen holgura, corona exterior, rodete y corona interior, se dividieron en dos partes: una compuesta únicamente por la holgura, y otra por el volumen que está delimitado por la envergadura de los álabes o las aletas.

La idea fundamental que hay que tener presente cuando se genera un mallado es la de facilitar lo más posible el cálculo numérico que se llevará a cabo posteriormente. Por

tanto, se trató de crear un mallado lo más regular posible dentro de las dificultades inherentes a la geometría del dominio computacional.

El mallado realizado se puede dividir en dos partes: la parte estructurada, que se compone del mallado de la parte exterior, del codo y del conducto. Y la parte no estructurada que se encuentra en las zonas que comprenden las coronas y el rodete, tanto en los canales de paso como en las holguras. En la Figura 3-4, donde se indican las diferentes partes del dominio, se aprecia que las holguras en la zona de las coronas se sitúan en la parte posterior de la máquina, mientras la holgura en el rodete está situada en la parte anterior de la turbina.

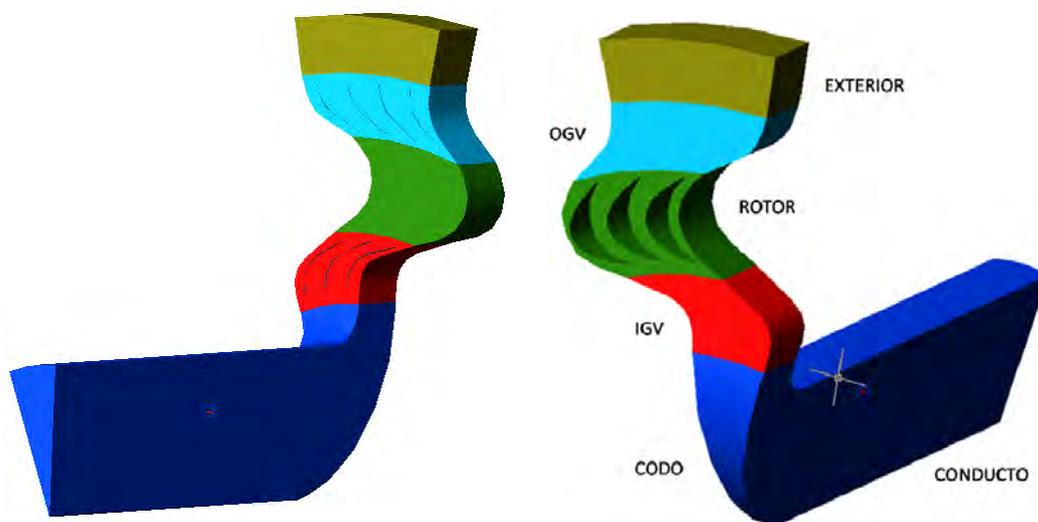


Figura 3-4. Estructuración del dominio computacional.

El primer paso seguido durante el proceso de mallado fue generar un mallado 2D en una de las caras de rodete y coronas. Este mallado se muestra en la Figura 3-5, donde está representada la parte exterior de la corona interior y la parte interior del rodete. Se trata de un mallado no estructurado compuesto por polígonos de cuatro lados. Este mallado se proyectó a lo largo del volumen delimitado por las dimensiones del rodete y las coronas. De esta forma se obtiene un mallado no estructurado compuesto por celdas hexaédricas. En la Figura 3-6 se representa el mallado de la cara de presión de un álabe. En esta figura se aprecia claramente la disposición alineada de los prismas en la dirección del eje OZ. Se observa también como la densidad de celdas en la parte central del álabe es menor. Esto se debe a que el mallado se creó bajo la hipótesis de que el flujo en la parte central de la máquina es prácticamente bidimensional. Por tanto una

mayor densidad de celdas se concentra en los extremos, donde es más importante el efecto causado por las holguras y paredes.

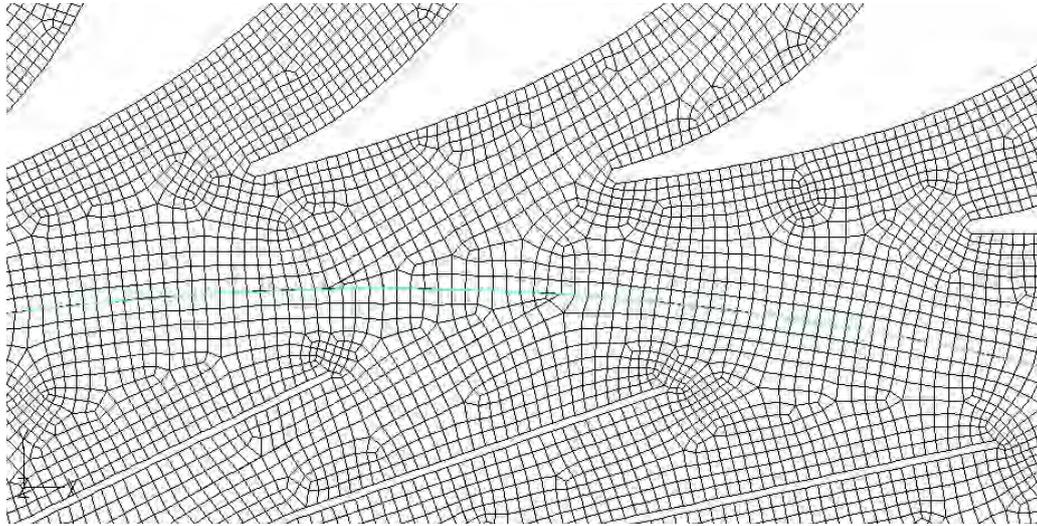


Figura 3-5. Estructura del mallado en la zona de la interfase IGV-rodete.

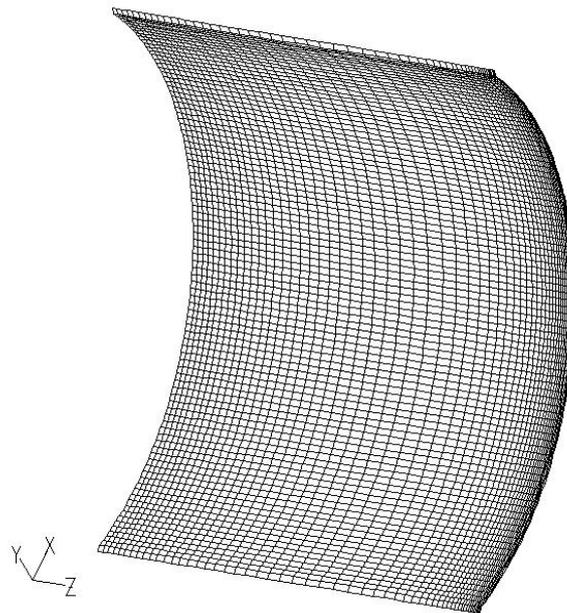


Figura 3-6. Estructura del mallado en la cara de alta presión de un álabe.

En la holgura también se proyectó el mallado 2D generado previamente, pero con mayor densidad de nodos en la dirección OZ, concretamente la holgura tenía una distribución regular de los nodos situándose un nodo cada 0.1 mm. En la Figura 3-7 puede verse la distribución de los nodos en la holgura y sus proximidades.

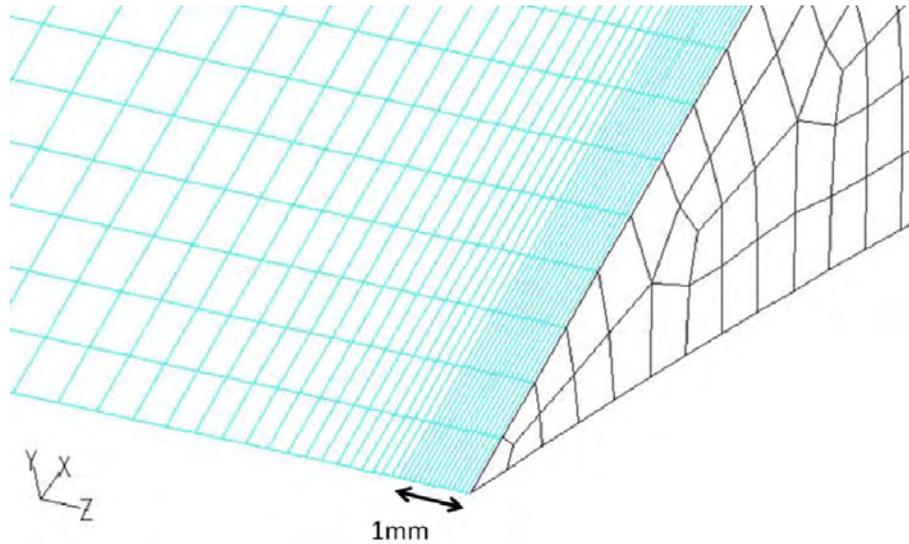


Figura 3-7. Estructura del mallado en la zona de la holgura del rodete.

El resto de elementos, exterior, codo y conducto, tienen un mallado estructurado. En estos elementos, al no tener en su interior elementos sólidos, se parte de un mallado 2D estructurado que se proyecta en el sentido del flujo, generando así una malla totalmente estructurada. En la Figura 3-8, a modo de ejemplo, se representa la superficie de partida (Figura 3-8a) y la progresión del mallado, de forma estructurada, por el codo hacia el conducto. Desde este punto en adelante, para facilitar la comprensión, y dado que se gestiona como un único elemento en todo el estudio, el conjunto compuesto por el codo y el conducto se denominará codo.

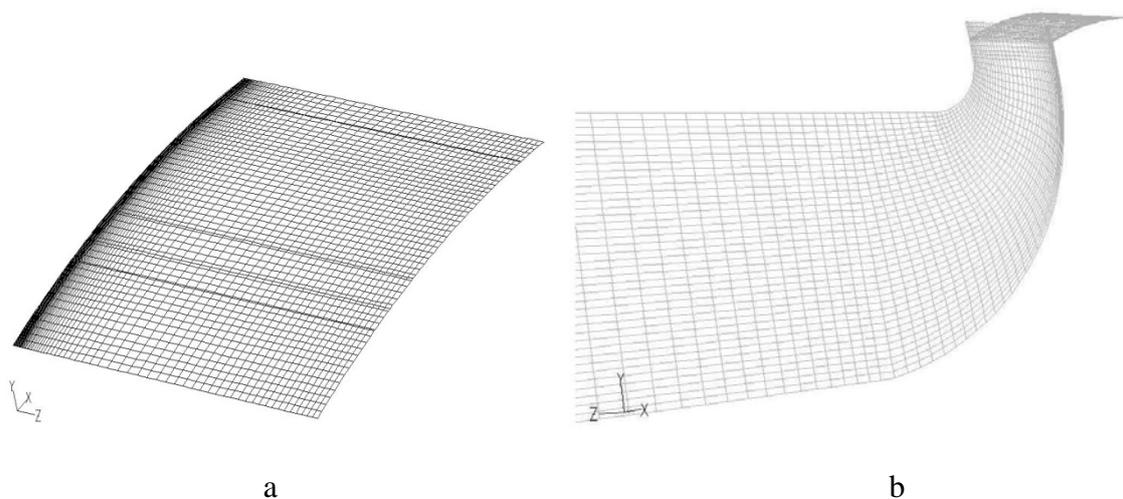


Figura 3-8. Estructura del mallado en el codo.

3.4.2 Calidad del mallado

La calidad del mallado es un aspecto importante que puede afectar a la estabilidad, la convergencia y también a la calidad de los resultados. Uno de los objetivos primordiales durante el proceso de mallado fue conseguir que la calidad del mismo fuese elevada.

Para cuantificar la calidad del mallado se utiliza el parámetro *equiangle skew*²⁸. Este parámetro proporciona una medida de la relación entre los ángulos que forman las caras de cada celda. El criterio seguido a la hora de valorar este parámetro es el siguiente: valores del *equiangle skew* entre 0-0.25 se consideran excelentes, entre 0.25-0.5 son buenos resultados y entre 0.5-0.75 se consideran aceptables. Valores por encima de 0.75 no son recomendables porque pueden generar inestabilidades durante el proceso de cálculo e incertidumbre en la solución (Thakker, y otros, 2005a). Un cero corresponde con una celda cuyas caras forman ángulos de 90° entre sí, y conforme el valor del *equiangle skew* crece, las caras forman ángulos más agudos.

El mallado del modelo de este trabajo está compuesto por celdas hexaédricas, y aunque no son totalmente regulares, se obtiene un mallado con una calidad bastante alta (Figura 3-9). La mayoría de las celdas se sitúan en valores muy buenos, y además, no existen celdas con un *equiangle skew* superior a 0.6.

²⁸ El *equiangle skew* (Q_{EAS}) es un parámetro normalizado adimensional que mide el grado de torsión de una celda. Se define de la siguiente manera:

$$Q_{EAS} = \max \left\{ \frac{\theta_{max} - \theta_{eq}}{180 - \theta_{eq}}, \frac{\theta_{eq} - \theta_{min}}{\theta_{eq}} \right\}$$

Donde θ_{max} y θ_{min} son el ángulo máximo y mínimo entre superficies del elemento. Y θ_{eq} es el ángulo correspondiente a una celda equilátera de forma similar. Para celdas hexaédricas $\theta_{eq}=90$

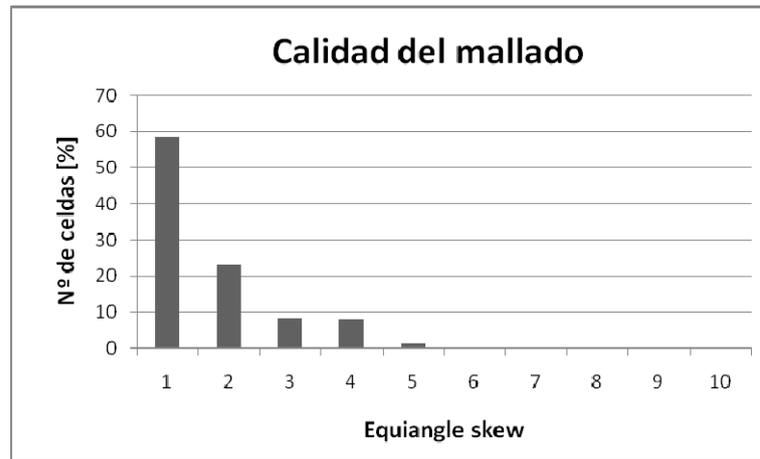


Figura 3-9. Calidad del mallado del modelo numérico.

3.5 Condiciones de contorno

La turbina, en la realidad, opera de forma no estacionaria porque sus condiciones de funcionamiento dependen del oleaje, que es no estacionario. Sin embargo, basándose en la hipótesis de que no se producen cambios apreciables en el flujo ni en las condiciones de contorno durante el tiempo de residencia de una partícula en la turbina, se puede suponer funcionamiento cuasi-estacionario, (Inoue, y otros, 1988) y (Raghunathan, 1995). Por tanto, asumiendo la hipótesis de cuasi-estacionariedad, el modelo numérico simula la turbina bajo condiciones estacionarias, con condiciones de entrada/salida fijas. A partir de estos datos puede elaborarse un estudio bajo condiciones no estacionarias.

A continuación se explican las principales condiciones de contorno del modelo.

- Aprovechando la simetría axial de la máquina sólo se simula un sector (Figura 3-10), por tanto el modelo presenta superficies periódicas que delimitan el dominio. Estas superficies periódicas son tres: una delimita la zona del codo interior y la corona interior; otra el volumen móvil correspondiente al rodete; y por último otra delimita la corona exterior y la parte exterior.
- Para reproducir el movimiento relativo del rodete respecto de los elementos fijos se ha empleado la técnica de mallado deslizante (Sliding Moving Mesh - SMM). Esta técnica ha sido utilizada por otros autores para realizar estudios sobre turbomáquinas, por ejemplo (Barrio, 2007), (Fernández,

2005), aunque ninguno en el campo de las turbinas OWC. Para aplicar esta técnica es necesaria la presencia de entrefases que delimiten el volumen móvil, una de ellas está entre rodete-corona exterior y la otra entre rodete-corona interior. A las entrefases se les debe imponer la condición de periodicidad.

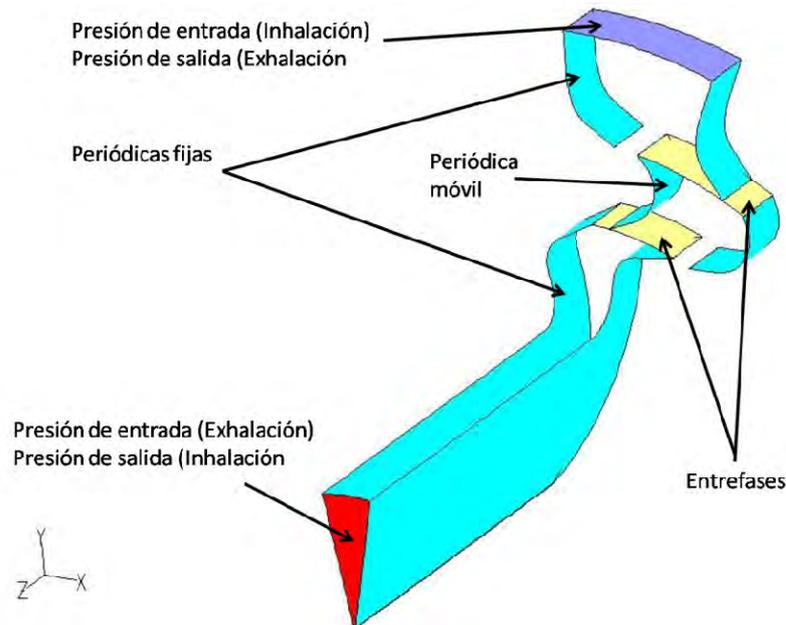


Figura 3-10. Condiciones de contorno principales.

- La entrada y salida fueron definidas como *pressure inlet/outlet* dependiendo de si el modelo trabaja en exhalación o en inhalación. En los ensayos experimentales (Setoguchi, y otros, 2002) el salto de presión se mide entre la cámara OWC y la atmosfera. Por tanto, para calcular el salto de presión bajo el que trabaja la máquina en el modelo numérico hay que tener en cuenta las pérdidas hidráulicas. El criterio seguido se puede ver en la Tabla 3-4. Las secciones A y F son los límites del dominio computacional. A es la sección del dominio computacional que se conectaría con la cámara, mientras que F es la sección más exterior del dominio, que conectaría con la atmósfera.

Tabla 3-4²⁹. Relación del salto de presión entre resultados numéricos y experimentales.

| | |
|-------------------|---|
| Exhalación | $\Delta P_{\text{exp}} = P_{\text{cámara}} - P_{\text{atm}} = \left(P_{\text{o sección A}} + \frac{1}{2} \xi \rho v_A^2 \right) - P_{\text{s sección F}}$ $P_{\text{s sección F}} = 0$ $P_{\text{o sección A}} = 125, 250, 500, 750, 1000, 1500$ |
| Inhalación | $\Delta P_{\text{exp}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{cámara}} = \left(P_{\text{o sección F}} + \frac{1}{2} \xi \rho v_F^2 \right) - P_{\text{s sección A}}$ $P_{\text{o sección F}} = 0$ $P_{\text{s sección A}} = -125, -250, -500, -750, -1000, -1500$ |

- La holgura se ha tenido en cuenta en la creación del modelo. La holgura de los álabes del rodete está asociada al volumen móvil, y para simular el efecto del movimiento relativo entre el álabe y la pared de la carcasa se imprime a esta pared una velocidad relativa al rodete de igual magnitud y sentido opuesto a la del propio rodete. De esta forma la pared de la carcasa está estática respecto de un sistema de referencia fijo. En la Figura 3-11 se presenta un esquema explicativo.
- Las aletas directrices de las dos coronas, exterior e interior, también tienen holgura. Es el caso opuesto al rodete, aquí son las aletas las que están fijas y es la pared la que está en movimiento porque es solidaria al rodete. Para

²⁹ P_s es la presión estática en la sección y P_o es la presión total, ambas medidas en Pa. El término de presión total se refiere a la presión de remanso.

ξ es un coeficiente de pérdidas que cuantifica las pérdidas hidráulicas en la entrada del fluido a la turbina. Los valores de este coeficiente es de 0.5 en la sección F para inhalación y 0.1 en la sección A para exhalación.

modelar correctamente el efecto de las paredes móviles sobre el flujo se ha imprimido velocidad a estas paredes. La velocidad es de igual magnitud y sentido que la del rodete. En la Figura 3-11 se presenta un esquema explicativo. La corona exterior no está representada en la figura pero su tratamiento es análogo a la corona interior.

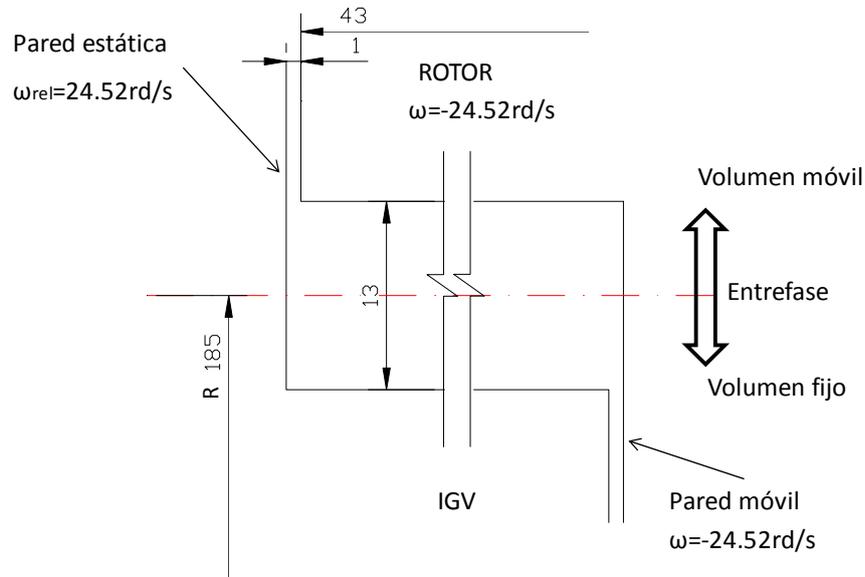


Figura 3-11. Esquema de las holguras en rodete y corona interior.

- Se ha elegido un modelo estándar de función de pared. En algunos trabajos existentes en la bibliografía (Thakker, y otros, 2005a) proponen como modelo más adecuado el modelo el *non-equilibrium wall*, pero tras probar varios modelos se ha decidido utilizar el estándar pues los resultados no difieren entre ambos modelos y los valores del y^+ cumplen los requerimientos de este modelo de pared.
- Sobre todas las superficies sólidas se aplica condición de no deslizamiento, y se consideran superficies lisas.
- Para la resolución del modelo se emplea como densidad y viscosidad del aire los siguientes valores:

$$\mu = 1.7894 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{m s}} \quad \rho = 1.225 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

3.6 Análisis de sensibilidad

Para la resolución numérica adecuada de un flujo hay tres aspectos importantes que tienen gran influencia sobre los resultados y el tiempo de cálculo. Estos tres aspectos son (Barrio 2007): El tamaño del mallado, el paso temporal, y el modelo de turbulencia.

Para conocer que influencia tienen estos tres factores sobre el modelo numérico creado se ha realizado un estudio de sensibilidad.

3.6.1 Sensibilidad respecto del tamaño de mallado

Para realizar el análisis de la influencia del mallado en los resultados obtenidos del modelo numérico se utilizaron tres mallados semejantes de tamaños diferentes: $3.3 \cdot 10^5$, $9.5 \cdot 10^5$ y $1.7 \cdot 10^6$ celdas.

Como la sensibilidad al paso temporal se realizó posteriormente, para realizar las simulaciones con diferentes mallados se utilizó un paso temporal de 0.0001 segundos, que supone 50 pasos de álabe por canal. Este paso temporal, en principio, es lo bastante reducido para eliminar cualquier efecto del mismo sobre los resultados.

El modelo de turbulencia utilizado para realizar el análisis del mallado fue el k- ϵ con discretización de tercer orden.

Las condiciones de contorno fueron idénticas para los tres mallados. Se simularon casos de exhalación, donde la presión total de entrada se fijó en 500 Pa.

Para estudiar la dependencia de los resultados en función del tamaño del mallado se analizó su influencia sobre los parámetros característicos de la turbina: C_A , C_T y φ .

Los resultados obtenidos de estos análisis quedan reflejados en la Figura 3-12. En esta figura se representan los valores de C_A , C_T y φ obtenidos con distintos tamaños de malla adimensionalizados con los valores obtenidos con el mallado más refinado (*).

El φ y el C_A apenas están influenciados por el tamaño de la malla, sin embargo el valor del C_T depende en gran medida del tamaño del mallado. La diferencia de C_T entre los mallados menos y más refinados se sitúa en torno al 8%, y se reduce conforme aumenta el refinado del mallado. A raíz de los problemas para estimar el par con el mallado menos refinado se optó por tomar un mallado de $1.7 \cdot 10^6$ celdas para realizar el análisis del flujo. Teniendo en cuenta la incertidumbre experimental para medir el par se considera innecesario realizar el estudio con mallados más refinados.

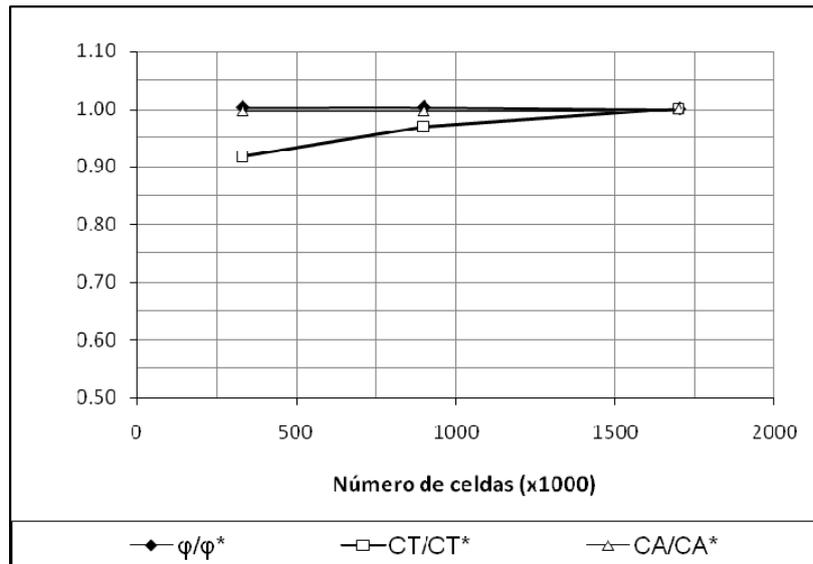


Figura 3-12. Influencia del tamaño del malla.

Un parámetro importante del malla a tener cuenta, por su posible influencia sobre los resultados, es el tamaño de la celda adyacente a los contornos sólidos. En este caso es muy importante porque en las superficies de los álabes es donde se evalúa el par que ejerce el fluido sobre la máquina.

La simulación del flujo en torno a los contornos sólidos puede abordarse de dos formas diferentes: simulando directamente el flujo (lo que conlleva un alto coste computacional), o utilizar los llamados modelos de pared. Los modelos de pared estiman el comportamiento del flujo en la zona adyacente a los contornos sólidos basándose en leyes semi-empíricas.

La distancia de la primera celda del malla respecto de la pared adyacente condiciona la fiabilidad de los modelos de pared. Para evaluar esta distancia se utiliza el parámetro y^+ ³⁰. En el modelo desarrollado para esta tesis se ha utilizado un modelo de

³⁰ El valor de y^+ se calcula con la siguiente expresión:

$$y^+ = \frac{\rho y u^*}{\mu}$$

pared *standard*, que aproxima la velocidad por medio de una ley logarítmica. Para el correcto funcionamiento de este modelo, en general se estima que el valor del y^+ tiene que situarse en un rango de valores aproximado de 30-300, lo que implica que la primera celda esté fuera de la subcapa viscosa.

Para este trabajo se ha estudiado el y^+ en los álabes del rodete, concretamente en su sección media. Se definen dos líneas, que nacen de la intersección entre el plano medio y las caras del alabe (Figura 3-13a). Estas dos líneas recorren el álabe, una por la cara de alta presión y otra por la de baja presión. Sobre estas líneas se evalúa el valor del y^+ .

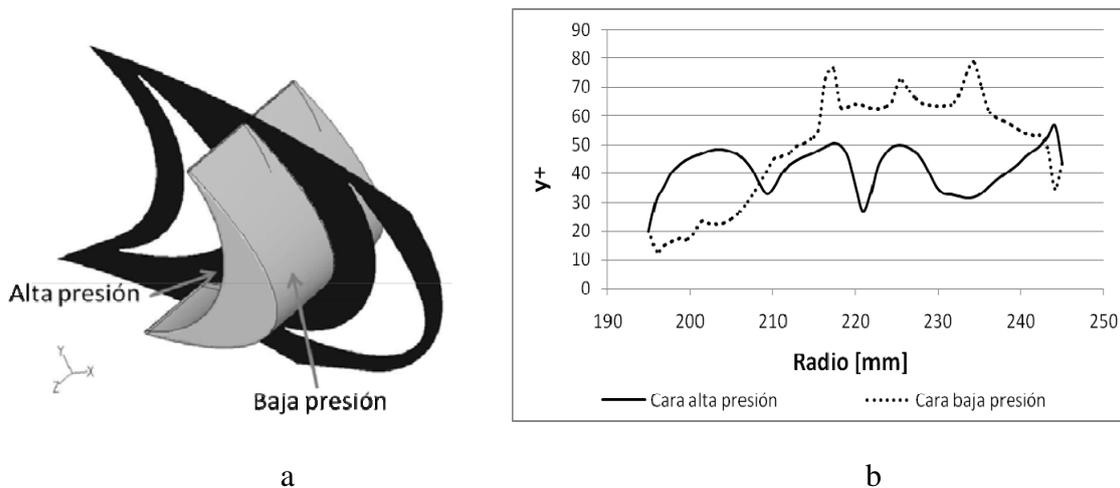


Figura 3-13. a) Líneas de evaluación del y^+ , b) valores del y^+ .

En la Figura 3-13b se muestran los valores del y^+ a lo largo de las dos líneas mencionadas. Estos resultados representados corresponden con un caso de exhalación con $\phi = 1.3$, que se considera un punto de funcionamiento intermedio. Se observa que

Donde y es la distancia del centro de la primera celda respecto de la pared. u^* es la velocidad de fricción, que se calcula de la siguiente forma:

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}}$$

τ_p es el esfuerzo cortante en la pared.

los valores oscilan entre 15 y 80, por tanto los valores están prácticamente en el rango de valores aconsejado. Sólo en la parte más interior del álabe, cuando el flujo toma contacto con el mismo, los valores están ligeramente fuera de rango. Pero la diferencia es pequeña y no se considera que pueda haber una influencia significativa sobre los resultados.

3.6.2 Sensibilidad respecto del paso temporal

La segunda parte del análisis de sensibilidad aborda el problema del paso temporal. Este parámetro es de vital importancia porque determina el número de posiciones diferentes del rodete a lo largo de una vuelta. A medida que este parámetro se va reduciendo la resolución temporal mejora, sin embargo esto suele llevar aparejado un aumento en el tiempo de computación.

El mallado que se ha utilizado para realizar estas simulaciones es el de 330000 celdas.

La máquina gira en un rango de velocidades próximas a 25 rd/s, necesita 0.25 s para dar una vuelta completa. El número de alabes del rodete es de 51. Para realizar una simulación con resultados fiables se ha estimado que el número de posiciones simuladas de un álabe a lo largo de un canal tiene que ser al menos cinco, lo que supone un total de 255 posiciones diferentes a lo largo de una vuelta. Teniendo en cuenta esto se plantea la siguiente situación:

$$\frac{1\text{ s}}{25\text{ rd}} \cdot \frac{2\pi\text{ rd}}{1\text{ rev}} \cdot \frac{1\text{ rev}}{51\text{ canales}} \cdot \frac{1\text{ canal}}{5\text{ pasos}} \approx 0.001\text{ s}$$

Esta sería la resolución mínima estimada del paso temporal para conseguir buenos resultados. Para estudiar su efecto se plantearon simulaciones con diferentes valores del paso temporal, tomando como punto de partida la milésima de segundo. Los tiempos elegidos fueron: 10^{-3} , 5×10^{-3} y 10^{-4} s.

Para estudiar su influencia se analizaron los parámetros característicos de la turbina: φ , C_A y C_T .

En la Tabla 3-5 se muestran las diferencias máximas entre los resultados obtenidos para diferentes pasos temporales, no exceden del 1.5%, por tanto en lo referente a los resultados globales el paso temporal no es determinante. Sin embargo, durante la simulación se observó que la reducción del paso temporal conllevaba que la

convergencia del caso requería de un menor número de iteraciones por paso temporal. Esto daba como resultado que el tiempo de computación era muy similar en todos los casos independientemente del paso temporal. Por esta razón se tomó la determinación de utilizar el paso temporal de mayor resolución, $t_s = 0.0001$ s. Con este paso temporal se simulan 2560 posiciones del álabe del rodete por vuelta.

Tabla 3-5. Influencia del paso temporal sobre los parámetros característicos.

| Paso temporal (t_s) | φ | C_T | C_A |
|---------------------------|-----------|---------|--------|
| 0.001 | 1.3054 | 3.47024 | 10.799 |
| 0.0005 | 1.3155 | 3.49461 | 10.697 |
| 0.0001 | 1.3193 | 3.44312 | 10.66 |
| Max. Diferencia[%] | 1.062 | 1.47339 | 1.3105 |

Al igual que en el caso de la influencia del mallado estos resultados fueron obtenidos con un modelo k- ϵ para modelizar la turbulencia.

3.6.3 Sensibilidad respecto del modelo de turbulencia

El último aspecto evaluado para conseguir unos resultados numéricos fiables es el modelado adecuado de la turbulencia. El código Fluent® dispone de numerosas opciones para la elección del modelo de turbulencia: modelos de una ecuación como el Spalart-Allmaras, o de dos ecuaciones como el k- ω o k- ϵ , o modelos más completos como el de tensiones de Reynolds (RSM) o el modelo LES. Incluso, a través de funciones de usuario, se pueden incluir modelos implementados por el propio usuario. Por tanto, el código no impone limitación para elegir el modelo de turbulencia

La elección del modelo de turbulencia es compleja. Los modelos más sencillos no se adaptan por igual a cualquier problema, y los modelos más completos tienen un alto coste en tiempo de computación.

En un primer paso se consultó la información disponible acerca de los diferentes modelos de turbulencia (Blazek, 2001). Posteriormente se consultó diferente bibliografía de otros autores que han realizado trabajos con turbinas OWC para conocer cuáles eran los modelos que presentaban mejores resultados (Thakker, y otros, 2005c),

(Torresi, 2007) o (Govardhan, 2007). Estos autores presentan el modelo k-ε como el que mejores resultados ofrece.

Los modelos de una ecuación se han omitido porque no son adecuados para flujos tan complejos como los que se pueden encontrar dentro de una turbomáquina. En la documentación consultada se reseña que el modelo k-ε tiene un buen comportamiento para flujos turbulentos como los que se pueden registrar dentro de la turbina. En teoría, el modelo k-ω no es adecuado para flujos con altos números de Reynolds como es el caso de una turbina, aunque se han realizado simulaciones con este modelo para contrastar este hecho. El modelo de tensiones de Reynolds (RSM) se ha desestimado en el estudio por su alto coste computacional y porque en otros trabajos de CFD sobre turbomáquinas (Barrio, 2007) se ha puesto de manifiesto que los resultados obtenidos con el modelo RSM no difieren mucho de los obtenidos con el k-ε. La utilización del modelo LES no tiene cabida en este trabajo porque para obtener resultados satisfactorios con este modelo de turbulencia es necesario un mallado mucho más refinado. Por estas razones se ha decidido utilizar el modelo k-ε.

El código Fluent permite la elección entre tres variantes del modelo k-ε: *standard*, *RNG* y *realizable*³¹.

³¹ El modelo k-ε *RNG* se desestimó, a pesar de ser mejor que el *standard*, porque según información del fabricante del código, su convergencia y precisión es menor que en el modelo *realizable*. Se empleó el *standard* porque es el modelo k-ε básico, y por tanto la referencia, y el modelo k-ε *realizable* por ser el más completo de los modelos k-ε.

La principal diferencia entre las diferentes versiones del modelo k-ε se encuentra en la definición de las ecuaciones de la energía cinética turbulenta (k) y la disipación de la misma (ε), estas dos variables están relacionadas a través de la viscosidad turbulenta (μ_t). Dichas ecuaciones tienen la siguiente formulación del *standard*:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon$$

Las diferentes variantes del modelo k-ε de turbulencia se han probado además con diferentes grados de discretización de los términos convectivos: turbulencia, momento y presión.

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} \mu_t S^2 - \rho C_{2\varepsilon} \varepsilon)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Donde $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ son coeficientes obtenidos experimentalmente.

Para tratar de solventar los problemas del modelo k-ε standard se le realizaron modificaciones.

El modelo RNG incorpora los términos relativos a la flotabilidad y la compresibilidad. Además incorpora un nuevo término a la ecuación de ε. Las ecuaciones quedan de la siguiente forma:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon - G_i - 2\rho \varepsilon \frac{k}{\gamma RT}$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_{eff} \mu_{eff}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} \mu_t S^2 - \rho C_{2\varepsilon}^* \varepsilon)$$

Donde $C_{2\varepsilon}^* = \frac{\rho \eta^3 C_\mu (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3}$, que es la mayor diferencia respecto al caso standard. η y β son coeficientes.

El modelo *realizable* satisface ciertas restricciones físicas de las tensiones de Reynolds:

- Asegura tensiones normales positivas: $\overline{u_\alpha^2} \geq 0$.
- Asegura la desigualdad de Schwarz: $(\overline{u_\alpha u_\beta})^2 \leq \overline{u_\alpha^2} \overline{u_\beta^2}$.

Estas modificaciones afectan a la formulación de ε (la ecuación de k es la misma):

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 S \rho \varepsilon - C_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}}$$

Donde C_1 y C_2 son coeficientes.

Para estudiar la influencia del modelo de turbulencia se han comparado los resultados de diferentes opciones con los resultados experimentales. Esta comparación se basa en las curvas características de la máquina, C_A y C_T en función de ϕ .

Las opciones probadas fueron las siguientes:

- $k-\varepsilon$ Standard. Discretización de segundo orden en todas las variables. ($k-\varepsilon_{\text{stand}}$). La de tercer orden también se puso a prueba pero se descartó por ser muy inestable.
- $k-\varepsilon$ realizable. Discretización de segundo orden en todas las variables ($k-\varepsilon_{\text{r2}}$).
- $k-\varepsilon$ realizable. Discretización de tercer orden en las variables referentes a la turbulencia y el momento, y de segundo orden para la presión. ($k-\varepsilon_{\text{r3}}$).
- $k-\omega$. Discretización de segundo orden. ($k-\omega$).

Este análisis se ha realizado con el mallado de 332000 celdas y los resultados fueron comparados con los experimentales. En el análisis en función del tamaño del mallado se observó que el refinado del mallado afectaba principalmente al C_T , sin embargo, como se verá a continuación, el modelo de turbulencia afecta principalmente al C_A que no está apenas afectado por el refinado del mallado. Por esta razón se estimó que para analizar los distintos modelos de turbulencia era aceptable utilizar el mallado menos refinado. El paso temporal utilizado en el análisis fue de 10^{-4} segundos.

En la Figura 3-14 y la Figura 3-15 se presentan los resultados de los diferentes modelos probados frente a los experimentales.

En la Figura 3-14 se muestra el valor de C_T frente al ϕ . En esta figura se aprecia que los resultados obtenidos con los distintos modelos de turbulencia no difieren mucho entre ellos. De esto se deduce que, para calcular el par en el rodete lo importante es el modelo de pared y el mallado en las superficies., y no el modelo de turbulencia

En la Figura 3-15 se representa el coeficiente C_A frente al ϕ . Se observa que, sobre todo en el caso de exhalación, existen diferencias notables entre las distintas opciones examinadas. Se aprecia claramente que conforme aumenta la complejidad del modelo de turbulencia utilizado los resultados se parecen más a los experimentales. El modelo

más apto es el k-ε realizable. También se aprecia que conforme se incrementa el grado de discretización los resultados son mejores.

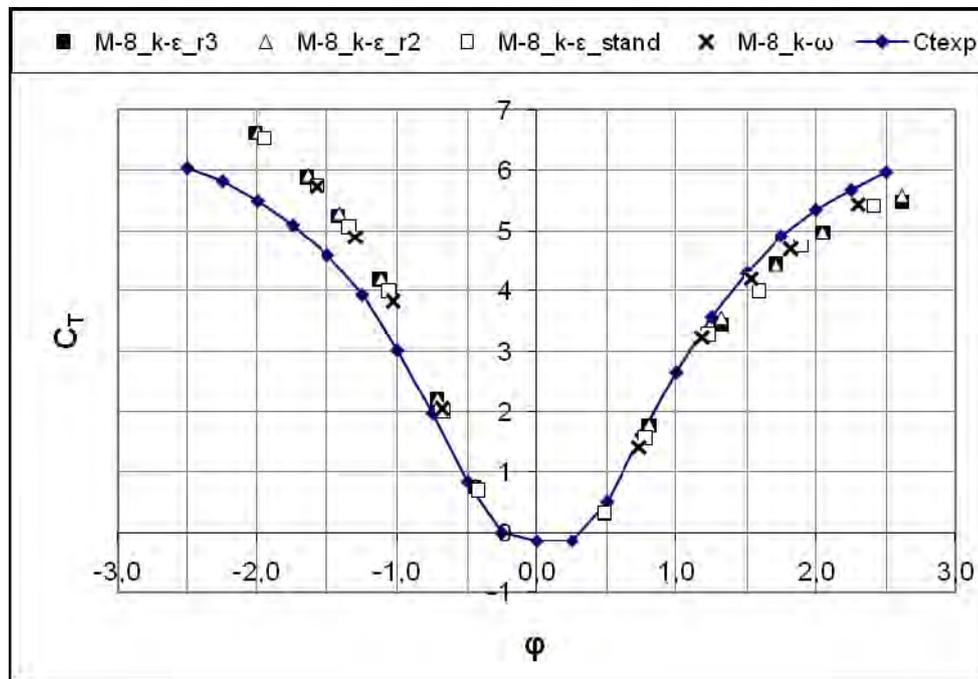


Figura 3-14. Influencia del modelo de turbulencia sobre C_T .

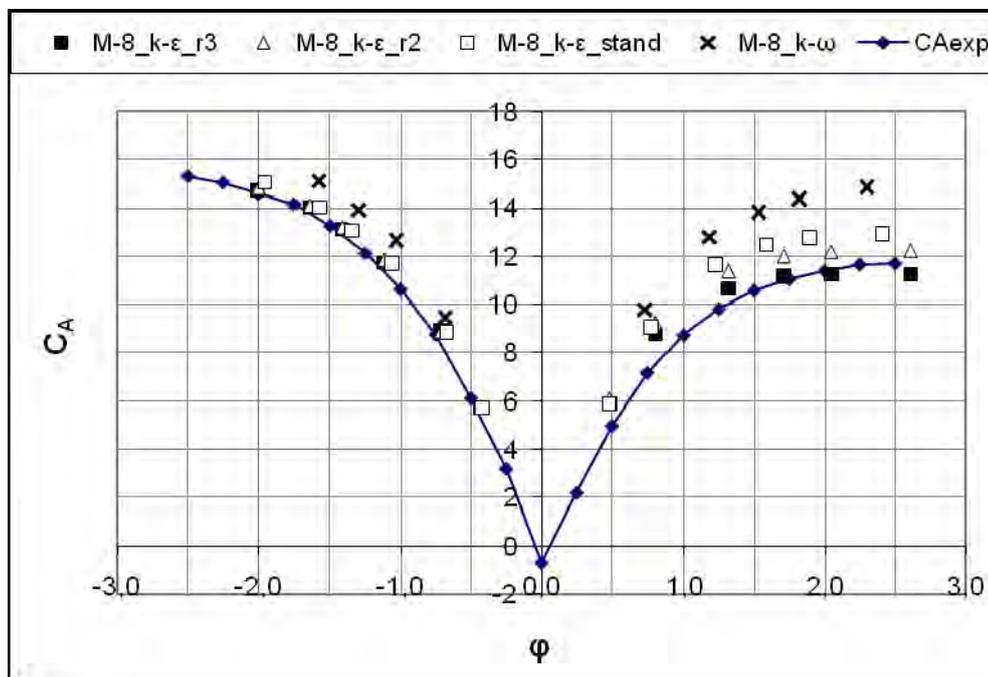


Figura 3-15. Influencia del modelo de turbulencia sobre C_A .

De estos resultados se concluye que la mejor de las opciones es el modelo $k-\epsilon$ realizable con una discretización de tercer orden para la turbulencia y el momento, y de segundo orden para la presión.

3.7 Proceso de cálculo y convergencia

El equipo disponible para la resolución del modelo constaba de un cluster de seis máquinas Intel 2 Quad core a 2.4GHz con 4 Gb de memoria RAM. Este cluster se utilizaba como una única entidad (24 procesadores) para llevar a cabo la simulación de los modelos más grandes. Mientras que para los mallados más pequeños se dividió en 3 parejas de máquinas (8 procesadores/pareja).

La resolución de los diferentes casos se realiza de la siguiente forma: se comienza la resolución con la presión más baja en la cámara, y este caso se toma como solución inicial para el caso con una presión en la cámara inmediatamente superior. Sucesivamente se resuelve un caso tomando como solución inicial el anterior.

El caso inicial, se resuelve primero mediante la técnica de Moving Reference Frame (MRF)³², que converge en unas 700-900 iteraciones. El resultado de esta simulación se toma como solución inicial del caso no estacionario, con el rodete en movimiento (Sliding Moving Mesh).

Para garantizar la estabilidad del modelo en los casos no estacionarios se empieza la resolución con discretización de primer orden en los términos convectivos, pasando progresivamente a segundo y tercer orden.

La convergencia de una simulación se alcanza cuando el caudal y presión total en diferentes secciones de la máquina adquieren un comportamiento periódico, esto ocurre

³² Mediante esta técnica se simula el movimiento de rotación del rodete. El rodete está estático, pero se introducen términos adicionales a la ecuación de momento causados por el giro. Se desprecian los efectos derivados de la interacción entre elementos fijos y móviles. La solución es estacionaria respecto de un sistema de referencia solidario al rodete.

después de aproximadamente unos 3000 pasos temporales, o lo que es lo mismo, cuando el dominio computacional recorre unos 20 ciclos³³.

Los residuos se redujeron hasta 10^{-4} , que se considera generalmente adecuado para la simulación de flujo en turbomáquinas. Con estos valores de residuos la solución de cada paso temporal se alcanza tras 30 iteraciones aproximadamente.

Para los mallados más pequeños el tiempo de cálculo de cada iteración del paso temporal oscila entre 2-3 segundos y el tiempo requerido por un caso para converger es aproximadamente de 75 horas. En los mallados más grandes el tiempo por iteración está en torno a los 4-5 segundos, y el tiempo total ronda las 130 horas.

El promediado de los resultados numéricos para su análisis se realiza mediante *mass weighted average*³⁴.

³³ Se considera un ciclo el tiempo transcurrido desde que un álabe pasa dos veces por una misma posición del dominio computacional.

Siendo la velocidad de 24.52rd/s y el paso temporal de 10^{-4} , la máquina en 3000 pasos temporales gira 1.17 vueltas. Sin embargo el dominio computacional es 1/17 de la máquina completa. Por tanto en 3000 pasos temporales se cumplen $1.17 \times 17 = 19.9$ ciclos.

³⁴ El promediado tipo “Mass-Weighted Average” de una variable se calcula de la siguiente forma: en el numerador el sumatorio del producto de dicha variable por el valor absoluto del producto escalar de la superficie de la cara y el vector de momento. Y en el denominador el sumatorio del valor absoluto del producto escalar del área por el vector momento:

$$\frac{\int \phi \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|}{\int \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|} = \frac{\sum_{i=1}^n \phi_i \rho_i |\vec{v}_i \cdot \vec{A}_i|}{\sum_{i=1}^n \rho_i |\vec{v}_i \cdot \vec{A}_i|}$$

3.8 Resumen de las características del modelo numérico

En este apartado se presenta un resumen de las características más significativas del modelo numérico.

Tabla 3-6. Principales características del modelo numérico.

| | |
|---------------------------------------|---|
| Generación de geometrías | INVENTOR 8 ® |
| Geometría | Periódica. Sector de 1/17 de la máquina completa. La geometría incluye las holguras. |
| Programa de mallado | GAMBIT 2.3 |
| Mallado | No estructurado. Paralelepípedos. $1.7 \cdot 10^6$ celdas. |
| Programa de resolución | FLUENT 6.3 ® |
| Solver | PBS. No estacionario. |
| Time step | 10^{-4} s |
| Condiciones de contorno | Periodicidad (1/17). Pressure inlet/ Pressure outlet. 2 entrefases. Rodete móvil, $\omega = 234$ rpm (SMM). Condición de no deslizamiento en las superficies. |
| Turbulencia | Modelo k- ϵ realizable. Modelo de pared standard. |
| Discretización | Término temporal: 2º orden. Términos convectivos: 3er orden MUSCL. |
| Acoplamiento presión-velocidad | SIMPLE |
| Residuales | $<10^{-4}$ |

3.9 Validación del modelo

La imposibilidad de llevar a cabo ensayos experimentales propios ha hecho necesario que los resultados del modelo numérico se validen con resultados existentes en la bibliografía (Setoguchi, y otros, 2002).

3.9.1 Ensayos experimentales

En este apartado se describe en líneas generales la realización de los ensayos descritos en (Setoguchi, y otros, 2002), que es la fuente de los resultados experimentales.

Una descripción más amplia de los procedimientos experimentales seguidos por otros autores, así como referencias de sus trabajos, se pueden encontrar en el anexo 2, dedicado a la faceta experimental.

Para ensayar turbinas bidireccionales es necesaria una instalación capaz de suministrar un caudal de aire oscilante. Un esquema de la instalación se muestra en la Figura 3-16.

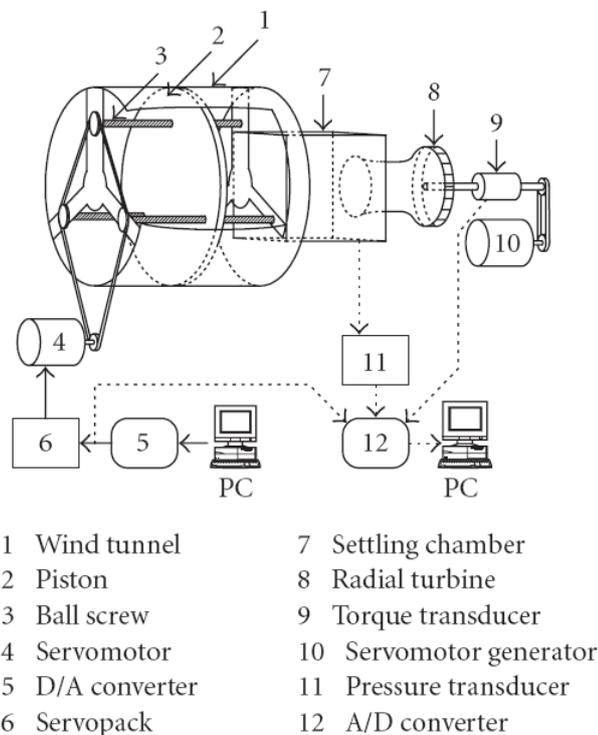


Figura 3-16. Instalación de ensayos experimental (Setoguchi, y otros, 2002).

Esta instalación de ensayos consiste en un gran pistón embebido en un cilindro que está conectado a una cámara. La turbina está conectada axialmente a la cámara a través de un conducto, mientras que radialmente conecta con la atmósfera. El pistón, que es el encargado de generar la corriente de aire bidireccional que moverá la turbina, se desplaza a través de tres tornillos sin fin gracias a tres tuercas fijas al propio pistón. Los tornillos sin fin están accionados por un motor eléctrico que les transmite potencia a

través de una cadena y de una caja de cambios, permitiendo de esta forma variar la velocidad del pistón y por tanto el caudal circulante. La relación de cambio de la caja de cambios y el motor están controlados por un computador que permite controlar el movimiento del pistón, de forma que se puede generar cualquier flujo deseado, ya sea continuo o fluctuante.

La turbina está acoplada por su eje a un alternador controlado electrónicamente y que permite mantener la velocidad de la turbina constante. El par generado por la turbina, T_o , se mide con un transductor de par en el acoplamiento entre el alternador y el eje de la turbina. El caudal Q , tanto en exhalación como en inhalación, se mide con tubo de pitot situado en la conexión del conducto axial con la cámara. El salto de presión ΔP se determina por la diferencia entre la presión atmosférica y la presión en la cámara. Durante un ensayo se monitorizan las variables ω , T_o , Q y ΔP , y se guardan para su posterior tratamiento. Los ensayos se realizaron para diferentes velocidades de la turbina, hasta 73 rd/s, y para diferentes caudales, hasta 0.320 m³/s.

A partir de la información obtenida se pueden calcular los parámetros característicos de la turbina: φ , C_A y C_T .

En las referencias (Setoguchi, y otros, 2002) se cifra la incertidumbre del rendimiento en un 1%, pero no se hace mención a la incertidumbre de cada variable de forma independiente. Sin embargo, teniendo en cuenta la metodología de las medidas experimentales se ha estimado una nueva incertidumbre en los resultados de ΔP , T_o y para el Q .

La incertidumbre de la medida de presión en la cámara para calcular ΔP es pequeña, se ha estimado en $\pm 1\%$. La incertidumbre en la medición de T_o se ha estimado del 1%, aunque podría ser mayor debido a la dificultad de medir valores de par tan pequeños como los que se registran en estos ensayos. El cálculo de Q se basa en la medición de la velocidad del flujo en la conexión de la entrada axial de la turbina con la cámara. Sin embargo, la realización de una única medida en el centro del conducto es posible que no refleje con exactitud el Q . Esta situación se agrava especialmente durante la inhalación porque, a causa de acción del codo y el mal guiado de la corona interior, el flujo es sumamente desordenado al entrar en el conducto axial y no hay simetría radial. Por tanto, una única medida en el conducto arroja una gran incertidumbre sobre el valor del Q calculado. La incertidumbre en la medida del caudal durante la inhalación se ha

estimado en un 6%. Durante la exhalación el flujo circula desde la cámara al conducto de acceso a la turbina. En el paso del flujo desde la cámara al conducto, donde adquiere gran velocidad, se originará turbulencia en el flujo, y en consecuencia la medida de una variable como la velocidad en un solo punto no refleja claramente lo que sucede en esa sección. En este caso el flujo se considera menos turbulento que durante la inhalación y por eso se estima una incertidumbre menor, de un 3%.

Las incertidumbres estimadas se presentarán en los resultados a modo de curvas de corrección.

3.9.2 Resultados experimentales vs numéricos

La comparación de los resultados del modelo numérico y los ensayos experimentales se muestra en la Figura 3-17 y la Figura 3-18. En las gráficas también se indican las curvas de incertidumbre estimada de los ensayos experimentales.

En la Figura 3-17 se muestra la comparación del C_T . El modelo se ajusta bien a los resultados experimentales a ϕ bajos. En exhalación las diferencias no superan el 5% en el peor de los casos, mientras que, en el caso de inhalación, las diferencias llegan a ser del 15% para ϕ altos. Estas diferencias están en la línea de los resultados obtenidos por otros autores que han realizado trabajos sobre turbinas de sistemas OWC (Thakker, y otros, 2004c) o (Torresi, 2007).

En el caso de inhalación es necesario resaltar que existe cierta incertidumbre acerca de la exactitud de los resultados experimentales a causa del procedimiento de medida de Q .

Teniendo en cuenta todas las consideraciones realizadas sobre las mediciones, tanto de caudal como las mediciones de par, que siempre son complicadas en los ensayos experimentales, los resultados se consideran aceptables porque se aprecia claramente que las tendencias son muy similares y la diferencia entre los valores numéricos y experimentales es pequeña en la mayor parte del rango de ϕ .

En la Figura 3-18 se compara el C_A numérico con el experimental. Durante la inhalación los resultados experimentales y numéricos presentan una tendencia muy parecida. La exhalación presenta un comportamiento diferente. El modelo sobreestima el C_A para valores de ϕ bajos y lo subestima para ϕ altos. En exhalación la máxima diferencia entre los resultados experimentales y los numéricos se cifra en un 13%.

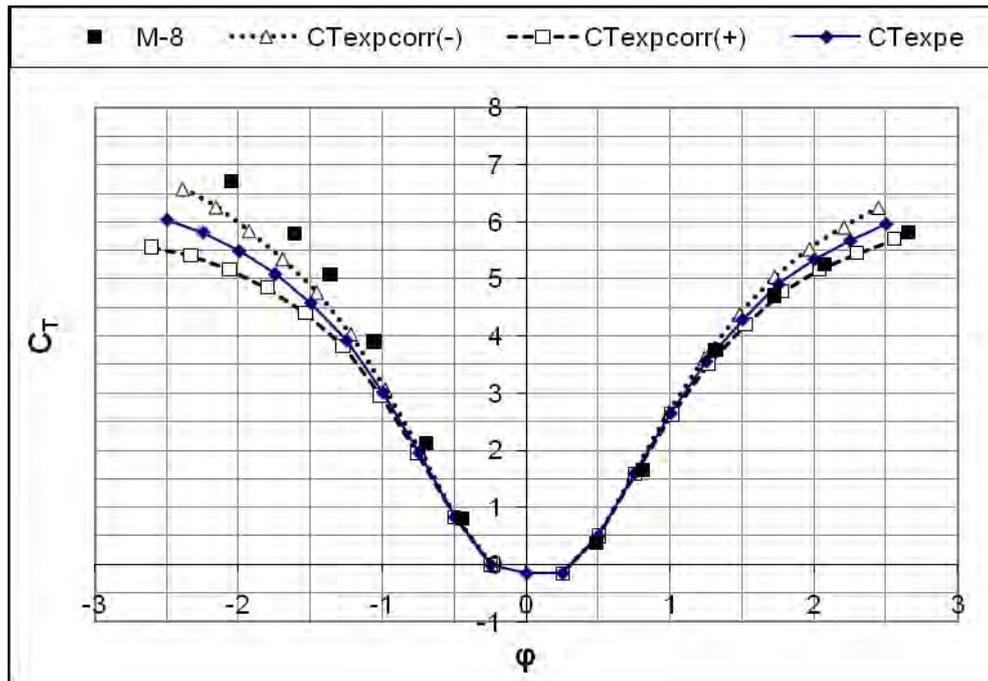


Figura 3-17. Comparação C_T experimental y numérico.

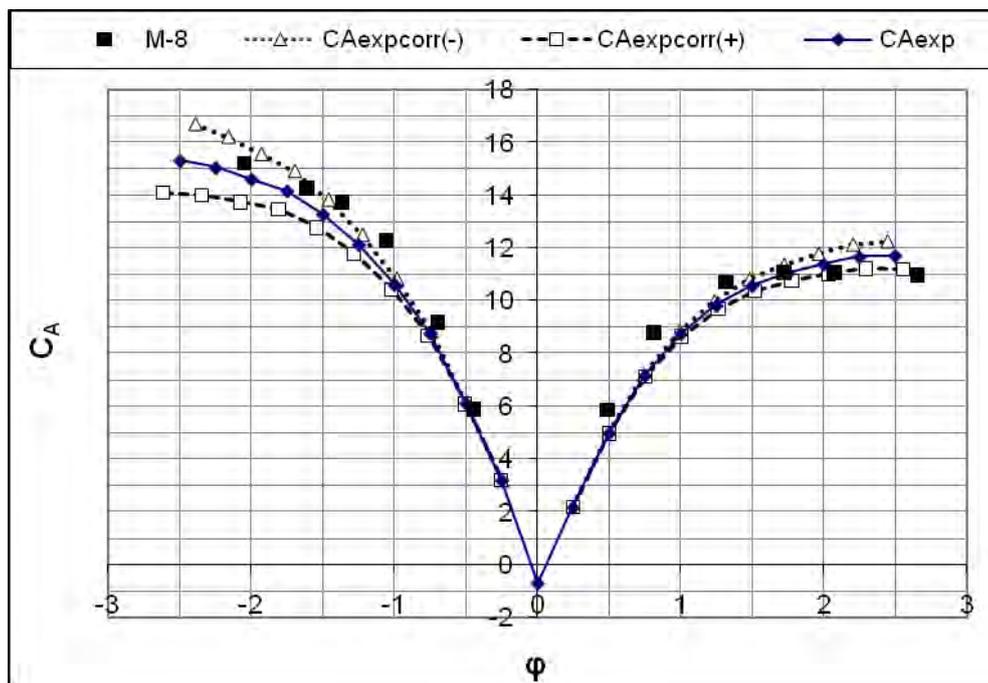


Figura 3-18. Comparación C_A experimental y numérico.

Para validar el modelo cuando la turbina trabaja en condiciones no estacionarias se emplea el rendimiento medio bajo flujo sinusoidal ($\bar{\eta}$). La comparación entre los resultados experimentales (Setoguchi, y otros, 2002) y los resultados numéricos se

muestra en la Figura 3-19. En la figura está representado el rendimiento medio ($\bar{\eta}$) en función de Φ , que es la amplitud de la función sinusoidal. El período de dicha onda será $T = 10\text{s}$.

La estimación de $\bar{\eta}$ es muy buena por parte de los resultados numéricos, las diferencias son mucho menores que en los resultados estacionarios a pesar de que éstos se toman como base para el cálculo de $\bar{\eta}$. Esto se debe a que las mayores diferencias en la parte estacionaria se registraban a valores de φ altos, y estos valores de φ sólo se alcanzan para amplitudes (Φ) altas y durante períodos cortos de tiempo. Por tanto, en el cálculo de $\bar{\eta}$, tiene más peso lo que sucede valores de φ bajos.

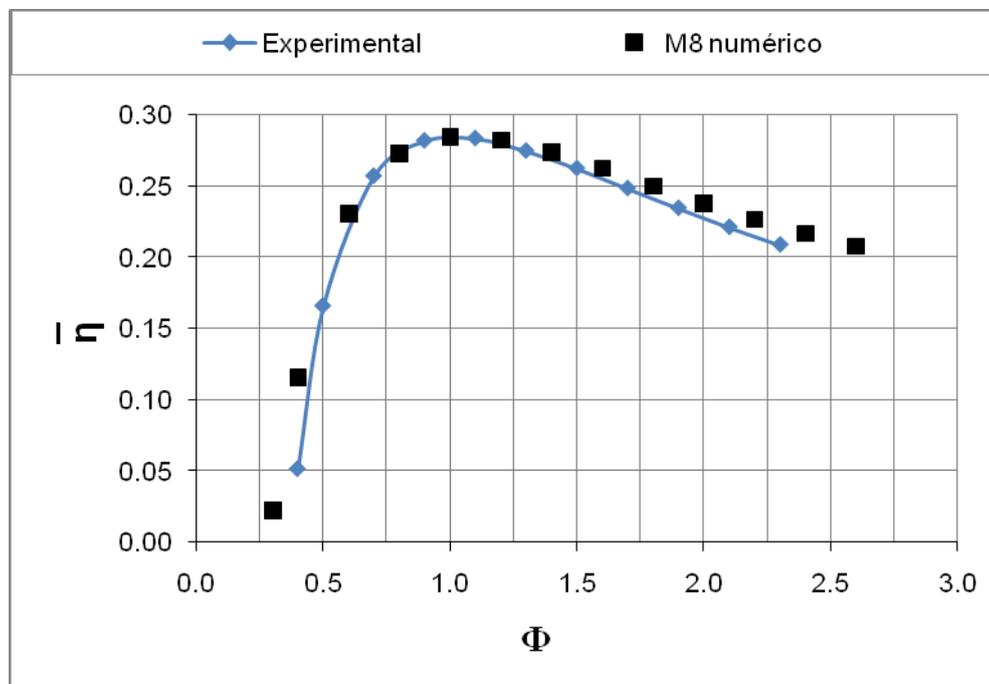


Figura 3-19. Comparación del rendimiento medio ($\bar{\eta}$) experimental (Setoguchi, y otros, 2002) y numérico.

A la vista de los resultados, se considera que el modelo simula el funcionamiento de la máquina de forma aceptable porque las prestaciones calculadas numéricamente son próximas a las estimadas experimentalmente.

3.10 Propósito del modelo

Tras validar el modelo y observar la influencia del mallado sobre sus resultados es conveniente hacer algunos comentarios.

- Al comienzo de la realización de esta tesis doctoral la capacidad computacional del Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Valladolid no era muy elevada. Debido a esto, y tras comprobar en el apartado 3.6.1 que el refinado del mallado era importante, se hizo necesario encontrar un compromiso entre ambas cosas. Por tanto es importante conocer hasta qué punto es necesario el uso de mallados refinados.
- Otro aspecto importante es el tamaño de la geometría. Se han utilizado las dimensiones indicadas por otros investigadores, sin embargo, estas dimensiones corresponden con una turbina diseñada para un banco de ensayos. Su tamaño y potencia son pequeños si se comparan con una turbina de tamaño comercial, y la velocidad de giro también puede ser diferente.

El propósito final de este trabajo, como se ha apuntado varias veces anteriormente, es diseñar una geometría optimizada de la turbina de impulso radial. Para lograr esto es necesario comparar resultados de diferentes geometrías simuladas, pero cuando comenzó esta tesis no era posible abordar el estudio de un número importante de geometrías con mallados muy refinados en tiempos razonables. Sin embargo, en el apartado 3.6.1 se comprobó que el refinado del mallado era importante, sobre todo, para simular correctamente el par. Para solventar esta situación, y teniendo en cuenta la capacidad de los medios informáticos disponibles, se hizo necesario establecer una estrategia para optimizar los tiempos de simulación. Se tomó la determinación de estudiar qué influencia tenía el mallado en los resultados numéricos, aparte del problema de correcta simulación del par apuntado en el estudio de sensibilidad.

En la Figura 3-20 y Figura 3-21 se presenta la comparación de los parámetros C_T y C_A de la geometría M8 con dos mallados diferentes. Uno de $1.7 \cdot 10^6$ celdas, y otro menos refinado de $3.3 \cdot 10^5$ celdas. Con la presentación de esta comparación se trata de mostrar que los resultados, aunque no iguales, presentan una semejanza bastante alta.

En la Figura 3-20 se aprecia que el C_T en la inhalación es igual para los dos mallados, mientras en exhalación el mallado menos refinado lo subestima ligeramente. En la Figura 3-21 se muestra el coeficiente C_A . En este caso el mallado menos refinado subestima el C_A durante la inhalación, mientras que en la exhalación los resultados entre los dos mallados son más similares. En ambos casos, tanto para el C_T como el C_A , se observa que las tendencias son muy similares.

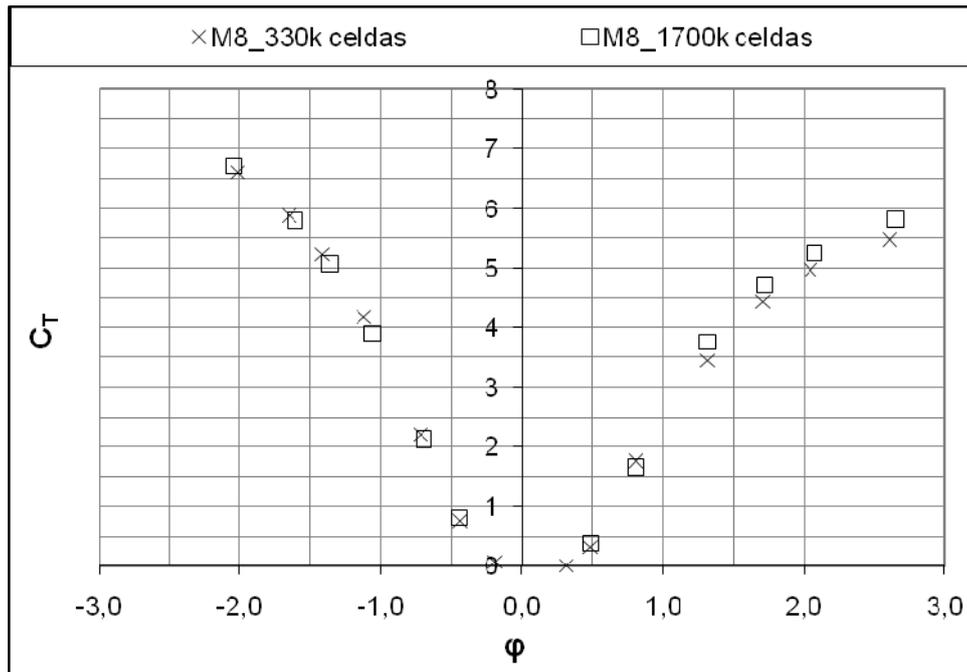


Figura 3-20. Comparación de C_T entre mallado refinado y no refinado.

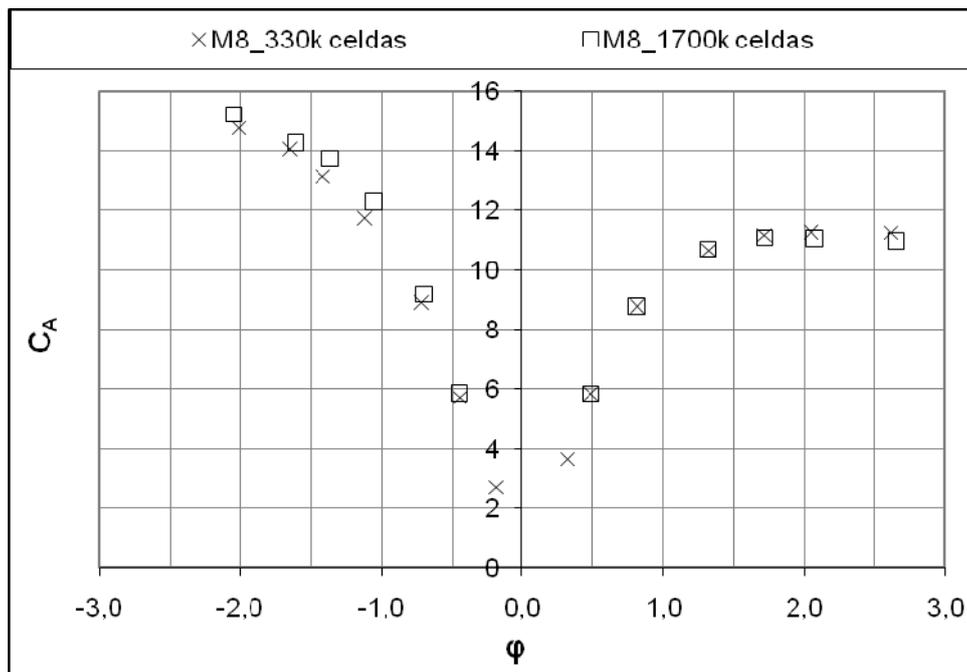


Figura 3-21. Comparación de C_A entre mallado refinado y no refinado.

De la Figura 3-20 y Figura 3-21 se deduce que el mallado tiene influencia sobre los parámetros característicos de la turbina. Sin embargo, esta influencia es pequeña y no afecta a las tendencias de los resultados. Asumiendo que se produce un pequeño error en la estimación de los parámetros característicos, se ha decidido utilizar mallados

semejantes con un tamaño en torno a las 400000 celdas para todas las geometrías. Éstos se construyeron de forma similar, teniendo en cuenta diferentes aspectos: número de celdas y tamaño de las mismas semejante en una misma zona, grado de estructuración parecido, etc. Así se consigue que el error existente en el cálculo de los parámetros característicos sea semejante, y si bien los mallados no permiten estimar con precisión las prestaciones de la turbina, sí que permiten calcular los parámetros característicos con un error asumible y común a todas las geometrías. Teniendo en cuenta estas cuestiones la comparación entre los resultados de diferentes geometrías con mallados en torno a 400000 celdas se considera válida.

Para realizar el estudio del flujo a nivel local, que se realiza en capítulos posteriores, sí que es necesario trabajar con mallados de alta resolución. Por esta razón, para estudiar con detalle el flujo en el interior de la máquina (vórtice de punta, torbellinos de canal...) se utiliza el mallado más refinado de $1.7 \cdot 10^6$ celdas.

Otros factores importantes a tener en cuenta son el tamaño y la velocidad de rotación. Para analizar su influencia sobre los resultados se ha realizado un estudio basado en el número de Reynolds. Se comparan los resultados de tres casos diferentes: el modelo M8 descrito en este capítulo, el modelo M8 con velocidad de giro de 60 rd/s ($M8_w = 60$), y una máquina con geometría semejante a la M8 pero de tamaño prototipo ($M8_{protot}$). Esta máquina de tamaño prototipo es 2.14 veces más grande que el modelo M8, gira a 60 rd/s y ofrece 18 kW de potencia (450 veces más grande que la potencia ofrecida por la geometría M8).

Para realizar este análisis se han simulado los tres casos para un mismo ϕ ($\phi = 0.85$). El número de Reynolds se calcula según la expresión:

$$Re = \frac{\rho v_R l_r}{\mu}$$

Donde ρ y μ son las propiedades del aire, v_R es la velocidad en la sección media y l_r es la cuerda del álabe.

En la Figura 3-22 y Figura 3-23 se muestran los resultados de los parámetros característicos de los tres casos en función del número de Reynolds.

La Figura 3-22 muestra el C_T obtenido en los tres casos. En la figura se aprecia poca dependencia del número de Reynolds en la variación de este parámetro. La diferencia máxima es de 5.3%.

Para el C_A , Figura 3-23, se observa algo similar al C_T . La dependencia del número de Reynolds es baja, la diferencia entre los diferentes casos es inferior al 4%.

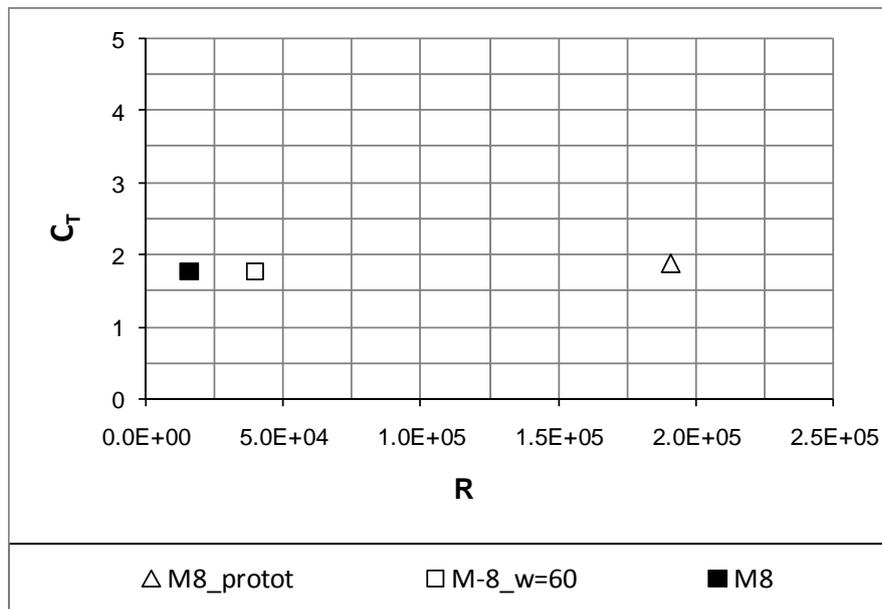


Figura 3-22. Influencia del Reynolds sobre C_T .

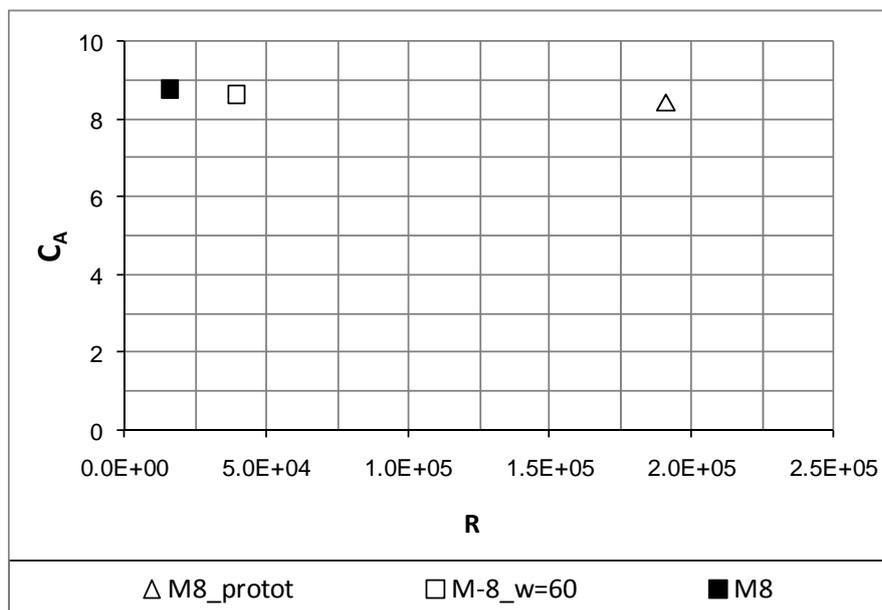


Figura 3-23 Influencia del Reynolds sobre C_A .

Los resultados de los coeficientes adimensionales C_A y C_T confirman la semejanza que existe entre las diferentes máquinas. Y por tanto avalan la validez del modelo para estudiar una turbina de tamaño pequeño cuyos resultados son extrapolables a tamaños comerciales de potencias muy superiores.

3.11 Conclusiones

Durante este capítulo se han expuesto las características del modelo numérico que se ha desarrollado para la simulación de la turbina de impulso radial.

La generación de la geometría se ha realizado siguiendo escrupulosamente las dimensiones indicadas en (Setoguchi, y otros, 2002). Se ha tenido en cuenta la holgura, lo que complica el proceso de mallado pero ofrece resultados más cercanos a la realidad.

Se ha puesto especial cuidado en la creación del mallado pues se considera que es una parte fundamental del modelo numérico. El mallado resultante es de tipo no estructurado, pero se ha generado de forma muy regular a base de paralelepípedos, gracias a lo cual tiene una gran calidad.

Se ha llevado a cabo un análisis de sensibilidad en función del tamaño del mallado, del modelo de turbulencia y el paso temporal. Respecto del mallado se ha comprobado que, de los parámetros característicos, sólo el C_T tiene cierta dependencia del mismo. Sin embargo, tras realizar una comparación global en todo el rango de funcionamiento, se ha visto que las diferencias en los resultados globales de la turbina entre los diferentes mallados son pequeñas. Teniendo en cuenta que el objetivo es comparar diferentes geometrías entre sí, y no estimar con exactitud las prestaciones, se considera adecuado trabajar con los mallados menos refinados para estimar los coeficientes característicos.

Se han realizado simulaciones con diferentes modelos de turbulencia y se ha llegado a la conclusión de que el modelo $k-\varepsilon$ ofrece los mejores resultados. Esto está acorde con lo visto por otros autores.

Asimismo se ha comprobado que la dependencia de los parámetros característicos respecto del paso temporal es despreciable. El paso temporal sólo tiene influencia sobre el proceso de convergencia del modelo.

El modelo ha sido validado satisfactoriamente con los resultados experimentales obtenidos de la bibliografía. Existen diferencias importantes en los resultados estacionarios para valores de ϕ altos, aunque estas diferencias entre resultados numéricos y experimentales están en la línea de lo obtenido por otros autores.

Capítulo 4

Análisis del flujo de la
turbina de impulso radial

4 ANÁLISIS DEL FLUJO DE LA TURBINA DE IMPULSO RADIAL

4.1 Introducción

En este capítulo se va a emplear el modelo M8, validado en el capítulo 3, para estudiar el comportamiento del flujo en el interior de la turbina.

En el estudio, aparte de los parámetros característicos globales de la turbina, se estudian aspectos concretos del flujo como: pérdidas en cada elemento, ángulos de entrada y salida del flujo en los diferentes elementos, intercambio de energía en el rodete, etc. El objetivo es determinar qué elementos funcionan de manera deficiente, tanto desde un punto de vista individual como de interacción con el resto.

Las conclusiones de este análisis permitirán establecer unos criterios que ayudarán a rediseñar la geometría de la turbina y generar una nueva cuyo funcionamiento supere al de la geometría inicial.

Antes de comenzar el análisis en sí mismo se presentarán diversos parámetros y notaciones necesarios para abordar el estudio. Estos parámetros son complementarios de los presentados en el capítulo 2 y permiten realizar un estudio más detallado del flujo desde el punto de vista numérico.

Los resultados obtenidos se evalúan sobre una serie de secciones que también serán definidas a continuación. La evaluación de los resultados numéricos sobre las superficies se realiza por medio de un promediado tipo *mass weighted average*.

4.1.1 Secciones relevantes

Como se apuntó anteriormente, la turbina está compuesta por los siguientes elementos: codo, corona interior, rodete, corona exterior y exterior. Con el fin de evaluar la evolución del flujo en cada uno de los elementos se han establecido en el modelo numérico unas secciones radiales que los delimitan.

- Secciones A-B. Delimitan la zona denominada como codo.
- Secciones B-C. Delimitan el volumen en torno a la corona directriz interior o IGV.

- Secciones C-D. Delimitan el volumen de fluido móvil denominado rodete.
- Secciones D-E. Delimitan el volumen en torno a la corona directriz exterior u OGV.
- Secciones E-F. Delimitan el volumen exterior de la turbina.

La disposición de las diferentes secciones se muestran en la Figura 4-1.

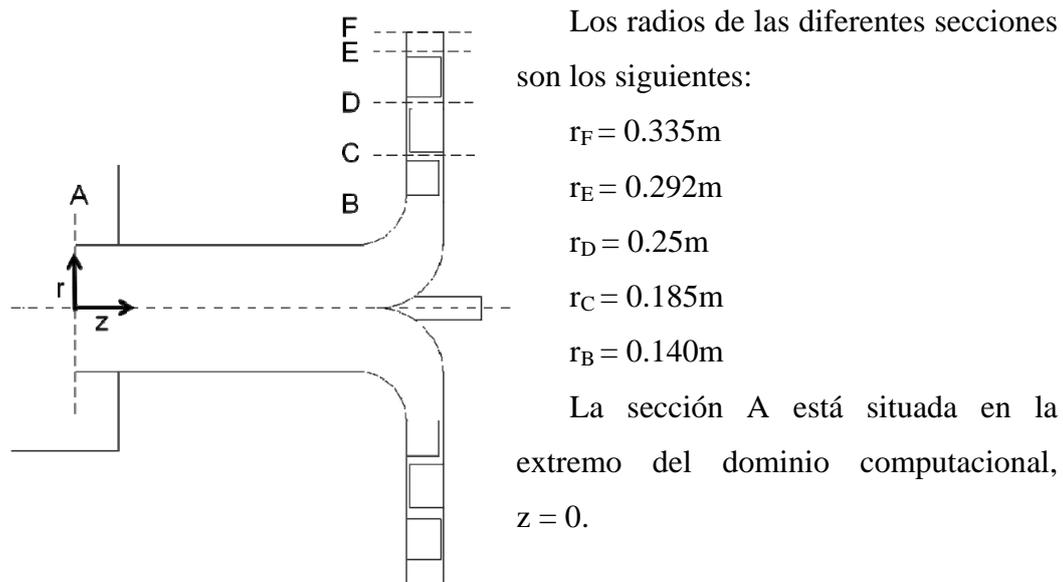


Figura 4-1. Secciones relevantes.

En estas secciones se evaluarán variables del flujo tales como la presión, la velocidad o la dirección del flujo.

4.1.2 Coeficientes

4.1.2.1 Coeficiente de pérdidas en elementos fijos

Las pérdidas en los elementos fijos de la turbina son un aspecto muy importante de este estudio. Para mostrar con claridad la evolución de las mismas se ha introducido un coeficiente de pérdidas, que se calcula como el cociente entre el salto de presión total en un elemento y la presión dinámica característica en dicho elemento. Dicho coeficiente tiene la siguiente expresión:

$$\text{Coeficiente de pérdidas} = K = \left(\frac{\Delta P_o}{P_{\text{din.característica}}} \right)_{\text{elemento}}$$

Ecuación 4-1

La presión dinámica característica se define como:

$$P_{\text{din.característica}} = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{A_m} \right)^2$$

Ecuación 4-2

Donde A_m es la sección media del elemento³⁵ y Q el caudal que atraviesa dicha sección. Este coeficiente adimensional K se utilizará para estudiar la evolución de las pérdidas en las coronas y en el codo interior.

4.1.2.2 Coeficientes relativos al intercambio de energía

El rodete es la parte más importante de la máquina porque de su funcionamiento depende la extracción de energía. Para evaluar el funcionamiento del rodete se han definido diferentes parámetros que se exponen a continuación.

La eficiencia energética del rodete se evalúa en función de la energía útil y la energía cedida por el fluido. La energía útil se calcula a través del coeficiente de Euler adimensionalizado. La expresión utilizada se muestra en la Ecuación 4-3.

$$\Psi_{\text{Euler}} = \frac{(u \cdot v_u)_{\text{entrada}} - (u \cdot v_u)_{\text{salida}}}{U_R^2}$$

Ecuación 4-3

³⁵ Es la sección de paso de un elemento medida en su radio medio.

La energía cedida por el fluido se calcula en función del balance de presión total que hay entre la entrada y salida del rodete. Este coeficiente está adimensionalizado con la densidad y la velocidad de rotación.

$$\Psi_{\text{Neto}} = \frac{(P_o)_{\text{entrada}} - (P_o)_{\text{salida}}}{\rho \cdot U_R^2}$$

Ecuación 4-4

A partir de estos coeficientes se calcula el rendimiento del rodete con la siguiente relación:

$$\eta_r = \frac{\Psi_{\text{Euler}}}{\Psi_{\text{Neto}}}$$

Ecuación 4-5

Otro coeficiente que también sirve para evaluar el funcionamiento del rodete es el coeficiente de pérdidas. Este coeficiente se obtiene a través de la ecuación de la energía aplicada a un sistema de referencia móvil solidario con el rodete, que tiene la siguiente forma:

$$K_r = \frac{\left(P_s + \frac{1}{2}\rho w^2 - \frac{1}{2}\rho u^2\right)_{\text{entrada}} - \left(P_s + \frac{1}{2}\rho w^2 - \frac{1}{2}\rho u^2\right)_{\text{salida}}}{(P_{\text{din.característica}})_{\text{rodete}}}$$

Ecuación 4-6

Otro coeficiente que se utiliza en este trabajo es la energía generada por ciclo. Este parámetro evalúa la energía que genera la turbina durante un ciclo suponiendo flujo sinusoidal de amplitud conocida (Φ) y un período de $T=10$ s. Se calcula a partir de los resultados estacionarios de la siguiente forma:

$$E = \frac{1}{T} \int_0^T T_o \omega dt$$

Ecuación 4-7

Este parámetro se utilizará para complementar la información ofrecida por el rendimiento medio ($\bar{\eta}$). Se ha optado por utilizar este parámetro, y no uno

adimensional, porque de esta forma se aprecia qué cantidad de energía produce la máquina.

4.2 Características globales de la geometría M8

Los parámetros que describen el comportamiento global de la turbina son C_A y C_T . Estos dos parámetros ofrecen información relativa a la energía consumida por la máquina y a la energía extraída respectivamente³⁶. La variación de estos coeficientes con el coeficiente de caudal (ϕ) para la geometría de la turbina M8 se muestra en la Figura 4-2.

En el comportamiento de ambos parámetros se observa que existe una notable diferencia dependiendo de si la máquina funciona en exhalación o en inhalación. Para un mismo coeficiente de caudal la máquina extrae más energía (C_T) durante la inhalación, sin embargo también consume una mayor cantidad de ella (C_A). Este comportamiento se agrava conforme crece ϕ , llegando a diferencias entre inhalación y exhalación de hasta el 20% en el C_T y 30% en C_A .

El comportamiento dispar entre exhalación e inhalación tiene como consecuencia que el rendimiento de la turbina sea diferente entre ambas situaciones. Esto se aprecia en la Figura 4-3 donde el rendimiento máximo estacionario en inhalación alcanza cotas del 35% mientras que en exhalación sólo alcanza niveles del 25%. Dicho rendimiento máximo se alcanza para valores de ϕ de aproximadamente 0.7-0.75, tanto para inhalación como exhalación. Conforme nos separamos de ese rango de ϕ el rendimiento descende bruscamente, sobre todo en inhalación.

³⁶ En el capítulo 2 se pueden consultar las definiciones de los diferentes parámetros.

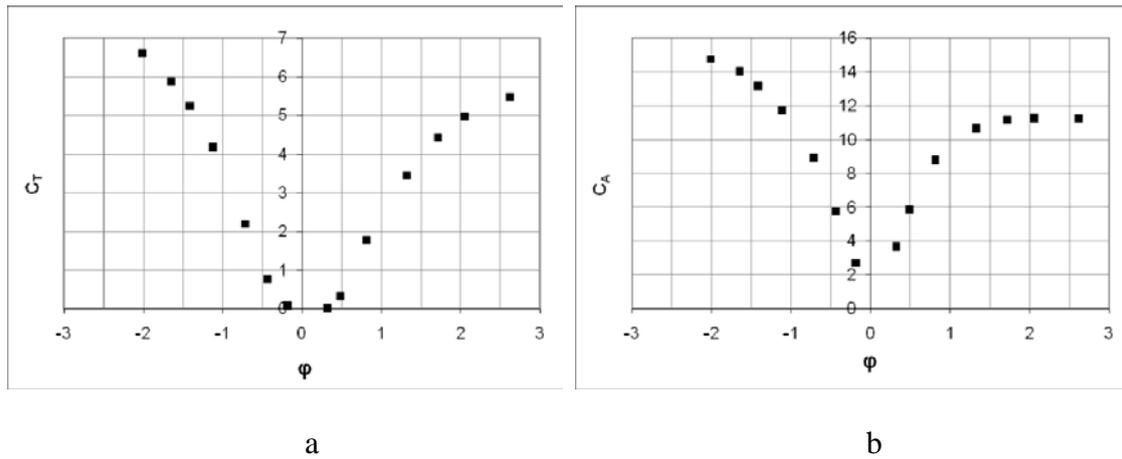


Figura 4-2. Parámetros característicos de la turbina M8, a) C_T y b) C_A .

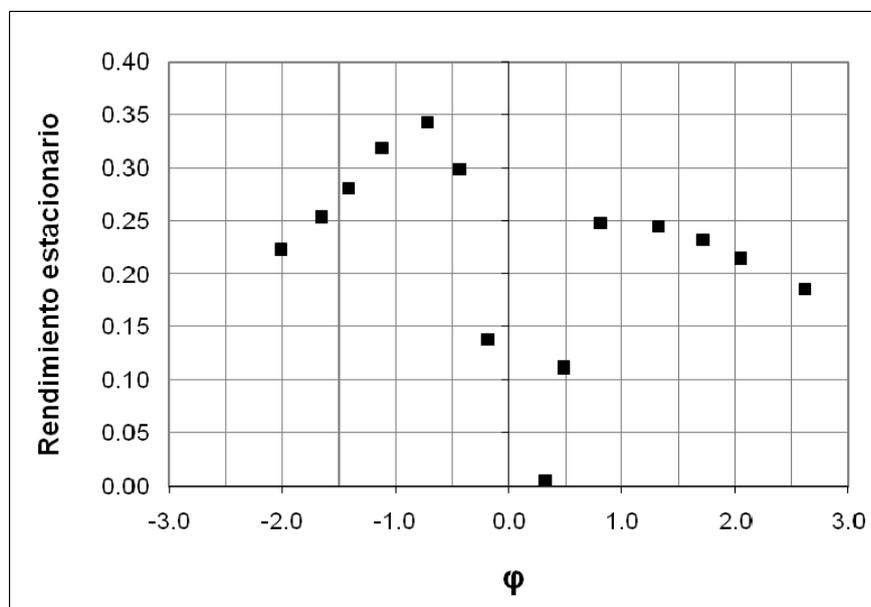


Figura 4-3. Rendimiento estacionario (η) de la turbina M8.

De estos resultados resulta evidente que la máquina funciona de manera muy desigual entre ambos modos de funcionamiento. Esto supone un grave problema porque en condiciones reales la máquina trabaja alternativamente en exhalación e inhalación bajo unas condiciones que dependen del oleaje. Si el rendimiento de uno de los modos de funcionamiento es reducido esto afecta negativamente al rendimiento en períodos de tiempo largos.

Para evaluar el comportamiento en condiciones cercanas a la realidad se emplea el rendimiento medio ($\bar{\eta}$), cuya definición puede consultarse en el capítulo 2.

En la Figura 4-4 se presenta el rendimiento medio y la energía generada por la turbina en un ciclo cuando trabaja en condiciones de flujo sinusoidal, donde Φ es la amplitud de la onda sinusoidal y el período es de $T = 10$ s.

El rendimiento medio ($\bar{\eta}$) presenta una tendencia propia de las turbinas de impulso (capítulo 2) y alcanza su máximo en $\varphi \approx 1$, siendo el rendimiento medio máximo ($\bar{\eta}_m$) igual a 0.28. Observando la Figura 4-4 se aprecia que el rendimiento medio máximo es aproximadamente la media entre exhalación e inhalación del rendimiento estacionario. Las condiciones reales del mar no hacen a la turbina trabajar el mismo tiempo en inhalación que en exhalación, ni en las mismas amplitudes, ni los mismos períodos. Por esta razón es tan importante que el rendimiento estacionario esté equilibrado entre inhalación y exhalación.

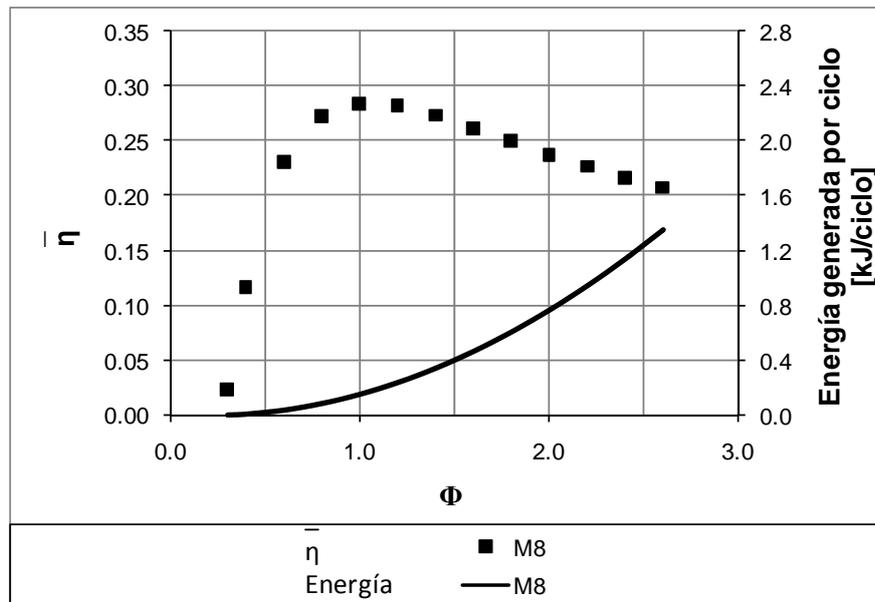


Figura 4-4. Rendimiento medio ($\bar{\eta}$) y energía generada por ciclo (E) en la M8.

La energía generada por la turbina en un ciclo sigue un crecimiento parabólico con Φ y se aprecia que la máquina solo produce energía para valores de $\Phi > 0.3$, por debajo de este valor se consume energía para mantener la velocidad de giro.

La geometría estudiada en este trabajo genera poca energía como se aprecia en la figura debido a que es un modelo de laboratorio y sus dimensiones son reducidas.

4.3 Análisis global del flujo

Para estudiar el funcionamiento de una turbomáquina es fundamental conocer el patrón de flujo, conocerlo es el objetivo de este capítulo. Para hacerlo se analiza la dirección del flujo en cada una de las secciones B, C, D, E. Esto permitirá conocer como interaccionan los diferentes elementos y comprender la naturaleza de las pérdidas que se registran en los mismos.

Para realizar el estudio se utilizan los ángulos del flujo absoluto y los ángulos del flujo relativo, estos últimos respecto a un sistema de referencia solidario con el rodete. Los ángulos absolutos vienen denominados con la letra α , y los del flujo relativo con β . Mientras que para diferenciar los ángulos geométricos³⁷ de los del flujo se utiliza un asterisco. Los ángulos marcados con asterisco son geométricos.

En la Figura 4-5 se muestra un esquema de los triángulos de velocidad y ángulos geométricos en inhalación y exhalación. Los triángulos de velocidad se muestran en las secciones C y D. \vec{V} es la velocidad absoluta del flujo, \vec{U} es la velocidad de arrastre del rodete y \vec{W} es la velocidad relativa a un sistema de referencia solidario con el rodete. Están representados los ángulos del flujo absoluto (α) y los ángulos del flujo relativo (β).

En la figura también se representan los ángulos geométricos (*) en las secciones C y D medidos respecto de la dirección tangencial. De tal forma que α^* es el ángulo geométrico de las aletas, y β^* es el ángulo geométrico del rodete. Dependiendo de si la máquina trabaja en exhalación o inhalación los ángulos geométricos marcan la dirección de entrada o de salida de cada elemento.

En las secciones B y E sólo se tiene en cuenta la velocidad absoluta, y en consecuencia, solamente también el ángulo absoluto.

³⁷ Los ángulos geométricos son aquellos que forma la geometría respecto a la dirección tangencial.

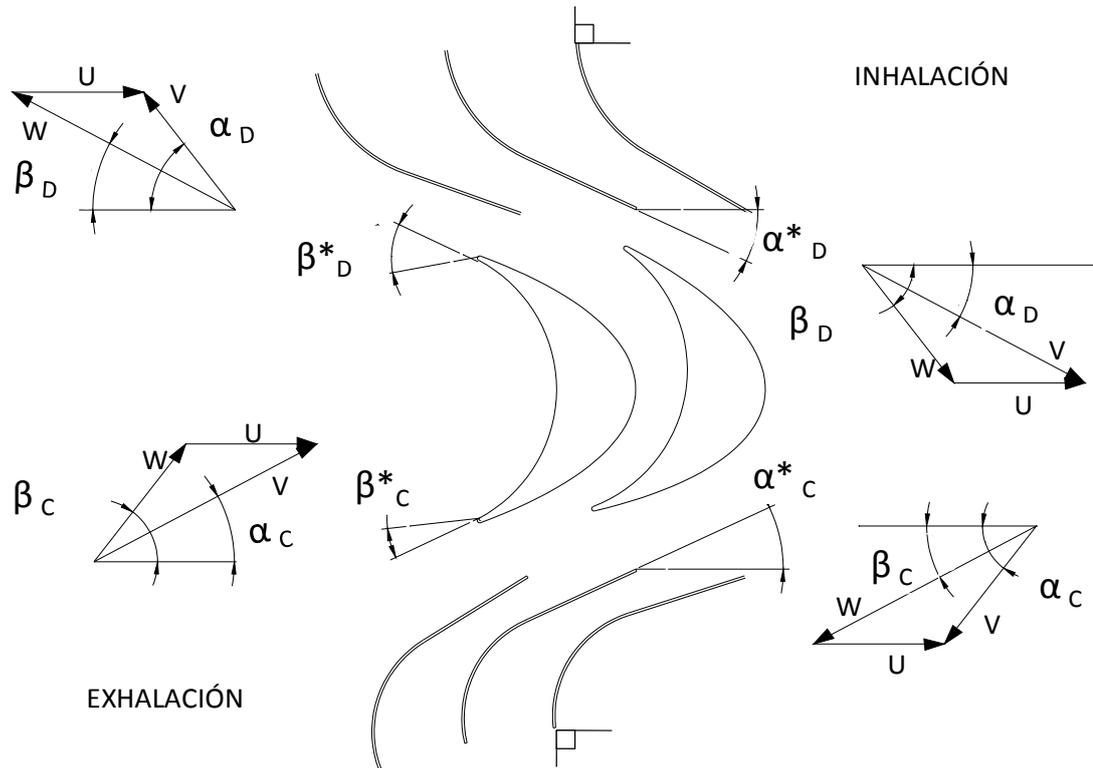


Figura 4-5. Triángulos de velocidades y ángulos en las secciones C y D.

4.3.1 Ángulos en la sección B

Esta sección separa la corona interior del codo. En la Figura 4-6 se presenta el ángulo del flujo en la sección B, para inhalación y exhalación, en función del coeficiente de caudal (ϕ). Además está representado el ángulo geométrico de la corona, que es de 90° porque tiene dirección radial.

Observando la Figura 4-6 se aprecia que hay una diferencia notable entre el comportamiento en inhalación y exhalación. Durante la exhalación el flujo atraviesa la sección B para entrar en la corona, lo hace muy bien alineado con la geometría de las aletas porque su ángulo apenas difiere de los 90° . Por tanto, no se produce choque en la entrada de la corona. Sin embargo, durante la inhalación, cuando el flujo sale de la corona hacia el codo, el flujo no posee dirección radial. Por tanto, la corona no ha sido capaz de realizar un guiado correcto del flujo.

La incapacidad de la corona de realizar un guiado adecuado durante la inhalación hace que el flujo entre en el codo de forma desordenada. Este hecho, como se verá posteriormente, genera una importante pérdida de energía en el codo.

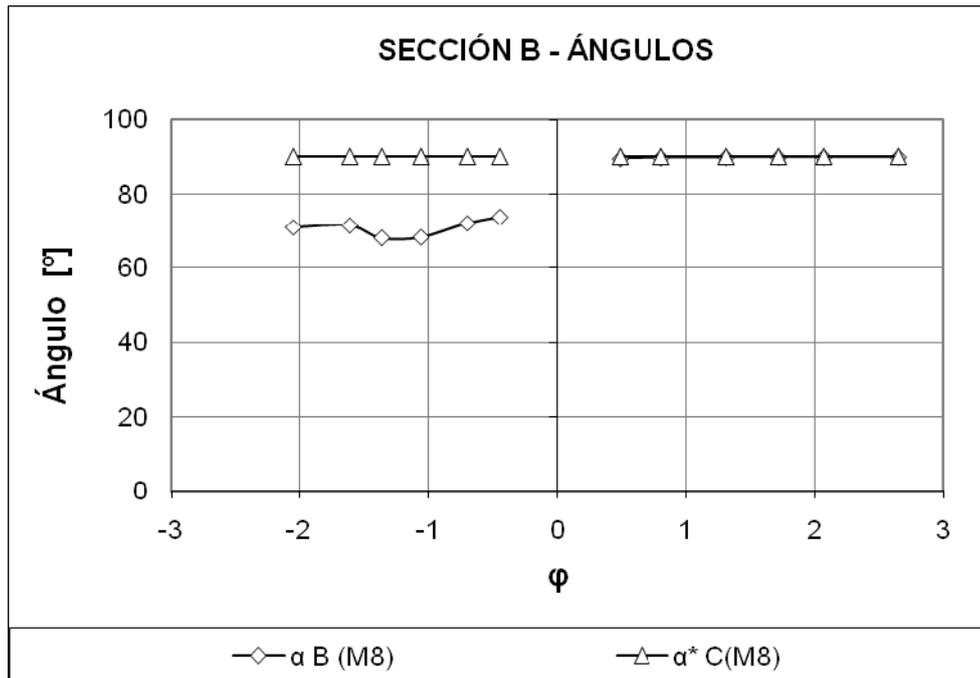


Figura 4-6. Ángulos en la sección B.

El mal guiado del flujo que hace la corona interior en inhalación se debe al diseño de las aletas. Las razones que explican este hecho son dos: la más importante es la insuficiente longitud de las aletas, y la otra razón es la propia geometría de aleta. El cambio de dirección del flujo se realiza con un arco de círculo de fuerte curvatura que es incapaz de guiar el fluido adecuadamente. En un capítulo posterior de la tesis se incidirá sobre este aspecto de la corona interior.

4.3.2 Ángulos en la sección C

La sección C está situada entre la corona interior y el rodete. Cuando la máquina trabaja en exhalación el flujo pasa por C desde la corona hacia el rodete, y en inhalación a la inversa.

En la Figura 4-7 se presentan los resultados de los ángulos del flujo relativo y absoluto para el caso de inhalación. Comparando el ángulo β con el β^* , se concluye que el rodete realiza un buen guiado porque el flujo abandona el rodete con un ángulo que difiere solamente 2° o 3° del geométrico.

La relación entre α , que depende de φ , y α^* es importante porque determina si el fluido llega a la corona interior bien alineado con la geometría. La diferencia entre el ángulo del flujo y el geométrico está entre -2° y 20°. Se aprecia que hay una situación

óptima, para $\varphi \approx -1.5$, en la cual el flujo penetra en la corona perfectamente alineado con las aletas. Se observa que para valores de $\varphi < -1$ la diferencia del ángulo es pequeña y los choques serán de escasa importancia. Sin embargo, para coeficientes de flujo pequeños los choques son mayores, esto provoca que el flujo se desprenda en el borde de ataque de las aletas y se produzca una pérdida importante de energía.

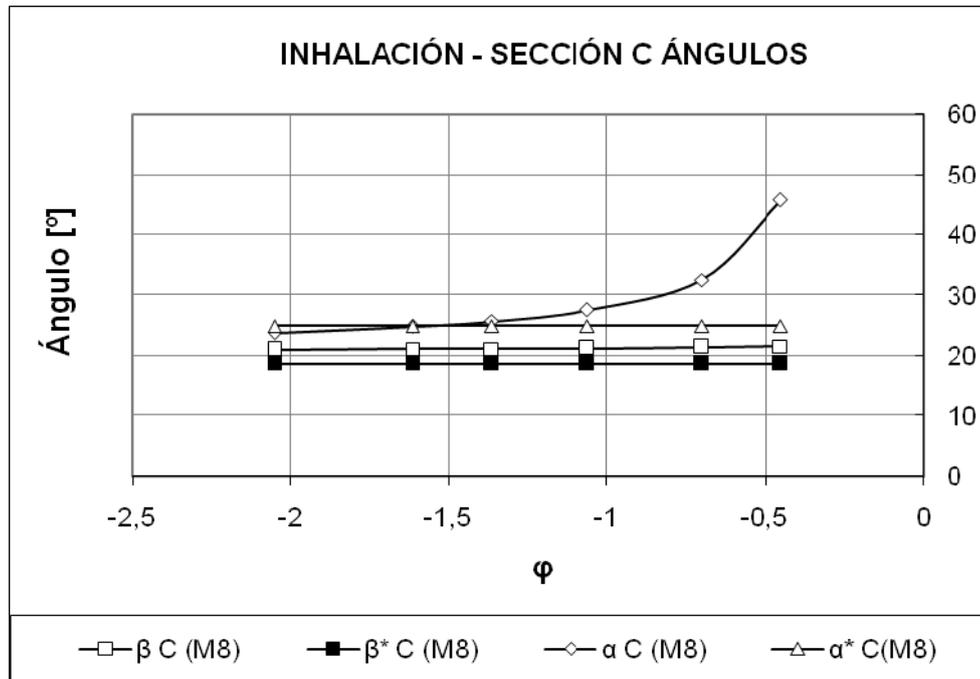


Figura 4-7. Ángulos en la sección C durante la inhalación.

En la Figura 4-8 se muestra el ángulo del flujo absoluto (α) y relativo (β) respecto del coeficiente de caudal (φ) en la sección C durante la exhalación.

Si se observa la relación entre el ángulo absoluto del flujo (α) y el ángulo geométrico (α^*) se aprecia que la corona interior guía bien al fluido durante la exhalación (esto no ocurría durante la inhalación, Figura 4-6). La diferencia entre α , que se mantiene constante en torno a 23° , y el $\alpha^* = 25^\circ$, es muy pequeña.

La entrada al rodete viene marcada por el ángulo relativo. Si se compara el ángulo del flujo (β), con el ángulo relativo geométrico (β^*), se aprecia que hay una diferencia notable entre ambos. Esta diferencia oscila entre 8° para el φ más alto y 30° para el más bajo. Esto provoca que en la entrada del rodete, durante la exhalación, se produzca choque, mayor cuanto menor es el φ , y como consecuencia habrá pérdidas altas en el rodete durante la exhalación.

La tendencia que se aprecia en el ángulo β a medida que se reduce φ es debida a que cuanto menos caudal circula por la máquina, las velocidades de paso son menores, sin embargo la velocidad de rotación es constante. Esto hace que el ángulo β aumente a medida que se reduce φ , lo que equivale a decir que el flujo llega en peores condiciones al rodete cuanto menor es el φ .

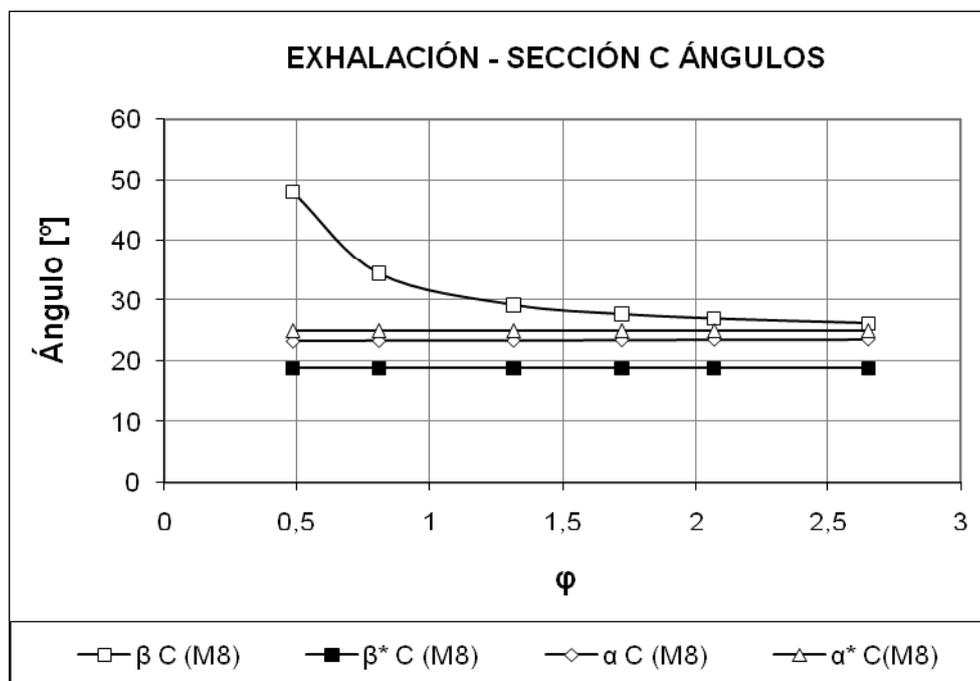


Figura 4-8. Ángulos en la sección C durante la exhalación.

De estos resultados se concluye que las aletas de la corona interior realizan un buen guiado durante la exhalación, aunque el ángulo que imprimen al flujo no es óptimo desde el punto de vista del rodete.

4.3.3 Ángulos en la sección D

La sección D se sitúa entre el rodete y la corona exterior. Durante la exhalación el flujo sale del rodete, y tras cruzar la sección D llega a la corona exterior. En la inhalación el recorrido es inverso.

En la Figura 4-9 y Figura 4-10 están representados los ángulos en función de φ en esta sección para el caso de inhalación y exhalación respectivamente. Por razones de magnitud las escalas de las figuras no son las mismas que en las figuras correspondientes a la sección C (Figura 4-7 y Figura 4-8). Al igual que en la sección C

los ángulos representados son los ángulos del flujo absoluto, del flujo relativo y los ángulos geométricos.

En la Figura 4-9 se presentan los resultados de inhalación. Comparando el ángulo geométrico, α^* , y el del flujo, α , queda patente que la corona realiza un buen guiado de la corriente porque la diferencia entre α y α^* es de 3° - 4° . A la vista de este resultado, y teniendo en cuenta el resultado de la corona interior (Figura 4-5), se deduce que las coronas realizan un buen guiado del flujo cuando la salida del mismo es por el tramo recto de la aleta.

En la Figura 4-9 están representados los ángulos relativos al rodete, del flujo (β) y el geométrico (β^*) en la sección D. El ángulo del flujo β depende de φ , mientras que β^* es constante, por tanto, la diferencia entre ellos crece a medida que φ se reduce. La diferencia oscila entre 2° y 98° . Se aprecia que para $\varphi < -1.3$ el flujo entra en el rodete bien alineado porque las diferencias son pequeñas. Sin embargo, para $\varphi > -1.3$ la diferencia crece y se produce un desprendimiento en la entrada del rodete cuya intensidad aumenta a medida que se reduce φ . Este comportamiento a φ bajo también ocurre en la exhalación (Figura 4-8) aunque de forma menos acusada.

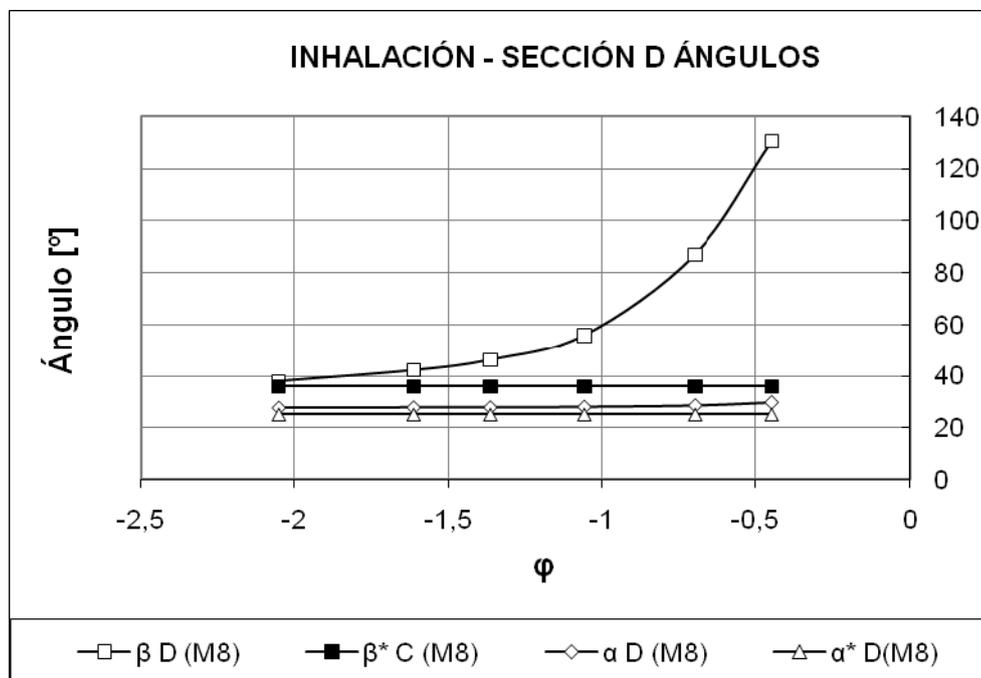


Figura 4-9. Ángulos en la sección D durante la inhalación.

La Figura 4-10 corresponde con la exhalación. En ella se muestra que la diferencia entre β y β^* es pequeña, oscila entre 1° - 5° . La mayor diferencia se produce para $\varphi < 1$. Por tanto, cabe decir que el rodete realiza un correcto guiado de la corriente.

En la Figura 4-10 también se representa el ángulo absoluto del flujo (α) cuando sale del rodete hacia la corona exterior. Se observa que la diferencia entre α y α^* es muy grande, oscila entre 25° - 115° , creciente a medida que se reduce φ . La variación de α no es lineal con φ , cuando la máquina opera a valores bajos de φ el ángulo del flujo crece bruscamente. Esta diferencia de ángulos implica que cuando el flujo entra en la corona hay un choque intenso y un fuerte desprendimiento, lo que provoca muchas pérdidas, sobre todo para valores bajos de φ .

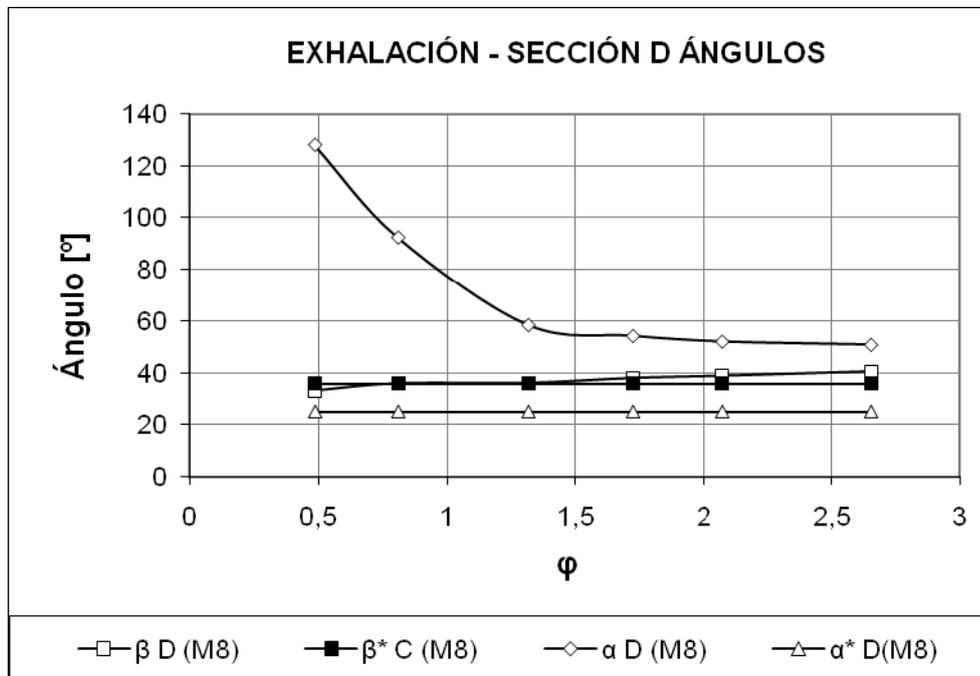


Figura 4-10. Ángulos en la sección D durante la exhalación.

De estos resultados en la sección C y D se desprende que el ángulo de orientación de las aletas en ambas coronas tiene una gran importancia en el funcionamiento de la turbina. Por un lado condicionan la llegada del flujo al rodete, y por otro lado aparecen pérdidas por desprendimiento en la entrada de las propias coronas cuando reciben el flujo proveniente del rodete. Encontrar la solución óptima es un problema complejo, porque modificar este ángulo para beneficiar una de las situaciones resulta perjudicial cuando la turbina trabaja con el flujo en sentido opuesto.

4.3.4 Ángulos en la sección E

La sección E se encuentra en la parte externa de la corona exterior. Cuando la máquina trabaja en condiciones de exhalación el flujo sale de la corona exterior, atraviesa E y sale a la atmosfera, mientras que en inhalación hace el trayecto opuesto.

En la Figura 4-11 se presentan los ángulos de flujo en esta sección frente al coeficiente de caudal. Las aletas de la corona en la parte exterior tienen dirección radial, por tanto su ángulo (α^*) es de 90° .

En inhalación el flujo entra a través de la superficie que delimita exteriormente el dominio computacional, cuya condición de contorno impone flujo perpendicular a dicha superficie, por tanto el flujo entra en la máquina con dirección radial y se ajusta correctamente al ángulo geométrico de las aletas. La diferencia entre α y α^* es de 5° en el peor de los casos. Sin embargo en exhalación el guiado es muy deficiente. La diferencia es de 27° - 28° para todo el rango de ϕ . Por tanto, durante la exhalación, en la parte exterior de la corona se produce un importante desprendimiento de la corriente.

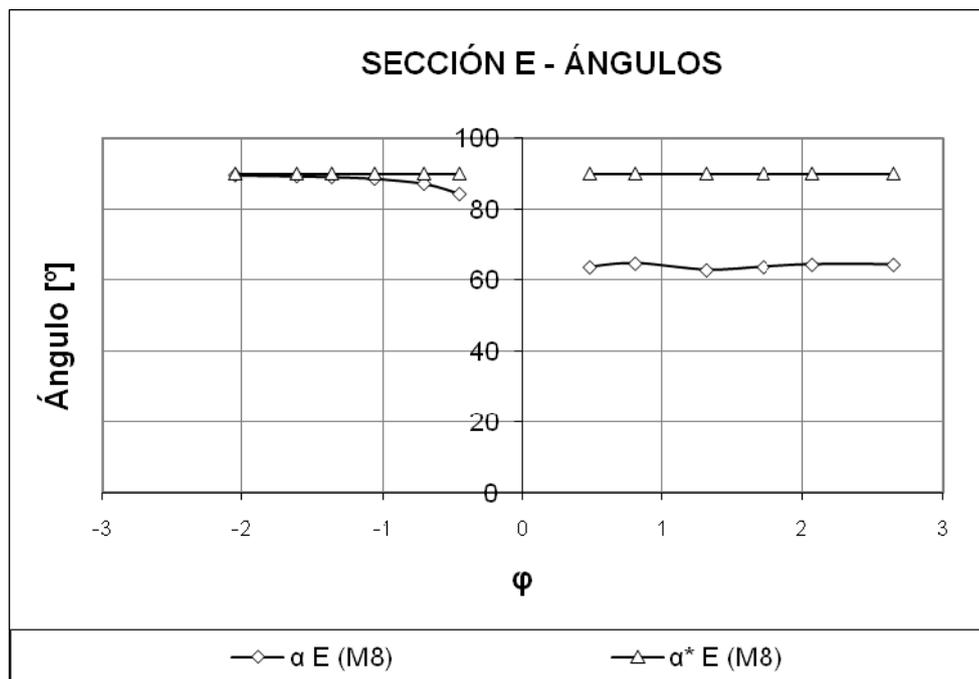


Figura 4-11. Ángulos en la sección E.

Estos resultados corroboran lo que se comentó anteriormente sobre los resultados en la sección B. La geometría de las coronas es deficiente, sólo realiza un buen guiado en uno de los sentidos del flujo. Cuando el fluido entra por el tramo recto y sale

radialmente el guiado es deficiente en los dos casos. Sin embargo, este hecho es menos importante en la sección E porque la velocidad del flujo es más pequeña.

4.4 Análisis del intercambio de energía en el rodete

En este apartado se hace un análisis del intercambio de energía producido en el rodete para conocer con más profundidad el comportamiento del mismo. Para llevar a cabo este análisis se utilizan los siguientes parámetros: coeficiente de Euler, coeficiente Neto, coeficiente de pérdidas en el rodete y el rendimiento en el rodete³⁸.

En la Figura 4-12 y la Figura 4-13 están representados el coeficiente de Euler y Neto en función de ϕ para inhalación y exhalación respectivamente. Comparando ambas figuras se aprecia claramente que la diferencia entre el coeficiente de Euler y el Neto es mayor en exhalación. El coeficiente Neto, que representa la energía que recibe el rodete, es muy similar en ambos casos. Sin embargo, el coeficiente de Euler presenta peores resultados en el caso de exhalación.

A partir de estos resultados, y ajustando los resultados del coeficiente de Euler por medio de un polinomio, se puede calcular el ϕ para el cual la máquina no produce energía, que sería cuando el coeficiente de Euler se hace nulo. En caso de inhalación es para $\phi \approx -0.17$, y en exhalación $\phi \approx 0.3$. Estos valores son importantes porque son los puntos a partir de los cuales la máquina produce energía. Para valores de ϕ más pequeños la máquina consume energía porque necesita una fuerza exterior para mantener la velocidad de giro constante.

La relación entre los dos coeficientes es muy importante porque el rendimiento es el cociente de los dos. El hecho de que durante la exhalación la diferencia entre los dos coeficientes sea mayor provoca que el rendimiento en este caso sea inferior como se aprecia en la Figura 4-14. La diferencia existente entre la inhalación y la exhalación es

³⁸ Las definiciones de estos coeficientes pueden verse en el primer apartado de este capítulo.

notable, el rendimiento máximo del rodete es de 72% y 53% respectivamente. Hay una diferencia importante entre los dos modos de funcionamiento, de casi un 20%.

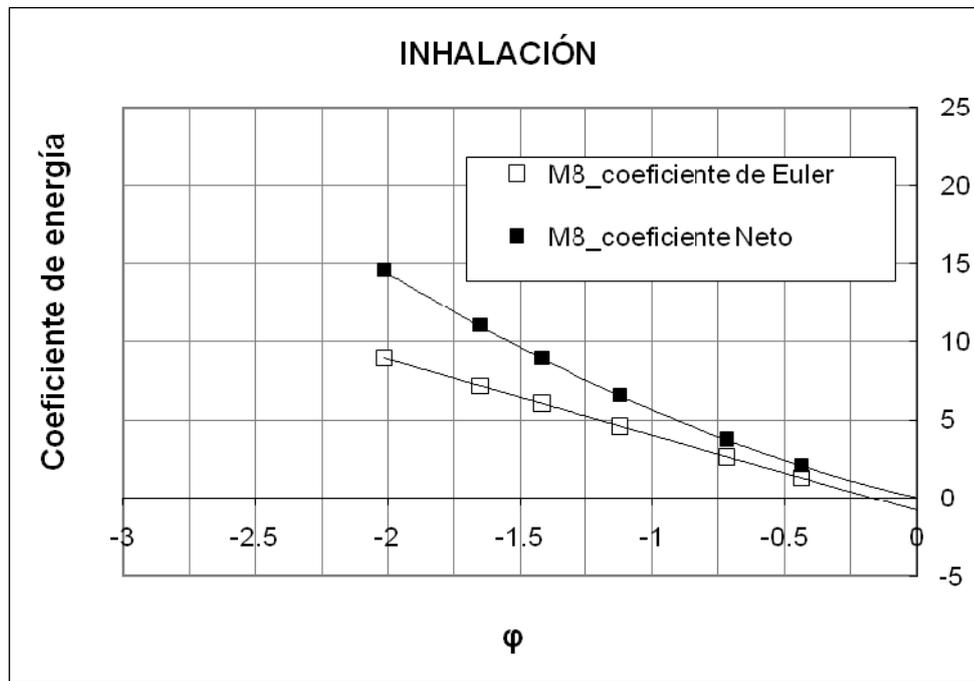


Figura 4-12. Coeficientes de Euler y Neto en el caso de inhalación.

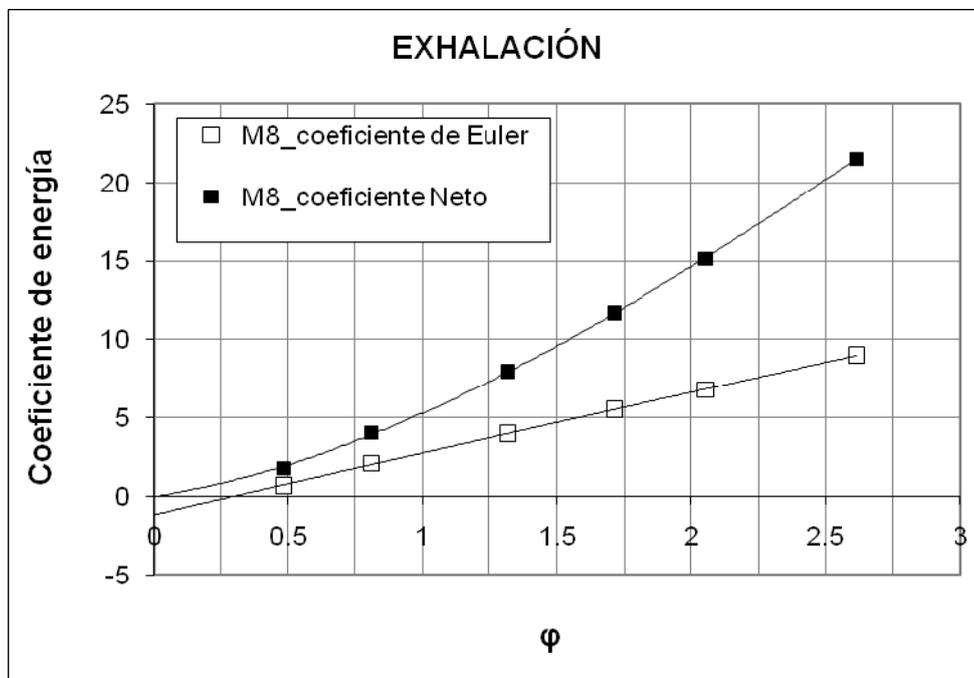


Figura 4-13. Coeficientes de Euler y Neto en el caso de exhalación.

La diferencia en el rendimiento se debe principalmente a dos factores: el primero es la recepción del flujo por parte del rodete y el segundo es la evolución de la sección de

paso de canal entre álabes. En la Figura 4-8 y la Figura 4-9 se aprecia que el flujo llega mejor direccionado al rodete en el caso de exhalación para todo el rango de ϕ . Aunque en ambos casos, a bajo ϕ , llega muy mal direccionado, lo que explica el hecho de que el rendimiento del rodete caiga bruscamente a ϕ bajo, pero esto no explica porque el rendimiento de inhalación es tan superior al de exhalación. El segundo factor a tener en cuenta, la evolución de la sección de paso, es determinante. El posicionamiento de los álabes hace que la sección de paso sea convergente en inhalación y divergente en exhalación, Figura 4-15. Esto provoca que, en exhalación, el flujo se desprenda en el interior del canal de paso generando mayores pérdidas. Por esta razón, el rendimiento es mejor en inhalación, en cuyo caso la sección es convergente y favorece el comportamiento del rodete.

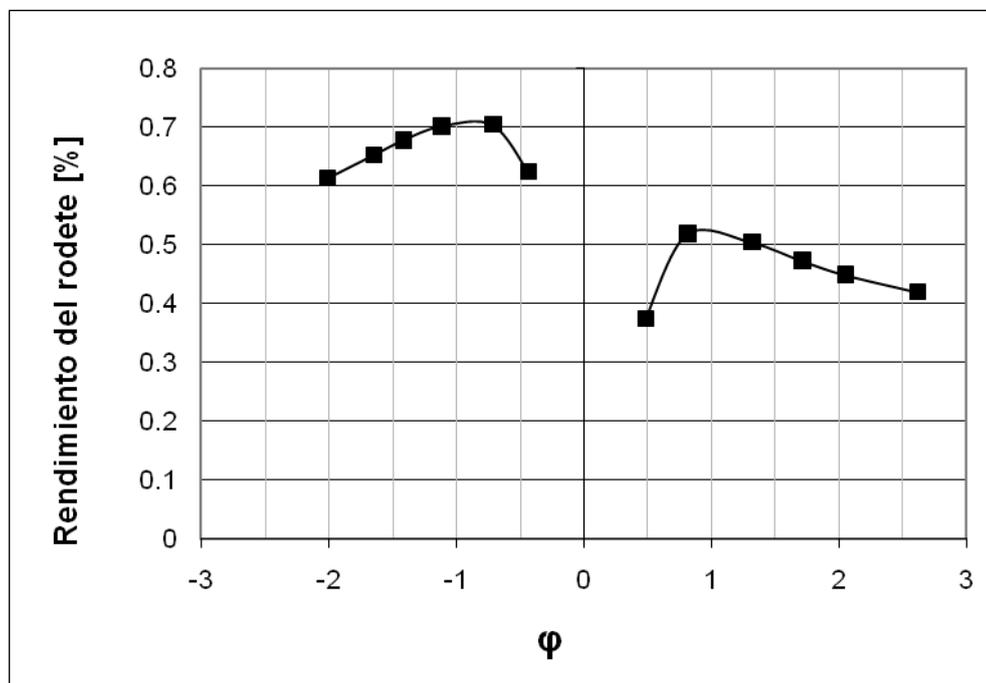


Figura 4-14. Rendimiento del rodete.

Hay que destacar la diferencia que existe entre el rendimiento del rodete de forma aislada y el rendimiento de la máquina completa (Figura 4-3). La diferencia entre ambos es muy notable, el rendimiento del rodete es aproximadamente el doble que el de la máquina completa. Esta diferencia se debe a la acción de los elementos fijos. Las pérdidas por falta de guiado o por choque que se generan en los elementos fijos reducen sensiblemente el rendimiento de la máquina.

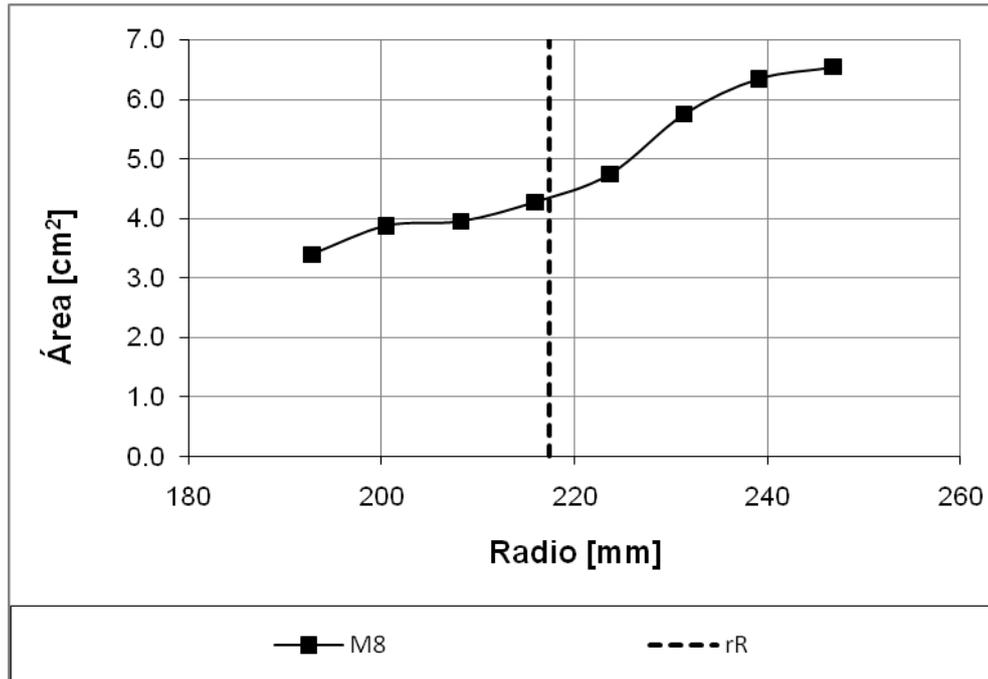


Figura 4-15. Evolución de la sección de paso de un canal del rodete³⁹.

Para completar el estudio del rodete se presenta la evolución del coeficiente de pérdidas en función del ϕ , Figura 4-16. Se observa, tanto para inhalación como para exhalación, que el coeficiente de pérdidas aumenta rápidamente cuando el ϕ se reduce. Además, se aprecia que el coeficiente es ligeramente mayor para exhalación que para inhalación.

Las pérdidas en el rodete tienen diferentes causas, los choques que se producen en la entrada del rodete, la evolución de la sección de paso y los efectos tridimensionales en la punta de los álabes. Los choques, que son más intensos en inhalación (Figura 4-8 y Figura 4-9), justifican que el coeficiente de pérdidas aumente bruscamente a valores de ϕ bajos. La evolución de la sección de paso del canal es divergente en exhalación y favorece el desprendimiento del flujo en el interior del canal., lo que provoca mayores pérdidas durante la exhalación. El tercer aspecto a tener en cuenta es el flujo de punta

³⁹ En la gráfica también se muestra el radio al que se sitúa la línea media del rodete (r_R).

cuyos efectos son más pronunciados en la exhalación, este fenómeno se tratará con más profundidad en el capítulo 5.

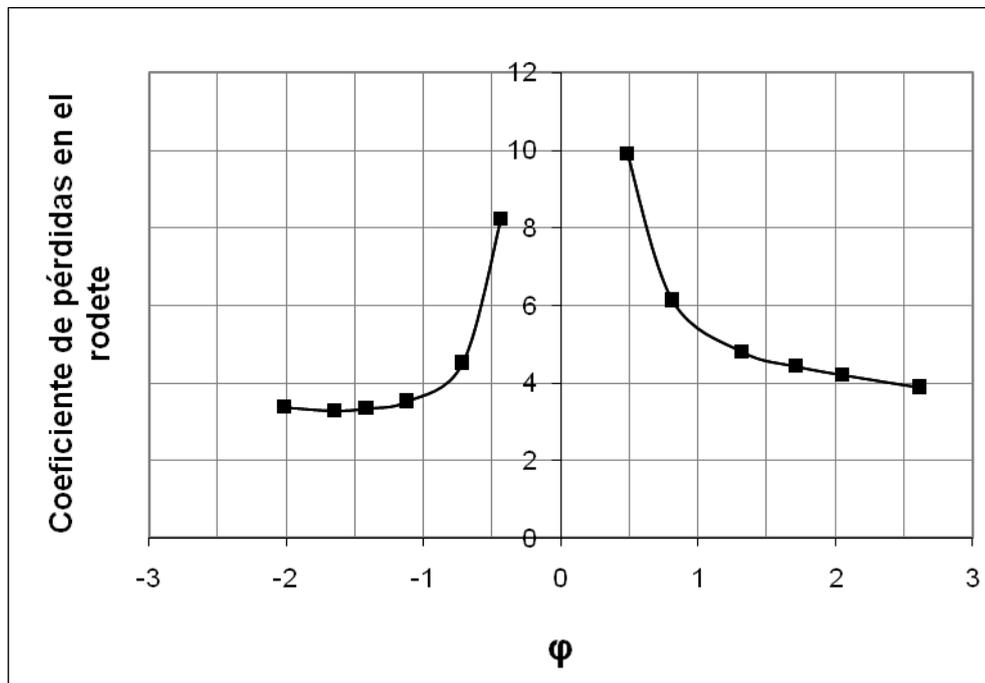


Figura 4-16. Coeficiente de pérdidas del rodete.

En la Figura 4-16 se aprecia que, para un mismo ϕ en valor absoluto, el coeficiente de pérdidas es mayor en exhalación, aproximadamente 17-30% dependiendo de ϕ . Por tanto, las pérdidas para un valor de determinado de ϕ serán mayores en exhalación.

4.5 Análisis de pérdidas en elementos fijos

4.5.1 Coeficientes de pérdidas en elementos fijos

Para analizar las pérdidas que se producen en los diferentes elementos se ha definido un coeficiente de pérdidas (K) que caracteriza los diferentes elementos fijos. Este coeficiente permite conocer con más detalle el comportamiento que tiene cada elemento en relación a las pérdidas.

La Figura 4-17 muestra los coeficiente de pérdidas de todos los elementos fijos en los casos de exhalación ($\phi > 0$) e inhalación ($\phi < 0$). Debido a la diferencia de escala entre unos y otros, y para apreciar mejor las diferencias, se incluye también la Figura 4-18 que es idéntica a la anterior pero a una escala diferente.

Existe una gran diferencia entre los diferentes elementos, destacando sobremanera el coeficiente de pérdidas de la corona exterior en exhalación. Este coeficiente alcanza valores muy altos, sobre todo a φ bajo. A causa de los choques que se producen en la entrada de la corona (Figura 4-10). Comparando el coeficiente de pérdidas con la diferencia angular entre α y α^* en la sección D se aprecia una clara relación: el coeficiente de pérdidas en la corona exterior en exhalación depende fundamentalmente de los choques que se producen en la entrada de la corona, por tanto, queda patente que la corona exterior en exhalación trabaja mejor a φ alto. Durante la exhalación también existe un problema de mal guiado del flujo en la salida de la corona (Figura 4-11), pero comparado con los choques tiene una influencia escasa debido a que en esta zona la velocidad del flujo es pequeña.

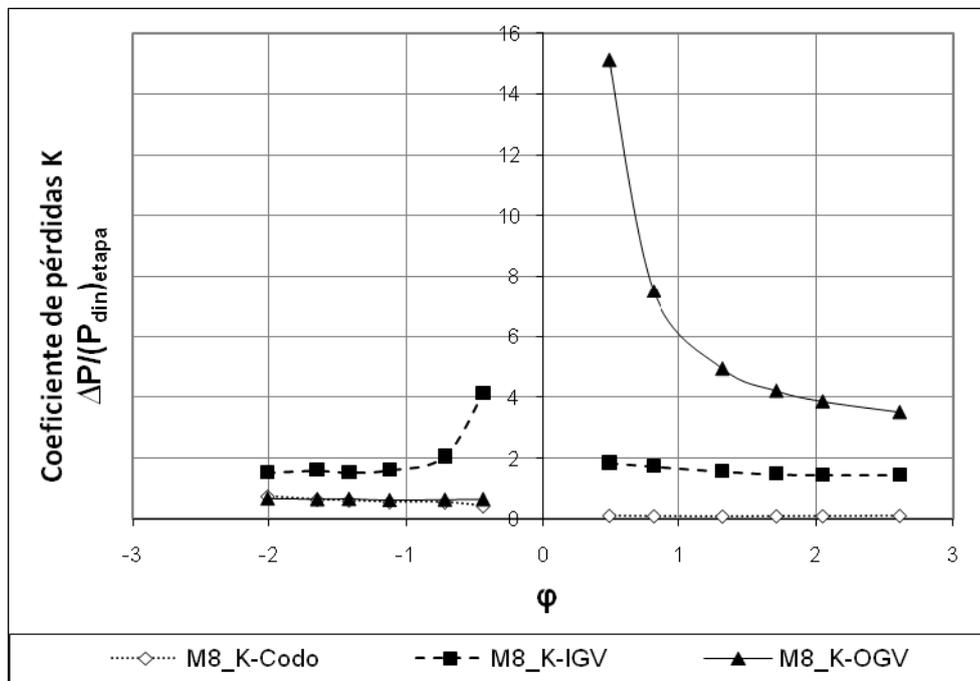


Figura 4-17. Coeficiente de pérdidas en elementos fijos.

Para inhalación se observa que la corona exterior mantiene un coeficiente de pérdidas constante, y además su valor es pequeño. En la entrada de la corona exterior en inhalación no se producen choques (Figura 4-11), por tanto las pérdidas serán causadas principalmente por fricción y flujo de punta. Estos dos fenómenos, debido a la baja velocidad, tienen poca importancia en la corona exterior.

La corona interior tiene un comportamiento similar a la corona exterior pero mucho menos acusado (Figura 4-18). Durante la exhalación el coeficiente de pérdidas, aunque

crece ligeramente cuando se reduce ϕ , se mantiene relativamente constante. Esto indica que las pérdidas se deben principalmente a fenómenos asociados a la magnitud de ϕ : fricción y flujo de punta. La Figura 4-6 corrobora esta afirmación porque muestra que no existen choques en la entrada de la corona. Sin embargo, para inhalación, el coeficiente de pérdidas crece abruptamente para bajos regímenes de flujo debido a la existencia de choque en la entrada de la corona (Figura 4-7). Por tanto, además de pérdidas por fricción y flujo de punta, aparecerán pérdidas muy importantes a bajo ϕ debidas a los choques que existen en la entrada de la corona.

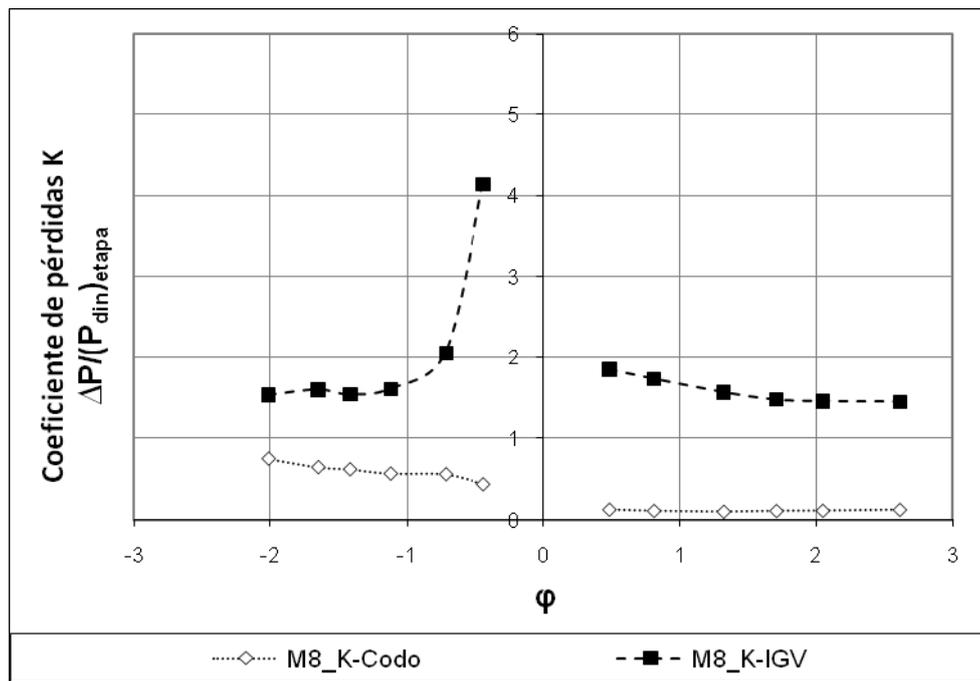


Figura 4-18. Coeficiente de pérdidas en elementos fijos (zoom).

El último de los elementos es el codo. Este elemento presenta coeficientes de pérdidas muy reducidos en comparación con el resto de la máquina. Sin embargo, en el caso de inhalación es superior a la exhalación, donde es prácticamente nulo. La diferencia entre ambos casos es el efecto inducido por la corona interior porque no realiza un buen guiado de la corriente durante la inhalación (Figura 4-6). Esto provoca que el flujo entre en el codo de forma muy desordenada y se generan más pérdidas. Este mismo efecto se registra en la corona exterior en exhalación, pero en el caso del codo es más importante porque las velocidades del flujo son mayores.

4.5.2 Pérdidas desglosadas por elementos

Para completar el análisis del apartado anterior se muestran en este punto las pérdidas de la turbina desglosadas por elementos. De esta forma se puede identificar aquellos elementos que ocasionan las mayores pérdidas.

La evaluación de las pérdidas en cada elemento se realiza a través del coeficiente adimensional C_A , que está relacionado con el salto de presión total que se produce en cada uno de los elementos. Si se evalúa este salto de presión total entre las superficies que delimitan un elemento se obtiene la magnitud de la energía pérdida en dicho elemento. Para calcular el salto de presión en cada elemento se utilizan las secciones A, B, C, D, E y F definidas anteriormente, Figura 4-1.

Es importante tener en cuenta que la diferencia en los valores de C_A generada en los elementos fijos son pérdidas, mientras que en el rodete engloba las pérdidas y también la energía útil. Por esta razón, para tratar de aislar las pérdidas en el rodete, se emplea el rendimiento del rodete.

En todas las figuras se muestra el C_A de cada elemento para diferentes valores del coeficiente de caudal (φ), las columnas a la derecha corresponden con los φ más bajos y a la izquierda con los más altos. Asimismo, en las figuras también se incorpora una flecha que indica en qué régimen está trabajando la turbina, exhalación o inhalación, de esta forma se ve claramente en qué orden recorre los elementos el flujo.

4.5.2.1 Inhalación

Durante la inhalación el flujo discurre desde la atmósfera hacia la cámara OWC. De forma que el flujo avanza desde la sección F (exterior) hasta la A (conducto).

En la Figura 4-19 se muestra el porcentaje de pérdidas que se produce en cada elemento respecto al total. Siguiendo el sentido del flujo el primer elemento es la corona exterior, donde las pérdidas son mínimas durante la inhalación. No llegan al 5% del total en el caso más desfavorable que es el de mayor φ .

Sin embargo, los gráficos porcentuales pueden resultar engañosos porque no muestran correctamente la evolución de las pérdidas en cada elemento de forma independiente. Para complementar la Figura 4-19 se incluye la Figura 4-20.

Si se observa la Figura 4-20, donde se representa la magnitud de las pérdidas en valor absoluto, se aprecia que las pérdidas en la corona exterior son pequeñas y proporcionales al φ , lo que está de acuerdo con el coeficiente de pérdidas visto en la Figura 4-18, que indicaba que eran pérdidas asociadas a fenómenos que se intensifican con φ , principalmente a fricción y flujo de punta.

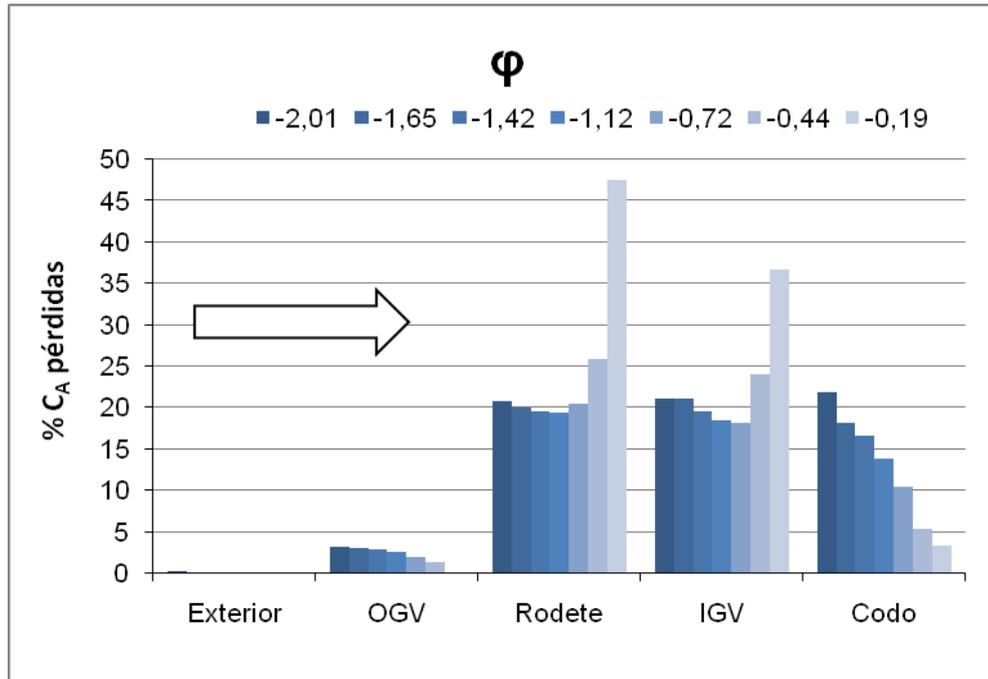


Figura 4-19. Pérdidas porcentuales en cada elemento en inhalación.

El siguiente elemento es el rodete, el captador de energía. Para conocer las pérdidas que se registran en el rodete se utiliza el rendimiento del rodete, de esta forma podemos separar el C_A del rodete en energía útil y pérdidas. Las pérdidas se sitúan en torno a un 20% de la energía total excepto para φ bajo porque en esta situación las pérdidas por choques son muy grandes, para el mínimo φ simulado, 0.19, la máquina no produce apenas energía (Figura 4-12) y se encuentra próxima a rendimiento nulo. Se aprecia un mínimo en el porcentaje de energía perdida en $\varphi \approx 0.72$, que es donde se produce el máximo rendimiento del rodete (Figura 4-14).

En la Figura 4-20, donde se representan los valores absolutos de las pérdidas, se aprecia que las éstas crecen de forma lineal con φ . Sin embargo, los choques en la entrada del rodete se reducen al aumentar φ (Figura 4-9), por tanto no son la razón de este aumento. La causa son los flujos secundarios, que sí se intensifican con φ .

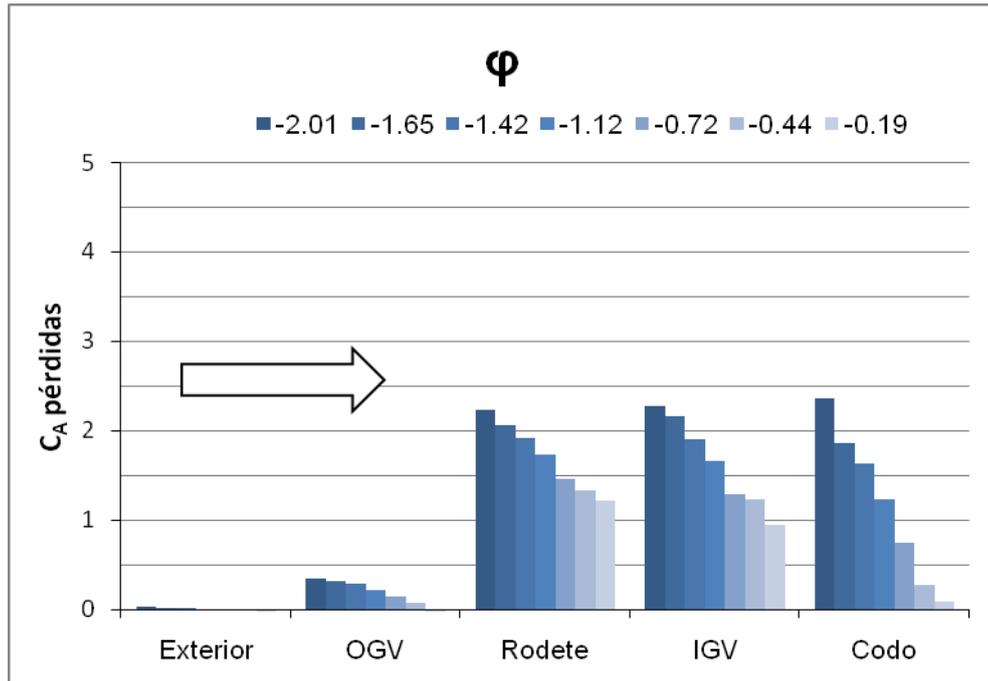


Figura 4-20. Pérdidas en valor absoluto en cada uno de los elementos en inhalación.

Siguiendo la dirección del flujo, después del rodete el flujo entra en la corona interior. En la Figura 4-19 se aprecia que el porcentaje de la energía pérdida en este elemento es muy elevada, sobre todo a bajo ϕ a causa de los choques. En el punto de máximo rendimiento de la turbina se pierde en la corona interior el 18% de la energía total que entra en la máquina y para ϕ intermedio, se mantienen siempre cerca del 20%. Estas pérdidas, como se comentó a raíz de la Figura 4-7, tienen tres fuentes: fricción, flujo de punta y los choques que aparecen a ϕ bajos. La aparición de pérdidas por choque a ϕ bajos justifica el comportamiento que se aprecia en la gráfica porcentual de pérdidas (Figura 4-19), donde el porcentaje de energía perdido en la corona interior para bajo ϕ crece notablemente.

El último de los elementos es el codo, en este elemento las pérdidas son crecientes con ϕ , oscilan entre un 5-20% del total. En los casos más desfavorables las pérdidas son tan elevadas como en el rodete o la corona interior, a pesar de ser un elemento mucho menos complejo. El coeficiente de pérdidas de este elemento no es muy elevado (Figura 4-7), sin embargo, las altas velocidades del flujo en esta zona hacen que las pérdidas sean importantes. Como se apuntó anteriormente, estas pérdidas se deben al mal guiado del flujo que hace la corona interior en inhalación (Figura 4-6), lo que provoca que el

flujo entre en el codo de manera muy desordenada, además de con alta velocidad, y se generan pérdidas altas por corrientes secundarias.

4.5.2.2 Exhalación

Durante la exhalación el flujo circula desde la cámara OWC hacia la atmósfera. En esta situación el primer elemento que atraviesa el flujo es el codo. Tal como se aprecia en la Figura 4-21 y la Figura 4-22 las pérdidas en este tramo son mínimas debido a que el flujo discurre sin alteraciones, no alcanzan el 5% en ningún caso. Al contrario que en la inhalación, el funcionamiento en esta zona no se ve afectada por ningún elemento previo, por tanto, las escasas pérdidas existentes se deben a fricción y las pérdidas inducidas por el cambio de dirección en el codo.

En la corona interior las pérdidas oscilan entre 11-23% (Figura 4-21), además son crecientes con ϕ como se puede apreciar en la Figura 4-22. Es llamativo el alto porcentaje de pérdidas en este elemento durante la exhalación porque durante la inhalación no se presentan pérdidas en el primer elemento, que es la corona exterior. Sin embargo, a pesar de que la geometría de la corona es idéntica, la corona interior sí que tiene pérdidas notables en la exhalación. Las razones que explican este comportamiento son dos: la primera es que las velocidades del flujo en la corona interior son mucho mayores porque la sección de paso es notablemente inferior. Y la segunda razón es que, durante la exhalación, la corona interior está sufriendo la influencia del codo, que afecta negativamente al funcionamiento de la propia corona. En la Figura 4-18 se aprecia que el coeficiente de pérdidas de la corona interior en exhalación es prácticamente lineal, lo que indica que las pérdidas son proporcionales a ϕ y concuerda con la Figura 4-22.

Después de la corona interior, el flujo entra en el rodete. En la Figura 4-21 se aprecia que la energía perdida en el punto de máximo rendimiento ronda el 27%, aproximadamente un 8% más que en inhalación. Además, comparando la Figura 4-20 y Figura 4-22 se observa que las pérdidas en exhalación son mayores también en valor absoluto. Este hecho ya se había apuntado a la vista de los valores del coeficiente de pérdidas en el rodete (Figura 4-16). Al igual que ocurría en inhalación, pero de forma más acusada, se aprecia un mínimo en el porcentaje de pérdidas en el rodete para $\phi \approx 0.8$, que es el punto de máximo rendimiento en exhalación.

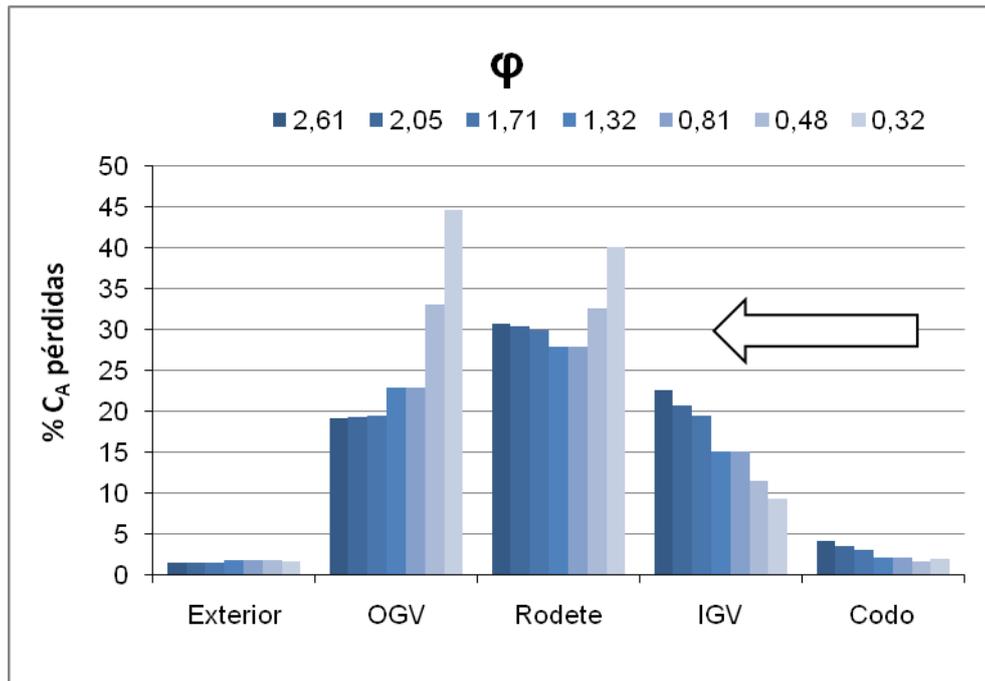


Figura 4-21 Pérdidas porcentuales en cada elemento en exhalación.

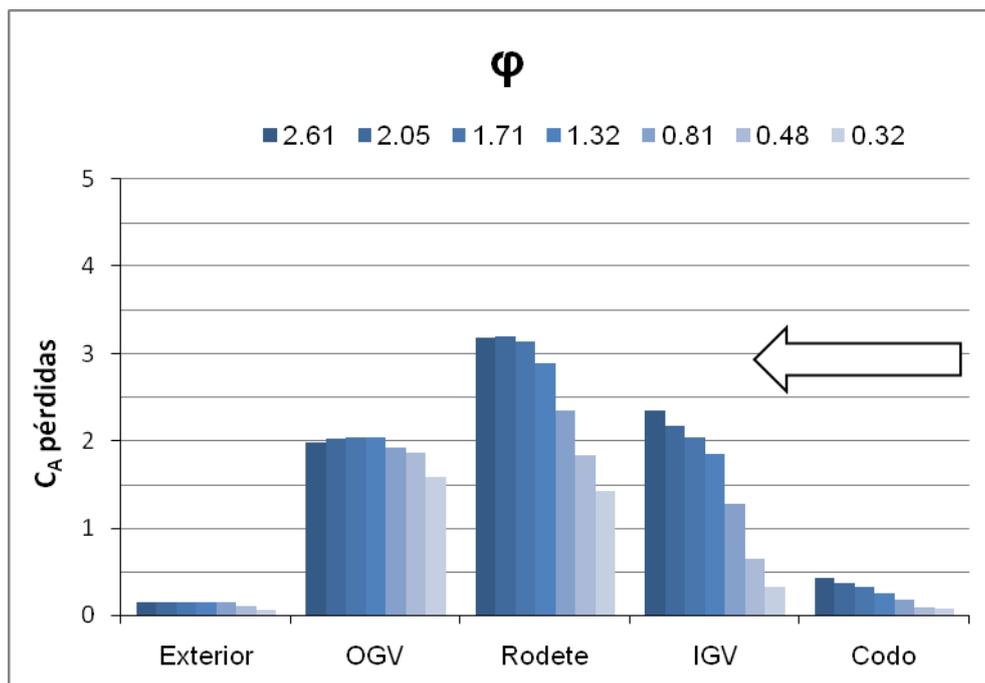


Figura 4-22. Pérdidas en valor absoluto en cada uno de los elementos en exhalación.

Las pérdidas en la corona exterior en la exhalación son la gran diferencia con la inhalación. En este caso el porcentaje de pérdidas crece a medida que se reduce ϕ . En la Figura 4-22 se refleja que las pérdidas en valor absoluto en esta corona son

relativamente constantes para todo φ . Teniendo en cuenta el comportamiento de las coronas en el resto de situaciones, las pérdidas en valor absoluto son muy altas para valores de φ bajos. Esto se debe a la intensidad de los choques que se producen en el borde de entrada de las aletas. Las pérdidas por fricción asociadas a la corona exterior son reducidas, igual que en la inhalación (Figura 4-20), porque las velocidades del flujo son pequeñas.

El último elemento que recorre el flujo durante la exhalación es el volumen denominado como exterior. Las pérdidas son mínimas, prácticamente despreciables, en torno al 1% del total. Son producidas por la acción del elemento previo, la corona exterior, que no realiza un buen guiado de la corriente en exhalación y de esto se derivan las pérdidas que hay aguas abajo.

4.6 Conclusiones del análisis

Para concluir este análisis del flujo se comentan de forma breve las ideas más importantes que se han extraído del estudio.

De los resultados referentes al intercambio de energía en el rodete se extrae una conclusión muy clara: el rodete funciona mucho mejor en inhalación que en exhalación como pone de manifiesto el rendimiento del mismo. Esta diferencia entre inhalación y exhalación tiene dos causas: la primera de ellas es que el flujo le llega en mejores condiciones, y por tanto hay menos pérdidas por choques. La segunda razón es que la sección de paso en inhalación es convergente, mientras que en exhalación es divergente, lo que hace aumentar las pérdidas.

Otra conclusión que se deduce de los resultados es que las coronas directrices no funcionan de forma satisfactoria. La corona exterior apenas presenta pérdidas en inhalación, lo que combinado con el comportamiento del rodete da como resultado que el rendimiento en inhalación de la máquina completa es muy superior al de exhalación. Sin embargo, en el resto de situaciones las coronas no cumplen su función correctamente. Se ha demostrado que las coronas no realizan un buen guiado cuando el flujo entra por el tramo recto de las mismas y sale por el curvo. Este hecho provoca que las pérdidas en el codo durante la inhalación sean importantes.

La orientación de las coronas no es la óptima en ninguno de los dos casos. Se ha comprobado que el ángulo exterior de la corona interior (α_C^*), a pesar de ser adecuado

para inhalación en cuyo caso apenas hay choques, no favorece el buen funcionamiento del rodete porque el flujo no llega al rodete con la orientación adecuada y se produce choque en la entrada del mismo, y en consecuencia hay pérdidas importantes. La corona exterior también tiene una orientación deficiente. Se producen elevadas pérdidas por choque en la exhalación, aunque en este caso sí que está favorecido el funcionamiento del rodete durante la inhalación.

Capítulo 5

Análisis local del flujo

5 ANÁLISIS LOCAL DEL FLUJO

5.1 Introducción

En este capítulo se profundiza en el conocimiento de los fenómenos locales que tienen lugar en el interior de la turbina.

Los aspectos que se analizan son la influencia del tamaño de la holgura sobre las prestaciones, el efecto de la holgura sobre el guiado de la corriente y cómo afecta el tamaño de la holgura al patrón de flujo.

Para realizar este estudio se trabajará con la geometría inicial M8 que tiene holguras de 1 mm en todos los elementos. Para determinar la influencia de la holgura (t_c) y analizar su efecto se han generado dos geometrías semejantes: una sin holguras, y otra con holguras de 2 mm⁴⁰ (Tabla 5-1).

A causa del diferente tamaño de la holgura los mallados tienen diferentes tamaños para los tres modelos (Tabla 5-1). En las holguras se ha dispuesto un mallado semejante y con la misma densidad de celdas en la dirección OZ en los tres modelos, por tanto el número de celdas es mayor cuanto más grande es la holgura.

En el capítulo 4 se realizó un análisis del guiado del flujo por parte de los diferentes elementos. Sin embargo, al promediar la velocidad en toda la sección de paso de la máquina, este análisis se desarrolló bajo la hipótesis de que el flujo era unidimensional, y por tanto se difumina el efecto de la holgura. Para discernir mejor el efecto que ocasionan las holguras se ha creado una serie de superficies representativas sobre las cuales se evalúan los resultados⁴¹.

⁴⁰ La holguras se conservan uniformes en toda la máquina, al igual que para la geometría inicial. Por ejemplo, el modelo M8_ $t_c=2$ tiene una holgura en el rodete de 2mm, y en las coronas directrices es también de 2mm.

⁴¹ Al igual que en el resto de este trabajo los resultados se evaluarán a través de un promediado superficial tipo *mass weighted average*.

Tabla 5-1. Características de los mallados para diferentes holguras⁴².

| Modelo | Holgura (t_c) | Nº celdas totales | Densidad de celdas en la holgura (nº de celdas en eje OZ/mm) |
|---------------|-----------------------------|-------------------|--|
| M8_ $t_c = 1$ | 1 mm (geometría inicial) | $1.75 \cdot 10^6$ | 10 |
| M8_ $t_c = 0$ | 0 mm | $1.35 \cdot 10^6$ | - |
| M8_ $t_c = 2$ | 2 mm | $2 \cdot 10^6$ | 10 |

5.1.1 Superficies de análisis

Las regiones más importantes para estudiar el efecto de la holgura son las comprendidas entre el rodete y las coronas directrices. Por tanto, las superficies objeto de este estudio serán C y D (Figura 4.1). Estas superficies se dividen en 5 partes, de forma que se puede captar, en cierta medida, el efecto que puedan tener las holguras de punta sobre el direccionamiento del flujo. La división se realiza de forma simétrica según la dirección del eje OZ. Estas superficies se denominarán de la siguiente forma:

- C-1: situada entre $z = 400$ y $z = 393$ mm. 16% de la anchura de la máquina.
- C-2: entre $z = 393$ y $z = 386$ mm. 16% de la anchura de la máquina.
- C-3: entre $z = 386$ y $z = 370$ mm. 36% de la anchura de la máquina.
- C-4: entre $z = 370$ y $z = 363$ mm. 16% de la anchura de la máquina.
- C-5: entre $z = 363$ y $z = 356$ mm. 16% de la anchura de la máquina.

En la Figura 5-1 se presenta un esquema de las divisiones realizadas de la sección C. En lo sucesivo estas divisiones serán denominadas como sección, con una letra y un

⁴² El eje OZ es paralelo al eje de giro de la máquina.

número que determinarán su posición concreta. Asimismo, en la Figura 5-1, se muestra la situación relativa respecto de las holguras. La sección C-1 está situada en el lado del cubo, igual que las holguras de las coronas. Por tanto en esta superficie, C-1, se podrá observar el efecto que provocan las holguras de las coronas directrices sobre el guiado. Análogamente, en la sección C-5 se refleja el posible efecto de la holgura del rodete. Para la sección D las divisiones se realizan de forma análoga.

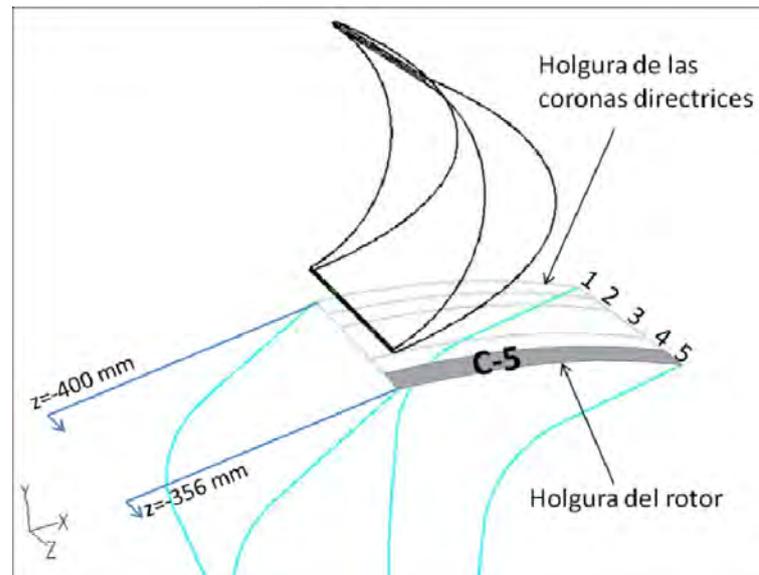


Figura 5-1. División de la superficie C para estudiar el efecto de la holgura sobre el guiado.

Para completar el estudio de los fenómenos que se producen a causa de las holguras se utilizarán mapas de contornos de presión total en los planos 1, 3 y 5. La situación de estos planos se indica en la Figura 5-2.

En el plano 1, situado en las proximidades del extremo de las aletas directrices, se mostrará qué efecto pudieran tener las holguras de las coronas sobre el guiado del flujo, igual que en la sección C-1 de la Figura 5-1. En el plano 3, al igual que en C-3, el flujo será básicamente bidimensional. En el plano 5 se pondrán de manifiesto dos fenómenos: la influencia de la holgura del rodete en el guiado, y cómo el flujo de punta afecta al flujo en el canal de paso del rodete.

Los mapas de presión se muestran para geometrías con diferentes holguras. Por tanto, los planos 1 y 5 situados en las proximidades de las holguras no están en una posición fija, sino que ésta depende de t_c (Figura 5-2a). Se sitúan siempre a 1 mm del extremo del álabe o de las aletas, y a t_c+1 mm de la carcasa según sea el caso.

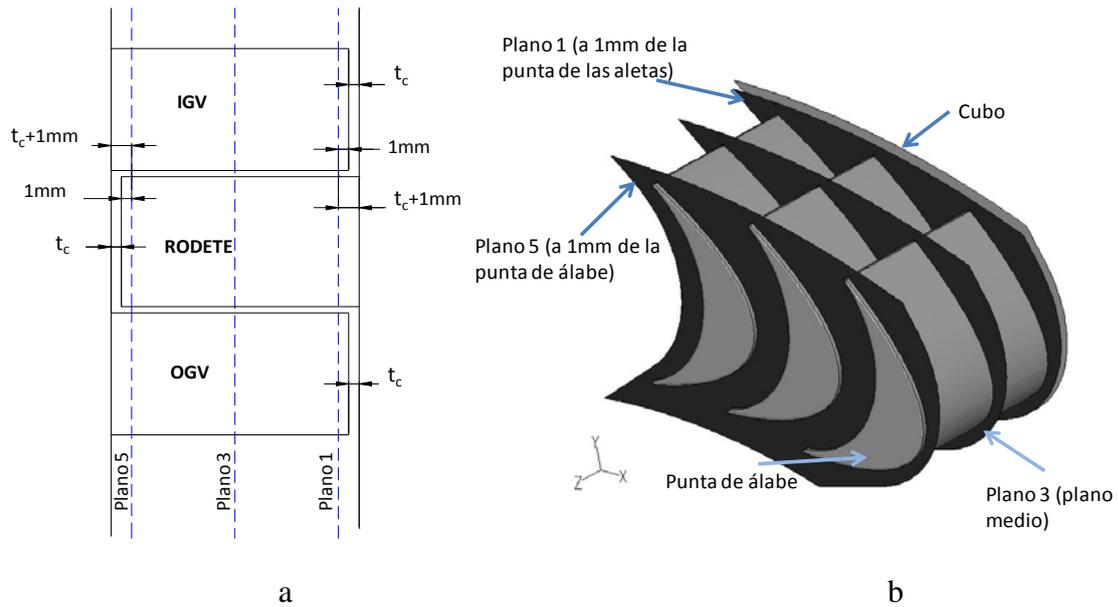


Figura 5-2. Planos XY para estudio fenómenos locales.

Para completar la información sobre los fenómenos que suceden en el interior del rodete se presentarán mapas de presión total a lo largo del canal de paso del mismo. En la Figura 5-3a se indica la posición de los planos en función de r . La Figura 5-3b muestra un corte del dominio por uno de estos planos circunferenciales, donde la superficie rallada son los canales de paso.

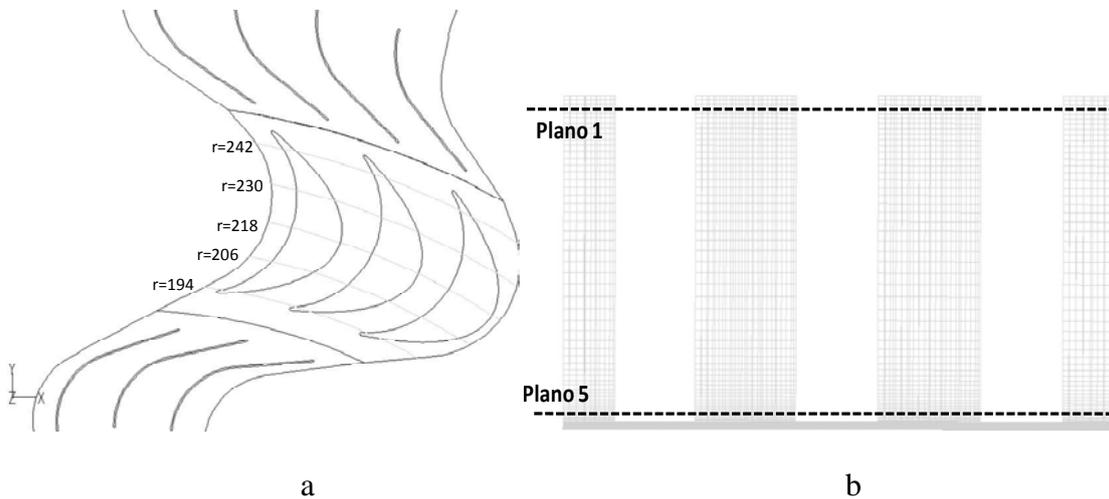


Figura 5-3.a) Superficies radiales en el rodete para el estudio de fenómenos locales, b) corte del dominio computacional por la sección $r = 230$ mm.

En la parte inferior de la Figura 5-3b se encuentra la zona correspondiente a la holgura del rodete, en cuyas cercanías se encuentra el plano 5, mientras que el plano 1 se encuentra en la zona del cubo y de la holgura de las coronas directrices. En estos

planos se podrá observar la aparición y evolución de inestabilidades que se producen en el interior del rodete.

5.2 Influencia del tamaño de la holgura sobre las prestaciones

En las siguientes figuras se presenta la evolución de los parámetros característicos C_T , C_A y η para la geometría M8 con diferentes holguras.

En la Figura 5-4 están representadas las curvas C_T - ϕ para las tres holguras estudiadas. Se aprecia claramente que la holgura afecta al par que es capaz de producir la máquina. Durante la inhalación se observa una clara tendencia del C_T en función del t_c , a mayor t_c menor par es capaz de generar la máquina. La diferencia a altos ϕ llega a superar el 10%. Sin embargo, esta tendencia no se mantiene durante la exhalación. Se aprecia que la geometría M8_ $t_c=2$, al igual que en inhalación, tiene un C_T menor. Pero no se observa tendencia con el t_c porque las geometrías con $t_c=0$ y 1 mm presentan resultados muy similares, para ciertos ϕ es incluso superior la M8_ $t_c=1$. La falta de acuerdo entre inhalación y exhalación se debe a que, como se verá más tarde, los fenómenos que aparecen en uno y otro caso no son iguales. Esto provoca que el patrón de flujo, y por tanto el par obtenido, no se vean de igual forma afectados por la holgura. En el caso de exhalación la diferencia máxima se sitúa también en torno al 10%.

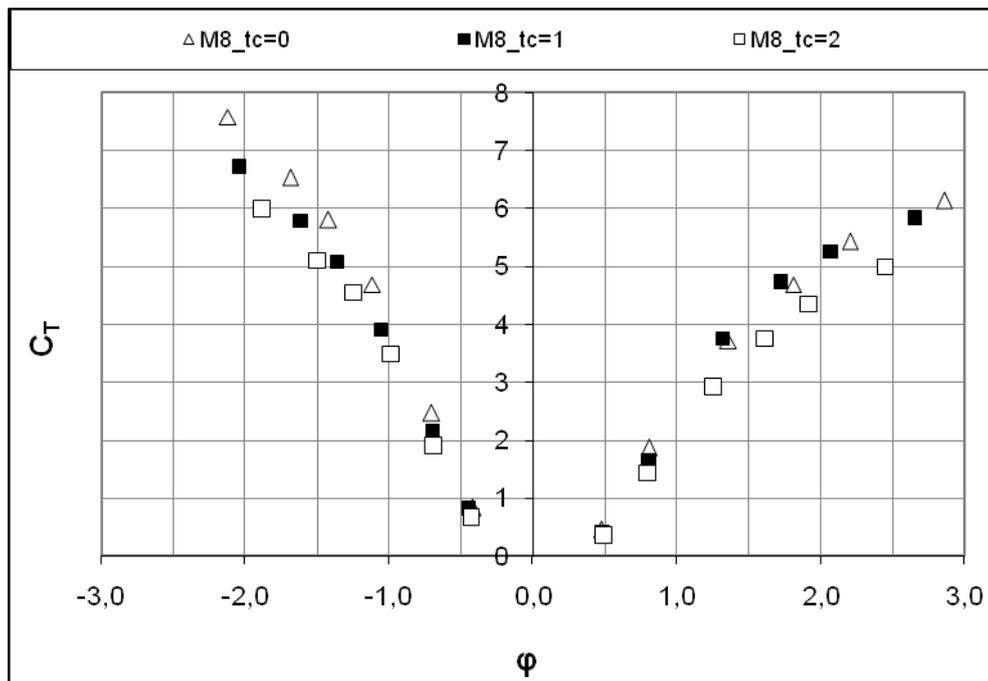


Figura 5-4. Influencia del tamaño de la holgura (t_c) sobre C_T para M8.

La evolución del C_A se presenta en la Figura 5-5. En este caso sí que se aprecia una tendencia muy clara de los resultados en función de t_c . El C_A crece con el t_c , lo que implica que aumentan las pérdidas porque, como se vio en la Figura 5-4, la energía útil se reduce al aumentar t_c . El mayor C_A se da para el modelo $M8_{t_c=2}$ mm, con una diferencia, tanto en inhalación como exhalación, de un 15-20% mayor que en $M8_{t_c=0}$.

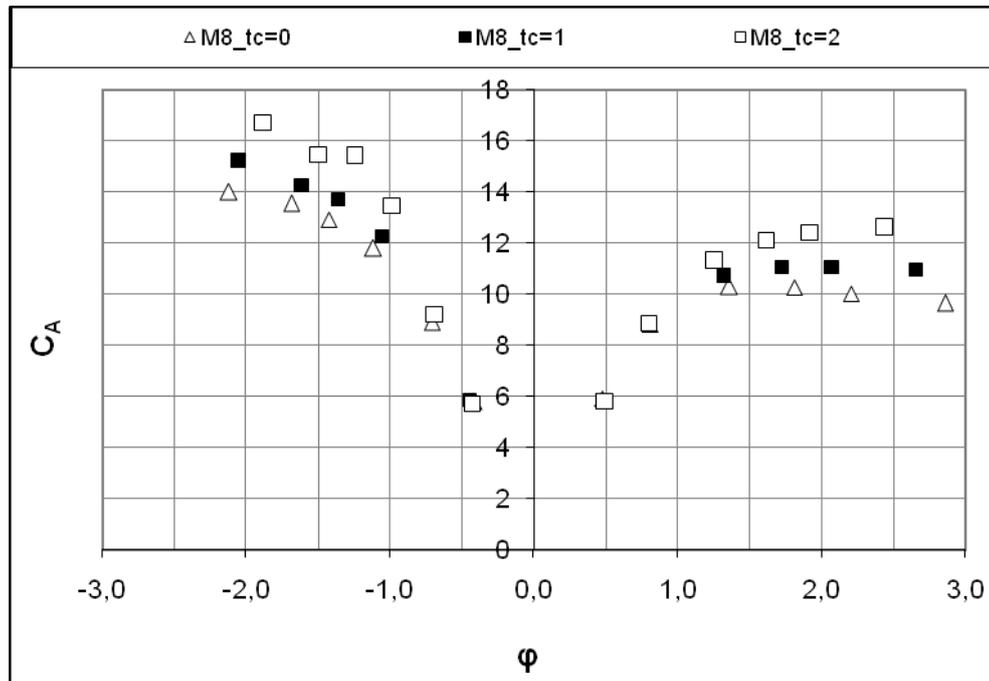


Figura 5-5. Influencia del tamaño de la holgura (t_c) sobre C_A para M8.

En la Figura 5-6 se muestra el rendimiento para las tres holguras. En la inhalación hay una tendencia lógica, el rendimiento es función del tamaño de la holgura, a mayor t_c menor rendimiento. La diferencia, en términos del rendimiento máximo (η_m) alcanza casi un 10%. En exhalación la tendencia es menos clara porque la diferencia entre los casos de $t_c = 0$ y 1 mm es escasa, aunque parece que el modelo con $t_c = 0$ tiene un rendimiento más alto en la gran parte del rango de ϕ .

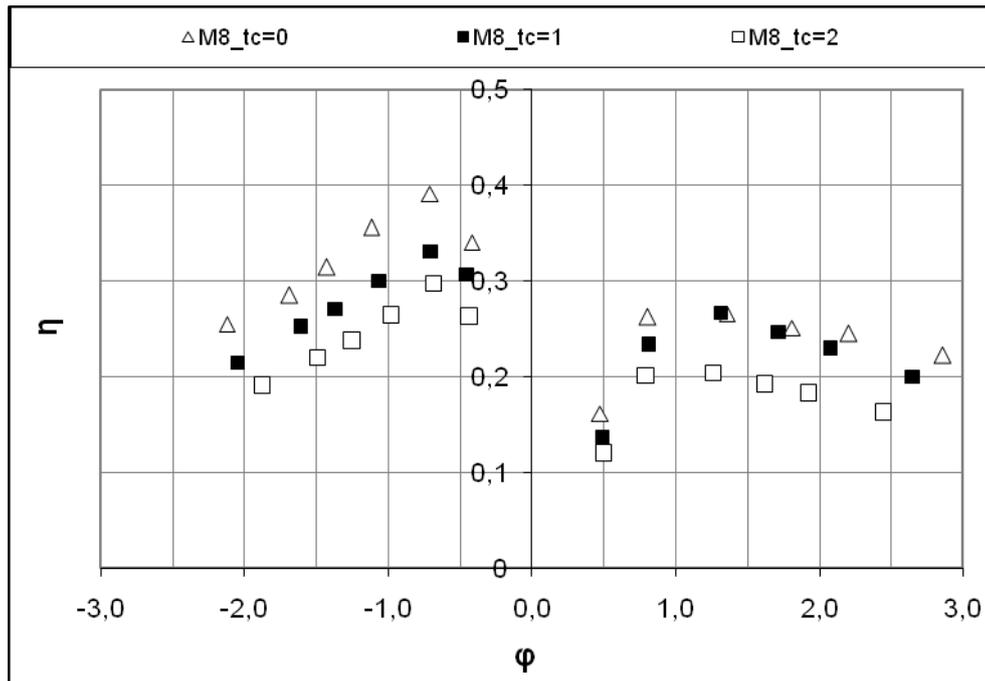


Figura 5-6. Influencia del tamaño de la holgura (t_c) sobre rendimiento estacionario (η) de M8.

5.3 Influencia de la holgura sobre el guiado del flujo

En esta parte del análisis se estudia la influencia de la holgura sobre el guiado del flujo a lo largo de la envergadura de las aletas y álabes. Sólo se muestran resultados del modelo M8_ t_c = 1, que corresponde a la geometría inicial.

Los ángulos representados en las figuras siguen la nomenclatura establecida en anteriores capítulos. (Figura 4.5).

5.3.1 Sección C

5.3.1.1 Inhalación

Durante la inhalación el flujo sale del rodete hacia la corona interior. La sección que plasma el efecto de la holgura de los álabes es la C-5.

Cómo afecta la holgura del rodete al guiado del flujo se muestra en la Figura 5-7. En esta figura se representa el ángulo del flujo relativo β , respecto al geométrico de los álabes β^* , en las distintas secciones C-1 a C-5.

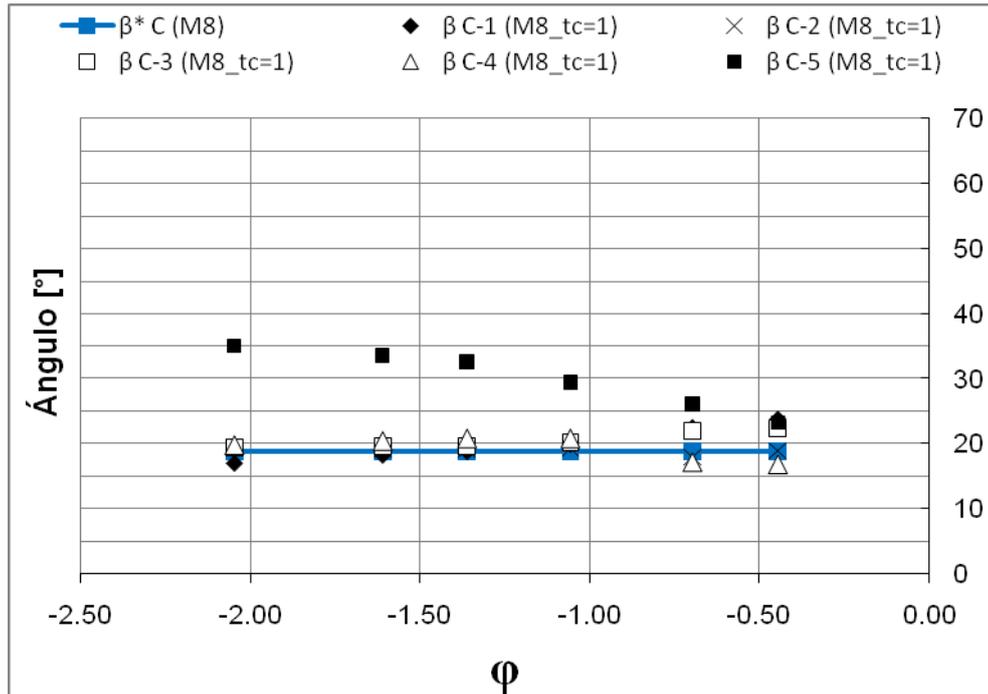


Figura 5-7. Ángulos del flujo relativo en la sección C en inhalación.

En la figura se aprecia como el flujo que atraviesa el rodete en las secciones más separadas de la holgura está bien guiado ($\beta \approx \beta^*$), lo que indica que la mayor parte del rodete trabaja en las mismas condiciones. Sin embargo el flujo que circula en las zonas más cercanas a la holgura no está bien guiado. La diferencia entre β y β^* varía de 5 a 16°. Esta falta de guiado del rodete es la causa de que parte de la corona interior reciba el flujo en malas condiciones tal como se muestra en la Figura 5-8.

En la Figura 5-8 se muestran los ángulos del flujo absoluto antes de entrar en la corona interior. Se aprecia como la C-5 presenta un ángulo muy diferente al resto. El ángulo del flujo (α) a través de C-5 es casi constante, alrededor de 40° a excepción del ϕ más bajo. Asimismo se aprecia que en el resto de secciones el flujo llega a la corona correctamente direccionado en un amplio rango de ϕ .

Estos resultados (Figura 5-8) indican que las pérdidas por choques en la entrada de la corona interior no se producen uniformemente. La parte de la corona situada en el lado de la holgura del rodete (C-5) recibe el flujo con un ángulo de 40° independientemente del ϕ , mientras el ángulo geométrico es de 25°. Esto provoca desprendimiento en la entrada de las aletas y por tanto un aumento de las pérdidas. En el resto de las secciones, no existe influencia de la holgura del rodete y el flujo llega con un ángulo que depende del ϕ . En este caso hay un ϕ óptimo, en torno a 1.3, en el cual el

flujo entra bien alineado con la corona. Se aprecia cierta diferencia entre las distintas secciones a caudales bajos, aunque no se aprecia ningún patrón determinado.

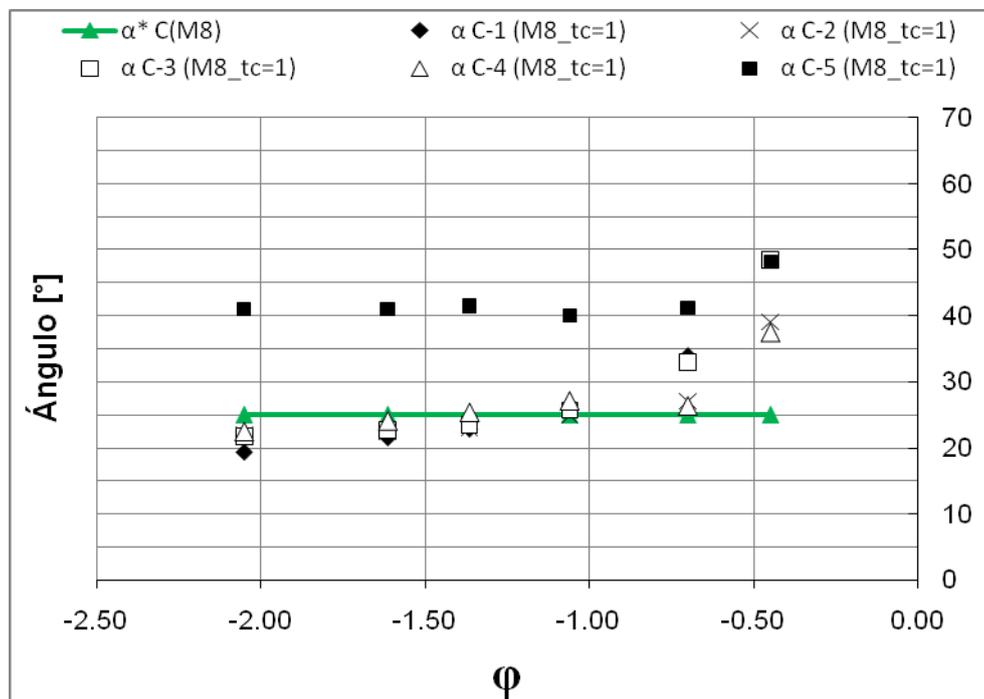


Figura 5-8. Ángulos del flujo absoluto del flujo en la sección C en inhalación.

Observando los resultados se pone de manifiesto que el flujo que llega a la corona desde el rodete lo hace relativamente bien alineado en gran parte de la envergadura de la aleta (un 84%), las diferencias van desde -5° a 17° dependiendo de ϕ . Pero en la zona influenciada por la holgura del rodete (C-5 corresponde a un 16% de la envergadura) lo hace de forma muy deficiente, con un desalineamiento siempre mayor de 15° , lo que ocasiona grandes pérdidas.

5.3.1.2 Exhalación

La Figura 5-9 presenta los ángulos del flujo absoluto en la sección C durante la exhalación.

Durante la exhalación el flujo va de la corona interior hacia el rodete, por tanto el efecto que se observa en este caso es el de la holgura de la corona interior. Dicho efecto se verá reflejado en la sección más cercana a ese lado, concretamente la sección C-1.

En la Figura 5-9 se aprecia como la sección C-1 en exhalación presenta unos resultados claramente distintos de las otras secciones. La holgura ocasiona que el flujo

no salga bien guiado de la corona. Este efecto se agrava cuanto mayor es el ϕ . En las secciones más alejadas de la holgura el ángulo del flujo se mantiene constante y relativamente bien ajustado a la corona, mientras que en C-1 el guiado es progresivamente peor. La diferencia entre α y α^* en C-1 alcanza los 6° en el peor de los casos. No es una cifra elevada pero puede ocasionar problemas en la entrada al rodete. En el resto de secciones, de C-2 a C-5 el ángulo es prácticamente constante y la diferencia ronda los 4° respecto a α^* .

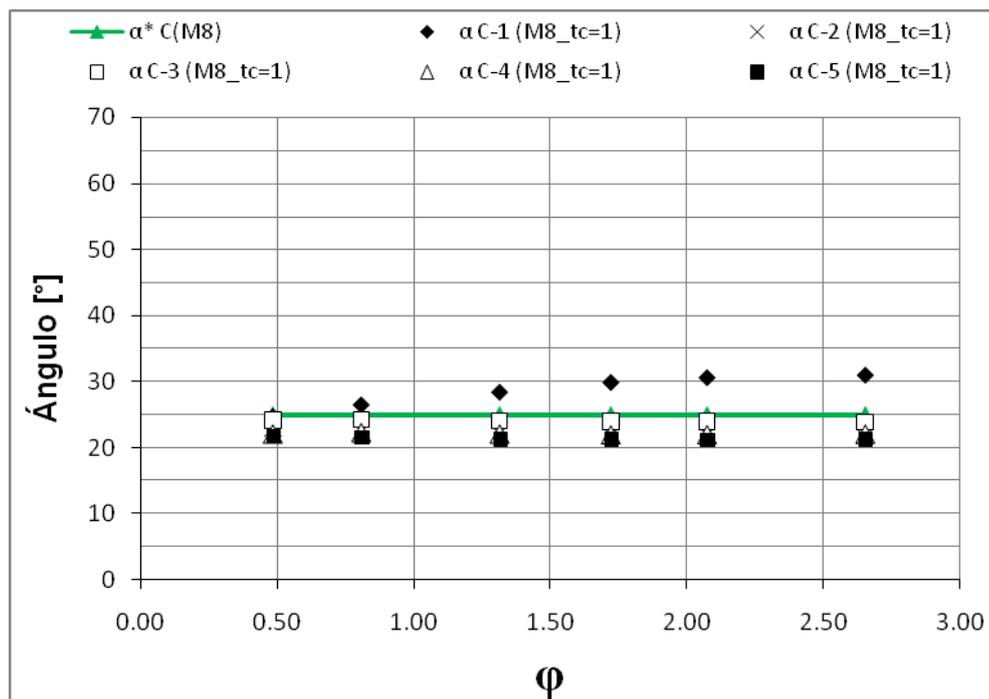


Figura 5-9. Ángulos del flujo absoluto del flujo en la sección C en exhalación.

Es curioso el hecho de que, excepto en C-1, el flujo sale de la corona con un ángulo más pequeño que el geométrico. Existe cierto sobreguiado debido a la geometría de las aletas. Esto provoca que la diferencia entre la sección C-1 y el resto sea mayor que respecto a α^* .

Obviamente el guiado que hace la corona interior en la exhalación afecta a la entrada del flujo en el rodete. En la Figura 5-10, donde se muestra la influencia de la holgura, se representa el ángulo del flujo relativo al rodete en las 5 secciones C-1 a C-5.

Se aprecia claramente el efecto que induce el mal guiado de la corona. La sección C-1, que es sensible al efecto de la holgura de la corona interior, presenta un ángulo entre 12° - 15° más alto que el resto. Mientras que en las secciones C-2 a C-5 el flujo

tiene un comportamiento muy parecido entre ellas. Esto quiere decir que el rodete no trabaja en las mismas condiciones a lo largo de toda su envergadura.

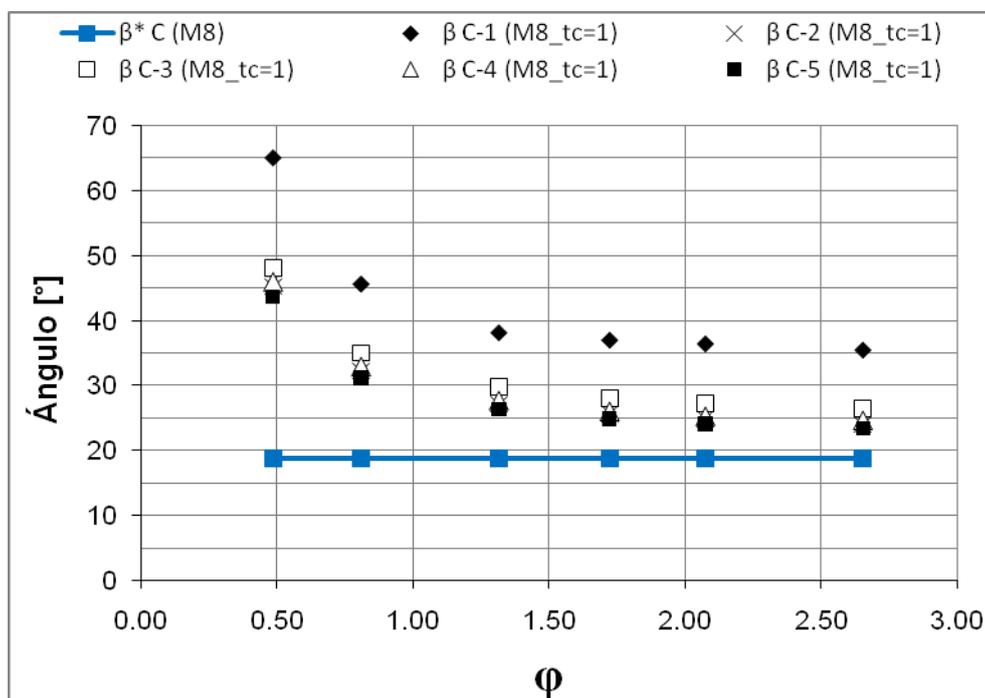


Figura 5-10. Ángulos del flujo relativo en la sección C en exhalación.

Observando la Figura 5-10 se aprecia que la recepción del flujo por parte del rodete no es buena en ningún caso, pero en la zona cercana al cubo, y debido a la holgura de la corona interior aún es peor. En la zona del rodete correspondiente con las secciones C-2 a C-5, el flujo llega con un ángulo (β) que oscila entre 5° - 29° de diferencia respecto al β^* , en esta zona se produce un desprendimiento fuerte que hace que el rendimiento del rodete sea reducido. Sin embargo, en la C-1, este comportamiento se agrava, la diferencia entre β y β^* oscila entre 16° - 50° . Esto provocará unas pérdidas importantes en la zona del rodete cercana al cubo, y por tanto se reducirá el rendimiento.

5.3.2 Sección D

5.3.2.1 Inhalación

La Figura 5-11 muestra los ángulos del flujo absoluto en D durante la inhalación. El flujo atraviesa la sección D desde la corona exterior hacia el rodete. Por tanto, en esta gráfica se refleja el efecto de la holgura de la corona exterior.

En la gráfica no se refleja apenas efecto de la holgura. Lo único que parece apreciarse es que la curva correspondiente a D-1 tiene una pendiente de signo contrario a las demás y que el guiado en esta sección mejora conforme se reduce el ϕ . Esto implica que, para bajo ϕ , es muy importante el efecto del arrastre que ejerce el cubo. Conforme crece ϕ las velocidades del flujo son mayores y el arrastre del cubo pierde importancia mientras que aumenta la influencia del flujo de punta.

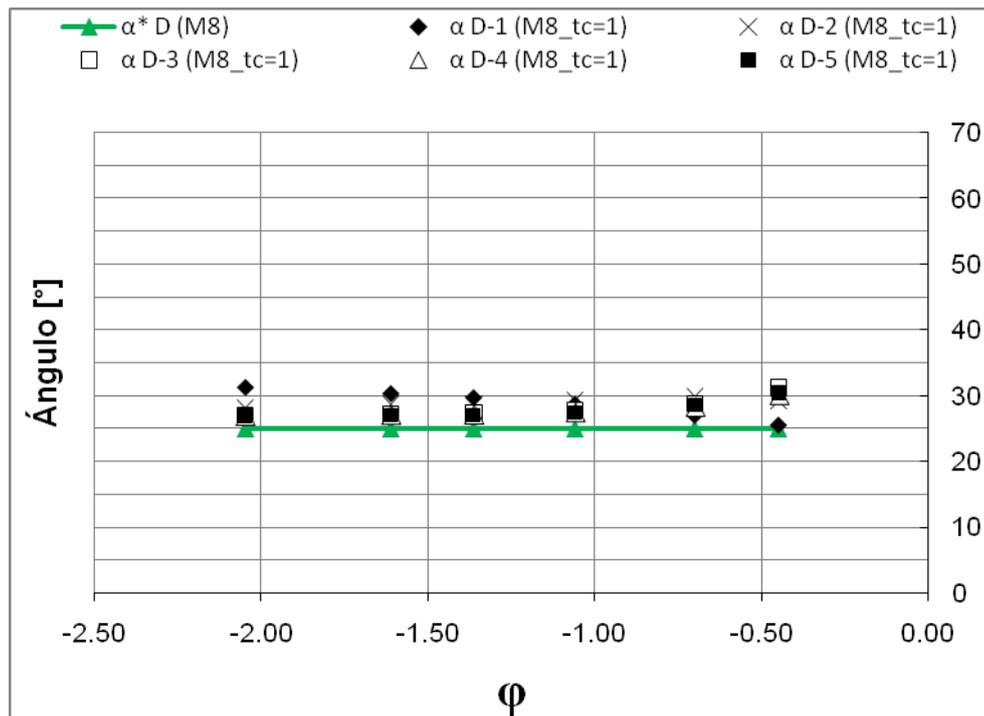


Figura 5-11. Ángulos del flujo absoluto en la sección D durante la inhalación.

La diferencia respecto a α^* está entre 1°-6° en todas las secciones D-1 a D-5, y la diferencia de guiado entre D-1 y el resto de secciones ronda los 5°. Por tanto, en este caso, la holgura ejerce una influencia limitada sobre el guiado.

Las razones para que en esta corona no se registre un efecto de la holgura tan acusado como en la corona interior es que las velocidades en la corona exterior son mucho menores, y además no aparece el efecto que induce el codo.

En la Figura 5-12 se compara β y β^* en D durante la inhalación. Se aprecia que, análogamente a lo visto para el ángulo α (Figura 5-11), no hay efecto claro de la holgura de la corona exterior en el flujo relativo incidente en el rodete. Solamente se aprecia de forma muy tenue que la recepción del flujo a alto ϕ es ligeramente peor en D-1.

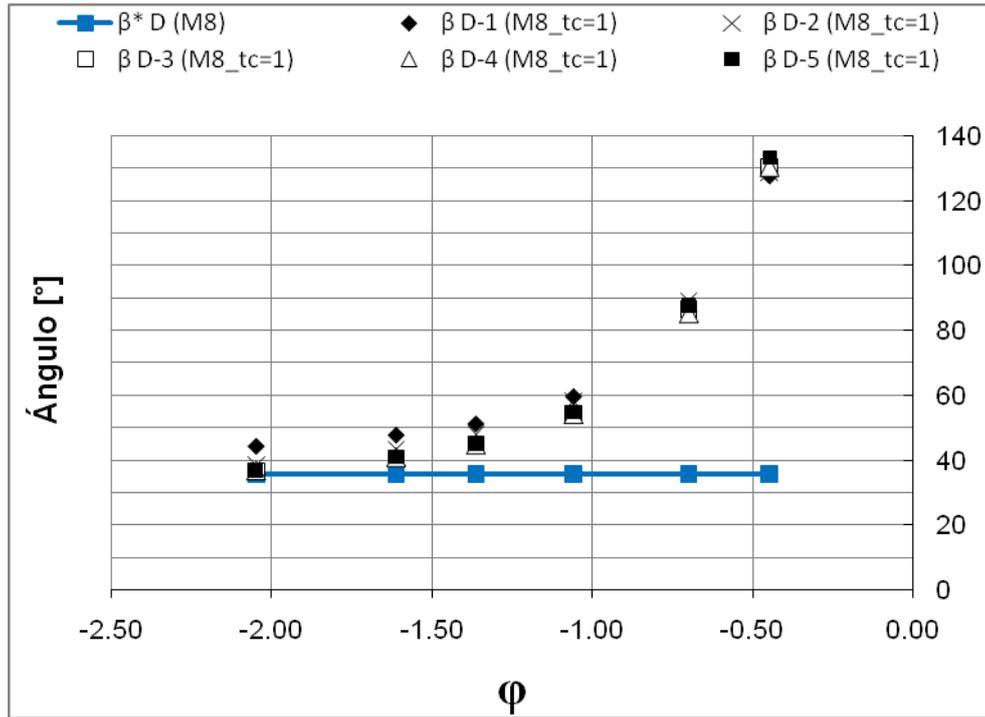


Figura 5-12. Ángulos del flujo relativo en la Sección D durante la inhalación.

5.3.2.2 Exhalación

En este caso el flujo va desde el rodete hacia la corona exterior atravesando la sección D.

La Figura 5-13 presenta la comparación entre β y β^* , que muestra el efecto de la holgura del rodete durante la exhalación en la sección D. Se aprecia que los resultados de D-1 son relativamente constantes en casi todo el rango de ϕ , tienen una diferencia de 6° a 8° por debajo del β^* . Esta diferencia respecto al resto de secciones se debe al efecto que origina el arrastre del cubo, que será analizado con más profundidad en el apartado 5.4.2.2. En D-5, donde se aprecia el efecto de la holgura, la curva tiene pendiente positiva que cruza β^* en $\phi \approx 1.5$ aproximadamente, las diferencias más grandes entre β_{D-5} y β_D^* se producen en los extremos, -11° y $+13^\circ$. El resto de las secciones presentan resultados intermedios y la diferencia con β^* es más pequeña.

En la Figura 5-14 se reflejan las consecuencias de los problemas de guiado del rodete, aunque los resultados son confusos y no se aprecia una tendencia clara. El efecto de la holgura del rodete debería manifestarse en la sección D-5, pero su efecto no es claro y la curva tiene una tendencia sólo ligeramente diferente del resto de secciones.

Los resultados de D-5 están por debajo del resto de secciones para ϕ bajo y son más elevados a ϕ alto.

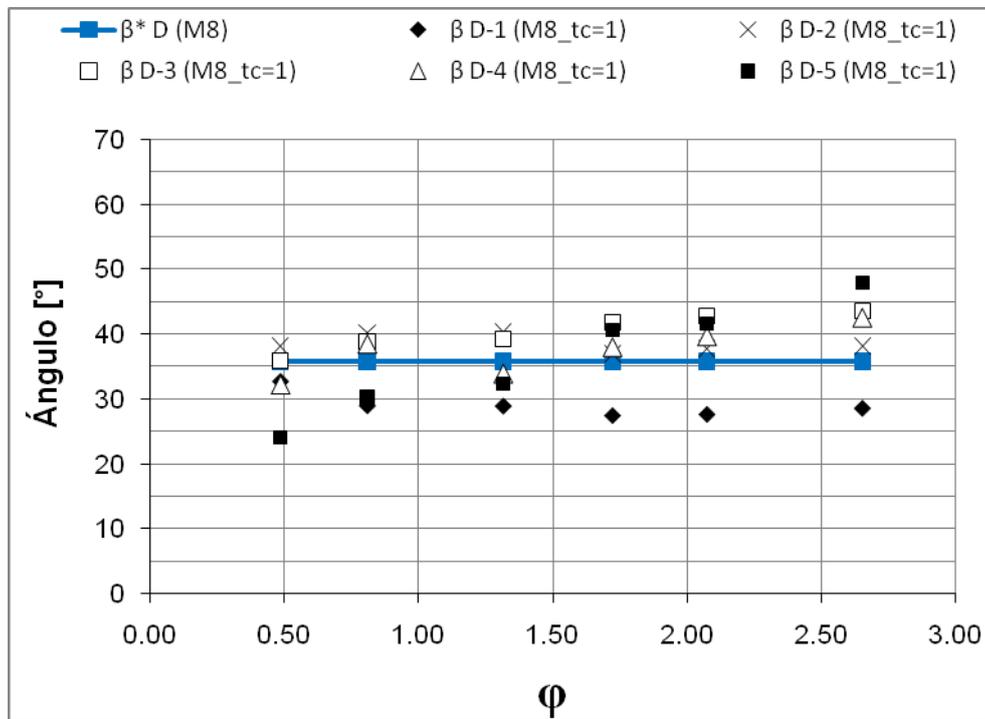


Figura 5-13. Ángulos del flujo relativo en la Sección D durante la exhalación.

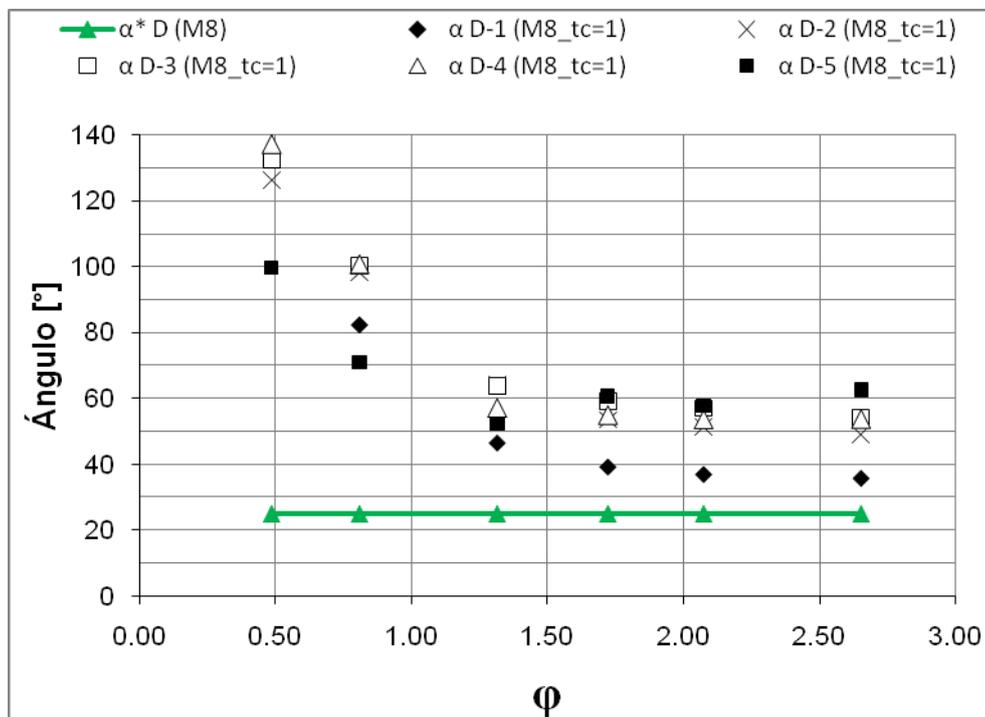


Figura 5-14. Ángulos del flujo absoluto en la sección D durante la exhalación.

5.4 Influencia del tamaño de la holgura sobre el guiado

En este apartado se analiza el efecto del tamaño de las holguras. Para ello se han elaborado diferentes modelos creados con diferentes tamaños de holguras: $M8_{t_c} = 0$, $M8_{t_c} = 1$, $M8_{t_c} = 2$. Obviamente, el modelo con $t_c = 0$ no presenta ningún efecto y es la referencia para cuantificar el efecto negativo de las holguras.

Este análisis se centra en aquellas secciones que anteriormente se ha observado que reflejan el efecto de las holguras. Por tanto, se analizan las secciones C-1, D-1, C-5 y D-5, dependiendo de si se quiere visualizar el efecto de la holgura del rodete o de las coronas.

Es necesario comentar que el resto de las secciones no se analizan porque prácticamente no se ven afectadas por la holgura. Por ejemplo, en la Figura 5-15 y Figura 5-16 se aprecia que el flujo en C-3 es muy similar para los 3 casos, salvo quizá a φ muy bajos en inhalación. Por tanto, los resultados en las secciones centrales no se presentan porque son prácticamente independientes del tamaño de la holgura.

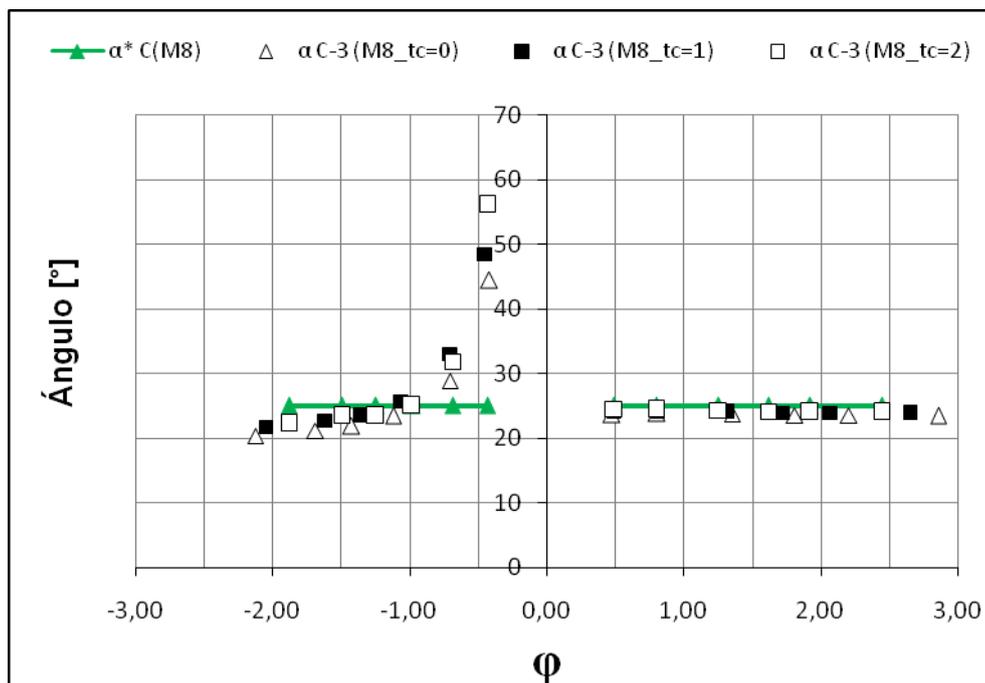


Figura 5-15. Ángulos del flujo absoluto en C-3 para los tres tamaños de holgura.

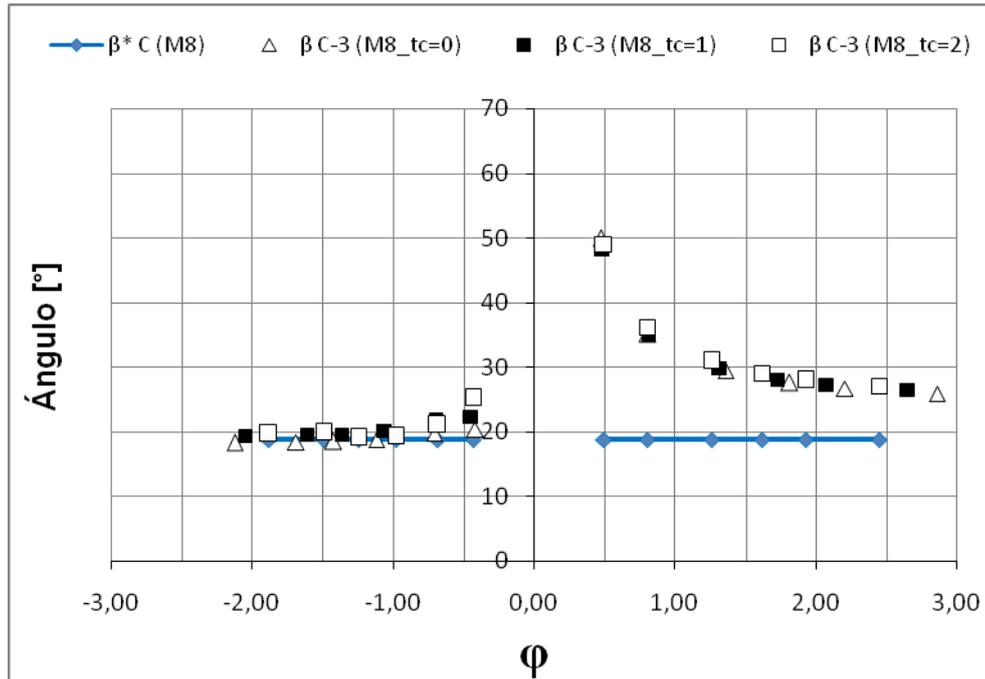


Figura 5-16. Ángulos del flujo relativo en C-3 para los tres tamaños de holgura.

5.4.1 Sección C

5.4.1.1 Inhalación

Durante la inhalación el flujo sale del rodete y llega la corona interior. En este caso las holguras juegan un papel importante. Observando la Figura 5-17 se aprecia que el flujo, en la sección C-5, no sale bien guiado del rodete para los casos con $t_c \neq 0$ mm. Mientras que el modelo $M8_{t_c} = 0$ presenta un guiado muy bueno, el del $M8_{t_c} = 1$ es peor, y el de $M8_{t_c} = 2$ es muy deficiente. La diferencia entre los tres casos supera los 35° para ϕ alto.

De estos resultados se desprende que el tamaño de la holgura tiene una influencia muy importante sobre el guiado en las zonas próximas a la propia holgura.

El mal guiado del rodete en las zonas próximas a la holgura también tendrá un efecto negativo aguas abajo porque, en C-5, la corona no recibe el flujo bien alineado con la geometría y se incrementan las pérdidas por choque. Esto está reflejado en la Figura 5-18, la diferencia entre el ángulo del flujo absoluto (α) y el ángulo geométrico (α^*) es mayor cuanto más grande es t_c porque el guiado del rodete es peor.

Además de las pérdidas en la corona interior, la holgura del rodete ocasiona una disminución importante en el rendimiento del propio rodete. Este hecho será abordado con más profundidad posteriormente.

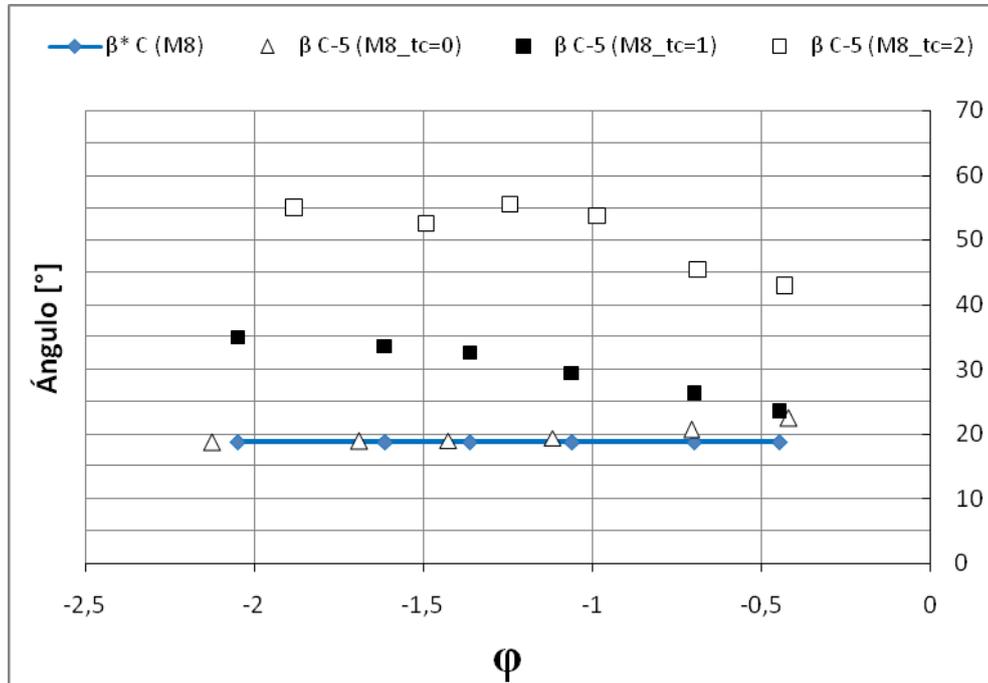


Figura 5-17. Influencia del tamaño de la holgura del rodete en inhalación.

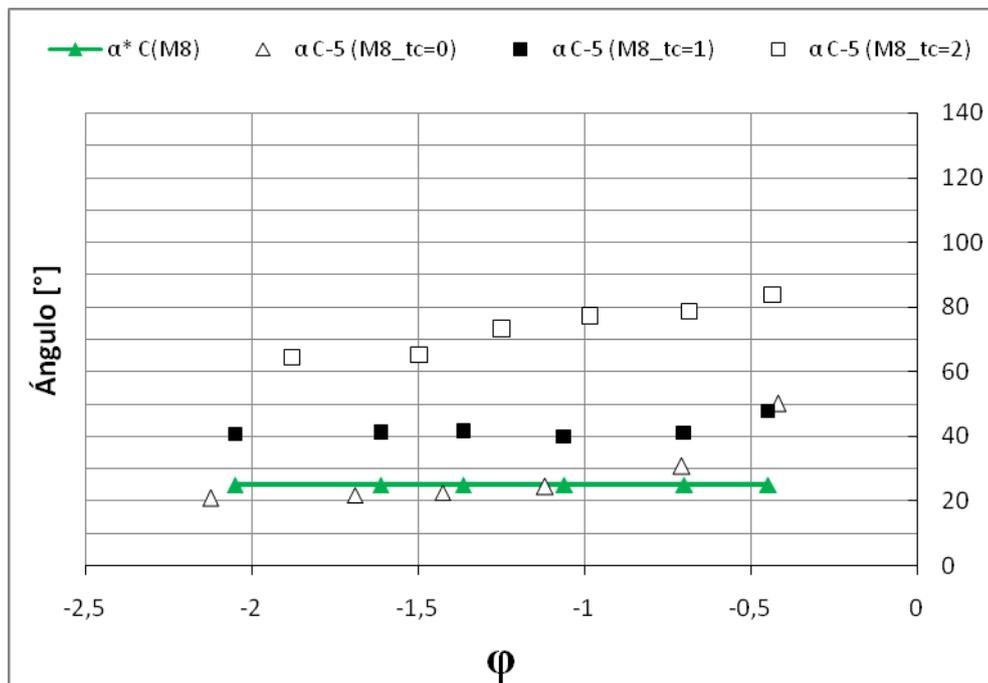


Figura 5-18. Influencia del tamaño de la holgura del rodete en inhalación.

5.4.1.2 Exhalación

La Figura 5-19 muestra el ángulo del flujo absoluto respecto al geométrico para los tres modelos en la sección C-1. Se aprecia una tendencia clara, la holgura perjudica el guiado de la corona interior en la sección C-1, y cuanto mayor es la holgura peor es el guiado. La diferencia, entre el guiado del caso $t_c = 0$ mm y el de $t_c = 2$ mm, ronda los 20° a 25° . En el modelo M8_ $t_c = 2$ hay un desfase notable entre α y α^* que refleja que para ese tamaño de holgura las inestabilidades generadas son muy importantes. Es importante destacar que la intensidad de las inestabilidades no es proporcional al tamaño de las holguras. La diferencia entre $t_c = 0$ mm y $t_c = 1$ mm es menor entre $t_c = 1$ mm y $t_c = 2$, a pesar de que el aumento del tamaño de la holgura es el mismo.

Otro hecho notable que se aprecia en esta figura es que en el caso M8_ $t_c = 0$ existe sobreguiado de la corriente. El ángulo del flujo, α , es menor que el geométrico, α^* .

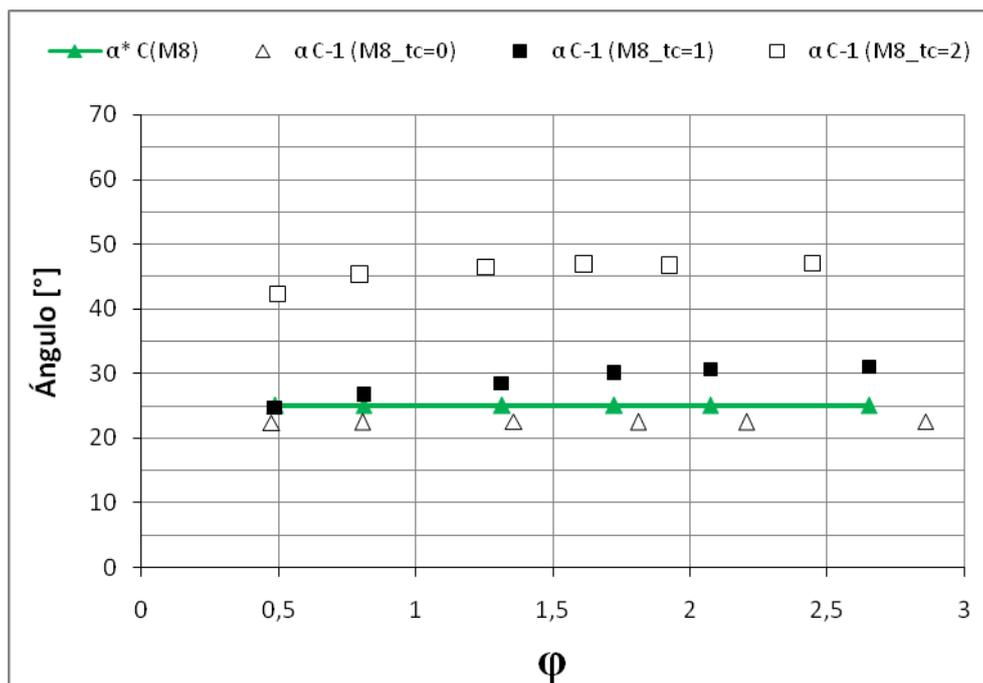


Figura 5-19. Influencia del tamaño de la holgura de corona interior en exhalación.

El efecto de la holgura también se refleja en el ángulo del flujo relativo, Figura 5-20. En la figura se aprecia que el flujo llega a C-1 en peores condiciones cuanto mayor es la holgura de la corona interior. Si la sección C-1 del rodete recibe el flujo en peores condiciones genera menos par, que es la explicación de porqué el modelo M8_ $t_c = 2$ presenta menor C_T en la exhalación.

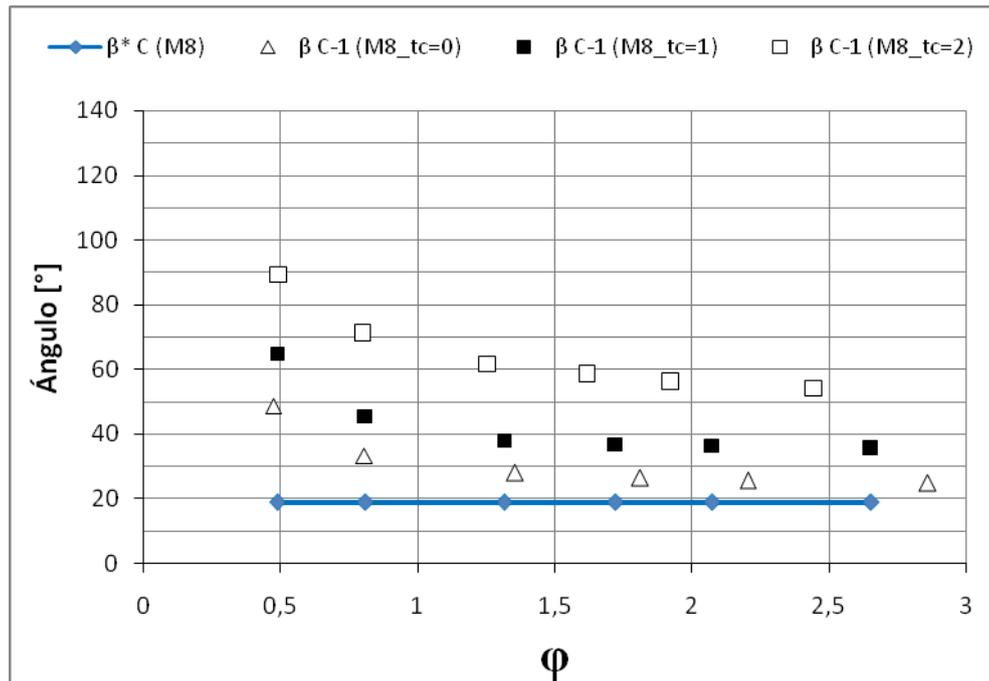


Figura 5-20. Influencia del tamaño de la holgura de corona interior en exhalación.

5.4.2 Sección D

5.4.2.1 Inhalación

Durante la inhalación, el flujo atraviesa la sección D proveniente de la corona exterior hacia el rodete. Es importante el efecto de la holgura en dicha corona sobre el guiado del flujo.

Se aprecia que en el modelo $M8_{tc} = 0$ el guiado de la corona exterior es bueno (Figura 5-21), ajustándose el flujo al ángulo geométrico con poca diferencia. Sin embargo, al igual que en la corona interior, con la presencia de una holgura el guiado se torna peor, y el problema crece conforme aumenta el tamaño de la holgura. No obstante, la falta de guiado en D-1 es menos acusada que en la corona interior (C-1) porque las velocidades del flujo son menores, aunque aún así se aprecia la tendencia existente.

Esto tiene una influencia negativa en el funcionamiento del rodete, cuyo efecto es visible en la Figura 5-22. La parte del rodete que recibe el flujo de la zona de la corona donde está situada la holgura (D-1) no trabaja en las mismas condiciones para los tres modelos. A medida que aumenta el tamaño de la holgura el flujo que atraviesa D-1 lo hace en peores condiciones para el rodete, perjudicando de esta manera el buen

funcionamiento del mismo. Este mal funcionamiento tiene como consecuencia una reducción del par obtenido tal como se aprecia en la Figura 5-4.

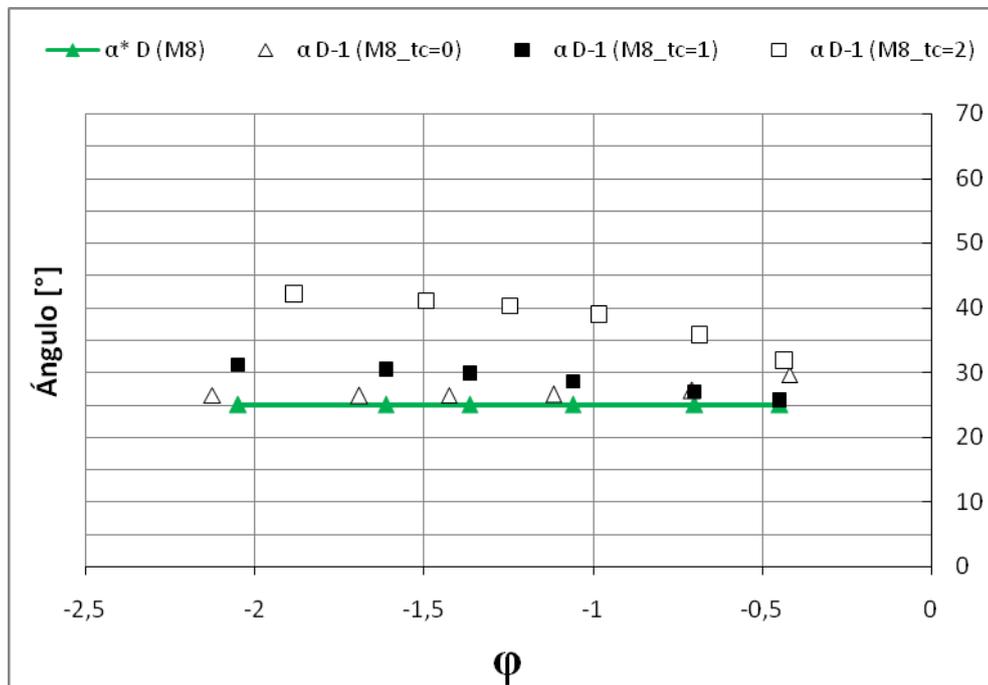


Figura 5-21. Influencia del tamaño de la holgura de la corona exterior en inhalación.

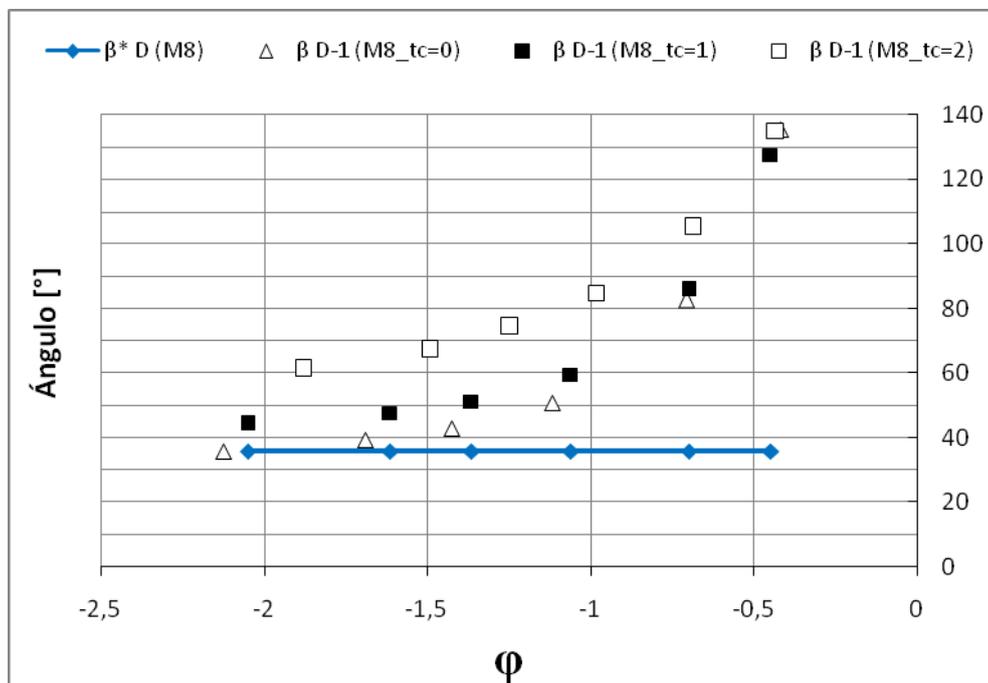


Figura 5-22. Influencia del tamaño de la holgura de la corona exterior en inhalación.

5.4.2.2 Exhalación

En la Figura 5-23 se presenta el efecto de la holgura del rodete en la sección D-5 durante la exhalación. En este caso el flujo discurre desde el rodete a la corona exterior a través de la sección D.

Se observa que en el modelo $M8_{tc}=0$ el rodete realiza un guiado muy bueno del flujo, sin embargo, a medida que crece el tamaño de la holgura el guiado se torna peor.

Esto indica la presencia de algún tipo de inestabilidad generada por la holgura, a causa de la cual el rodete no funciona correctamente y se reducen sus prestaciones. Además, el mal guiado del rodete repercute en la correcta recepción del flujo por parte de la corona. Esto se refleja en la Figura 5-24, donde se aprecia que en los casos con $t_c \neq 0$ mm la diferencia entre α y α^* es mayor, y por tanto hay más pérdidas por choques.

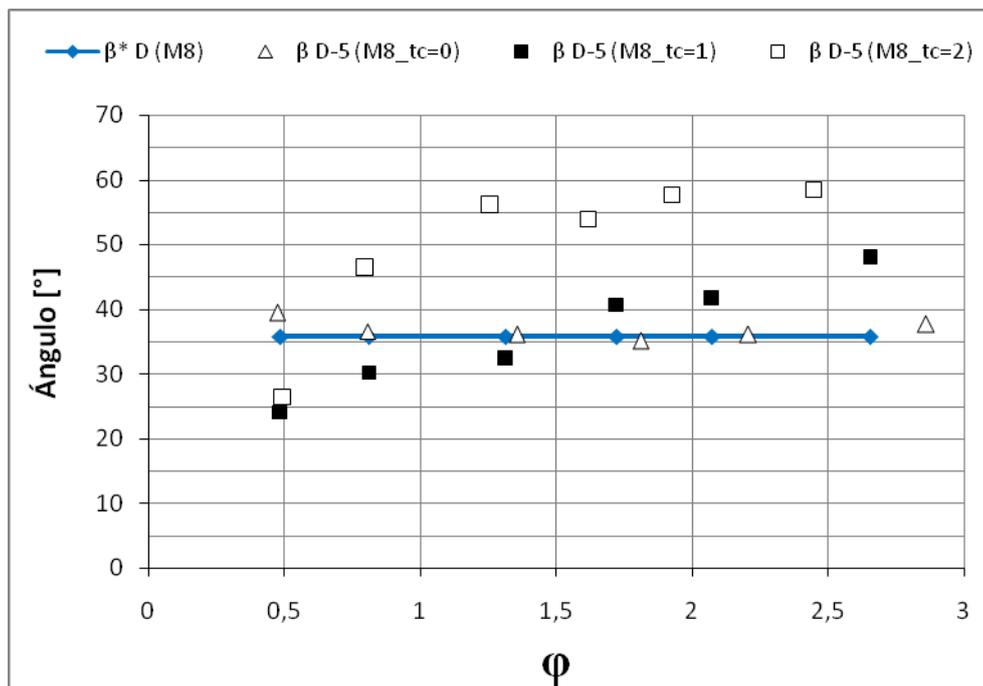


Figura 5-23. Influencia del tamaño de la holgura del rodete en inhalación.

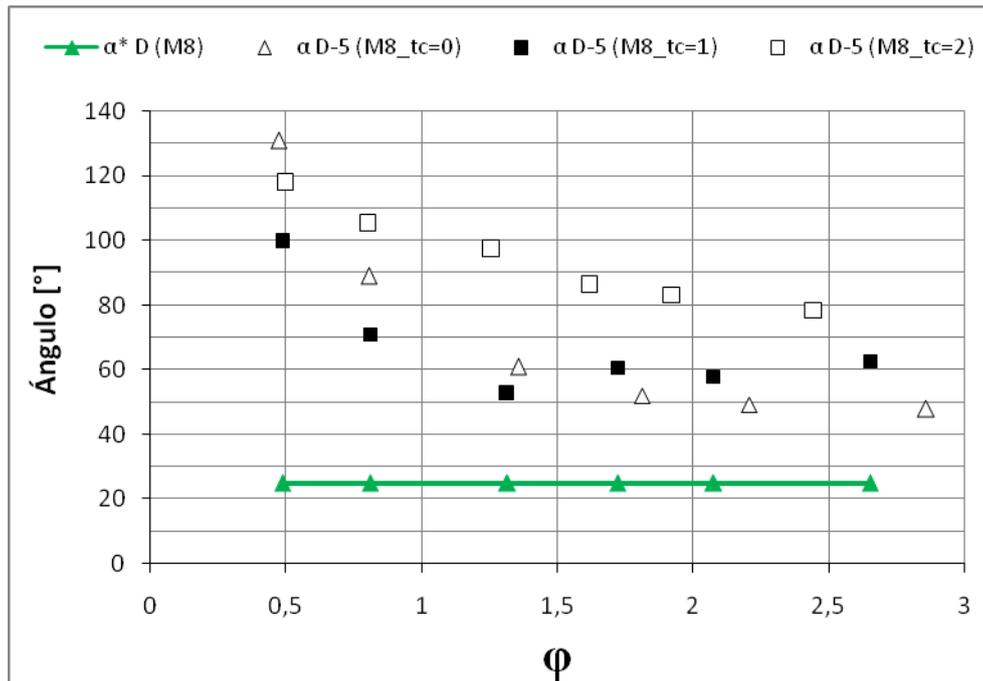


Figura 5-24. Influencia del tamaño de la holgura del rodete en inhalación.

5.5 Patrón de flujo

En este apartado se analiza la influencia de la holgura en el campo fluido. El propósito es identificar fenómenos de carácter local que tienen lugar en el interior de la turbina.

Para realizar este análisis se emplean mapas de presión total obtenidos con los modelos numéricos. Estos mapas de presión estarán representados sobre las superficies descritas en el apartado 5.1.1.

En los mapas de presión total aparecen representadas estelas, desprendimientos, flujos de punta, falta de guiado, etc. Además, como se comentó anteriormente, este estudio se ha realizado para los tres tamaños de holgura, lo que proporciona amplia información de la influencia que tiene la holgura sobre los fenómenos fluidodinámicos que suceden en el interior de la turbina.

Se han analizado dos casos de inhalación y dos de exhalación para cada uno de los tamaños de holgura estudiados (con $t_c = 0$ mm, 1 y 2 mm). Se muestran los resultados correspondientes al ϕ de máximo rendimiento y también para un ϕ más alto, que sería un punto fuera de diseño. Los valores de ϕ no son exactamente los mismos para los tres tamaños de holgura (t_c), sin embargo esta variación es pequeña y puede considerarse

que la turbina opera en puntos de funcionamiento semejantes. En la Tabla 5-2 se puede consultar el valor numérico de φ en cada caso.

Tabla 5-2. Valores de φ para los diferentes casos

| t_c | φ | | | |
|----------|--------------------|------------|-------------|------------|
| | $\varphi (\eta_m)$ | | φ_m | |
| | Inhalación | Exhalación | Inhalación | Exhalación |
| 0 | -0.71 | 1.36 | -2.12 | 2.86 |
| 1 | -0.7 | 1.32 | -2.05 | 2.65 |
| 2 | -0.69 | 1.26 | -1.88 | 2.44 |

En cada figura se plasman varios mapas de presión total. En cada fila se muestran los planos correspondientes a cada valor de t_c , y cada columna se refiere a una superficie diferente.

Es importante reseñar que, debido a las grandes diferencias que existen en las condiciones de funcionamiento de la máquina entre los diversos φ , las figuras se encuentran a diferentes escalas. En el título de cada figura se indica la escala empleada, que es común para todos los mapas presentados en dicha figura.

5.5.1 Inhalación

En la Figura 5-25 y la Figura 5-26, se muestran los contornos de presión total, en los planos XY, correspondientes a inhalación. La Figura 5-25 corresponde al punto de máximo rendimiento de la turbina, $\varphi(\eta_m)$, y la Figura 5-26 es para el máximo coeficiente de caudal simulado, φ_m .

En las figuras se observan diferentes fenómenos en los elementos de la turbina que a su vez están relacionados entre sí. Para seguir un orden coherente y lograr mayor claridad, las explicaciones seguirán, en la medida de lo posible, el sentido del flujo, el crecimiento de t_c y el aumento del φ .

Corona exterior:

En los mapas correspondientes para $\varphi(\eta_m)$ y $t_c = 0$ mm no se aprecian diferencias entre los diferentes planos, tal como era de esperar pues no hay efecto de las holguras.

El flujo va correctamente guiado por las aletas. Además no se observa dependencia del valor de φ , como se deduce si se comparan los gráficos para $t_c = 0$ mm de la Figura 5-25 y Figura 5-26.

Cuando $t_c \neq 0$ mm (Figura 5-25) se observan efectos asociados a la holgura. En los planos 3 y 5 no se aprecia ningún tipo de inestabilidad y el patrón de flujo es uniforme, similar a lo visto para $t_c = 0$ mm. Además, en estos planos, no se aprecia tampoco ningún tipo de influencia del φ . Sin embargo, en el plano 1, el más próximo a la holgura sí se aprecia el efecto de la holgura para $t_c \neq 0$ mm. En la Figura 5-11 ya se apreciaba cierta falta de guiado en la zona de la holgura a alto φ . Por tanto, existe flujo de punta a través de la holgura que modifica el patrón de flujo en torno a las aletas en la zona próxima a la propia holgura. Para $t_c = 1$ mm y $\varphi(\eta_m)$ (Figura 5-25), comparando el plano 1 con el 3, se aprecia levemente este efecto. Con el incremento de t_c y el aumento del valor de φ se agrava el efecto (Figura 5-26), provocando que el flujo se desprenda de la aleta al final del tramo curvo de la misma. Este fenómeno, aparte del problema de guiado, ocasiona un aumento de las pérdidas en la corona, aunque no se refleja de forma clara en las pérdidas porque éstas son muy pequeñas respecto de las que se producen en otros elementos.

Se observa, para φ_m y $t_c = 1$ o 2 mm (Figura 5-26), que la inestabilidad inducida por la holgura de las aletas llega a interactuar aguas abajo con el rodete. Este hecho puede ser fuente de problemas de ruido y vibraciones.

Rodete:

En la Figura 5-25 se observa que existe, para $\varphi(\eta_m)$, cierto desprendimiento del flujo al entrar en el rodete. Este hecho se aprecia en los tres planos, 1, 3 y 5. También se observa en la Figura 5-27, en la sección de paso del canal más exterior del rodete, $r = 242$ mm. En esta sección aparecen, en la parte derecha, gran cantidad de isolíneas causadas por este desprendimiento. En la Figura 5-25, para $t_c = 0$ mm, los tres planos tienen el mismo comportamiento porque no aparece influencia alguna de la holgura. En este caso, $t_c = 0$ mm (Figura 5-25), es donde mejor se aprecia que, independientemente del efecto de la holgura, la corona exterior no realiza un correcto direccionado del flujo hacia el rodete para φ bajo.

Cuando aumenta el valor de φ , Figura 5-26, se aprecia para el caso de $t_c = 0$ mm que la recepción del flujo por parte del rodete mejora considerablemente. En la Figura 5-28, para $r = 242$ mm, no aparece el comportamiento que se producía para $\varphi(\eta_m)$ para la misma sección. Esto refleja lo visto en la Figura 5-11, la entrada del flujo en el rodete se produce de forma más adecuada a mayor φ .

El comportamiento en la entrada del rodete se puede extrapolar a los casos de $t_c \neq 0$ mm, aunque también aparecen otros efectos debidos a la holgura. En el plano 3, donde no se reflejan los efectos de la holgura, se observa el mismo comportamiento independientemente del valor de t_c . Para $\varphi(\eta_m)$ (Figura 5-25) se aprecia para los diferentes valores de t_c que, en el plano 3, la entrada del flujo en el rodete es semejante. En la Figura 5-26 se ve lo mismo pero para φ_m .

Sin embargo, la presencia de la holgura altera, como es lógico, el comportamiento del flujo. Aparecen inestabilidades asociadas a fenómenos inducidos por la presencia de las holguras, principalmente asociados a la holgura del rodete, aunque también la holgura de la corona exterior provoca problemas aguas abajo.

Para $\varphi(\eta_m)$ se produce, tal como se comentó anteriormente, un desprendimiento en el borde de ataque del alabe. La interacción entre este desprendimiento y la holgura del rodete se muestra en el plano 5 para los casos de $t_c \neq 0$ mm (Figura 5-25). Comparando los planos 3 y 5 se aprecia que la holgura del rodete agrava el problema del desprendimiento. En la Figura 5-27 se aprecia, para $t_c \neq 0$ mm y en las secciones exteriores ($r = 242$ mm), que en la parte inferior de los mapas aparece una inestabilidad causada por la interacción entre la holgura del rodete y el desprendimiento en el borde de ataque de los álabes. Esta inestabilidad no aparece en la Figura 5-28, donde no se produce interacción porque no existe desprendimiento en el borde de ataque de los álabes.

Anteriormente se hizo referencia a las inestabilidades causadas por la holgura de la corona exterior. Estas inestabilidades, son poco importantes desde el punto de vista de la corona exterior porque las pérdidas en ella son pequeñas. Sin embargo, son arrastradas aguas abajo, donde su interacción con el rodete sí puede ser un problema.

La holgura de la corona exterior afecta al guiado de la corriente (Figura 5-25 y Figura 5-26 para casos con $t_c \neq 0$ mm). En el plano 1 de la Figura 5-25 se aprecia, para $t_c = 2$ mm, que se produce un ligero aumento del desprendimiento en la entrada del

rodete respecto de los casos con $t_c = 0$ y 1 mm. Esto se debe al mal guiado que realiza la corona exterior a causa de presencia de la holgura de la corona.

El efecto de la holgura de la corona exterior es pequeño en el caso de $\varphi(\eta_m)$ (plano 1, Figura 5-25), sin embargo, para φ_m (Figura 5-26) el problema del guiado (plano 1) en la corona exterior se agrava porque el flujo de punta es más intenso. En la Figura 5-28, en la parte superior de los mapas correspondientes con $t_c \neq 0$ mm, en la sección $r = 242$ mm, aparece una inestabilidad fruto de la interacción de la holgura de las aletas de la corona exterior y el borde de ataque del rodete. Aunque debido a las bajas velocidades es una inestabilidad de poca intensidad que se propaga aguas abajo (Figura 5-28, $r = 230, 218$ y 206 mm) de forma muy débil. Esto se aprecia también en la Figura 5-29b, donde se aprecia que no aparece un vórtice definido en el canal de paso entre álabes en la zona próxima al cubo (parte superior de los mapas).

Aunque es una interacción de escasa intensidad comparada con otros fenómenos que suceden en la turbina, da lugar a cargas dinámicas en los álabes, y además podría ser una fuente de ruido a tener en cuenta.

En el interior del rodete el patrón de flujo está sumamente influenciado por la holgura del propio rodete. Para $\varphi(\eta_m)$, Figura 5-25, el patrón de flujo en los planos 1 y 3 es muy similar. Observando la disposición de las isolíneas se aprecia como el fluido va perdiendo energía progresivamente a medida que avanza por el canal. Este comportamiento no se conserva en las cercanías de la holgura (plano 5), debido a que el desprendimiento que se produce aguas arriba en el borde de ataque altera el patrón de flujo. Esto se aprecia si se compara el plano 5 del caso $t_c = 0$ mm con los de $t_c \neq 0$ mm. Para φ_m (Figura 5-26) el patrón de flujo en el interior del canal, al no existir desprendimiento en el borde de ataque, es aún más estructurado como se aprecia en el caso $t_c = 0$ mm. Se observa lo mismo en los casos de $t_c \neq 0$ mm en el plano 3. En el plano 1 y 5 el patrón es diferente debido a las inestabilidades generadas por las holguras.

Conforme avanza el fluido por los canales del rodete las inestabilidades crecen. En la Figura 5-25, para los casos de $t_c \neq 0$ mm, se observa que el fluido, en la parte final del canal, se desprende de la cara de baja presión en las cercanías de la holgura (plano 5). En el plano 3 esta separación no aparece, por tanto, la causa es el flujo de punta. En la Figura 5-27, para los casos de $t_c \neq 0$ mm y en las secciones más interiores ($r = 194$ mm),

aparece un vórtice que nace en la holgura del rodete (parte inferior de los mapas). Comparando las secciones interiores ($r = 194$ mm) de los casos de $t_c = 1$ y 2 mm (Figura 5-27) se aprecia que el vórtice también crece en intensidad al aumentar el tamaño de la holgura. La forma del vórtice se aprecia de forma nítida en la Figura 5-29a.

La separación del flujo debida al flujo de punta del rodete que se aprecia para $\varphi(\eta_m)$ se agrava cuando aumenta el valor de φ . Para φ_m (Figura 5-26), en el caso de $t_c = 0$ mm (también en el plano 3 de los casos $t_c \neq 0$ mm), se observa que el desprendimiento en la cara de baja presión del álabe, aunque de forma suave, también aparece. Por tanto la naturaleza del desprendimiento no es únicamente el flujo de punta como se apuntó anteriormente, sino que la fuerte curvatura del álabe también juega un papel importante a medida que aumenta el valor de φ . Además, a medida que se incrementa φ , el flujo de punta y sus consecuencias se hacen más importantes. Comparando el mismo caso en situaciones de distinto valor de φ ($t_c \neq 0$ mm y plano 5 en Figura 5-25 vs Figura 5-26) se observa que el desprendimiento que se produce para φ_m es de más intensidad y se produce antes. En el peor caso ($t_c = 2$ mm, φ_m) el desprendimiento llega a ocupar toda la sección de paso. Asimismo, la virulencia del desprendimiento también aumenta con el valor de t_c , por tanto t_c es determinante para la magnitud del vórtice de punta.

En la Figura 5-28, comparando los casos de $t_c = 1$ y 2 mm en $r = 194$, se observa que el vórtice de punta es mayor para $t_c = 2$, ocupando toda la anchura de la sección de paso del canal entre álabes. Observando las secciones aguas arriba del rodete, y comparando los dos valores de φ , se aprecia que el flujo de punta toma importancia más tardíamente para $\varphi(\eta_m)$. Por esta razón el desprendimiento se produce antes para φ_m .

El desprendimiento que se produce en el interior del rodete a φ_m , amplificado en las zonas próximas a la holgura del rodete, es el generador de pérdidas más importante del rodete durante la inhalación. El máximo rendimiento del rodete se sitúa en $\varphi(\eta_m)$, sin embargo en este punto aparecen pérdidas, sin duda importantes, debidas al desprendimiento en el borde de ataque del álabe. Este desprendimiento no se produce, como hemos visto, para alto φ . Aún así la diferencia de rendimiento del rodete es grande entre $\varphi(\eta_m)$ (70%) y φ_m (55%). Esta diferencia no se explica únicamente por las pérdidas por fricción, sino que hay una fuente de pérdidas muy importante, que es el desprendimiento existente en la cara de baja presión.

Otro fenómeno importante que se observa a ϕ_m es la estela de los álabes del rodete. Este fenómeno aparece claramente en el plano 3 de cualquiera de los casos de la Figura 5-26. En los otros planos no aparece debido al efecto de las holguras, que alteran el patrón de flujo. Sin embargo, en la mayor parte de la envergadura del alabe existirá una estela fuerte y bien definida que puede dar lugar a fluctuaciones de presión importantes en las aletas de la corona interior.

Corona interior:

El comportamiento de la corona interior está influenciado por lo que sucede aguas arriba, en el rodete. Además, los mapas indican la existencia de una gran influencia de las paredes de la carcasa. No todas las paredes tienen las mismas condiciones de contorno, y por tanto sus efectos sobre el flujo serán diferentes. La pared próxima al plano 1, es el cubo de la máquina, gira solidariamente al rodete. Mientras que la pared cercana al plano 5 es parte de la carcasa fija.

En la Figura 5-25, en el plano 3, se observa un comportamiento similar para los tres valores de t_c . El flujo entra correctamente en la corona, pero debido a que el canal de paso de la corona interior es divergente en inhalación, el flujo se desprende en las dos caras de la aleta y discurre principalmente por la parte central del canal de paso.

El efecto aislado de las paredes se manifiesta en el caso de $t_c = 0$ mm (en casos de $t_c \neq 0$ mm se mezcla con el efecto de la holgura). En el plano 5, la pared cercana está estática y ocasiona una pérdida de energía en el fluido debido a la fricción. Este hecho potencia el desprendimiento que se produce en el borde de ataque, provocando que el fluido pierda mucha energía en la primera parte del canal tal como se aprecia en el mapa de isóneas ($t_c = 0$ mm, plano 5, Figura 5-25). Como consecuencia el patrón de flujo en el interior del canal entre aletas cambia y el flujo ya no llega a desprenderse en la cara convexa de las aletas.

Por el contrario, el efecto que ocasiona la pared cercana al plano 1 es similar pero el patrón de flujo es muy diferente. La presencia de la pared (solidaria al rodete) provoca que el desprendimiento en la cara cóncava de la aleta se intensifique (Figura 5-25, plano 1, $t_c = 0$ mm), esto se aprecia claramente comparando los planos 3 y 5. Se genera un vórtice que ocupa casi toda la sección de paso, de forma que el flujo circula principalmente por la parte convexa del canal.

Estos fenómenos se ven sumamente alterados por la presencia de la holgura, cómo se aprecia observando los casos correspondientes con $t_c \neq 0$ mm (Figura 5-25). En el plano 5, debido a la holgura del rodete el flujo no llega tan correctamente alineado con las aletas. Y como consecuencia el desprendimiento en el borde de ataque es más importante. Se conserva una estructura similar a lo visto para $t_c = 0$ mm, pero a medida que aumenta el valor de t_c el desprendimiento es mayor porque el flujo abandona el rodete peor guiado. En el plano 1 la interacción entre la holgura y la pared es más compleja porque aquí cobra protagonismo el flujo de punta de las aletas. Se aprecia que, en los casos con $t_c \neq 0$ mm (Figura 5-25), el vórtice que aparece en el caso de $t_c = 0$ mm reduce su intensidad a causa del flujo de punta. El flujo pasa de la cara de alta presión de la aleta a la de baja reduciendo así la recirculación en el interior del canal de paso.

El valor de φ tiene influencia sobre este fenómeno. Observando el plano 3 del caso $t_c = 0$ mm en la Figura 5-26 se aprecia que al aumentar φ no existe desprendimiento en el borde de ataque de la aleta debido a que el flujo llega mejor guiado a valores de φ altos (Figura 5-15). Aunque, por otro lado, se produce un desprendimiento más importante en la cara convexa del canal de paso entre aletas, casi al final de la corona. La magnitud de este desprendimiento en la salida de la corona (Figura 5-26, plano 3) se ve afectada por dos factores: el flujo de punta y el desprendimiento que se produce en el borde de ataque de las aletas en la zona cercana a la carcasa (plano 5). Estos dos fenómenos originan fuertes efectos tridimensionales que alcanzan la parte central de la turbina y fortalecen el desprendimiento que se genera en la salida de la corona.

El desprendimiento en el borde de ataque de las aletas (Figura 5-26, plano 5, $t_c \neq 0$ mm) está originado por la holgura del rodete, que impide que los álabes realicen un correcto guiado de la corriente. La magnitud de este problema crece con el valor de t_c como se aprecia comparando los diferentes casos (Figura 5-26, plano 5). Esto da una idea de cuán importante es la holgura del rodete para el correcto funcionamiento de la corona interior en inhalación.

El caso opuesto se registra en el plano 1. En este plano, la holgura de las aletas resulta beneficiosa en cierta medida. Se aprecia en el plano 1 y $t_c = 0$ mm (Figura 5-26) que el flujo llega a la corona bien direccionado pero un vórtice ocupa gran parte del canal. Sin embargo, comparando este caso con los correspondientes a $t_c \neq 0$ mm, se aprecia que el vórtice reduce su intensidad cuando aumenta el valor de t_c (igual que ocurría a $\varphi(\eta_m)$, Figura 5-25).

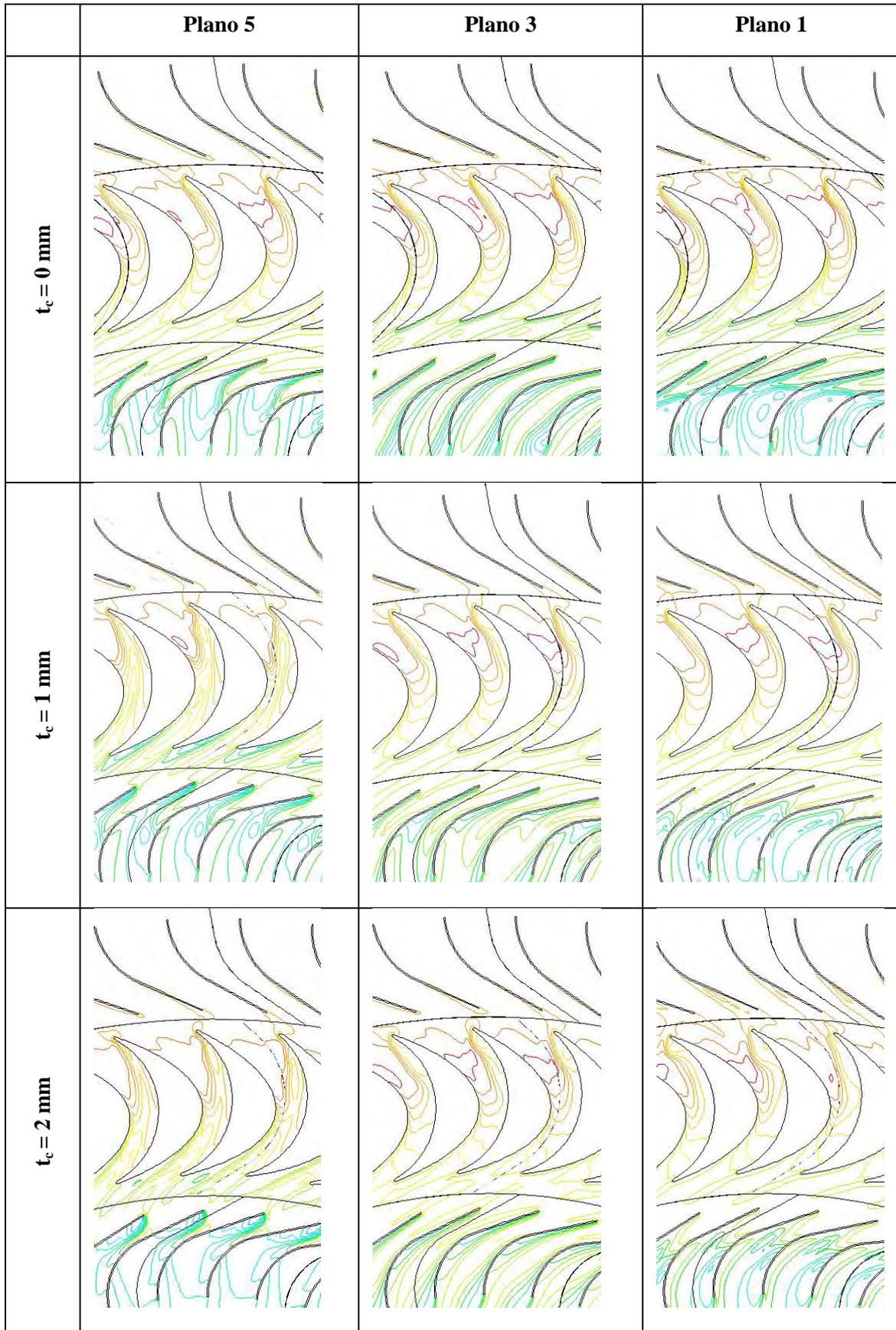


Figura 5-25. Contornos de presión en los planos XY para inhalación $\varphi = \varphi(\eta_m)$.

Escala= -350/50Pa, 20Pa/isolínea.

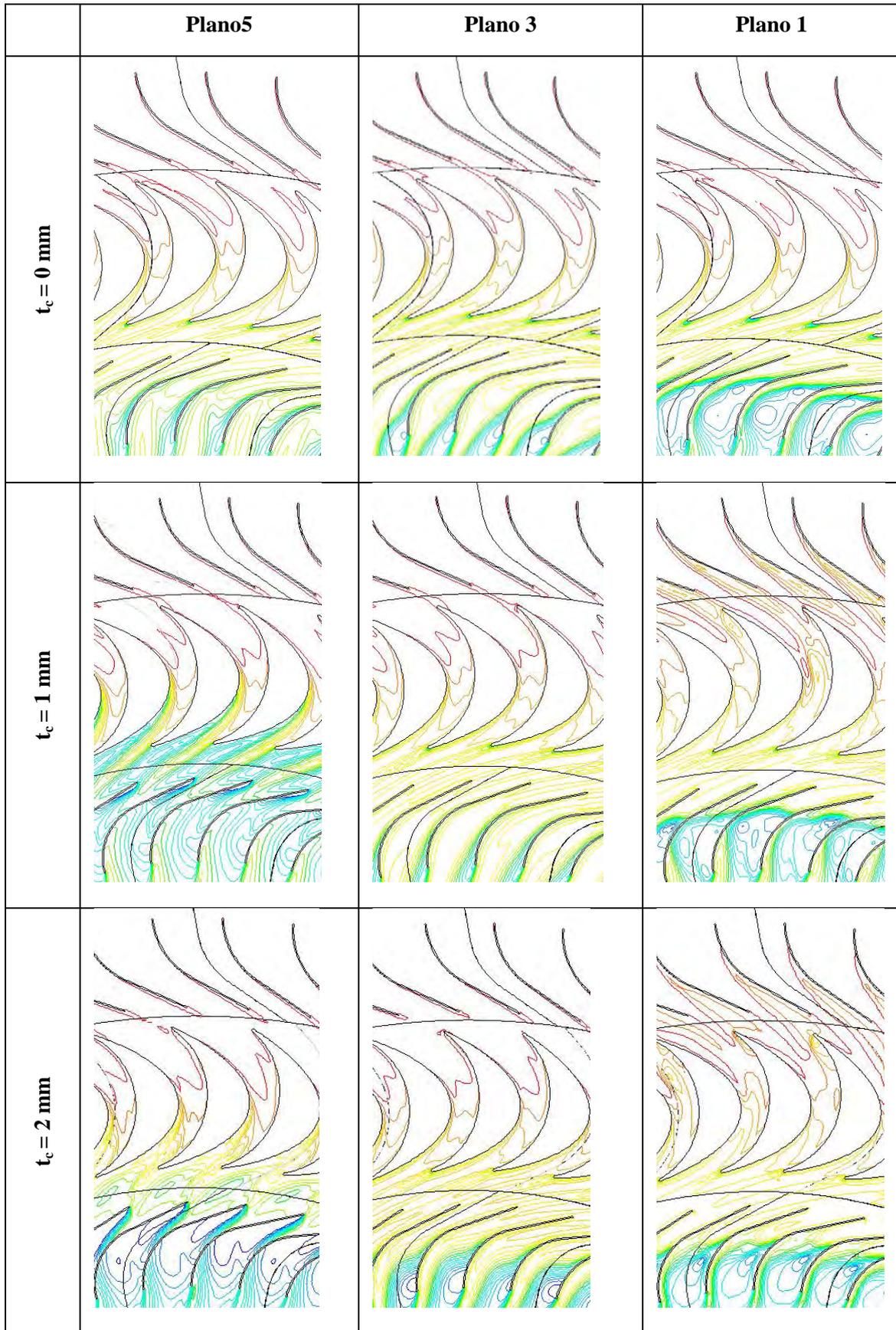


Figura 5-26. Contornos de presión en los planos XY para inhalación $\varphi = \varphi_m$.

Escala= -1480/20Pa, 75Pa/isolínea.

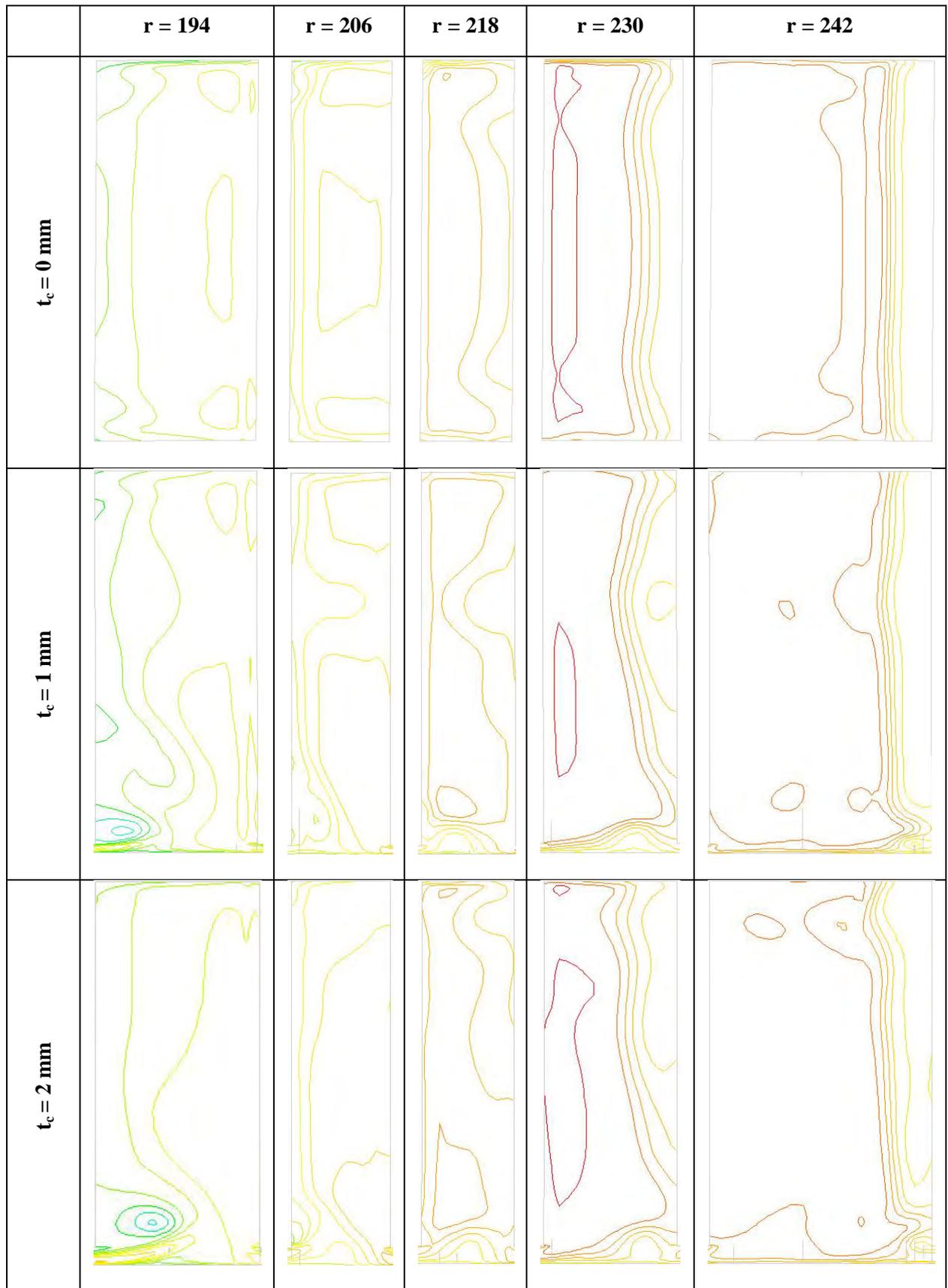


Figura 5-27. Contornos radiales de presión en el canal del rodete para inhalación

$\varphi = \varphi(\eta_m)$. Escala = $-350/50\text{Pa}$, $20\text{Pa/isol\u00ednea}$.

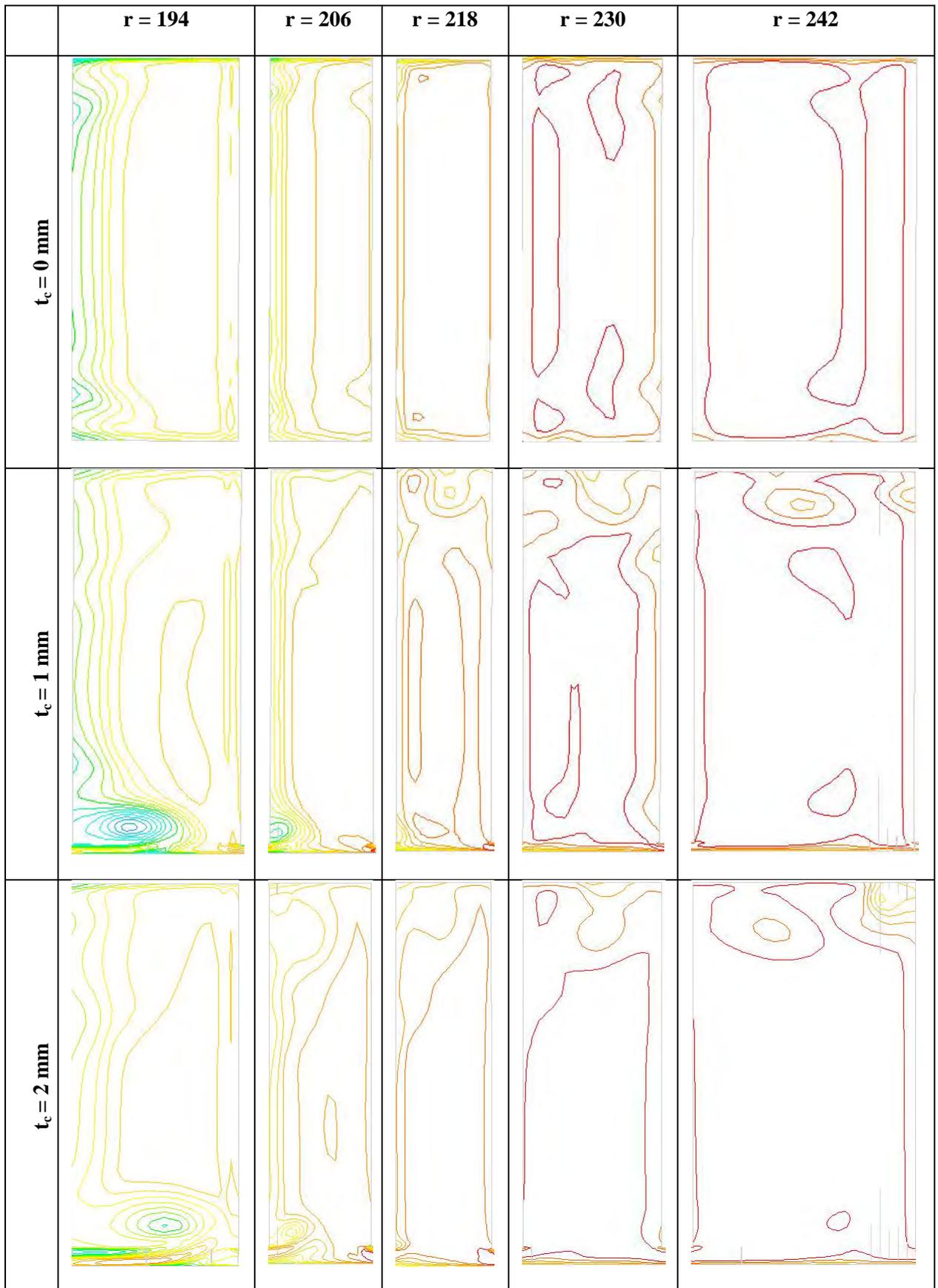


Figura 5-28. Contornos radiales de presión en el canal del rodete para inhalación $\varphi = \varphi_m$. Escala= -1480/20Pa, 75Pa/isolínea.

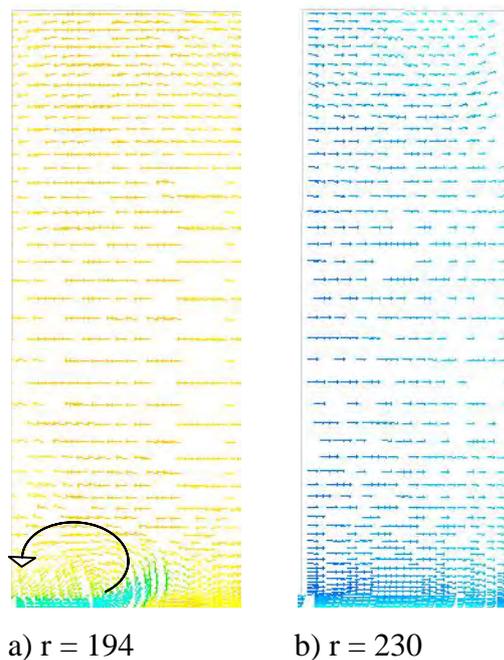


Figura 5-29. Mapas de vectores de velocidad tangencial relativa al rodete durante la inhalación ($t_c = 1 \text{ mm}$ y $\varphi = \varphi_m$)

5.5.2 Exhalación

En la Figura 5-30 y Figura 5-31 se muestran los contornos de presión total en los planos XY (Figura 5-2) durante la exhalación. La Figura 5-30 corresponde con el punto de máximo rendimiento de la turbina, $\varphi(\eta_m)$, y la Figura 5-31 con el máximo coeficiente de caudal simulado, φ_m .

Corona interior:

El comportamiento ideal de la corona interior se observa en el plano 3 (Figura 5-30), en esta posición el flujo no está afectado por la holgura ni por la carcasa. Por tanto, y como se aprecia en las figuras, el comportamiento del flujo en la corona interior en el plano 3 es semejante en los tres modelos independientemente de t_c . Aparece un leve desprendimiento del flujo al final del tramo curvo de la aleta que también se aprecia en el plano 5, próximo a la carcasa, aunque en este plano aparece un mayor número de isolíneas en el canal de paso. Esta mayor densidad de isolíneas está provocada por la influencia de la pared de la carcasa, la fricción que se produce con la pared reduce la energía del fluido a lo largo del canal. Este desprendimiento se produce en los dos casos estudiados $\varphi(\eta_m)$ y φ_m , aunque es más intenso en el caso de φ más alto

como se aprecia en la Figura 5-31 (recordar que la escala de las isolíneas no es la misma).

La gran diferencia se observa en el plano 1. Este plano está situado a 1 mm del extremo de las aletas (en el caso de $t_c = 0$ mm el extremo de las aletas coincide con la carcasa). Observando los resultados para el modelo de $t_c = 0$ mm se aprecia que la corona tiene un comportamiento similar en los tres planos. Sin embargo, cuando $t_c \neq 0$ mm, en el plano 1 se refleja la influencia de la holgura. Comparando, para un mismo t_c , el plano 1 y 3 se aprecia que el desprendimiento del flujo se adelanta y se hace más intenso a causa del flujo de punta, llegando incluso a alcanzar a la aleta contigua.

Este desprendimiento incrementa su intensidad cuanto mayor es el tamaño de la holgura. Si se compara el mapa de presión del plano 1, para un determinado φ , en los casos de $t_c = 1$ mm y $t_c = 2$ mm, se observa que el modelo de $t_c = 2$ mm presenta un desprendimiento más intenso, lo que originará más pérdidas en la corona interior. La magnitud de φ también tiene una influencia importante sobre este fenómeno. El número de isolíneas en ambos casos es similar, pero el salto que se produce entre cada una de ellas no es el mismo (el salto por isolínea es tres veces mayor en el caso de φ_m). Por tanto, a mayor φ , mayor es la intensidad del desprendimiento porque el flujo de punta es más intenso.

Rodete:

Para analizar los fenómenos que aparecen en interior del rodete se utilizan, además de la Figura 5-30 y Figura 5-31, los mapas de presión total en un canal de paso entre dos álabes, estos mapas se muestran en la Figura 5-32 y Figura 5-33. Estos mapas están posicionados según se indica la Figura 5-3.

El flujo llega al rodete proveniente de la corona interior, la cual, como se ha mostrado anteriormente, presenta un comportamiento diferente a lo largo de la envergadura de la aleta. Esto afecta al comportamiento del rodete.

Al igual que ocurre con la corona interior, si se analiza el plano 3 en cualquiera de los modelos ($t_c = 0, 1$ ó 2 mm), y para cualquiera de los φ (Figura 5-30 o Figura 5-31), se observa cómo es el comportamiento del flujo en el rodete sin la influencia de la holgura. Por ejemplo, en la Figura 5-30, en el plano 3 y para la geometría con $t_c = 0$ mm,

se aprecia que en la entrada se produce cierto desprendimiento en el borde de ataque del álabe. Este desprendimiento también se produce para ϕ más alto (Figura 5-31), y en este caso es de mayor intensidad. Este desprendimiento, que viene causado porque el flujo no llega con la dirección adecuada al rodete, no tiene las mismas características en toda la envergadura del álabe. Estas diferencias se manifiestan si se observan los planos 1 y 5.

Si se observa el plano 5 en un caso de $t_c \neq 0$ mm, la zona de desprendimiento en el borde de ataque del álabe se reduce respecto al plano 3. Esto se debe a la influencia de la holgura del rodete. Este hecho se aprecia claramente en los modelos con $t_c \neq 0$ mm, sobre todo a bajo ϕ , donde el desprendimiento que se produce en la entrada del rodete es más reducido en las proximidades de la holgura del mismo (plano 5) que en la parte central de los álabes. En el caso de $t_c = 0$ mm la diferencia del desprendimiento entre el plano 3 y 5 es inapreciable porque no existe influencia alguna de la holgura.

Otra diferencia, y más importante, estriba principalmente en el efecto que origina la holgura de la corona interior, que aparece en el plano 1. Tal como se ha mostrado anteriormente, la holgura de la corona interior provoca que el flujo se desprenda dentro de la propia corona, lo que origina problemas en el guiado de la corriente. Así pues, como se aprecia en el modelo $t_c = 1$ mm, en el plano 1, existe un fuerte desprendimiento de la corriente en la entrada del rodete causado por este fenómeno que sucede en la corona interior. Como el mal guiado en la corona interior se ve fortalecido con el tamaño de la holgura ocurre lo mismo con el desprendimiento a la entrada del rodete. Se aprecia que la zona de desprendimiento es más amplia para el modelo de $t_c = 2$ mm, y por tanto las pérdidas son mayores.

El desprendimiento en la entrada del rodete se refleja también en la Figura 5-32 y la Figura 5-33. En las superficies situadas a $r = 194$ mm, que están muy cerca del borde de ataque del álabe, se observa una acumulación de isolíneas en la parte derecha de los mapas que refleja el desprendimiento que se produce en la entrada del rodete en exhalación. El caso de $t_c = 0$ mm el desprendimiento es uniforme en todo el ancho del canal de paso, mientras que en los casos con $t_c \neq 0$ mm aparece el efecto de la holgura de la corona interior. Esto se refleja como una leve perturbación en las isolíneas en la zona cercana al cubo (parte superior de los mapas), que además se intensifica con el aumento de la holgura.

Después de que el flujo supere el borde de ataque de los álabes, entra en el canal de paso entre álabes con ciertas inestabilidades. La evolución de estas inestabilidades se aprecia en los mapas de las secciones aguas abajo ($r = 206, 218, 230$ y 242 mm). Independientemente del φ , se aprecia que para $t_c = 0$ mm el comportamiento es relativamente uniforme, el único efecto reseñable es el producido por las paredes en ambos extremos. Sin embargo, la presencia de las holguras cambia totalmente el patrón de flujo. La inestabilidad nacida en la holgura de la corona interior, apenas perceptible en $r = 194$ (parte superior de mapas), se manifiesta más claramente en $r = 206$. Aparece un vórtice que se desarrolla conforme cruza el canal de paso entre álabes. Este vórtice se aprecia en la parte superior de la Figura 5-34a, donde se muestran los vectores de velocidad tangencial relativa al rodete en dos secciones diferentes durante la exhalación. A lo largo de las sucesivas secciones representadas en la Figura 5-32 y la Figura 5-33 ($r = 206, 218, 230$ y 242 mm), en los casos con $t_c \neq 0$ mm, se aprecia la evolución del vórtice conforme avanza por el canal entre álabes. El vórtice, que nace en la zona cercana al cubo, se desplaza hacia la cara de baja presión del álabe y hacia el centro del canal de paso entre álabes.

La intensidad del vórtice depende del tamaño de la holgura y del φ . En el modelo $t_c = 2$ mm se produce un vórtice más intenso que para los casos de t_c menores, y comparando la Figura 5-32 y la Figura 5-33 se aprecia que en el caso de φ más alto (Figura 5-33) el vórtice es más acusado. Una vez que atraviesa la sección media del canal de paso ($r_R = 218$ mm) el vórtice pierde intensidad progresivamente, al llegar a la salida del rodete ($r = 242$ mm) ya ha prácticamente desaparecido.

Observando nuevamente la Figura 5-30 y Figura 5-31 aparecen otros dos fenómenos importantes en el interior del rodete: desprendimiento de la corriente en la cara de baja presión y la aparición de flujo de punta. Ambos fenómenos, como veremos a continuación, están relacionados.

En el modelo con $t_c = 0$ mm, donde el comportamiento del rodete es uniforme, se aprecia que el flujo se desprende ligeramente en la cara de baja presión del álabe (Figura 5-30 y Figura 5-31). El origen de este desprendimiento es la evolución de la sección de paso del canal, que cómo se vio en el capítulo 4 (Figura 4.15), es divergente en sentido de exhalación. El desprendimiento se produce en torno a la línea media del álabe, y aunque no es de mucha intensidad se aprecia más claramente para φ alto

(Figura 5-31). Sin embargo este fenómeno cobra mayor protagonismo cuando interacciona con otro fenómeno importante, el flujo de punta.

En la Figura 5-30, se aprecia en el plano 5, para el caso de $t_c = 1$ mm como se produce un fuerte desprendimiento en la cara de baja presión del álabe. Este desprendimiento tan acusado no se produce con tanta fuerza para $t_c = 0$ mm, por tanto es lógico pensar que el flujo de punta ejerce un efecto muy negativo sobre el desprendimiento en el interior del rodete. Esto se puede comprobar si comparamos el caso de $t_c = 1$ mm con el de $t_c = 2$ mm. En esta comparación se observa que el desprendimiento es aún más acusado cuanto mayor es el tamaño de la holgura.

El fenómeno del flujo de punta aparece también claramente reflejado en la Figura 5-32 y la Figura 5-33. En estas figuras, en la parte inferior de los mapas se sitúa la holgura del rodete. En esa zona, en torno a $r = 218$ mm, que es la línea media del rodete y el punto donde aparece el desprendimiento en la cara de baja presión (Figura 5-30 y Figura 5-31), aparece un vórtice (para los casos con $t_c \neq 0$ mm) en la zona de la holgura del rodete. En la Figura 5-34 se aprecia cómo aparece el vórtice en la sección de $r = 218$, y en $r = 230$ ya está más desarrollado. La intensidad de este vórtice depende de dos factores: la amplitud de la holgura y φ . Comparando, para un mismo φ , los casos de $t_c = 1$ mm y $t_c = 2$ mm (Figura 5-32 o Figura 5-33) se observa que el flujo de punta es más importante a medida que aumenta el tamaño de la holgura. Además, como es lógico, el flujo de punta crece cuando aumenta el caudal circulante por la máquina. Si comparamos, para un t_c fijo, los dos φ (Figura 5-32 y Figura 5-33), se aprecia que el flujo de punta es más acusado cuanto mayor es φ .

En las Figura 5-32 y Figura 5-33 se observa también que, dependiendo de la intensidad del flujo de punta, su efecto se puede transmitir aguas abajo. En el caso más desfavorable, $t_c = 2$ mm y φ alto se aprecia todavía un vórtice intenso en la salida del rodete (Figura 5-33, $r = 242$ mm). Esta inestabilidad puede interaccionar con las aletas de la corona exterior y dar lugar a fluctuaciones de presión en la superficie de las mismas.

Por otro lado, comparando los resultados en el plano 5 para $\varphi(\eta_m)$ (Figura 5-30) con los de φ_m (Figura 5-31) se observa que los efectos negativos inducidos por el flujo de punta se potencian al aumentar φ . Los desprendimientos son más importantes para el φ más alto. Además, el aumento de φ tiene otros efectos sobre este fenómeno. El primero

es que adelanta ligeramente el desprendimiento, y el segundo, y más importante, es que extiende el desprendimiento a zonas del rodete alejadas de la holgura. Este segundo efecto se aprecia claramente en el plano 3 de la Figura 5-31 para $t_c = 2$ mm, donde el desprendimiento en la cara de baja presión es más elevado que en $t_c = 1$ mm. Esto se debe a la tridimensionalidad del efecto causado por el flujo de punta.

En la Figura 5-30 y Figura 5-31 se aprecia que debido al desprendimiento que se produce en la cara de baja presión del canal la estela del álabe es intensa. Esto puede dar lugar a importantes fluctuaciones de presión en las aletas de la corona exterior que, como consecuencia, generarán vibraciones y ruido.

Corona exterior:

En la Figura 5-30, observando el caso de $t_c = 0$ mm, se aprecia que el flujo no llega a las aletas de la corona exterior correctamente direccionado. Por tanto, se generan importantes pérdidas por choque. En este caso, $t_c = 0$ mm, al no existir holguras se registra el mismo comportamiento en los tres planos representados. Comparando el caso de $t_c = 0$ mm a diferente ϕ , Figura 5-30 y Figura 5-31, se aprecia que el desprendimiento en la entrada de la corona exterior es inferior a ϕ alto. Este hecho está respaldado por lo visto en la Figura 5-14 que refleja la diferencia existente entre α_C y α_C^* .

La presencia de la holgura en el rodete es importante porque introduce inestabilidades en el flujo y esto repercute en el direccionamiento del flujo que llega a la corona exterior.

En la Figura 5-30, para los casos de $t_c \neq 0$ mm, en el plano 3 se aprecia que se conserva la estructura vista para $t_c = 0$ mm. Esto es lógico porque en este plano no se refleja la influencia de las holguras. Sin embargo, en las proximidades de la holgura del rodete la situación es diferente. Observando en el plano 5 los casos de $t_c \neq 0$ mm (Figura 5-30), se aprecia que el desprendimiento en el borde de ataque de las aletas es más importante que en el caso de $t_c = 0$ mm. Esto viene causado por el desprendimiento que se produce en el interior del rodete, que hace que el flujo llegue aún más desalineado a la corona exterior. Además se aprecia que el desprendimiento a la entrada de las aletas de la corona exterior aumenta al crecer el valor de t_c (Plano 5).

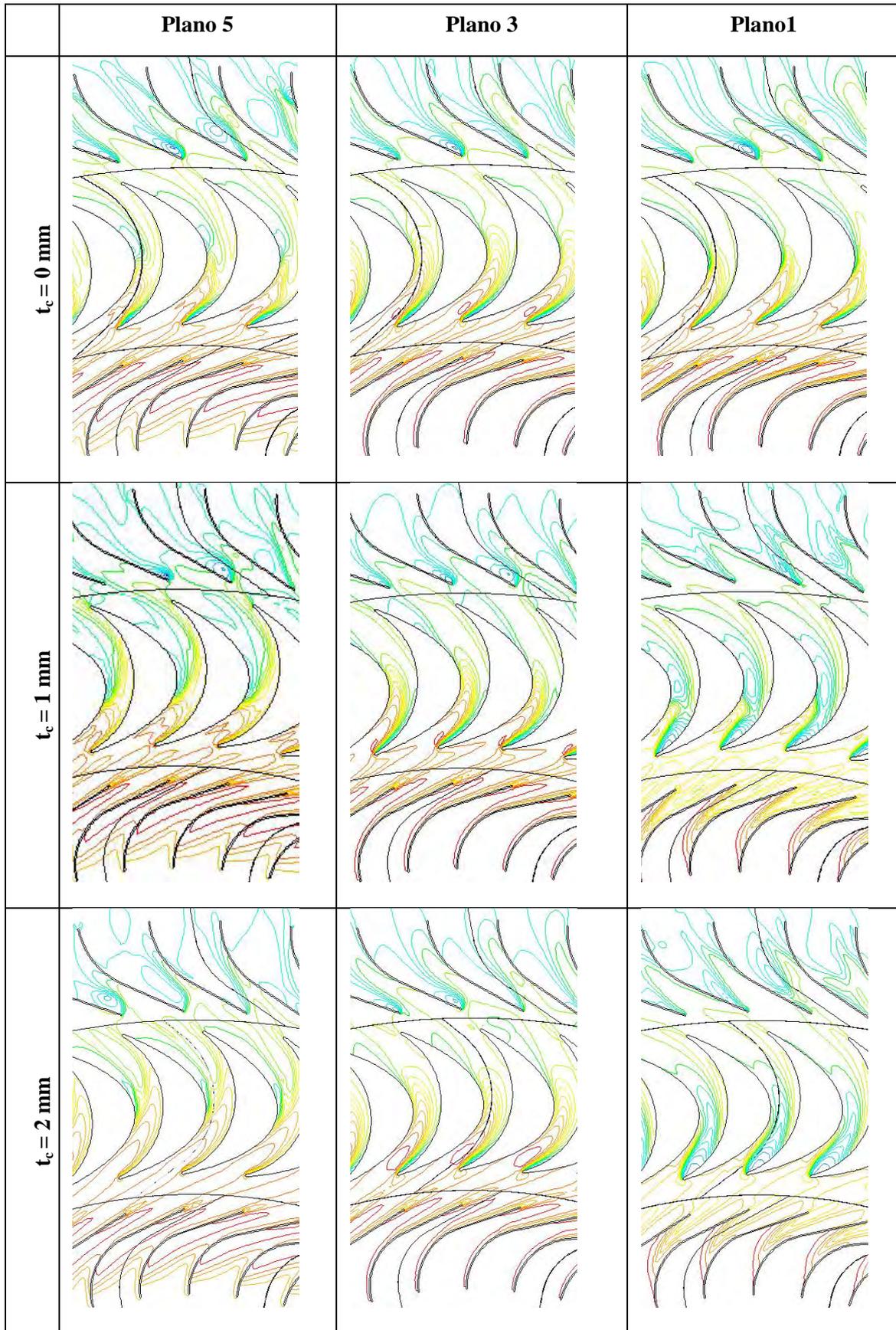


Figura 5-30. Contornos de presión en los planos XY para exhalación $\varphi(\eta_m)$.

Escala= -250/510Pa, 38Pa/isolínea.

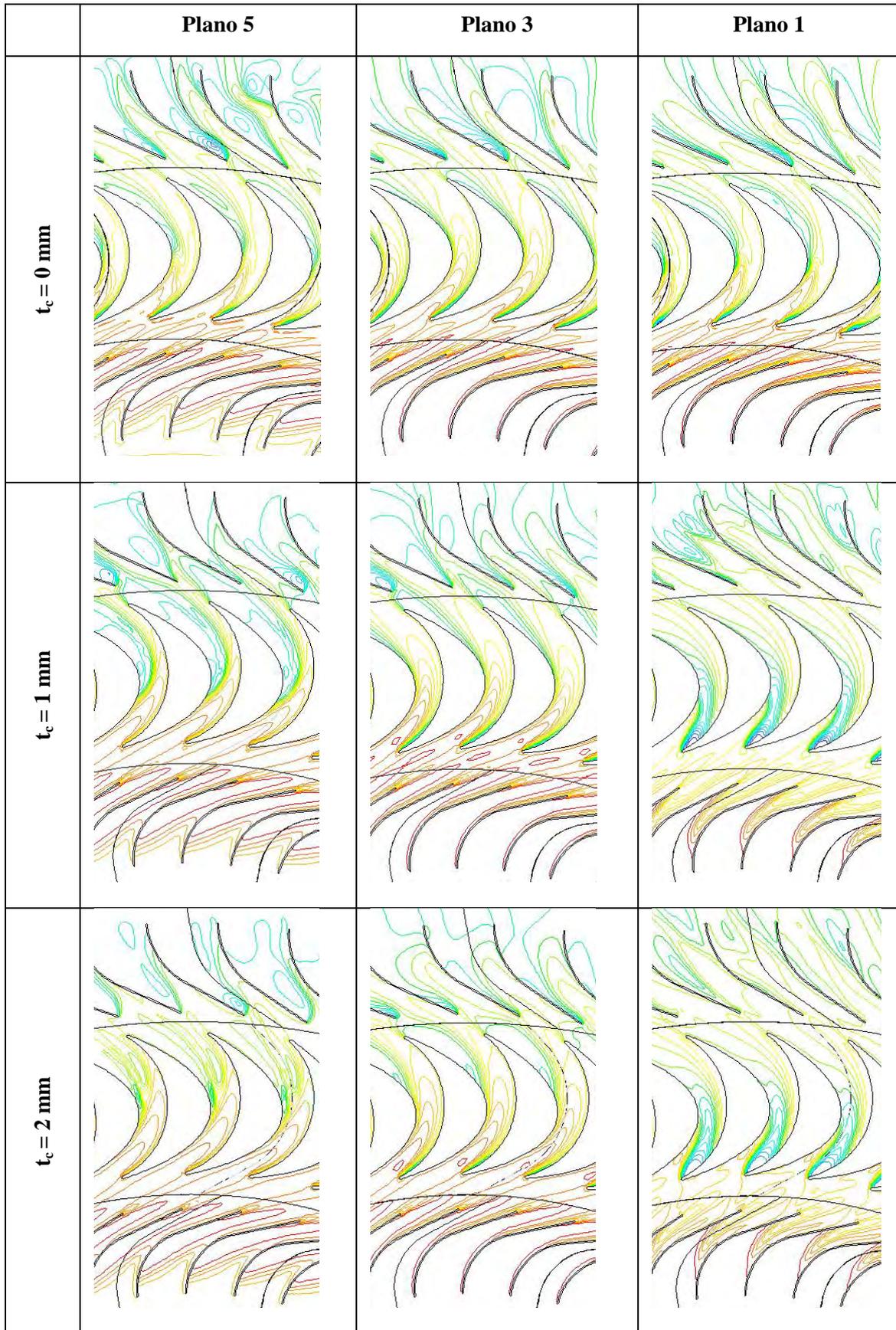


Figura 5-31. Contornos de presión en los planos XY para exhalación ϕ_m .

Escala= -900/1500Pa, 120Pa/isolínea.

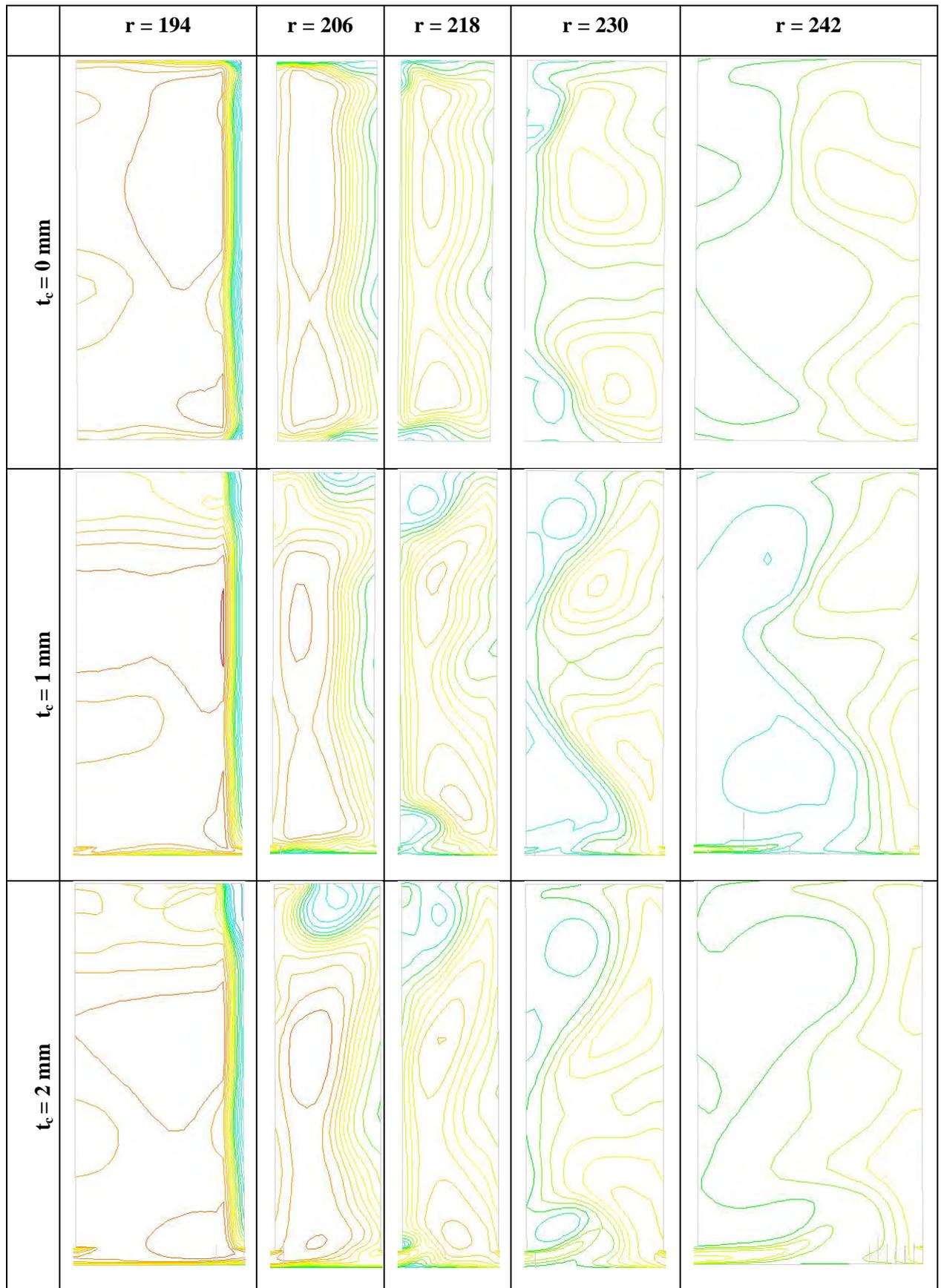


Figura 5-32. Contornos radiales de presión en el canal del rodete para exhalación $\phi(\eta_m)$.

Escala= -250/510Pa, 38Pa/isolínea.

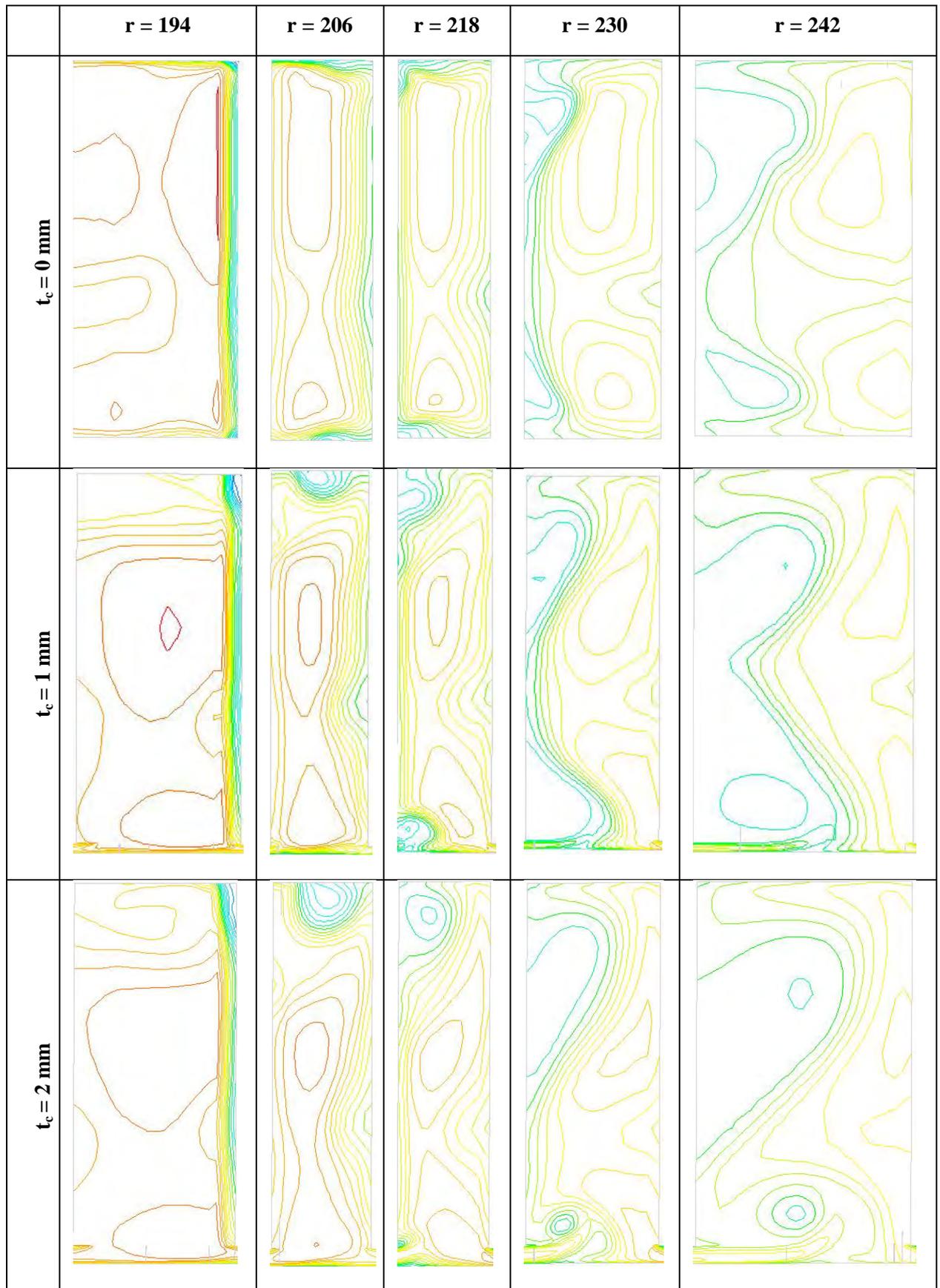


Figura 5-33. Contornos radiales de presión en el canal del rodete para exhalación ϕ_m .

Escala= -900/1500Pa, 120Pa/isolínea.

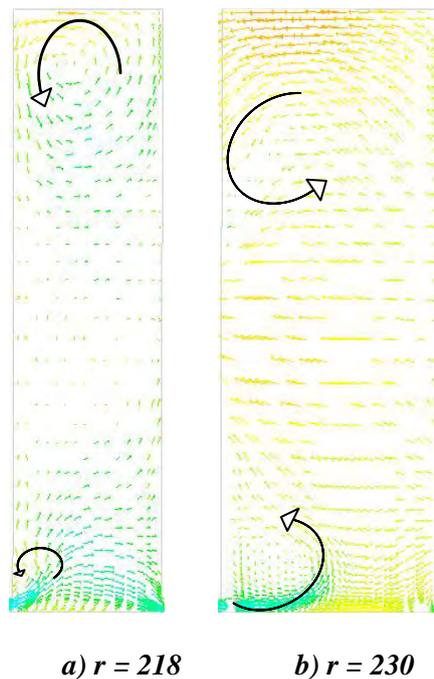


Figura 5-34. Mapas de vectores de velocidad tangencial relativa al rodete durante la exhalación ($t_c = 1$ mm y φ_m)

En el plano 1 (Figura 5-30) la situación es diferente al plano 5. En el plano 1 se refleja la influencia de la holgura de las coronas y no la del rodete. Anteriormente se comentó que la holgura de la corona interior provocaba un desprendimiento muy fuerte en la entrada del rotor. Esto da lugar a un patrón de flujo diferente al de los planos 3 y 5. Comparando el caso de $t_c = 0$ mm con los casos de $t_c \neq 0$ mm, donde sí se produce el desprendimiento a la entrada del rodete, se observa que el desprendimiento en las aletas de la corona exterior se reduce en los casos de $t_c \neq 0$ mm.

Indudablemente el valor de φ también es importante en el comportamiento de la corona exterior. Esto queda patente si se comparan la Figura 5-30 y Figura 5-31. Comparando los planos del caso de $t_c = 0$ mm entre los diferentes φ , Figura 5-30 y Figura 5-31, se observa que el desprendimiento en el borde de ataque de las aletas de la corona exterior se reduce ligeramente con el aumento de φ . Para los planos 1 y 3, en los casos de $t_c \neq 0$ mm, se aprecia que el desprendimiento se reduce al aumentar φ porque el flujo llega mejor alineado con las aletas para φ elevado (Figura 5-14). Sin embargo, en la zona próxima a la holgura del rodete (plano 5), el problema de la entrada en la corona exterior no se reduce, sino que aumenta. Esto se debe a que el flujo de punta en el rodete se agrava al aumentar el φ . Esto provoca que el flujo, en la zona próxima a la holgura del rodete (plano 5), llegue a la corona exterior peor direccionado respecto a las aletas, y como consecuencia el desprendimiento que se produce es mayor.

5.6 Conclusiones

De los resultados se desprenden varias conclusiones:

- Observando los resultados de los parámetros característicos se aprecia que la holgura tiene una influencia importante sobre el funcionamiento de la máquina. El aumento de la holgura tiene como consecuencia que decrezca el par obtenido por la máquina y que además aumenten sus pérdidas.
- Cuando el flujo discurre en inhalación la holgura de la corona exterior hace que la corona no guíe bien en la zona del cubo, lo que provoca que el rodete no reciba el flujo correctamente y por tanto genera menos par. El efecto es menos acusado que en la corona interior en exhalación.
- Durante la exhalación la holgura de la corona interior provoca que la corona no realice un buen guiado en las zonas cercanas a la su holgura. Esto repercute negativamente en la entrada del flujo en el rodete en la zona del cubo, y el par obtenido por el rodete es inferior.
- La holgura del rodete también tiene un efecto importante. Cobra especial importancia el flujo de punta, que provoca que el rodete funcione en peores condiciones y por tanto se reduzca su rendimiento. Además, la holgura provoca que el flujo no salga bien guiado en las cercanías de la carcasa y no llegue a las coronas bien direccionado, lo que ocasiona mayores pérdidas por choque.

Las dos coronas directrices y el rodete tienen holgura, sin embargo no tienen todas la misma relevancia. La holgura de la corona exterior causa menos problemas que las otras debido a que en esa zona el flujo tiene menor velocidad.

Capítulo 6

Optimización de la geometría

6 OPTIMIZACIÓN DE LA GEOMETRÍA

6.1 Consideraciones preliminares

En los capítulos previos de la tesis se ha realizado un análisis del patrón de flujo en la turbina radial propuesta por Setoguchi en 2002 mediante el cual se han localizado deficiencias en el diseño. Esta información ha permitido establecer unos criterios que se han empleado para el desarrollar un nuevo diseño con mayores prestaciones.

Los problemas de diseño que presentaba la geometría inicial, ya expuestos anteriormente, se resumen elemento por elemento en las siguientes líneas. Además se comenta cuáles son las propuestas iniciales para tratar de eliminar dichos problemas.

- Codo: Origen de pérdidas en inhalación, pero no causadas por la propia geometría del codo sino por el mal guiado de la corona interior en inhalación.
- Corona interior: Problemática en ambos sentidos del flujo. En inhalación no realiza un buen guiado. En exhalación el guiado es bueno, pero el flujo no está bien direccionado con el ángulo de entrada en el rodete. Para resolver los problemas se plantearon diversas modificaciones geométricas en las aletas: alargamiento y nuevos perfiles. Es necesario también un ajuste del ángulo de orientación de las aletas en función del valor del ángulo interior del rodete.
- Rodete: Es el elemento más conflictivo. El comportamiento en exhalación es peor que en inhalación, pero existen problemas en ambos sentidos de flujo. En los dos casos la recepción del flujo por parte del rodete no es adecuada porque no llega bien alineado con los ángulos de entrada. Además, la sección de paso del canal de álabes es divergente en exhalación. Se han planteado diversas soluciones: nuevos ángulos de entrada/salida, nuevo perfil y nueva alineación de los ángulos del rodete con los de las coronas.
- Corona exterior: En inhalación no presenta problemas. Sin embargo en exhalación se registran pérdidas importantes porque la recepción del flujo proveniente del rodete no es adecuada. Es necesario reorientar la aleta para lograr una mejor recepción del flujo que sale del rodete.

Para resolver estos problemas se han planteado diversas geometrías alternativas basadas en las soluciones propuestas. Cada una de estas geometrías tenía como propósito solucionar uno, o varios de los problemas, que se presentaban en las geometrías predecesoras. Todas las geometrías presentadas son del mismo tamaño, el radio medio r_R es el mismo para todos los diseños.

En los siguientes apartados se presentan secuencialmente las geometrías planteadas más relevantes. Se comentarán sus resultados más significativos y se analizarán sus ventajas y desventajas respecto a la geometría inicial. La última de las geometrías planteadas será la propuesta definitiva de diseño para la turbina de impulso radial.

6.2 Geometrías previas

Además de las geometrías que serán presentadas en los próximos apartados, se estudió el comportamiento de otras configuraciones cuyos resultados no se exponen detenidamente por ser insatisfactorios o poco relevantes.

Sin embargo, de alguna de estas geometrías sí fue posible extraer algunas conclusiones. En una de estas configuraciones se trató de eliminar la corona interior y emplear un ciclón para conseguir el triángulo de velocidades deseado en la entrada del rodete (Muñoz, 2007). Sin embargo, la supresión de la corona interior es inviable según los resultados. Otra configuración estudiaba la influencia de la curvatura del codo sobre las prestaciones, que según los resultados es despreciable.

6.3 Geometría M12

Esta geometría fue concebida con el propósito de mejorar el comportamiento de la máquina en exhalación. Además, se incorpora el alargamiento de las aletas de la corona interior para reducir pérdidas en el codo durante la inhalación.

La geometría inicial, M8, presenta varios problemas importantes en exhalación: el flujo no llega correctamente direccionado al rodete, la corriente se desprende en el interior del propio rodete, y además se producen elevadas pérdidas por choque en la corona exterior. Para resolver estos problemas se modificó la geometría de la máquina.

Un esquema de la nueva geometría se muestra en la Figura 6-1. La corona exterior se omite de la figura porque no se han realizado cambios en la misma, su geometría es la misma que para la geometría M8.

La modificación principal está en el rodete. La geometría del perfil continúa siendo la misma que en la geometría inicial, sin embargo, el posicionamiento relativo de los álabes es diferente. Los perfiles se han rotado 14° en sentido antihorario, de esta forma se consigue que la evolución de la sección de paso de un canal del rodete no sea divergente en exhalación (Figura 6-2). La evolución, en sentido exhalación, pasa de ser divergente (M8) a convergente (M12). Con esta modificación se busca reducir el desprendimiento que se produce en el interior del rodete durante la exhalación. En este aspecto la M12 es el caso opuesto a la M8.

Este cambio en el posicionamiento del rodete tiene como resultado el cambio de los ángulos de entrada/salida del mismo. Tal como se indica en la Figura 6-1 el ángulo interior es de 33.3° y el exterior de 24.4° (frente a $18.8^\circ/35.8^\circ$ de la M8).

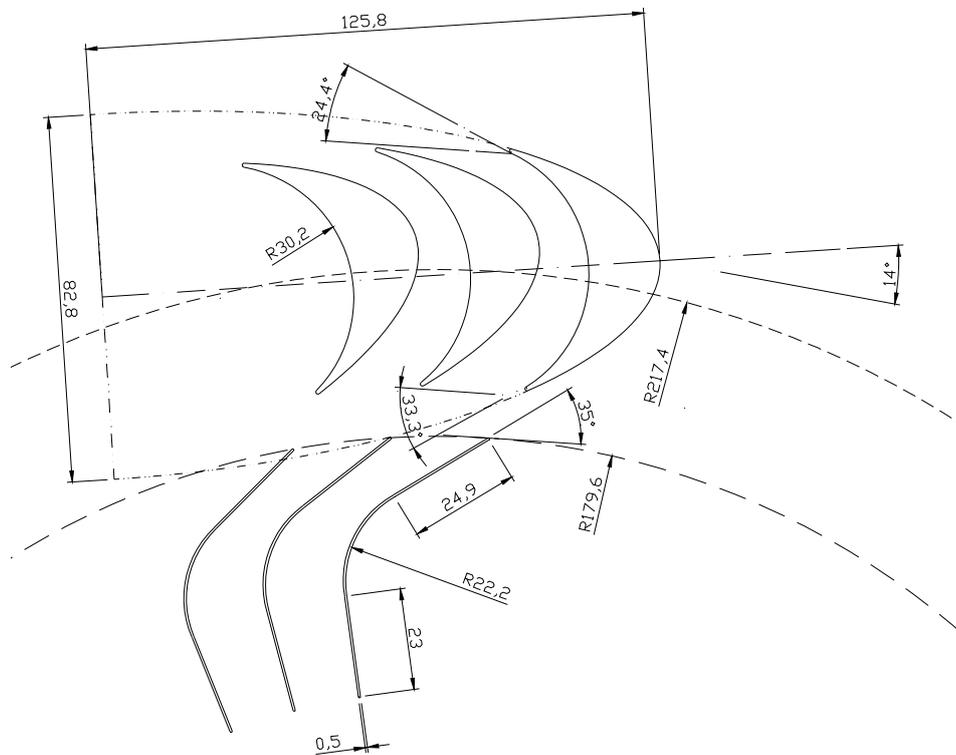


Figura 6-1. Esquema y dimensiones de la geometría M12.

La otra modificación se ha realizado en las aletas de la corona interior. Dichas aletas se alargaron hacia el centro de la máquina para mejorar el guiado de la corona y así reducir las pérdidas en el codo durante la inhalación. Además, las aletas se giraron para que el ángulo de salida de la corona (en sentido de exhalación) fuera de 35° .

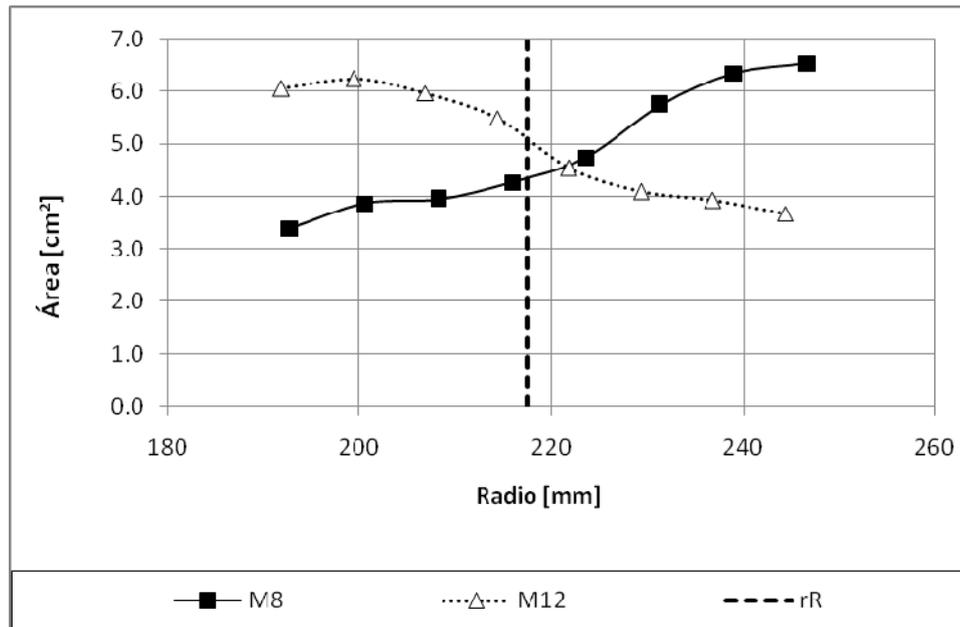


Figura 6-2. Evolución de la sección de paso de un canal del rodete en M8 y M12.

6.3.1 Análisis de resultados

Las siguientes gráficas presentan los resultados obtenidos en las simulaciones de la geometría M12. Además se incluyen los resultados correspondientes con la M8 para poder compararlos entre sí.

6.3.1.1 Parámetros característicos

La Figura 6-3 muestra las curvas $C_T-\phi$. Durante la exhalación el comportamiento del C_T es prácticamente idéntico para las dos geometrías. En inhalación, debido a la nueva configuración del rodete, el C_T es más reducido para la M12. El cambio en el ángulo de salida del rodete en inhalación (β_{C^*}) hace que las velocidades tangenciales en

la sección C sean menores en la geometría M12, por tanto se obtiene un par más pequeño⁴³.

En la Figura 6-4 se representa $C_A-\varphi$. En esta gráfica se aprecia la ventaja de la nueva geometría M12 respecto a la M8. El C_A es más reducido en la M12, tanto en exhalación como en inhalación, lo que significa que necesita menos energía para funcionar. Esto implica que las pérdidas en el interior de la máquina, al menos en exhalación, se han reducido porque se obtiene el mismo C_T con menos C_A .

El C_A se reduce tanto para inhalación como exhalación, sobre todo para coeficientes de flujo altos. Además la nueva geometría presenta un comportamiento más equilibrado entre exhalación e inhalación, lo que redundará en un mejor comportamiento bajo flujo bidireccional no estacionario. Posteriormente, se analizarán las pérdidas en los diferentes elementos (apartado 6.3.1.5), con el propósito de conocer en qué elementos se ha conseguido una reducción de las pérdidas.

⁴³Aplicando el teorema de Euler es fácilmente demostrable que se obtiene menos par en la M12 durante la inhalación.

Suponiendo que el rodete hace un guiado perfecto, $\beta_D^* = \beta_D$:

$$v_D^{tg} u_D - v_C^{tg} u_C = (w_D \cos \beta_D^* + u_D) u_D - (w_C \cos \beta_C^* - u_C) u_C$$

Donde w_C y w_D son de signo opuesto bajo el mismo sistema de referencia.

$$v_D^{tg} u_D - v_C^{tg} u_C = (u_D |w_D| \cos \beta_D^* + u_C |w_C| \cos \beta_C^*) + u_D^2 + u_C^2$$

u_C y u_D son iguales porque la velocidad de rotación es la misma en ambas máquinas. La geometría de la corona exterior es la misma, por tanto, trabajando al mismo φ el valor de $v_D^{tg} u_D$ ha de ser similar. Además, si φ y u_C son los mismos, y β_C^* es más grande (M12), el valor de w_C es más pequeño (por triángulo de velocidades). Por tanto el término $u_C |w_C| \cos \beta_C^*$ es más pequeño en la M12, lo que implica que la energía extraída es menor.

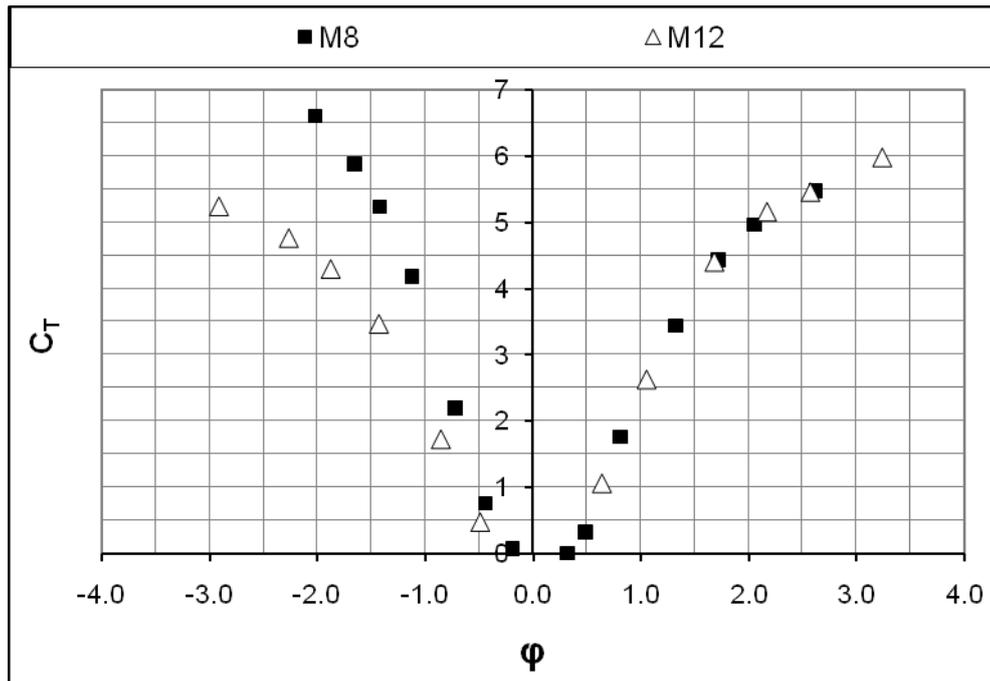


Figura 6-3. Comparación entre C_T de M12 y M8.

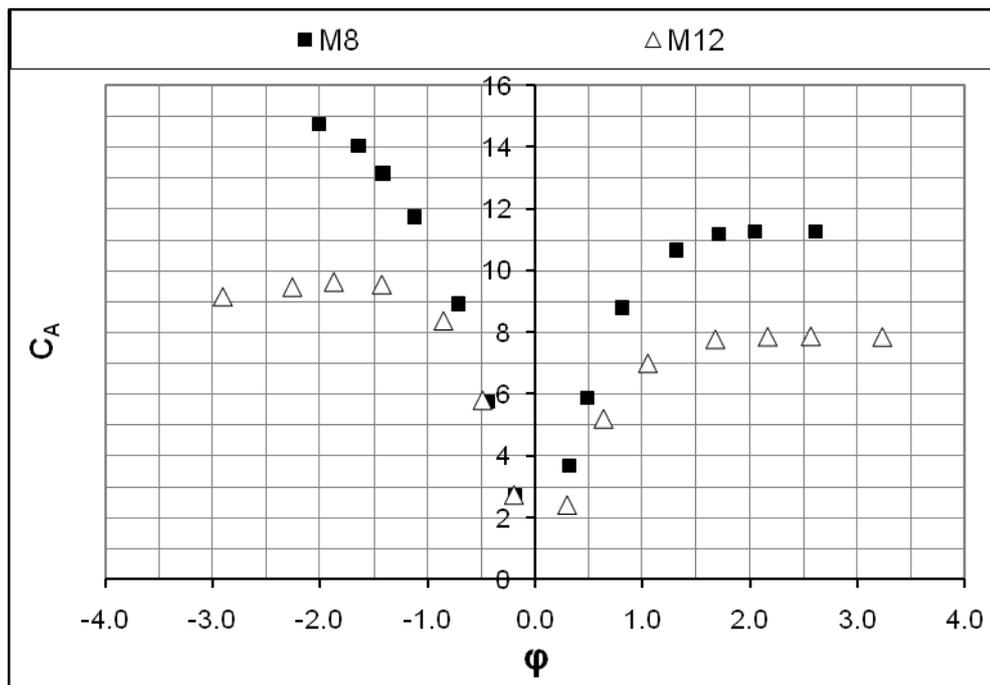


Figura 6-4. Comparación entre C_A de M8 y M12.

En la Figura 6-5 se presenta la curva η - ϕ . El rendimiento estacionario (η) en exhalación aumenta notablemente. El C_T es el mismo, así que esta subida se debe a la importante caída registrada en las pérdidas. En inhalación el rendimiento se reduce para bajos ϕ mientras que sube ligeramente para caudales altos. Esto se debe a que, aunque el

par obtenido por la máquina es sensiblemente inferior, se ve compensado por la disminución de las pérdidas a valores de φ altos. Gracias a esto el rendimiento de la M12 en inhalación, a φ alto, llega a ser incluso más elevado que en la M8.

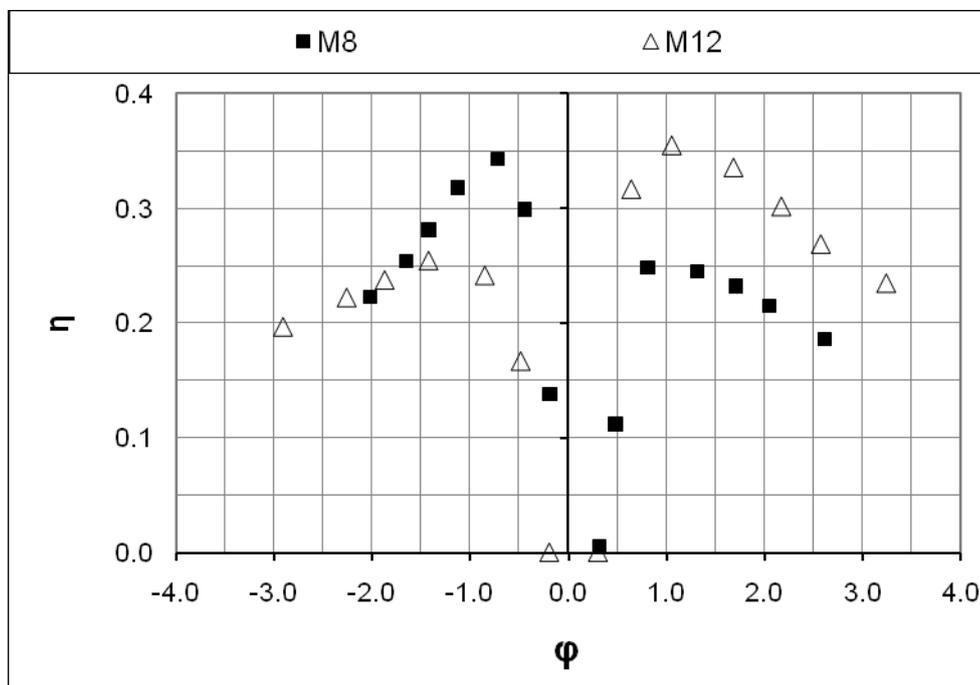


Figura 6-5. Comparación del rendimiento (η) entre M8 y M12.

6.3.1.2 Análisis del flujo en la geometría M12

En los siguientes apartados se estudia el flujo en el interior de la turbina a través del análisis de los ángulos del flujo en diferentes secciones, análogamente a lo realizado para la M8 en capítulos anteriores. Sin embargo, sólo se representan los resultados más relevantes. La nomenclatura sigue las directrices que se utilizaron en el capítulo 4.

6.3.1.2.1 Sección B

Es importante resaltar que en el caso de la M12 la sección B está en el interior de la corona interior porque el alargamiento de las aletas en la dirección radial hace que se prolonguen más allá de la sección B. Para conocer realmente si la corona interior de la M12 realiza un buen guiado se ha generado la sección B2, que se sitúa justamente en la parte interior de la nueva corona. De esta forma son comparables los resultados de la sección B en la M8 con los de la sección B2 en la M12. Para no complicar la

nomenclatura, y dado que ambas secciones son equivalentes, se mantendrá la nomenclatura B para ambas⁴⁴.

Tal como se aprecia en la Figura 6-6 hay una gran mejora en inhalación en la M12. El flujo sale muy bien guiado en la dirección radial, no como en la M8 dónde se producía un importante desprendimiento de la corriente en la salida de la corona. Esta mejora conlleva, como se mostrará posteriormente, una reducción notable de las pérdidas en el codo.

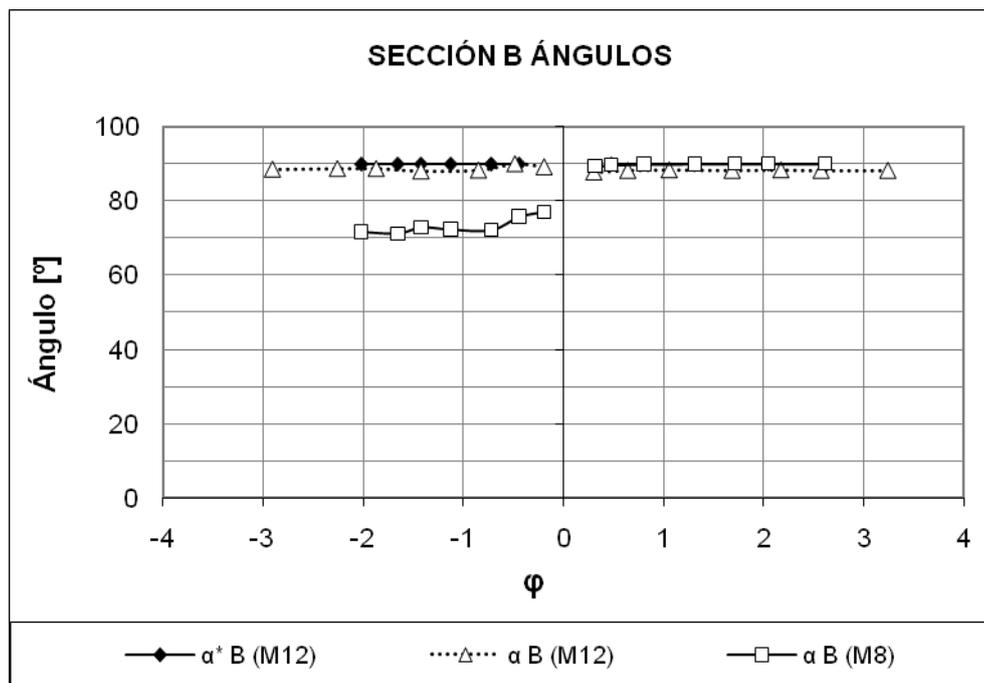


Figura 6-6. Comparativa de los ángulos en la sección B en la M8 y la M12.

En la exhalación la entrada de las aletas están colocadas en la dirección radial, así que no ejercen ninguna influencia negativa sobre el flujo.

⁴⁴El mismo tratamiento se realizará para las geometrías M15 y M16, que también tienen aletas alargadas.

6.3.1.2.2 Sección C

En la Figura 6-7 y Figura 6-8 se muestran las relaciones de ángulos más significativas en la sección C.

En inhalación, Figura 6-7, se aprecia que el flujo proveniente del rodete no entra en la corona interior tan bien direccionado como lo hace en la geometría M8, sino que hay un desfase de entre 5° y 50° , mientras en la M8 este desfase oscilaba entre -2° y 27° . La diferencia es notable y provoca que, en inhalación, las pérdidas por choque en la corona interior sean mayores en la M12.

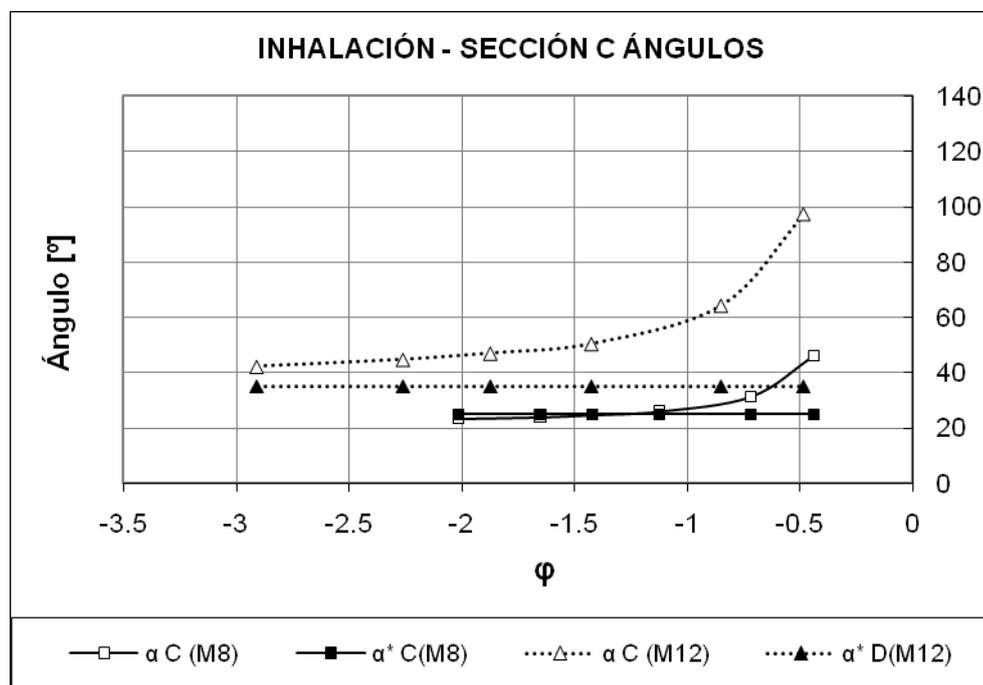


Figura 6-7. Comparativa de los ángulos en la sección C en inhalación entre M8 y M12.

Durante la exhalación (Figura 6-8) las geometrías tienen un comportamiento muy parecido. El flujo pasa a través de la sección C hacia el rodete. Ambas geometrías realizan un direccionamiento deficiente a ϕ bajo y va mejorando conforme aumenta ϕ . La M12 consigue un mejor guiado del flujo a la entrada del rodete, aunque la diferencia entre ambas geometrías no es elevada. Según estos resultados las pérdidas por choque a la entrada del rodete serán ligeramente más reducidas en la M12.

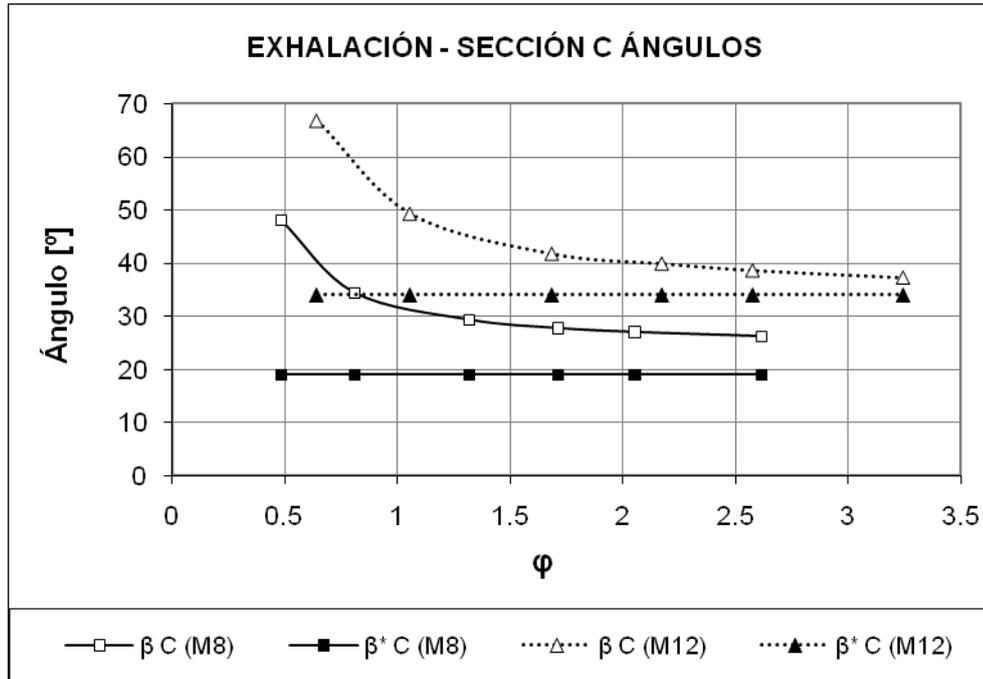


Figura 6-8. Comparativa de los ángulos en la sección C en exhalación entre M8 y M12.

6.3.1.2.3 Sección D

Las siguientes figuras, Figura 6-9 y Figura 6-10, muestran los ángulos de direccionamiento del flujo en la sección D.

Los resultados correspondientes con la inhalación están representados en la Figura 6-9. El flujo atraviesa la sección D con un direccionamiento muy parecido en las dos geometrías, lo cual es lógico porque el flujo proviene de la corona exterior que es idéntica en ambas geometrías. La diferencia estriba en que el rodete no tiene el mismo ángulo relativo de entrada, y según los resultados existe menos choque en la M8.

Durante la exhalación, Figura 6-10, el flujo sale del rodete y se enfrenta a la corona exterior, cuyo ángulo de entrada es igual para las dos geometrías. En la geometría M12, la recepción del flujo en la corona exterior es mucho mejor. La diferencia entre el ángulo de entrada de las aletas y del flujo oscila entre 125° y 50° para la M8, mientras que está entre 3° y 35° para la M12. Esta mejor recepción del flujo se traduce en una reducción de las pérdidas por choque en la corona exterior, que en exhalación son muy importantes.

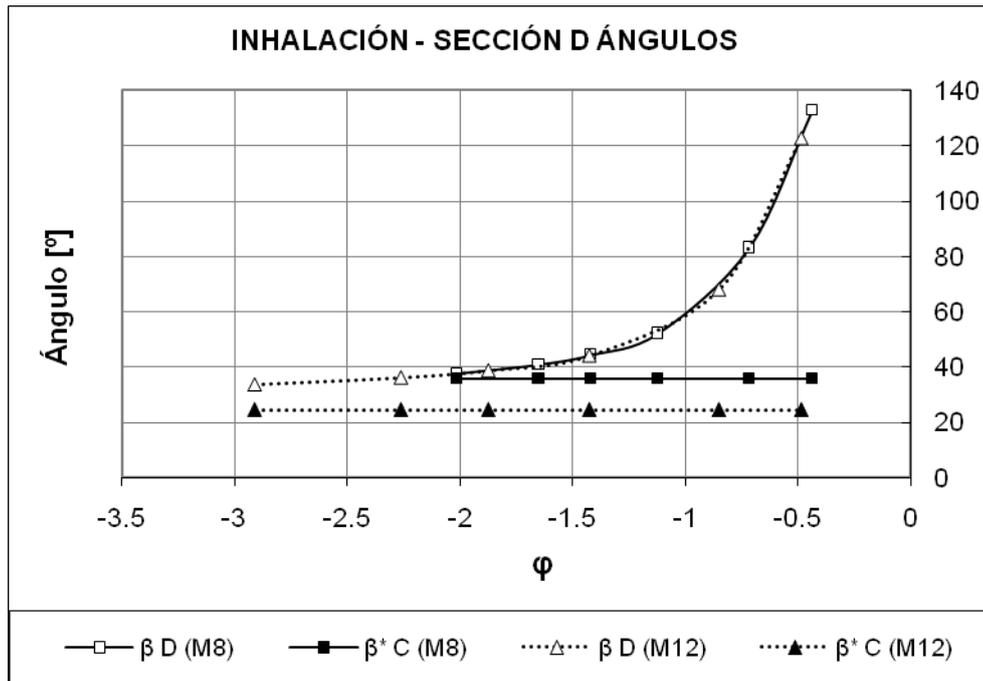


Figura 6-9. Comparativa de los ángulos en la sección D en inhalación entre M8 y M12.

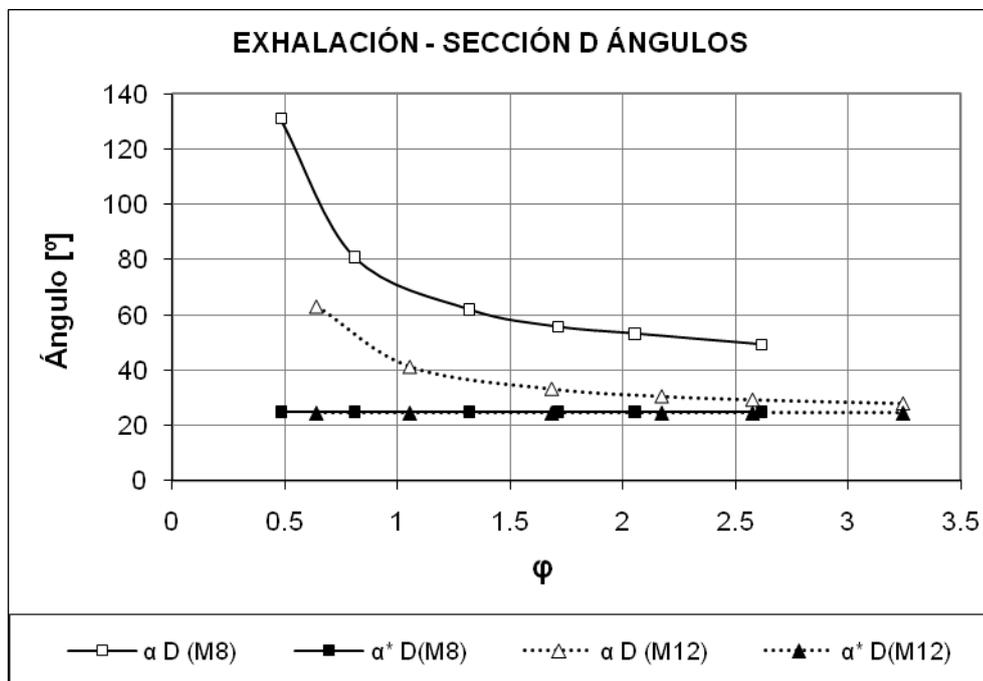


Figura 6-10. Comparativa de los ángulos en la sección D en exhalación entre M8 y M12.

6.3.1.2.4 Sección E

El comportamiento en la sección E, como se muestra en el estudio de la M8 en el capítulo 4, es de poca importancia respecto a las otras secciones. Además, la corona exterior es idéntica para las dos geometrías. Por tanto, se omiten los resultados por no aportar información relevante.

6.3.1.3 Características del intercambio de energía en el rodete

En este apartado se realiza una comparación del comportamiento del rodete para la geometría M8 y la M12. Se utilizan los coeficientes descritos en el capítulo 4.

Es importante comentar que la eficiencia presentada en la Figura 6-11 corresponde únicamente con el rodete (η_r). Si se compara con la Figura 6-5 se aprecia que, en inhalación, en el rendimiento de la máquina no existe una diferencia tan acusada entre las dos geometrías. Esto se debe a que, aunque el rodete de la M12 es menos eficiente durante la inhalación (Figura 6-11), el mejor funcionamiento del resto de elementos compensa en parte este hecho.

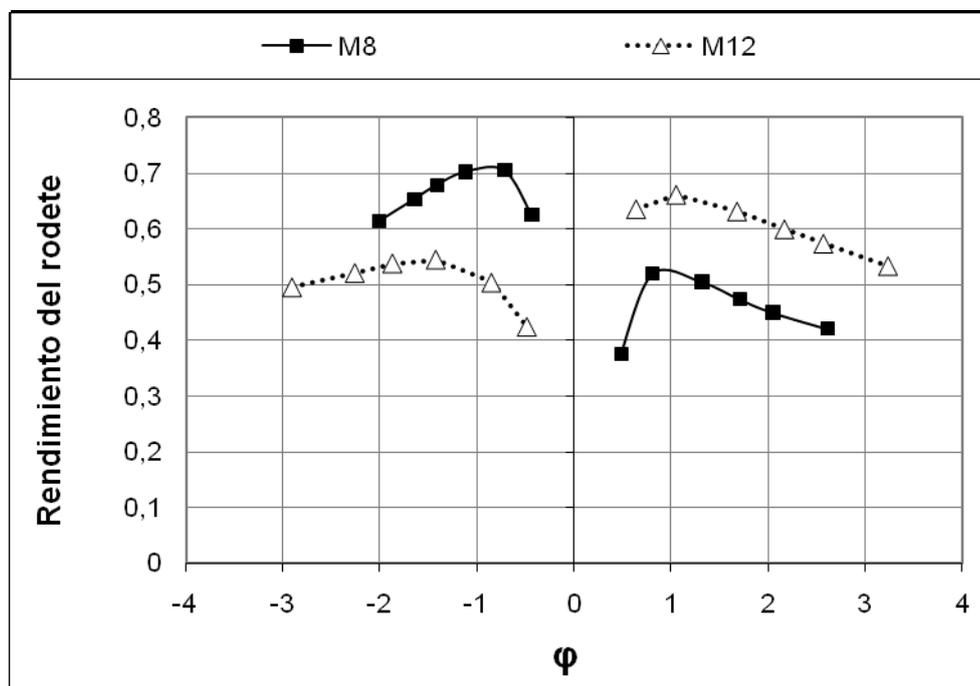


Figura 6-11. Comparación de la eficiencia del rodete.

El rendimiento del rodete está relacionado con el par obtenido (C_T , Figura 6-3) y con las pérdidas. Para evaluar estas pérdidas se utiliza el coeficiente de pérdidas descrito en el capítulo 4 y que se muestra en la Figura 6-12.

La diferencia entre los coeficientes de pérdidas de exhalación se explica en virtud de dos razones: la primera es la disminución del desprendimiento en la entrada del rodete en la M12 (Figura 6-8), y la segunda es que en la M12 la evolución de la sección de paso en el rodete es convergente en exhalación, lo que mejora el comportamiento del flujo en el canal entre álabes. El rendimiento del rodete en la M12 durante la exhalación es mayor porque las pérdidas son más reducidas y el par obtenido es similar.

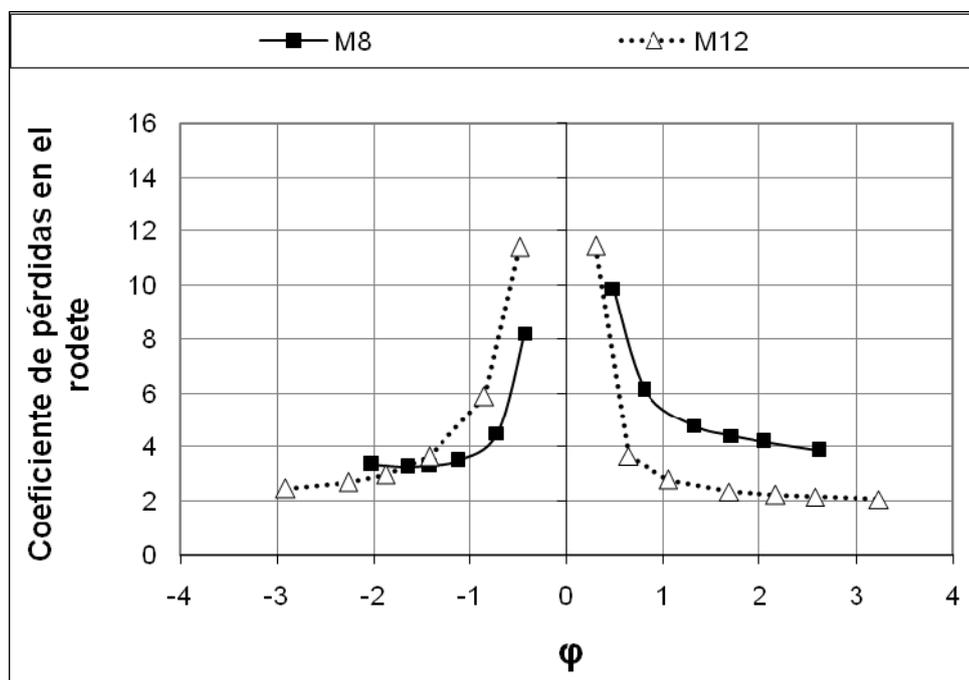


Figura 6-12. Comparación del coeficiente de pérdidas en el rodete.

En inhalación cambian las tornas, en este caso existe más choque en la entrada del rodete de la M12. Esto tiene mucho peso a valores de ϕ bajos, y por eso el rodete de la M12 tiene más pérdidas. Sin embargo, a altos valores de ϕ las pérdidas en la M12 son iguales o más pequeñas. De esto se deduce que en la M8 existe un fenómeno generador de pérdidas que compensa el menor choque en la entrada. En la Figura 6-13, donde se representa la vorticidad en el plano 5 (Figura 5.2) en ambas geometrías, se observa que la inestabilidad que genera el flujo de punta en la geometría M8 es de mayor intensidad que en la M12. Entonces, para valores bajos de ϕ , donde las pérdidas se deben principalmente a los choques, la M12 tiene más pérdidas. Pero a medida que crece ϕ y

los fenómenos tridimensionales en la punta se intensifican las pérdidas debidas al flujo de punta tienen más peso, y éstas son más importantes en la M8.

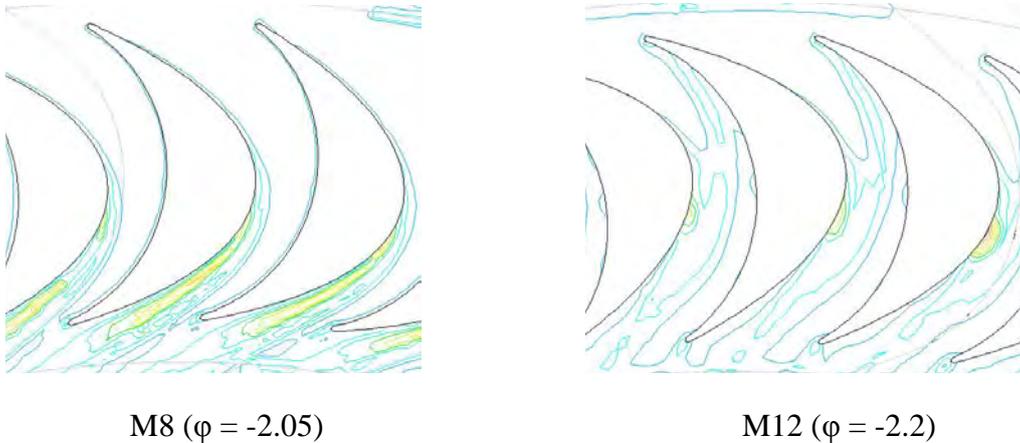


Figura 6-13. Contornos de vorticidad. Inhalación, Plano 5 (5000 1/s/isolínea).

6.3.1.4 Coeficientes de pérdidas en elementos fijos

La descripción del coeficiente de pérdidas en los elementos fijos se introdujo en el capítulo 4.

En la Figura 6-14 y Figura 6-15 se representan los valores de dicho coeficiente de pérdidas para la geometría M12 y la M8. Por razones de escala, los valores correspondientes a la corona exterior se muestran en la Figura 6-14, mientras que para el codo y la corona interior se presentan en la Figura 6-15.

En la Figura 6-14 se muestra el coeficiente de pérdidas de la corona exterior en exhalación. Tienen una tendencia parecida en las dos geometrías pero es menor en la M12. El coeficiente se dispara para φ bajos debido a las pérdidas por choque (Figura 6-10), que son menores en la M12 porque el flujo llega mejor direccionado a la corona. Durante la inhalación el comportamiento es idéntico en los dos casos. No cabe esperar otra cosa teniendo en cuenta que la geometría es la misma y durante la inhalación es el primer elemento que atraviesa el flujo. En ambas geometrías se aprecia que el coeficiente es casi horizontal, y teniendo en cuenta que en esta situación no existe choque, se deduce que las pérdidas estas asociadas principalmente a fenómenos de fricción y flujo de punta.

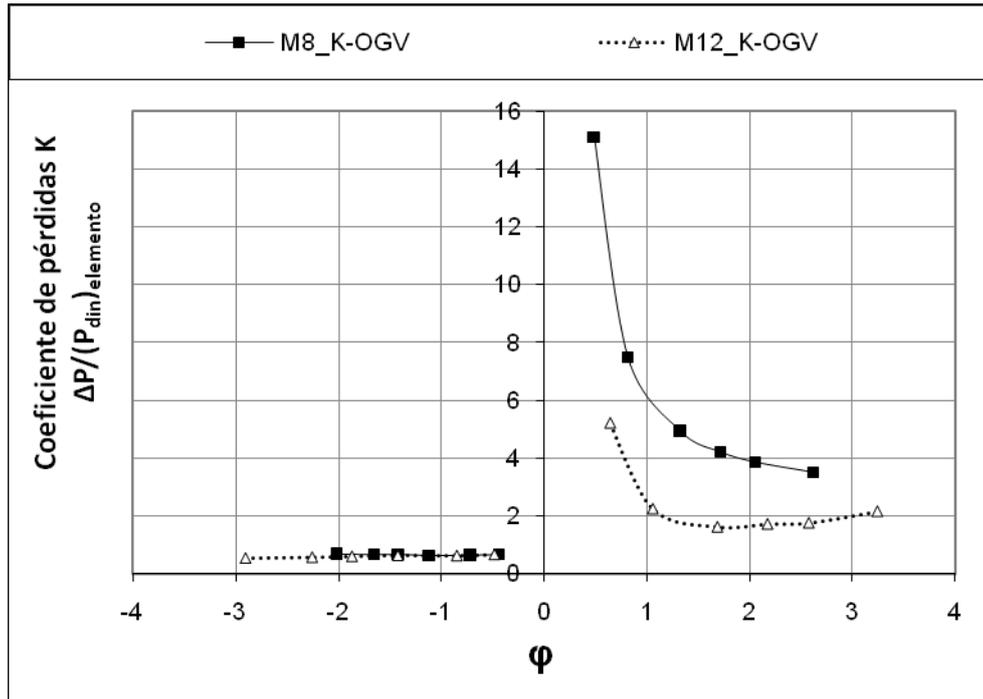


Figura 6-14. Coeficiente de pérdidas en la corona exterior.

También existe una diferencia importante entre las dos geometrías en la corona interior, tanto en inhalación como en exhalación (Figura 6-15). En exhalación las dos curvas tienen la misma tendencia pero la M8 presenta un coeficiente de pérdidas mayor que la M12. En ambas geometrías el coeficiente tiene una pendiente muy pequeña, por tanto las pérdidas estarán asociadas a fenómenos que se intensifican con φ : fricción y flujo de punta. En este caso, a causa de las altas velocidades del flujo en la corona interior, cobra mayor importancia el flujo de punta, que en la corona exterior es poco importante.

En la corona interior, durante la inhalación, cobran mucha importancia las pérdidas asociadas a fenómenos de choque en la entrada de la corona, por eso el coeficiente de pérdidas es tan alto a bajo φ . Éstas son más reducidas en la M8 (Figura 6-7). El otro mecanismo generador de pérdidas es el flujo de punta, cuya influencia es más reducida en la M12 como se observa en la Figura 6-17. A valores de φ bajos ambas coronas presentan un coeficiente de pérdidas parecido, sin embargo, cuando se incrementa φ las pérdidas debidas al flujo de punta son más intensas y por esto el coeficiente de pérdidas en inhalación a valores altos de φ es más pequeño en la M12.

El coeficiente de pérdidas en el codo sólo es diferente en inhalación. La M12 tiene el coeficiente más bajo debido a que en la M8 la corona interior hace un mal guiado del

flujo (Figura 6-6). En ambas geometrías, tanto en inhalación como en exhalación, el coeficiente tiene una pendiente casi nula. Esto indica que la causa fundamental de las pérdidas que se producen en el codo es función de φ . Durante la exhalación las pérdidas son por fricción. En la inhalación, además de la fricción, el mal guiado de la corona provoca que el flujo entre en el codo de forma muy desordenada y aparezcan importantes pérdidas asociadas a corrientes secundarias.

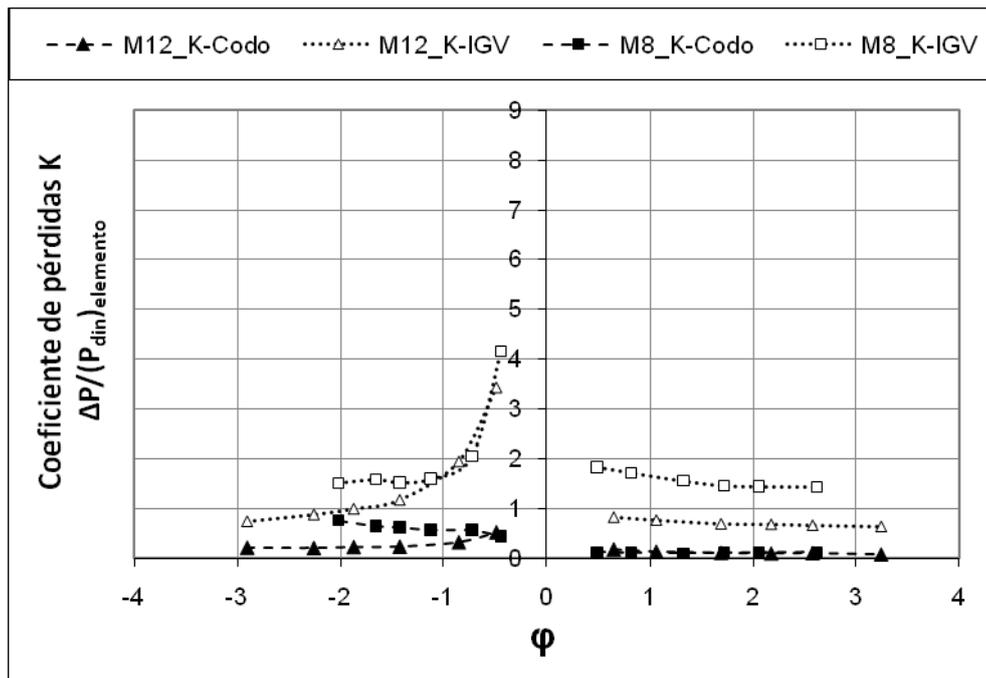


Figura 6-15. Coeficiente de pérdidas en elementos fijos (Zoom).



M12 ($\varphi = 2.6$)

M8 ($\varphi = 2.7$)

Figura 6-16. Contornos de presión total en la IG de exhalación para M12 y M8, plano 1 (120Pa/isolúnea).

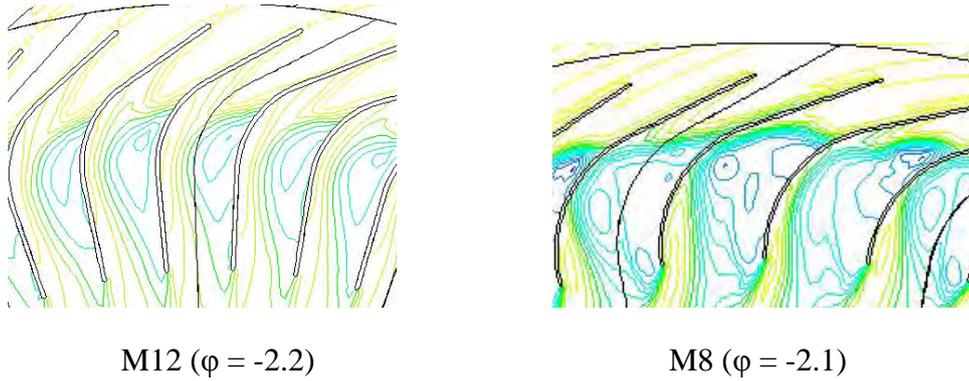


Figura 6-17. Contornos de presión total en la IGV en inhalación para M12 y M8, plano 1 (75Pa/isolínea).

6.3.1.5 Pérdidas desglosadas por elementos

En este apartado se comparan las pérdidas de cada elemento de la M8 y la M12. Para evaluarlas se emplea el coeficiente C_A como se hizo en el capítulo 4. Las pérdidas del rodete se calculan utilizando el rendimiento presentado en el apartado 6.3.1.3.

En las figuras se muestran las pérdidas en valor absoluto y también en forma porcentual. En los gráficos de C_A absoluto se refleja qué elementos han reducido sus pérdidas. Sin embargo, como el C_A total es diferente para cada geometría es conveniente incluir la distribución porcentual. Las figuras presentan resultados tanto para inhalación como para exhalación.

6.3.1.5.1 Inhalación

El primer elemento atravesado por el flujo es la corona exterior. Debido a las bajas velocidades que se dan en este elemento las pérdidas son pequeñas, inferiores al 5% (Figura 6-20). Comparando los resultados de ambas geometrías se aprecia que las pérdidas son de igual magnitud (Figura 6-18), esto era previsible porque, como se ha apuntado previamente, la geometría de la corona exterior es idéntica en la M12 y la M8.

En el rodete se registran mayores diferencias entre las dos geometrías. Las pérdidas en la M12 son mayores (Figura 6-18), y además tienen una tendencia diferente en función del valor de φ . En la M8 las pérdidas crecen con φ , mientras que en la M12 las pérdidas crecen al reducirse φ debido a la mala recepción del flujo por parte del rodete (Figura 6-9). Curiosamente las máximas pérdidas en el rodete de la M12 se producen a $\varphi \approx -0.8$, que es el φ de máximo rendimiento. Los resultados en forma porcentual

muestran una tendencia similar en los dos casos, aunque las magnitudes son diferentes. Las pérdidas en el rodete de la M12 son un 10% superiores

En la corona interior se aprecia que, en términos absolutos, se reducen las pérdidas en la M12 (Figura 6-18), sobre todo a ϕ altos. Esto está acorde con la Figura 6-15, donde se aprecia que los coeficiente de pérdidas eran similares aunque un poco más bajo en la M12 a ϕ altos. En términos porcentuales no se aprecian diferencias entre las dos geometrías (Figura 6-20).

La mayor diferencia en inhalación está en el codo. En la Figura 6-18 está reflejado que se han reducido mucho las pérdidas en la M12 a altos ϕ . La diferencia roza el 10% del total en términos porcentuales (Figura 6-20). La reducción de las pérdidas se debe al alargamiento de las aletas de la corona interior.

Si se observa la inhalación globalmente se aprecia la razón de que la M12 tenga mayor rendimiento (η) a ϕ altos. En la M8 las pérdidas aumentan con ϕ porque están asociadas a fenómenos que se intensifican con el caudal, efectos tridimensionales causados por las holguras y fricción. Sin embargo, en la M12, aunque existen importantes pérdidas por choque a bajo ϕ , las pérdidas asociadas a estos fenómenos se reducen.

6.3.1.5.2 Exhalación

Durante la exhalación las pérdidas que se registran en el codo son mínimas, por debajo del 5% (Figura 6-21). Las pérdidas son de igual magnitud en las dos geometrías por que el codo es el mismo para las dos. Esto ya quedaba reflejado en el coeficiente de pérdidas (Figura 6-15), que era muy bajo e idéntico para ambas geometrías.

Uno de los objetivos de la geometría M12 era reducir las pérdidas en la corona interior. Como se aprecia en la Figura 6-19 las pérdidas en valor absoluto se han reducido notablemente. Esta reducción se acentúa a medida que aumenta el ϕ , llegando a una diferencia de 5% del total a valores altos de ϕ (Figura 6-21).

En el rodete también se produce una reducción importante de las pérdidas (Figura 6-19), que en términos porcentuales está en torno a una disminución del 5-7% del total (Figura 6-21). Las mayores reducciones se dan para ϕ altos debido a que el rodete en la M12 trabaja mejor gracias a que la sección de paso es convergente, lo que reduce las pérdidas en el interior del canal.

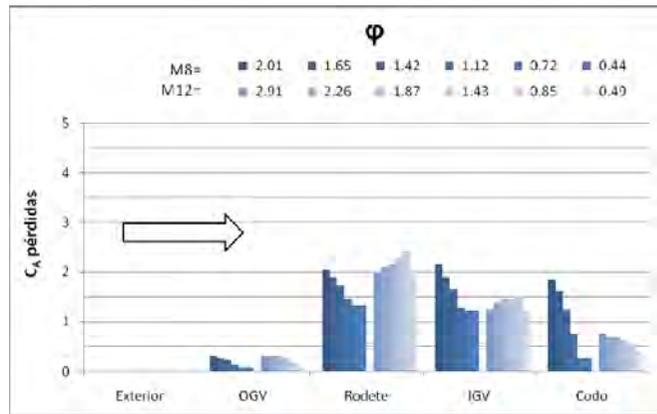


Figura 6-18. Pérdidas en valor absoluto en inhalación, M12 y M8.

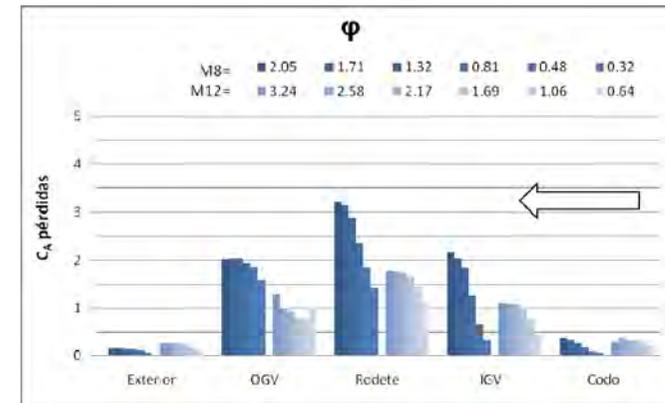


Figura 6-19. Pérdidas en valor absoluto en exhalación, M12 y M8.

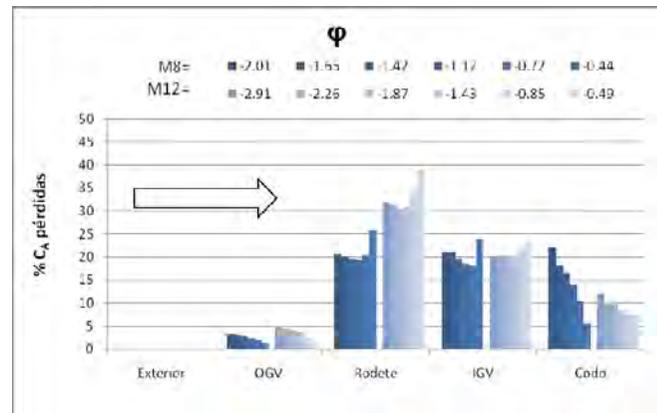


Figura 6-20. Pérdidas porcentuales en inhalación, M12 y M8.

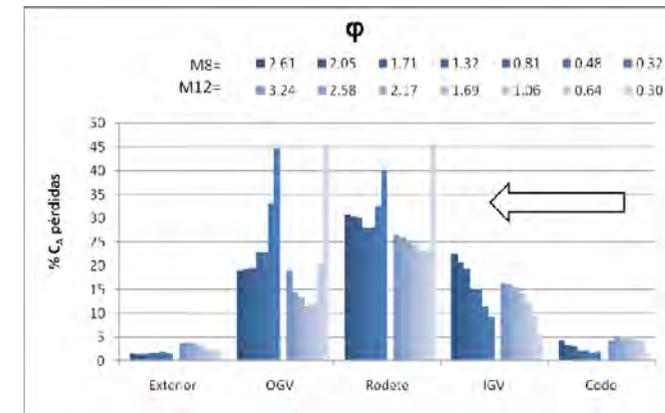


Figura 6-21 Pérdidas porcentuales en exhalación, M12 y M8.

Las pérdidas en la corona exterior son uno de los mayores problemas que presenta la M8. En la M12 se reducen de forma notable a pesar de que la geometría de la corona es la misma para los dos casos. Por tanto, esta reducción de las pérdidas está asociada a una mejor interacción entre rodete y corona exterior en la M12 (Figura 6-10). La reducción es importante sobre todo a valores de ϕ intermedios, donde se registra la mayor diferencia entre los dos casos, llegando al 10% para $\phi \approx 1.4$.

6.3.1.6 Rendimiento medio y energía generada por ciclo en flujo sinusoidal

El comportamiento en flujo no estacionario permite comparar las prestaciones de una geometría frente a otra en condiciones más próximas a la realidad.

En la Figura 6-22 se muestra la comparación entre M12 y M8 del rendimiento medio ($\bar{\eta}$) y la energía generada por ciclo (E).

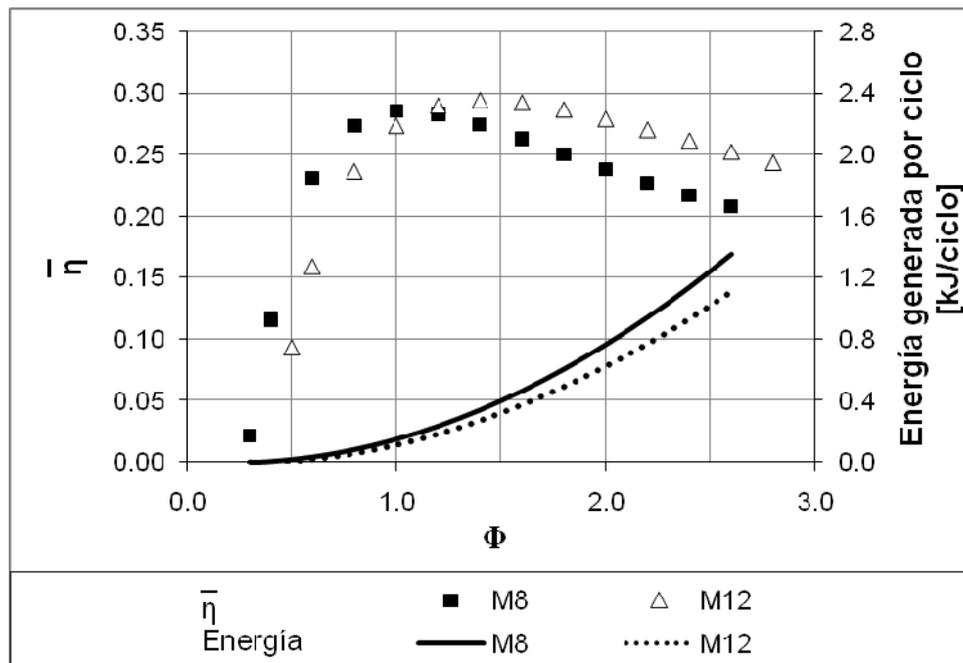


Figura 6-22. Rendimiento medio ($\bar{\eta}$) y energía generada por ciclo (E). M8 y M12.

La tendencia de las curvas del $\bar{\eta}$ es muy similar pero con matices importantes. La M8 funciona claramente mejor a valores de Φ reducidos debido al alto η que consigue la M8 en inhalación a bajo ϕ , que es precisamente el punto débil de la M12. Sin embargo, a medida que aumenta Φ la M12 se comporta mejor, hasta el punto que para

valores de $\Phi > 1.2$ tiene un $\bar{\eta}$ mayor que la M8. Incluso la eficiencia media máxima ($\bar{\eta}_m$) es ligeramente superior.

La M8 es capaz de generar más energía. En la figura se aprecia que, a pesar de que para $\Phi > 1.2$ la M12 presenta mejor $\bar{\eta}$, la energía generada por la M8 es superior en todo el rango de Φ .

La diferencia en la energía generada se debe principalmente al perfil del rodete. Aplicando Euler se deduce que los ángulos de entrada/salida del rodete de la M8 son más ventajosos desde el punto de vista del par. Por tanto, para generar la misma energía que con la M8, sería necesaria una turbina M12 de mayor tamaño

6.4 Geometría M15

Esta geometría fue concebida con el objetivo de igualar el rendimiento (η) de la M8 en inhalación y el de la M12 en exhalación. Se trata de rescatar lo mejor de ambas geometrías para conseguir una máquina de funcionamiento equilibrado entre inhalación y exhalación.

La M15 se construyó teniendo en cuenta los puntos fuertes de ambas geometrías:

- Corona interior: Las aletas han de ser más largas que en la M8 para reducir las pérdidas en el codo. Además la curvatura ha de ser más suave para tratar de reducir las pérdidas en el interior del canal de paso entre aletas.
- Rodete: El C_T conseguido por M8 y M12 en exhalación es correcto, sin embargo las pérdidas en la M8 son más altas debido a que el ángulo de entrada del rodete no está acorde con el de la corona interior. Es necesario reajustar la relación entre estos ángulos. Durante la inhalación la M8 funciona mejor que la M12, cuyos problemas vienen causados principalmente porque ofrece poco par a causa de que β_C^* es muy grande.
- Corona exterior: La geometría de esta corona es igual en la M8 y M12, sin embargo en exhalación funciona mucho mejor en la M12 porque está mejor orientada para recibir el flujo saliente del rodete, mientras que en inhalación provoca menos choques en la entrada del rodete de la M8. Es necesario

conseguir una orientación óptima para reducir las pérdidas al mínimo en ambos sentidos.

Basándose en estas ideas se realizaron cambios en la geometría. En la Figura 6-23 se presenta un esquema de la geometría de la M15.

La principal modificación está en el rodete. Es el elemento que se diseñó en primer lugar, y en función de éste se rediseñaron los demás. En la Tabla 6-1 se muestran los ángulos geométricos de los diferentes elementos.

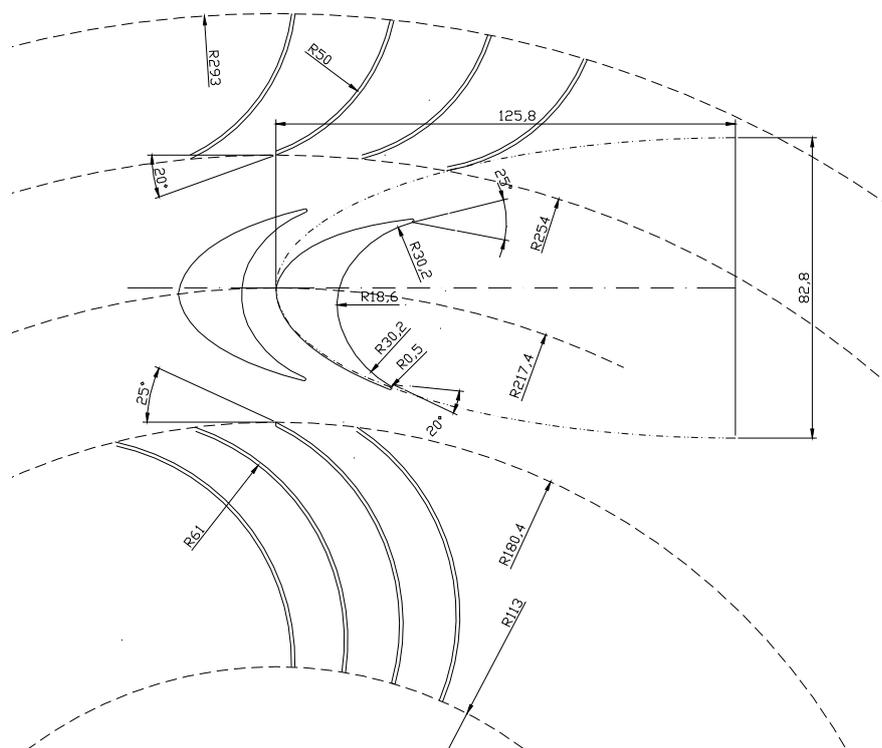


Figura 6-23. Esquema y dimensiones geometría M15.

Tabla 6-1. Tabla de ángulos de las distintas geometrías.

| | M8 | M12 | M15 |
|--------------|------|------|-----|
| β_C^* | 19.8 | 33.3 | 20 |
| β_D^* | 35.8 | 24.4 | 25 |
| α_C^* | 25 | 35 | 25 |
| α_D^* | 25 | 25 | 20 |

El nuevo rodete se rediseñó para tratar de maximizar el par obtenido. Para ello se mantuvo constante el número de álabes pero la geometría del perfil fue modificada. Se siguieron dos premisas: tomar los ángulos β^* más pequeños para tratar de maximizar el par obtenido, y tratar de conseguir una evolución constante de la sección de paso del canal entre álabes. Para construirlo se siguió el siguiente procedimiento: la mitad interior del perfil es prácticamente igual que en la M8 porque el rodete inicial funciona muy bien en inhalación. Para la parte exterior se optó por conseguir un ángulo β_D^* similar al de la M12, que funciona muy bien en exhalación. Para lograrlo se partió del rodete inicial, que se dividió en dos mitades por su línea media, y cada una de las partes se giró hasta lograr los ángulos deseados. Posteriormente se modificó la estructura geométrica del interior del canal para lograr una evolución de la sección del canal de paso lo más constante posible (Figura 6-24).

La geometría de las coronas viene determinada de forma importante por el rodete. A raíz de los ángulos del rodete (β^*) se fijaron los ángulos de orientación de las coronas (α^*). Estos valores se eligieron para tratar de minimizar los choques que se producen cuando el flujo entra en las coronas y en el rodete.

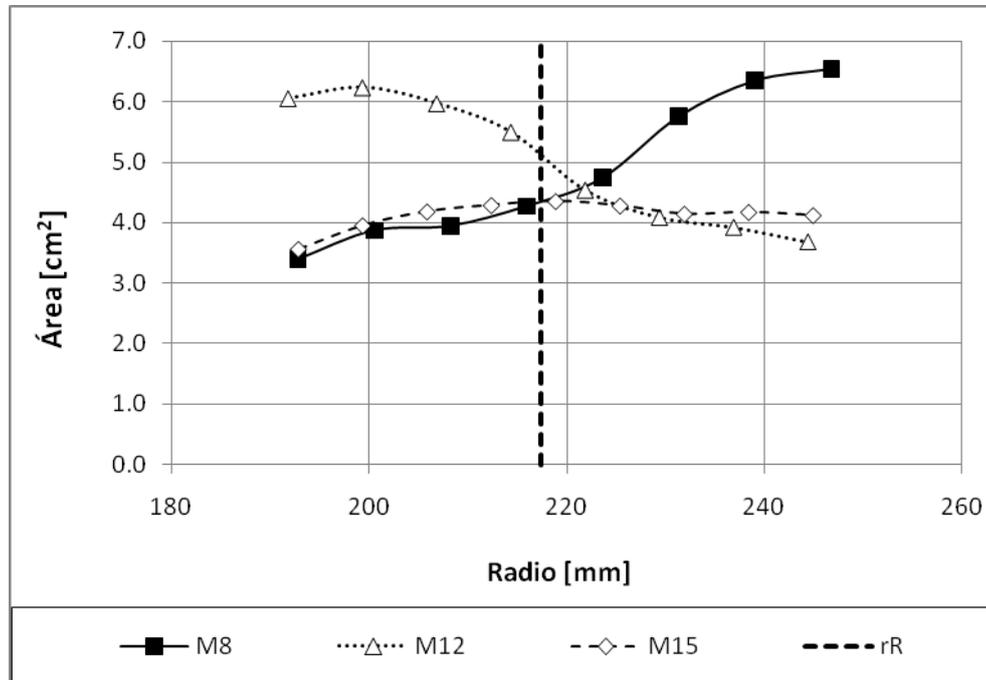


Figura 6-24. Evolución de la sección de paso en un canal del rodete para M8, M12 y M15.

La geometría de las coronas también es diferente. En las geometrías previas se detectó que la fuerte curvatura de las aletas originaba problemas (mayores en la M8), y además en la M12 se comprobó que unas aletas más largas son ventajosas. A raíz de esto se optó por una geometría de aletas de curvatura constante, formadas únicamente por un arco de círculo. Con esto, a priori, se conseguiría una modificación de la trayectoria suave, y además la evolución de la sección de paso no es tan brusca.

6.4.1 Análisis de resultados

6.4.1.1 Estudio preliminar de la M15

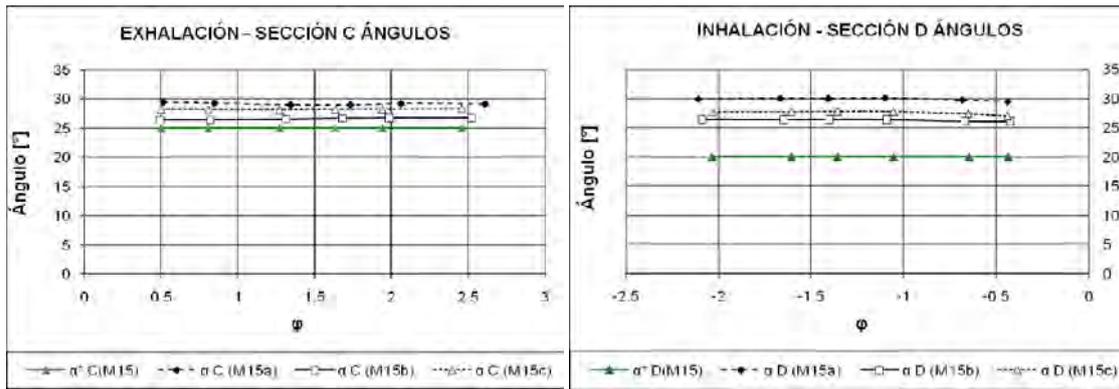
La geometría M15, aunque de diferente perfil, seguía manteniendo el mismo número de álabes y aletas que sus predecesoras: 51/51/68. Sin embargo en un primer análisis de los resultados de la M15 se concluyó que, tras hacer el cambio en la geometría de las aletas, el número de ellas no era óptimo. Se llegó a esta conclusión tras comprobar que existía un problema de guiado por parte del nuevo perfil de aleta, el fluido no llegaba en buenas condiciones al rodete. Para subsanar este problema se optó por aumentar el número de aletas, tanto en la corona interior como en la exterior.

Se estudiaron tres variantes de la geometría M15: *a*, *b* y *c*. Estas variantes, como se refleja en la Tabla 6-2, sólo difieren en el número de aletas.

Tabla 6-2. Número de aletas de la geometría M15 en sus tres variantes.

| M15 | a | | b | | c | |
|--------|-----------|----------|-----------|----------|-----------|----------|
| | Nº aletas | σ | Nº aletas | σ | Nº aletas | σ |
| IGV | 51 | 4.05 | 85 | 6.75 | 68 | 5.4 |
| Rodete | 51 | 1.78 | 51 | 1.78 | 51 | 1.78 |
| OGV | 68 | 2.01 | 102 | 3.02 | 85 | 2.52 |

Con la alteración del número de aletas se subsanó parcialmente el problema de guiado que existía en las coronas, que era particularmente acusado en la sección C durante la exhalación (Figura 6-25b). La variante *b*, gracias a un mayor número de aletas, consigue guiar sensiblemente mejor al flujo que la propuesta inicial *a*. A pesar de todo, el guiado no es tan bueno como en la geometría M8, donde apenas había diferencia entre α y α^* .



a

b

Figura 6-25. Problemas de guiado de las coronas de la M15.

Los problemas de guiado se manifiestan de forma clara en el rendimiento porque afectan notablemente al comportamiento del rodete. En la Figura 6-26 se puede apreciar que la M15b tiene unas prestaciones superiores a las otras.

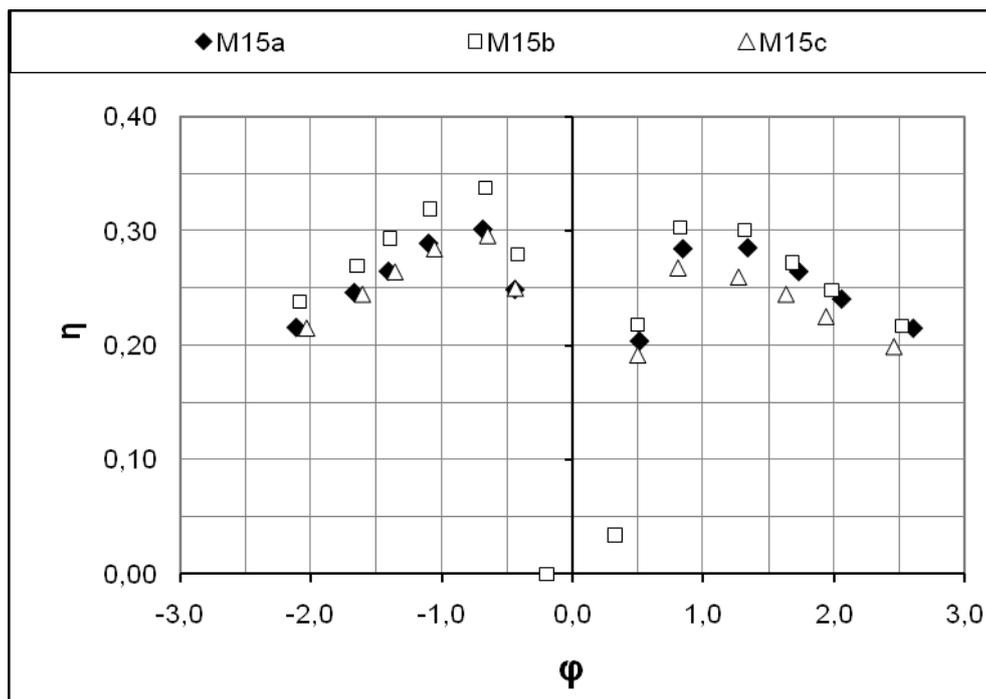


Figura 6-26. Rendimiento (η) en las tres variantes de la M15.

A partir de este momento, cuando se haga alusión a la geometría M15, será haciendo referencia a la variante *b*.

6.4.1.2 Parámetros Característicos

En la Figura 6-27 se muestra la comparación de C_T entre M8, M12 y M15.

Uno de los objetivos que se perseguía con el diseño del perfil del álabe de la M15 se ha cumplido: el C_T en inhalación en la M15 es igual al de la M8. De esta forma se supera el principal problema que tenía la M12. Además, el C_T en exhalación también aumenta, superando a las geometrías previas.

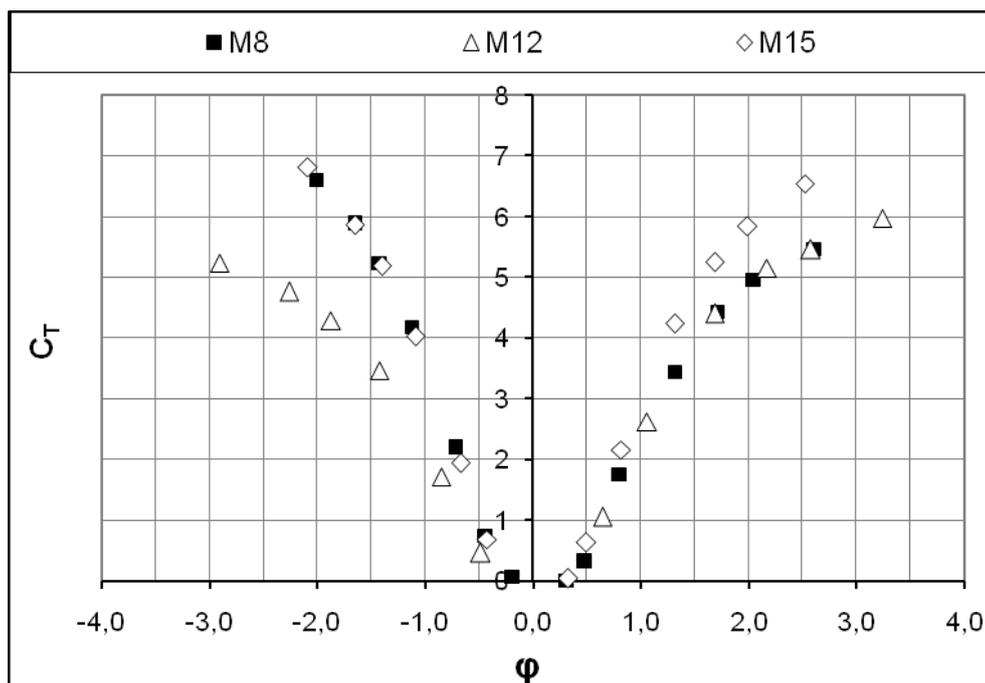


Figura 6-27. Comparación de C_T entre M8, M12 y M15.

La curva C_A - ϕ , Figura 6-28, muestra que no se conserva la principal característica de la M12, bajo consumo de energía. La M15 ofrece más par, pero a costa de aumentar la energía consumida respecto de la M12. El C_A de la M15 se sitúa en el entorno de la M8 tanto en exhalación como en inhalación. Sin embargo, como se mostraba en la Figura 6-27, la M15 suministra más par en exhalación, y por tanto su rendimiento será mejor que el de la M8.

El rendimiento se muestra en la Figura 6-29. La M15 iguala a la M8 en inhalación, que era uno de los objetivos. Además, se mejoran notablemente los resultados de la M8 en exhalación, aunque sin llegar a lo obtenido con la M12. La mejora en exhalación se justifica gracias a la geometría del nuevo perfil, que permite obtener más par durante la exhalación. Sin embargo, lo más importante, y que era uno de los objetivos perseguidos,

es que se ha conseguido una máquina con un funcionamiento más equilibrado entre inhalación y exhalación.

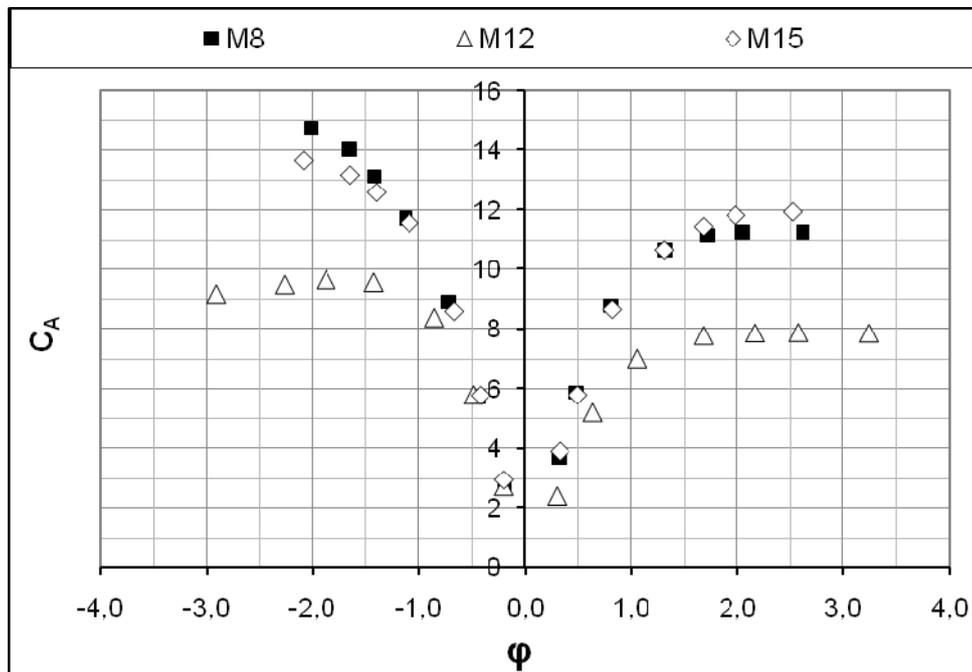


Figura 6-28. Comparación de C_A entre M8, M12 y M15.

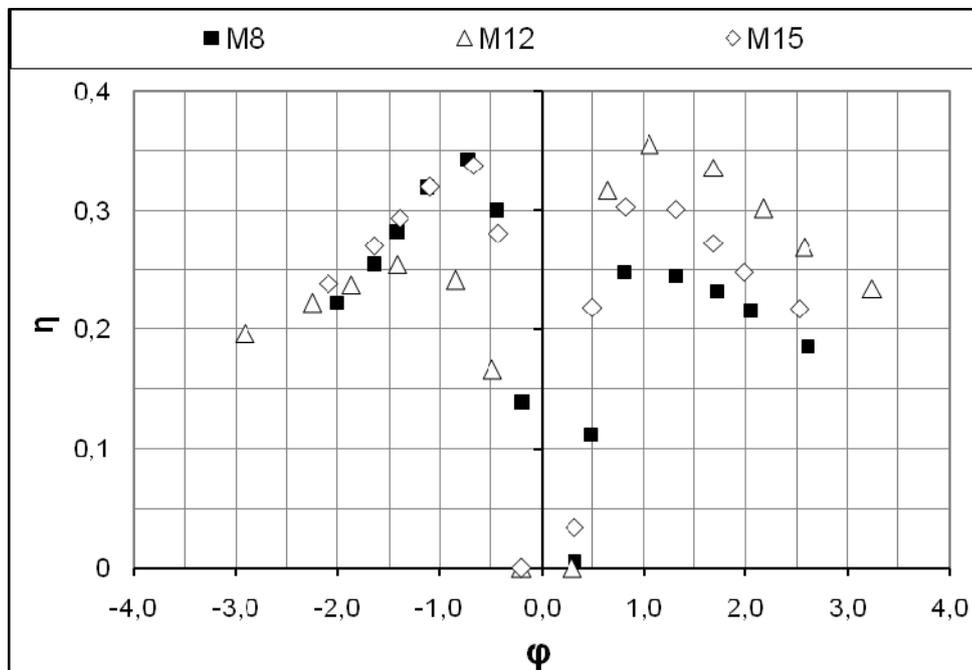


Figura 6-29. Comparación del rendimiento (η) entre M8, M12 y M15.

En los siguientes apartados se estudia el patrón de flujo de la M15 comparándolo con el de las otras dos geometrías. El objetivo es conocer qué ventajas de las geometrías previas se han conseguido conservar, y localizar nuevos problemas asociados a los nuevos perfiles de álabe y aletas.

6.4.1.3 Análisis del flujo en la geometría M15

6.4.1.3.1 Sección B

En la Figura 6-30 se representan los resultados correspondientes al direccionamiento del flujo en la sección B. La M15, al igual que otras geometrías, no tiene problemas durante la exhalación. Sin embargo, en inhalación vuelven a aparecer los problemas vistos en la M8. El flujo sale de la corona hacia el codo mal direccionado, lo que provocará que aumenten las pérdidas en la salida de la corona y en el codo.

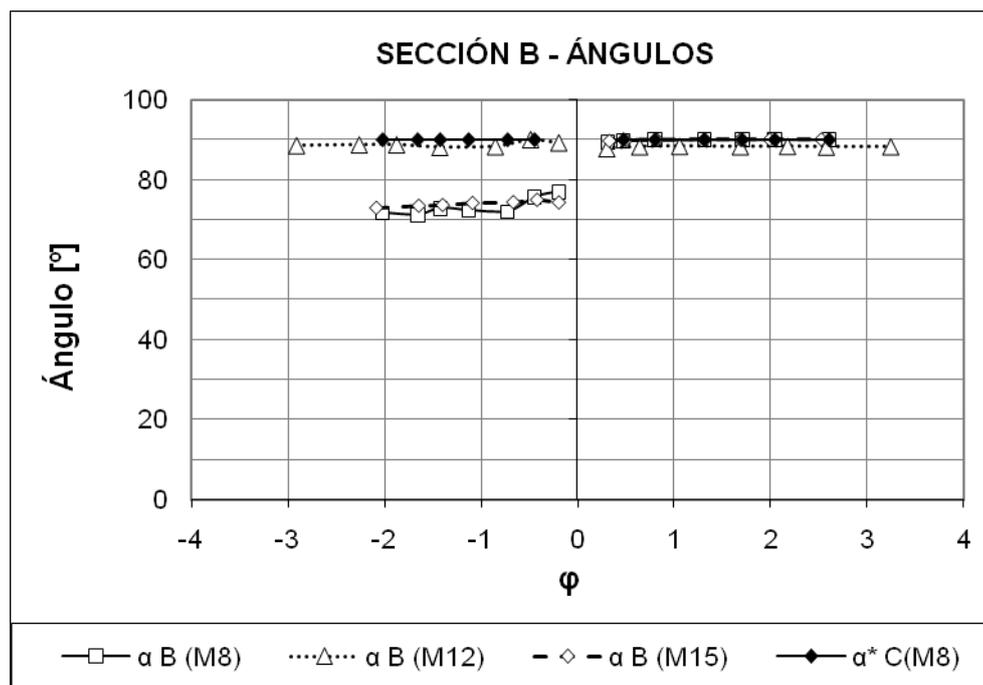


Figura 6-30. Comparativa de los ángulos en la sección B en la M8, M12 y M15.

El origen del mal direccionamiento en inhalación es la nueva geometría de las aletas de la M15 (Figura 6-23). El arco de círculo empleado para su diseño no es capaz de guiar correctamente el flujo cuando éste sale de la corona interior. Este hecho ya había sido mencionado con anterioridad aludiendo a la Figura 6-25.

6.4.1.3.2 Sección C

En la Figura 6-31 se muestra cómo entra el flujo en la corona interior durante la inhalación. En la construcción de la M15 se había conservado el ángulo α^* y β^* de la sección C respecto de la M8, debido a esto el comportamiento es muy similar en ambas geometrías. La entrada en la corona interior se produce sin generar grandes pérdidas por choque, que era uno de los problemas vistos en la geometría M12.

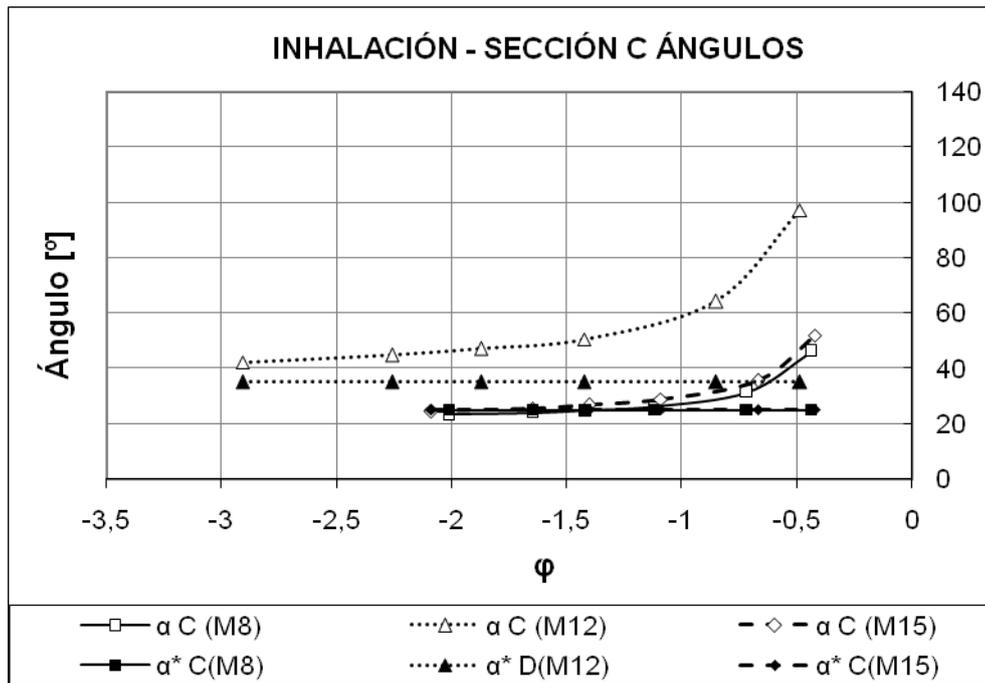


Figura 6-31. Comparativa de los ángulos en la sección C en inhalación entre M8, M12 y M15.

En la Figura 6-25b se mostraba que el nuevo diseño de las aletas tenía problemas de guiado, y este hecho se ha corroborado en la sección B en inhalación. Este problema influye muy negativamente también en exhalación porque el flujo no llega al rodete en las condiciones esperadas.

El problema de la entrada en el rodete durante la exhalación está reflejado en la Figura 6-32. En esta figura se aprecia que, aunque α^* y β^* en C son similares en la M8 y la M15, habrá más pérdidas en la M15 porque el desprendimiento que se produce en el borde de ataque de los álabes es mayor en la M15 debido al mal direccionamiento del flujo por parte de las aletas de la corona interior. Por tanto, debido al problema de guiado de las aletas, la M15 presenta los peores resultados de las tres geometrías en lo

relativo a la entrada del flujo en el rodete durante la exhalación. Este hecho, se refleja en el coeficiente de pérdidas del rodete que se mostrará posteriormente.

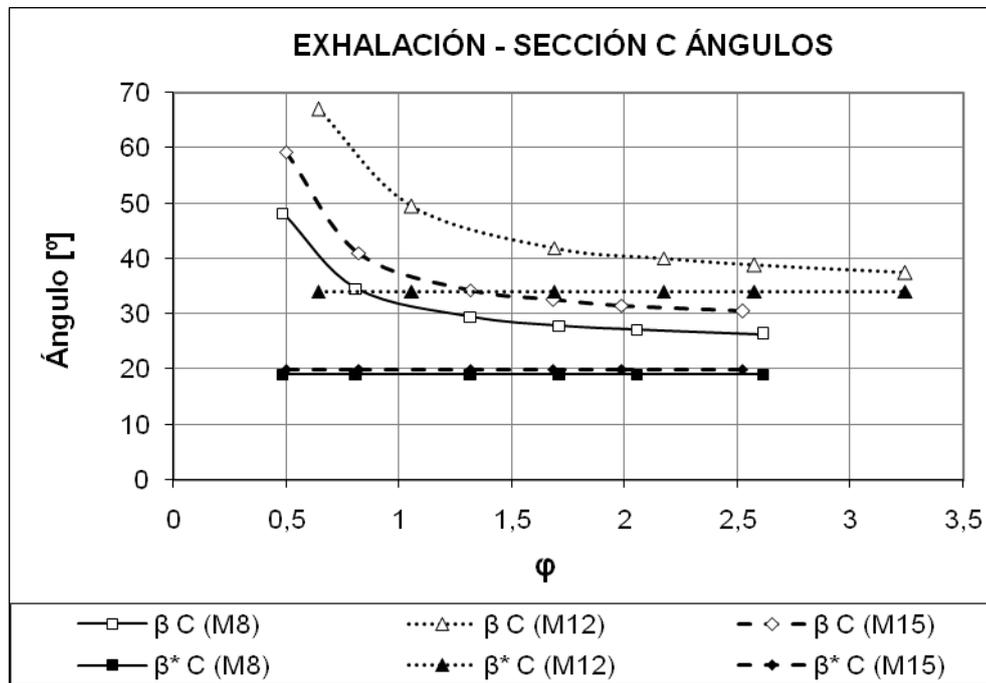


Figura 6-32. Comparativa de los ángulos en la sección C en exhalación entre M8, M12 y M15.

6.4.1.3.3 Sección D

En la sección D ocurre algo similar a la sección C, pero a la inversa.

En inhalación, Figura 6-33, el flujo sale de la corona exterior hacia el rodete. Igual que ocurría en la corona interior, la corona exterior tiene problemas para guiar el flujo adecuadamente, y como resultado aparecerá un fuerte desprendimiento en el borde de ataque del álabe. En la Figura 6-33 se aprecia que este desprendimiento es de un orden de magnitud similar a la M12. Este hecho, como se corroborará posteriormente, reduce notablemente el rendimiento del rodete.

Durante la exhalación, el flujo atraviesa la sección D hacia la corona exterior (Figura 6-34). La M15 presenta unos resultados mejores que la M8, acercándose a la M12. El desprendimiento en el borde de entrada de las aletas es menor, lo que conlleva una reducción de las pérdidas en la corona exterior en exhalación. A pesar de todo, aunque en menor medida que en la M8, la diferencia entre α y α^* continua siendo un problema, sobre todo a bajo ϕ .

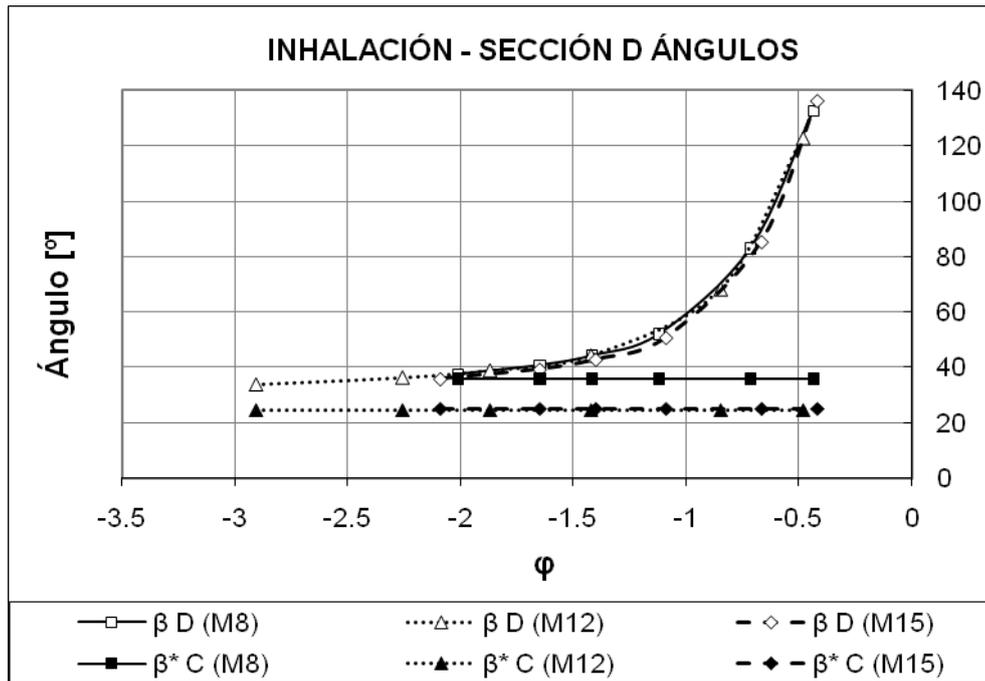


Figura 6-33. Comparativa de los ángulos en la sección D en inhalación entre M8, M12 y M15.

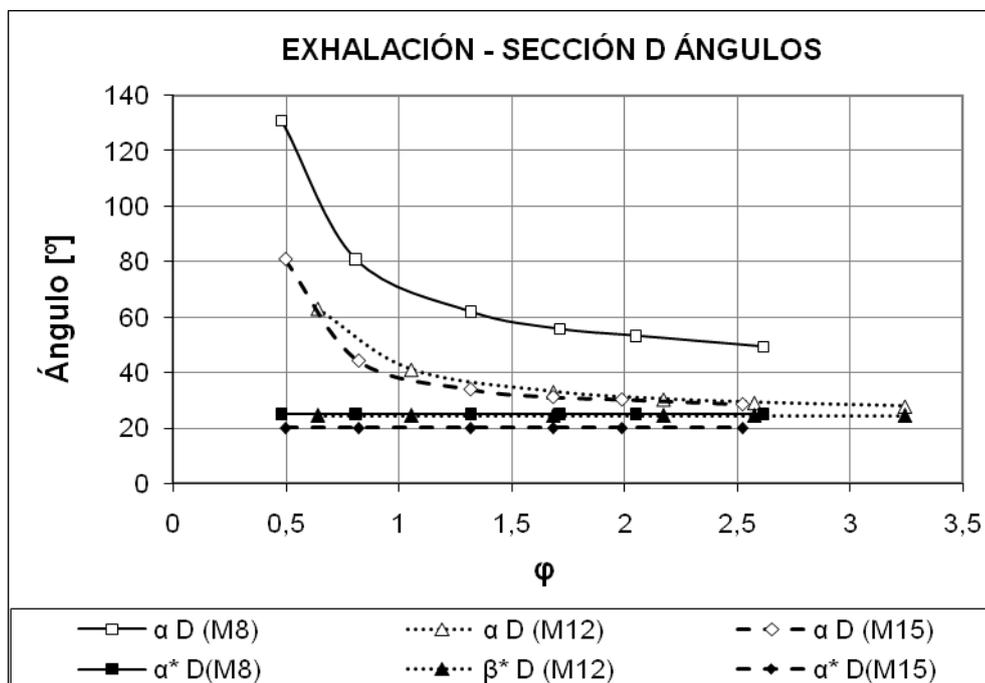


Figura 6-34. Comparativa de los ángulos en la sección D en exhalación entre M8, M12 y M15.

6.4.1.4 Características del intercambio de energía en el rodete

El intercambio de energía en el rodete de la M15 viene marcado por los problemas de falta de guiado de las aletas comentados previamente que provocan que el flujo no acceda al rodete de forma adecuada, lo que se refleja en el rendimiento del mismo, (Figura 6-35). Tal como se esperaba, y cumpliendo así uno de los objetivos, el rodete tiene un rendimiento más equilibrado entre inhalación y exhalación que en los modelos previos. Sin embargo, el problema de guiado de las aletas tiene una gran importancia sobre el comportamiento del rodete, su rendimiento en la M15 es muy reducido, el peor de las tres geometrías.

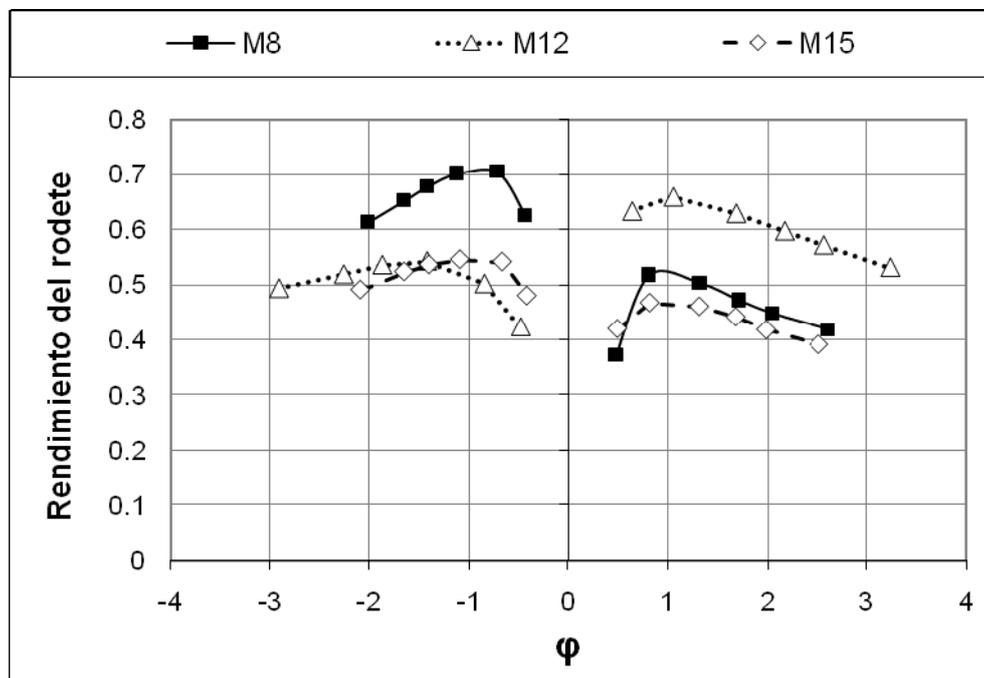


Figura 6-35. Comparación del rendimiento del rodete de M8, M12 y M15.

Es posible establecer una relación clara entre el rendimiento del rodete y el desprendimiento que se produce en el borde de ataque de los álabes. En inhalación, la entrada del flujo en el rodete era similar para M12 y M15, y el rendimiento del rodete es parecido. En exhalación, la entrada en el rodete de la M15 era ligeramente peor a la M8, y el rendimiento de la M15 está ligeramente por debajo de la M8. Basándose en esto es posible afirmar que una orientación adecuada y un buen guiado de las aletas es fundamental.

El problema de desprendimiento en el borde de ataque de los álabes tiene su reflejo en las pérdidas como se pone de manifiesto en la Figura 6-36, que muestra el coeficiente de pérdidas del rodete. La M15 presenta el coeficiente de pérdidas más elevado en ambos modos de funcionamiento, a pesar de que se reducen las pérdidas asociadas a la evolución de la sección de paso porque en la M15 es constante. Sin embargo, las pérdidas por choque son tan importantes que el efecto positivo de la evolución de la sección del canal de paso queda minimizado.

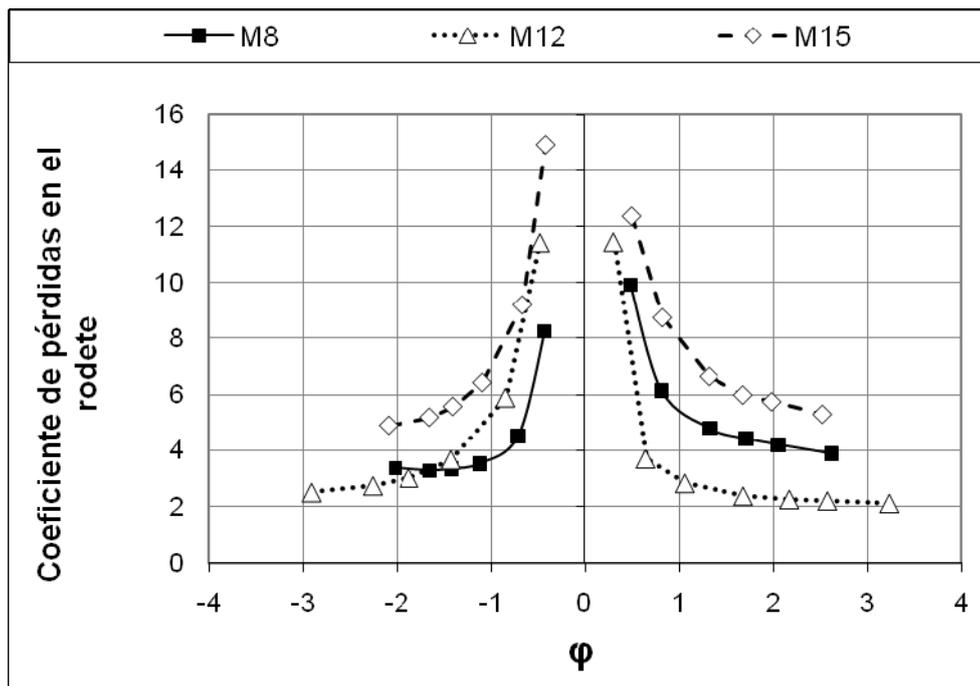


Figura 6-36. Comparación del coeficiente de pérdidas en el rodete de M8, M12 y M15.

6.4.1.5 Coeficientes de pérdidas en elementos fijos

Los coeficientes de pérdidas de los elementos fijos están representados de la Figura 6-37 a la Figura 6-40. En esta ocasión no se muestran todos juntos como en ocasiones anteriores porque la disparidad de escalas y el elevado número de líneas hacen confusas las gráficas. Así pues, los coeficientes se muestran por separado, elemento a elemento. Es necesario tener en cuenta, para comparar diferentes elementos entre sí, que las escalas de las figuras son diferentes en cada caso.

El primero de los elementos, el codo, presenta un coeficiente equivalente para los tres casos durante la exhalación. Sin embargo, en inhalación aparecen diferencias. Los modelos M15 y M12 presentan mejores resultados que la M8, cuyo coeficiente de

pérdidas es aproximadamente el doble. Esto choca contra lo visto en la Figura 6-30, que muestra que el flujo en la M15 entra en el codo tan mal guiado como en la M8. La explicación para esto está reflejada en la Figura 6-41. El flujo sale de la corona mal direccionado en ambos casos, pero en el caso de la M8 lo hace de forma más desordenada, lo que origina mayores pérdidas.

La geometría de la corona interior de la M15, aunque es un problema desde el punto de vista del rodete debido a su falta de guiado, origina pocas pérdidas en su interior. En la Figura 6-38 está representado el coeficiente de pérdidas para las tres geometrías, donde se aprecia que en exhalación la M15 reduce las pérdidas respecto de la M8, hasta igualar a la M12. En la M15 aparecen más pérdidas por fricción al ser un número más elevado de aletas, sin embargo, otro tipo de pérdidas se reducen. Las aletas tienen curvatura constante, y por tanto la sección de paso del canal entre ellas evoluciona de forma más progresiva, lo que provoca que el flujo se comporte mejor en el interior del canal y que además el flujo de punta reduzca su intensidad (Figura 6-42 vs Figura 6-16). Gracias a esto se reducen las pérdidas en la corona interior de la M15 durante la exhalación respecto a la M8.

Durante la inhalación, en la M15, las pérdidas por choque en la corona interior se reducen (Figura 6-7), y además el flujo está mejor guiado en la salida (Figura 6-41). Esto tiene su reflejo en el coeficiente de pérdidas a bajo ϕ (Figura 6-38), donde la M15 presenta los mejores resultados. A ϕ alto las pérdidas por fricción tienen mayor importancia, y debido a que en la M15 el número de aletas es mayor que en el resto de geometrías, el coeficiente de pérdidas también lo es.

La corona exterior no presenta apenas pérdidas en ninguna de las geometrías durante la exhalación debido a las bajas velocidades y que el flujo llega bien direccionado. Solamente se aprecia que el coeficiente de pérdidas es mayor en la M15 (Figura 6-40), porque un mayor número de aletas provoca mayores pérdidas por fricción. Sin embargo, este coeficiente de pérdidas es muy pequeño, y como se verá posteriormente las pérdidas asociadas a la corona exterior en inhalación son mínimas también en la M15.

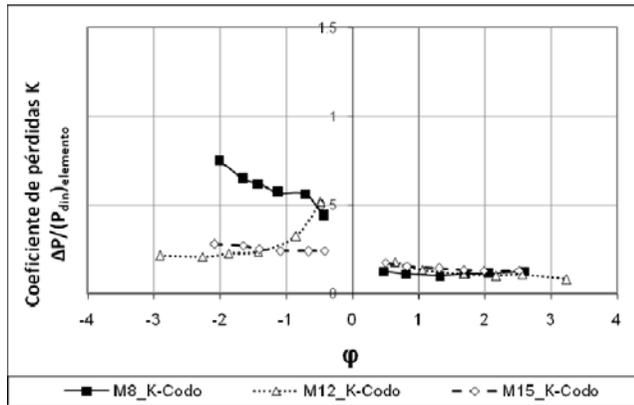


Figura 6-37. Coeficiente de pérdidas del codo.

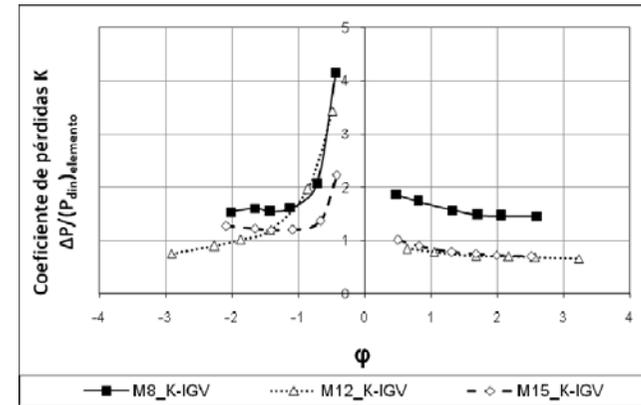


Figura 6-38. Coeficiente de pérdidas de IGV.

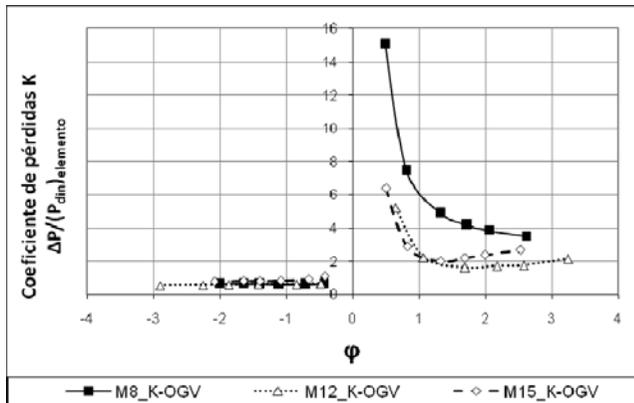


Figura 6-39. Coeficiente de pérdidas de OGV.

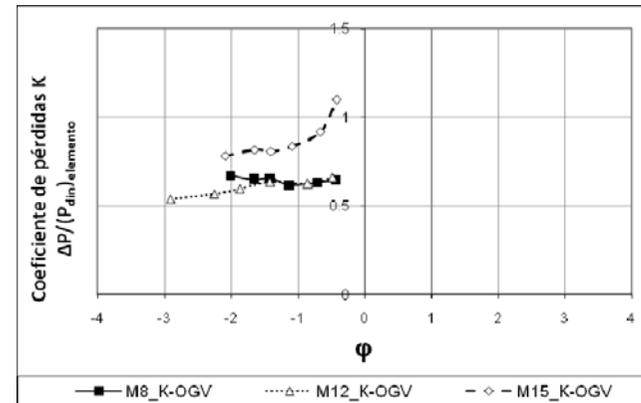


Figura 6-40. Coeficiente de pérdidas de OGV (Zoom).

En exhalación las pérdidas en la corona exterior sí representan un problema importante como ocurre en las geometrías previas. Los resultados de la M15 en este caso son mejores que la geometría inicial M8, aunque ligeramente peores que los de la M12 (Figura 6-39). Según la Figura 6-34, las pérdidas por choque son similares en M15 y M12, menores que en la M8, y son la principal fuente de pérdidas en esta corona. Sin embargo, a medida que aumenta el φ las pérdidas por fricción van tomando mayor importancia, por esta causa la M15, que tiene más aletas, tiene mayor coeficiente de pérdidas que la M12 para $\varphi > 1$.

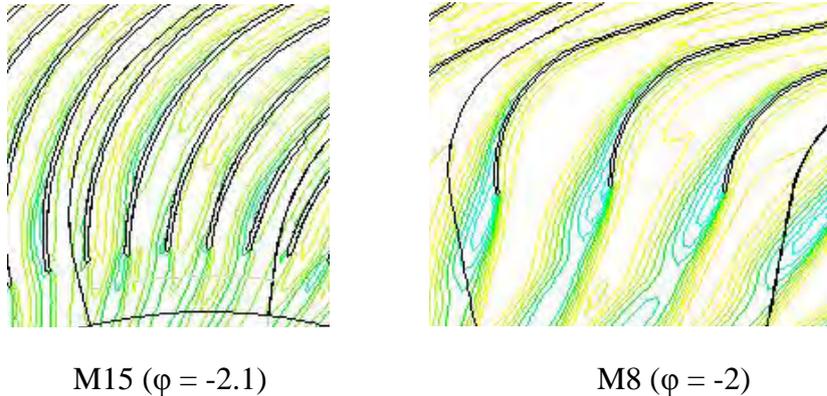


Figura 6-41. Contornos de presión total en la IGV en inhalación para M15 y M8, plano 2 (75 Pa/isolínea).

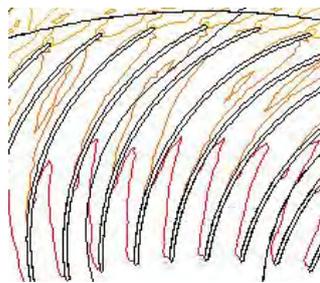


Figura 6-42. Contornos de presión total en IGV en exhalación para la M15, plano 1, $\varphi = 2.5$ (120 Pa/isolínea).

6.4.1.6 Pérdidas desglosadas por elementos

6.4.1.6.1 Inhalación

Las pérdidas en la corona exterior durante la inhalación son una parte pequeña del total, en ninguna de las geometrías exceden el 5% (Figura 6-45). Se aprecia un leve

aumento de las pérdidas en valor absoluto en la M15 (Figura 6-43) debido al mayor número de aletas, pero esta diferencia es mínima.

A la vista de los resultados queda claro que el rodete es el elemento más problemático en la M15. Sus pérdidas oscilan entre el 35 y 40% del total de la máquina (Figura 6-45), lo que supone hasta un 15% más que en la M8, que era la mejor geometría en inhalación. Sin embargo estas pérdidas no son achacables a la nueva geometría del rodete, sino al mal funcionamiento de las coronas.

Es importante destacar que, a pesar de que el rodete trabaja de manera mucho menos eficiente, la M15 consigue igualar el rendimiento en inhalación de la M8 (Figura 6-29), cuyo rodete presenta un rendimiento mucho más alto (Figura 6-35). De esto se deduce que el resto de elementos, corona interior y codo, trabajan de forma mucho más eficiente y compensan el exceso de pérdidas en el rodete.

Observando las figuras correspondientes con la inhalación, Figura 6-43 y Figura 6-45, se aprecia que las pérdidas en la corona interior se han reducido, sobre todo a bajo φ . Aunque el elevado número de aletas es un problema cuando crece el φ porque aumentan las pérdidas asociadas a fenómenos de fricción. La diferencia para bajo φ alcanza el 10% respecto a la M8, y a medida que crece φ la diferencia se va reduciendo hasta quedar en 2% para los φ más altos.

El codo es el elemento que más ha reducido sus pérdidas. La nueva geometría de las aletas de la corona interior hace que el flujo entre en el codo de manera más ordenada y esto se nota especialmente a alto φ , donde las pérdidas se reducen hasta casi un 10% respecto de la M8 y se mantiene en los niveles de la M12.

6.4.1.6.2 Exhalación

Al igual que ocurre con el resto de geometrías las pérdidas en el codo de la M15 durante la exhalación son mínimas, por debajo del 5%.

En la M12 se habían conseguido reducir las pérdidas en la corona interior gracias a una evolución de la sección de paso más suave y una menor curvatura de las aletas. Estas características también las cumple la corona interior de la M15, y como resultado se obtiene un resultado similar (Figura 6-44). Las pérdidas se reducen respecto a la M8 de forma muy importante, e incluso se supera lo obtenido con la M12 en términos porcentuales. En la M15 las pérdidas no llegan al 10% del total en ningún caso.

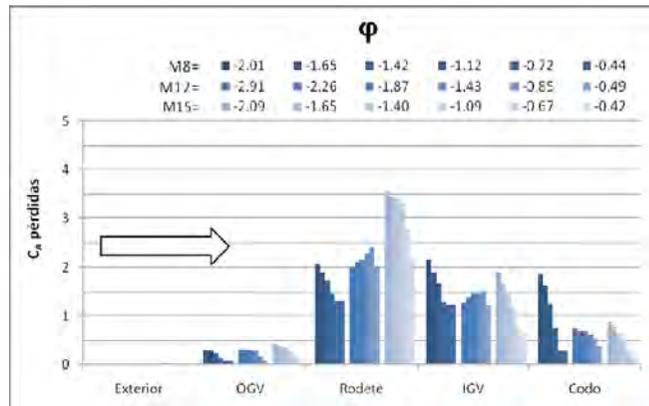


Figura 6-43. Pérdidas en valor absoluto inhalación, M15, M12 y M8.

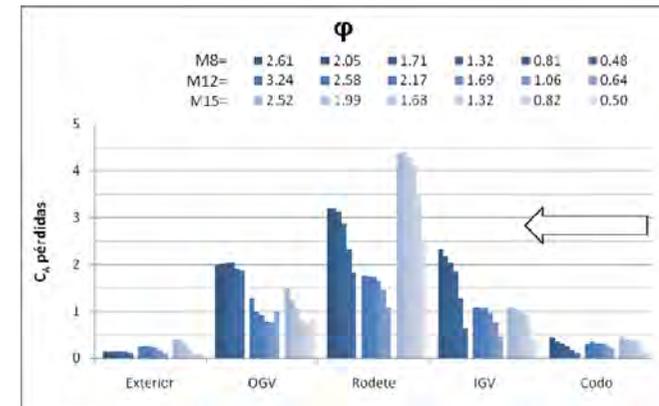


Figura 6-44. Pérdidas en valor absoluto exhalación, M15, M12 y M8.

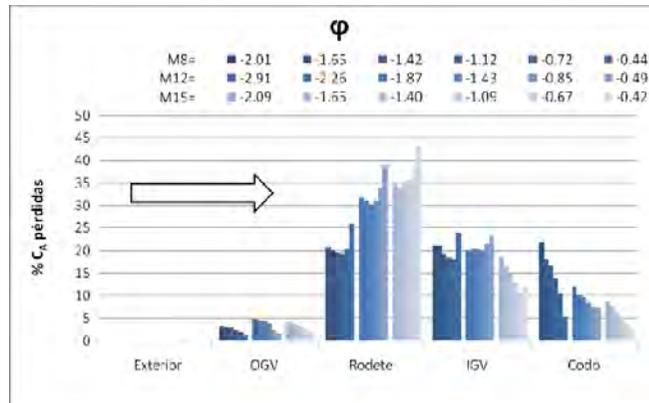


Figura 6-45. Pérdidas porcentuales en inhalación, M15, M12 y M8.

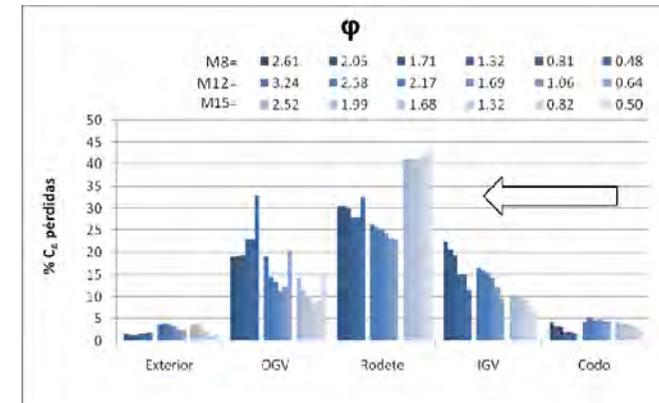


Figura 6-46. Pérdidas porcentuales en exhalación, M15, M12 y M8.

El gran hándicap de la M15 en exhalación, igual que ocurría en inhalación, está en el rodete. En apartados anteriores se ha mencionado el problema que existe en la entrada del rodete a causa del deficiente guiado que realizan las aletas construidas enteramente con arcos de círculo. En exhalación es un problema aún más grave que en inhalación porque las velocidades en la zona de entrada al rodete son más altas. En la Figura 6-44 se aprecia que las pérdidas en el rodete de la M15 son las más altas de las tres geometrías, llegando incluso a superar el 40% del total (Figura 6-46). Estas pérdidas, al contrario que en las otras geometrías, aumentan su importancia a medida que se reduce el ϕ , lo que muestra que las pérdidas por choque en la M15 son muy importantes.

La corona exterior es uno de los problemas más agudos durante la exhalación. Sus pérdidas, principalmente causadas por choque, se habían reducido en la M12 de forma notable, entre 5-10% dependiendo de ϕ . En la M15, las pérdidas por choque son similares a la M12 (Figura 6-34), y por esta razón las pérdidas en valor absoluto (Figura 6-44) en M12 y M15 son del mismo orden de magnitud.

6.4.1.7 Rendimiento medio y energía generada por ciclo en flujo sinusoidal

En la Figura 6-47 se presenta la comparación entre M8, M12 y M15 en condiciones no estacionarias.

Se aprecia que la geometría M15 ofrece el mejor rendimiento medio ($\bar{\eta}$), solamente superada por la M12 para valores de $\Phi > 1.5$. Pero la diferencia entre las dos a $\Phi < 1.5$ es muy favorable a la M15. La curva correspondiente con la M15 tiene un comportamiento muy similar al de la M8 pero por encima, alcanzando en este caso un $\bar{\eta}_m$ de 31%, un 3% mayor.

El buen comportamiento de la M15 a $\Phi < 1.5$ se debe a que tiene un comportamiento inhalación/exhalación más equilibrado que las geometrías M8 y M12.

Además, se observa que la energía generada por la M15 es mayor que las otras geometrías en todo el rango de Φ . Esto se debe al nuevo perfil del rodete, que es capaz de captar más energía debido a que los ángulos β_D^* y β_C^* son más pequeños.

Es importante resaltar que la M15 es superior a las otras geometrías a pesar de los problemas que presenta el rodete a causa del incorrecto funcionamiento de las coronas directrices, que realizan un incorrecto guiado del flujo.

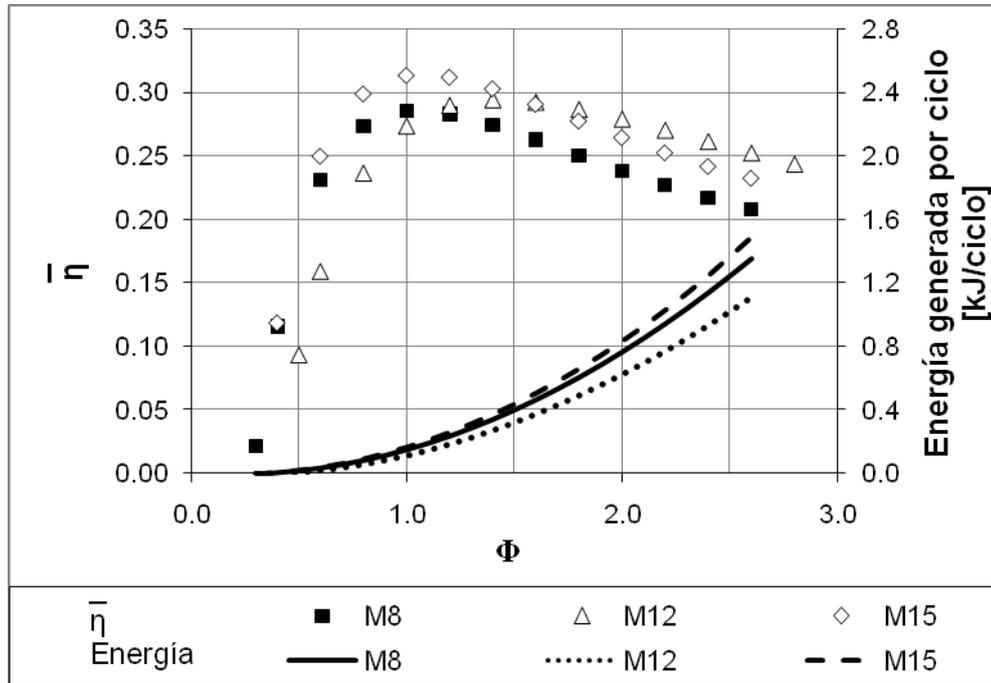


Figura 6-47. Rendimiento medio ($\bar{\eta}$) y energía generada por ciclo (E) en M8, M12 y M15.

6.5 Geometría M16

La filosofía de construcción de esta geometría es la misma que para las anteriores: tratar de combinar los puntos fuertes de las predecesoras. Tomando como referencia la M15, que es la de mejores resultados globales, se plantean soluciones para resolver sus problemas. El principal de ellos es el mal guiado del flujo por parte de las coronas, que sin embargo es bueno en la M12 y M8. Aunque también hay que tener en cuenta que las coronas de la M15 registran muy pocas pérdidas. La M16, utilizando el rodete diseñado para la M15 que permite extraer más par, se centra en la concepción de unas coronas que realicen un buen guiado y minimicen las pérdidas.

Siguiendo estas premisas la M16 se construyó de la siguiente forma:

- Corona interior: Para minimizar las pérdidas en el codo, las aletas han de ser largas como se ha demostrado en la M12 y M15. Para reducir las

pérdidas en el interior del canal entre aletas la sección de paso ha de ser lo más constante posible a lo largo de toda la corona, o al menos que evolucione de forma progresiva. Para lograrlo el perfil de las aletas ha de tener una curvatura suave. Además se reduce el valor de α_C^* para favorecer el funcionamiento del rodete en exhalación.

- Rodete: El mismo que en la M15.
- Corona exterior: El cambio en el perfil de las aletas realizado en la M15 no ha servido para mejorar, en consecuencia se retorna a un perfil del estilo de la M8. Se mantendrá el valor de α_D^* de la M15 porque se considera un valor adecuado desde el punto de vista del triángulo de velocidades.

En la Figura 6-48 se muestra un esquema de la geometría de la M16. La principal modificación está en la corona interior. En la Tabla 6-3 se indican los ángulos geométricos de los diferentes elementos.

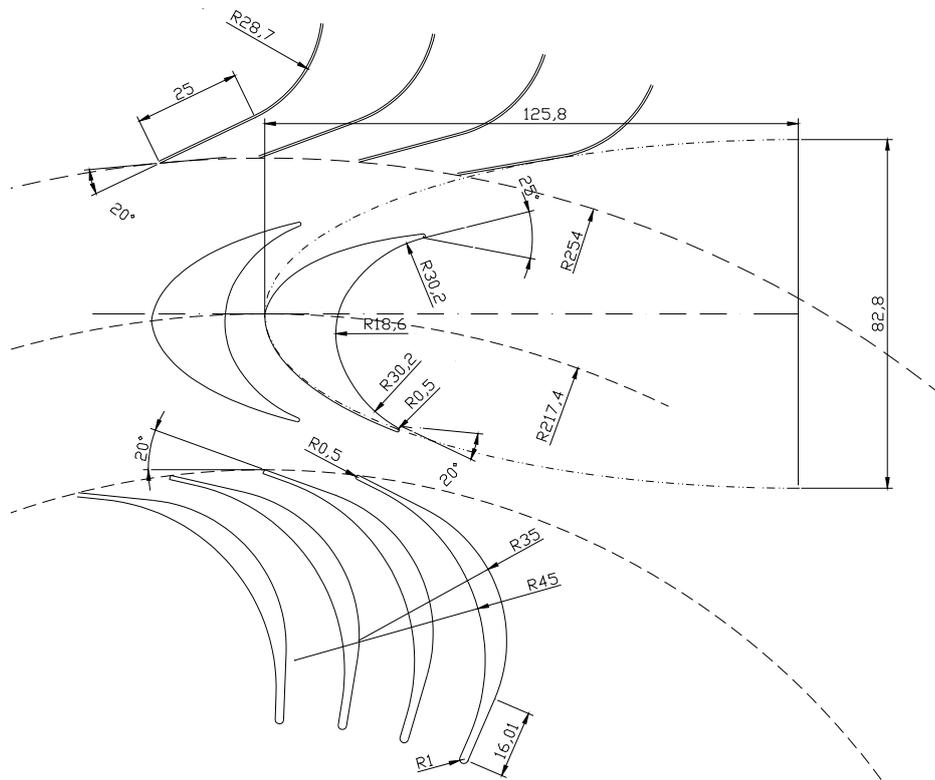


Figura 6-48. Esquema y dimensiones geometría M16.

El cambio más notable respecto a geometrías anteriores es el perfil de las aletas de la corona interior. Se ha optado por una configuración diferente, construida a base de

rectas para garantizar el guiado en los extremos, y arcos de círculo de radio amplio para que la curvatura no sea excesiva. De esta forma se consigue que el guiado en los extremos sea correcto y que la evolución de la sección de paso del canal sea progresiva, convergente en exhalación.

La corona exterior es análoga a la de los modelos M8 y M12, compuesta de un tramo recto y un arco de círculo para tomar la dirección radial. El ángulo de orientación se ha fijado en 20° para favorecer el funcionamiento del rodete durante la inhalación. Para compensar este cambio, y ante la posibilidad de que el guiado no fuese satisfactorio se decidió aumentar el número de aletas hasta 85.

Tabla 6-3. Tabla de ángulos de las distintas geometrías.

| | M8 | M12 | M15 | M16 |
|--------------|-----------|------------|------------|------------|
| β_C^* | 19.8° | 33.3° | 20.0° | 20.0° |
| β_D^* | 35.8° | 24.4° | 25.0° | 25.0° |
| α_C^* | 25.0° | 35.0° | 25.0° | 20.0° |
| α_D^* | 25.0° | 25.0° | 20.0° | 20.0° |

6.5.1 Análisis de resultados

6.5.1.1 Estudio preliminar de la M16

Al igual que se hizo con la M15, en un principio la geometría M16 seguía manteniendo el mismo número de álabes y aletas que la geometría inicial en la corona interior y el rodete. Sin embargo, en un primer análisis de los resultados se llegó a la misma conclusión que en la M15, el cambio en la geometría de la corona interior había cambiado sustancialmente el patrón del flujo y el número de aletas de esta corona no era óptimo.

El problema en la M16 no era de falta de guiado, porque eso se había tenido en cuenta en el diseño de las aletas, pero se presentaba un problema importante de pérdidas en la corona interior, sobre todo en inhalación. Con el objeto de reducir estas pérdidas, y sabiendo que el nuevo perfil de aleta realizaba un buen guiado, se optó por reducir el número de aletas.

Se estudiaron tres variantes de la geometría M16: *a*, *b* y *c*. Estas variantes sólo diferían en el número de aletas de la corona interior, Tabla 6-4.

Tabla 6-4. Número de aletas de la geometría M16 en sus tres variantes.

| M16 | a | | b | | c | |
|--------|-----------|----------|-----------|----------|-----------|----------|
| | Nº aletas | σ | Nº aletas | σ | Nº aletas | σ |
| IGV | 51 | 3.82 | 34 | 2.54 | 17 | 1.27 |
| Rodete | 51 | 1.78 | 51 | 1.78 | 51 | 1.78 |
| OGV | 85 | 2.42 | 85 | 2.42 | 85 | 2.42 |

El problema de la corona interior en esta geometría se pone de manifiesto en el coeficiente de pérdidas, Figura 6-49a. El número de aletas influye mucho en este parámetro. Sin embargo, reducir en exceso su número trae una contraprestación, la M16c presenta un problema de guiado importante durante la exhalación, Figura 6-49b.

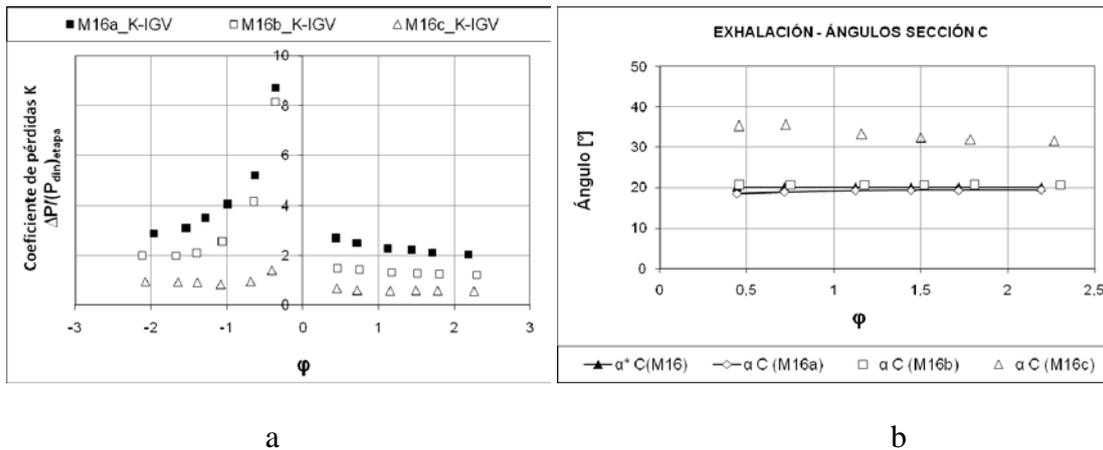


Figura 6-49. Problemática de la corona interior en la M16.

Estos problemas se reflejan en el rendimiento (Figura 6-50). En el caso de un número elevado de aletas (M16a) hay más pérdidas debidas a fricción, y en el caso de pocas aletas hay problemas de guiado (M16c). La M16b tiene unas prestaciones superiores a las otras dos porque encuentra el compromiso entre el guiado y el número de aletas.

A partir de este momento, cuando se haga alusión a la geometría M16, será haciendo referencia a la variante *b*.

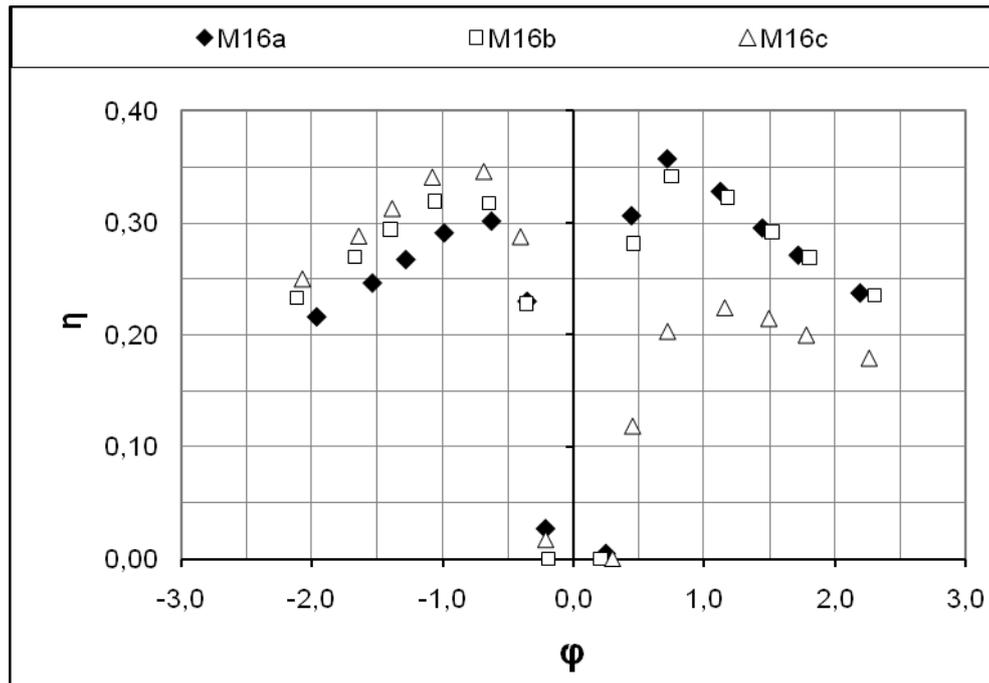


Figura 6-50. Rendimiento (η) de las tres variantes de la M16.

6.5.1.2 Parámetros Característicos

En la Figura 6-51 se compara el C_T de la M16 con los de las geometrías previas. La M16 obtiene los mejores resultados, logra extraer más par, y por tanto más potencia. Es importante resaltar que el par conseguido es mayor que en la M15 a pesar de que el perfil del álabe es el mismo. Esto se debe, como será corroborado en los siguientes apartados, a una mejora en el comportamiento del rodete gracias a que las coronas realizan mejor su labor. La mejora se aprecia en inhalación y en exhalación, sobre todo en este último caso.

En la Figura 6-52 se representa la curva C_A - ϕ . Se aprecia que el diseño M16 consume más energía que las geometrías precedentes. Parte de este aumento de energía de entrada se convierte en energía útil, ya que en la Figura 6-51 se aprecia que la M16 produce más par.

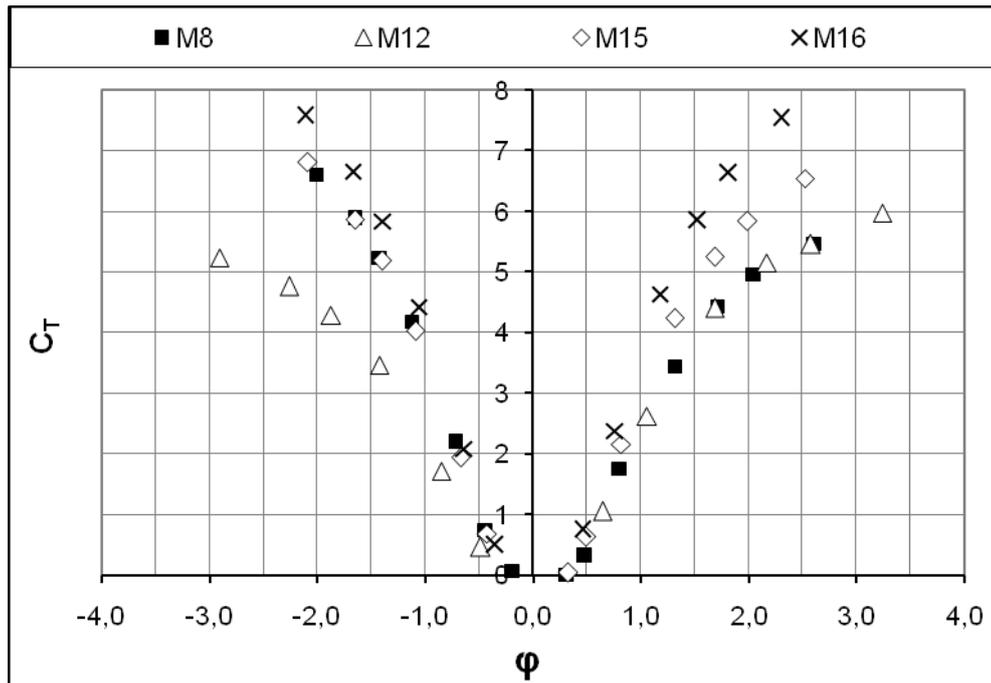


Figura 6-51. Comparación de C_T entre M8, M12 M15 y M16.

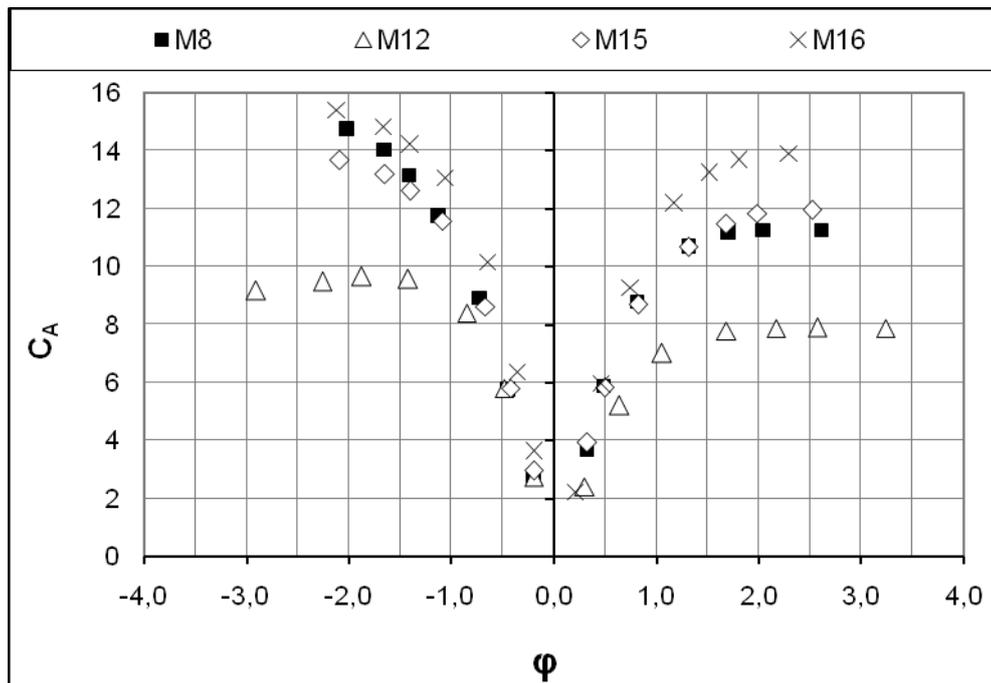


Figura 6-52. Comparación de C_A entre M8, M12 M15 y M16.

En la Figura 6-53 se muestra el rendimiento obtenido por cada una de las geometrías. La gran mejoría en los resultados del C_T no se transforma en un aumento notable del rendimiento, aunque sí es cierto que se producen mejoras. En inhalación la

M16 logra obtener un rendimiento (η) prácticamente igual a la M8 y M15, mientras que en exhalación se produce una mejora importante en el rendimiento para $\phi < 1.25$. Prácticamente se logra alcanzar la eficiencia máxima de exhalación lograda por la M12, aunque a medida que aumenta ϕ el η decae a niveles de la M15.

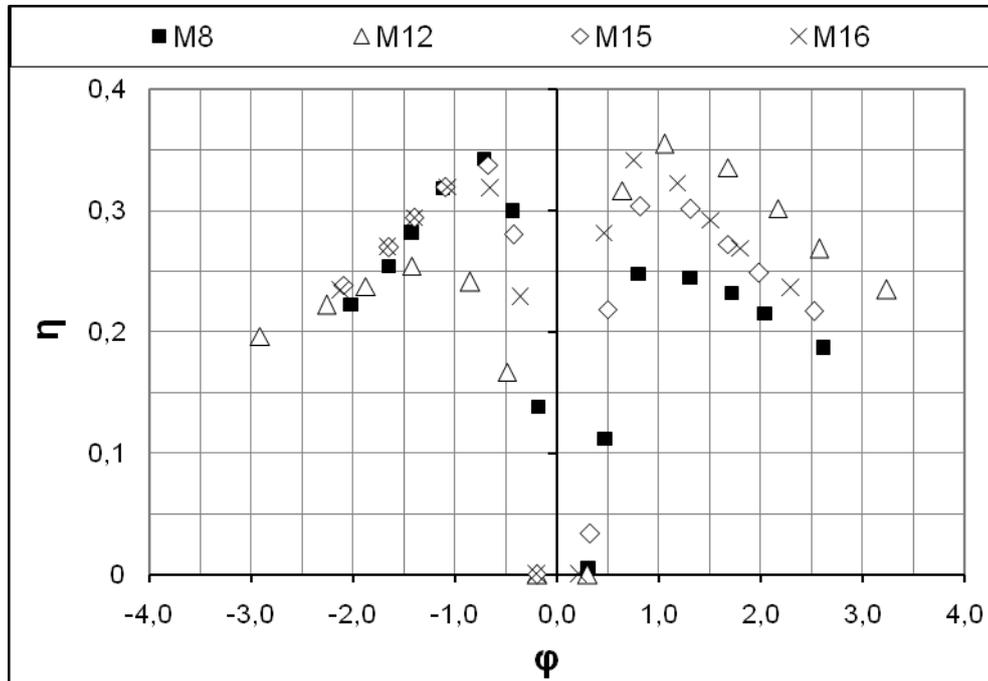


Figura 6-53. Comparación del rendimiento (η) en M8, M12 M15 y M16.

La principal característica de la M16 es que se ha logrado una máquina con un rendimiento de valores aceptables y equilibrado entre exhalación e inhalación. Sin embargo, no se han logrado obtener resultados tan buenos como la M12 durante la exhalación a $\phi > 1$.

6.5.1.3 Rendimiento medio y energía generada por ciclo en flujo sinusoidal

En la Figura 6-54 se presenta la comparación con M8, M12 y M15 en condiciones no estacionarias.

El rendimiento medio ($\bar{\eta}$) de la M16 es el mejor de las geometrías. Para $\Phi < 1.5$ presenta los valores más altos, y para $\Phi > 1.5$ sus registros son similares a la M15, sólo ligeramente por debajo de la M12. El rendimiento medio máximo ($\bar{\eta}_m$) de la M16 es el mayor obtenido por todas las geometrías, 33% para $\Phi \approx 1$.

Para $\Phi > 1.5$ la M12 continúa presentando el mejor rendimiento medio ($\bar{\eta}$), pero para $\Phi < 1.5$ presenta las mayores deficiencias, sobre todo si se la compara con M16.

Respecto a la M8, la M16 consigue un $\bar{\eta}$ superior en todo el rango de Φ . El $\bar{\eta}_m$ se produce aproximadamente en el mismo punto ($\Phi \approx 1$) y la diferencia entre estas dos geometrías roza el 5%. En el resto del rango de Φ dicha diferencia no baja del 3%.

La energía generada por ciclo en la M16 es mayor que para el resto de geometrías. El perfil del rodete es el mismo que en la M15, pero sus prestaciones son mayores gracias a la mejora en el comportamiento de las aletas directrices.

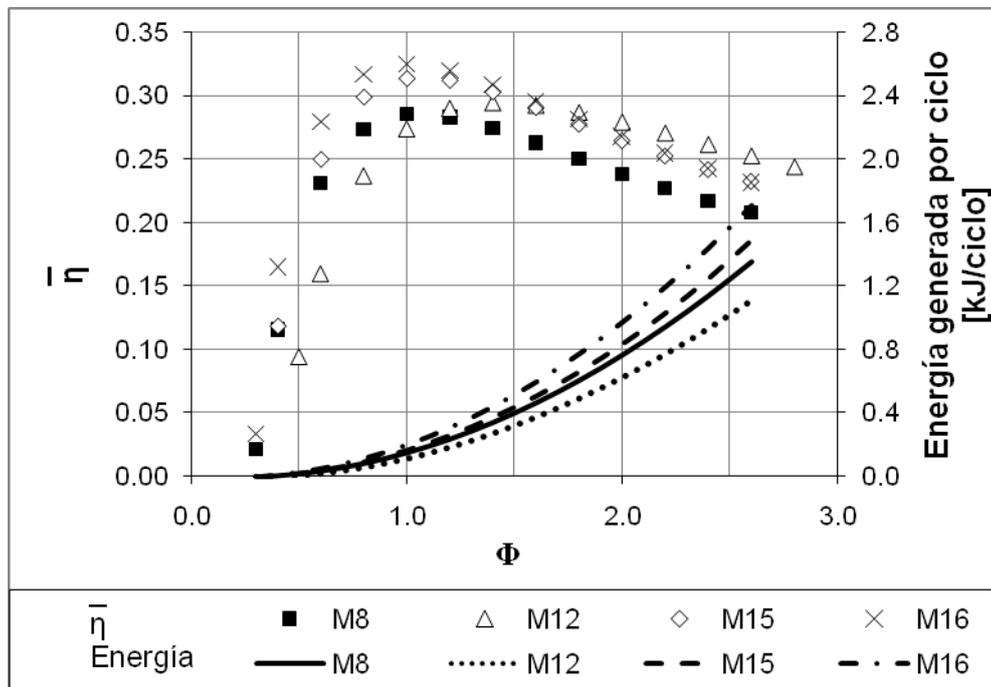


Figura 6-54. Rendimiento medio ($\bar{\eta}$) y energía generada por ciclo (E) para M8, M12, M15 y M16.

De estos resultados se concluye que la M16 es la mejor de las configuraciones estudiadas, y por tanto es la propuesta final para la turbina de impulso radial. En los siguientes apartados se estudia el patrón de flujo en su interior. Para facilitar la comprensión de los resultados no se presentan los de todas las geometrías conjuntamente para compararlos con la M16. Tanta información en las figuras entorpece el análisis de los resultados, así que los de la M16 se muestran conjuntamente con los de la M8, que es la geometría inicial, y de esta forma se aprecia claramente la

mejora lograda desde el punto de partida. Excepcionalmente se muestran resultados de las geometrías intermedias para hacer hincapié en algún hecho concreto.

6.5.1.4 Análisis del flujo en la geometría M16

6.5.1.4.1 Sección B

El principal problema que se plantea en otras geometrías en la sección B es el guiado de la corona interior en inhalación, cuando el flujo discurre hacia el codo. En la Figura 6-55 se comparan los resultados de la M16 frente a la M8. El guiado en la M16 es sensiblemente mejor porque el flujo sale de la corona con una dirección más cercana a la radial. Por tanto, en este aspecto la corona interior tiene mejores prestaciones y se originarán menos pérdidas en el codo.

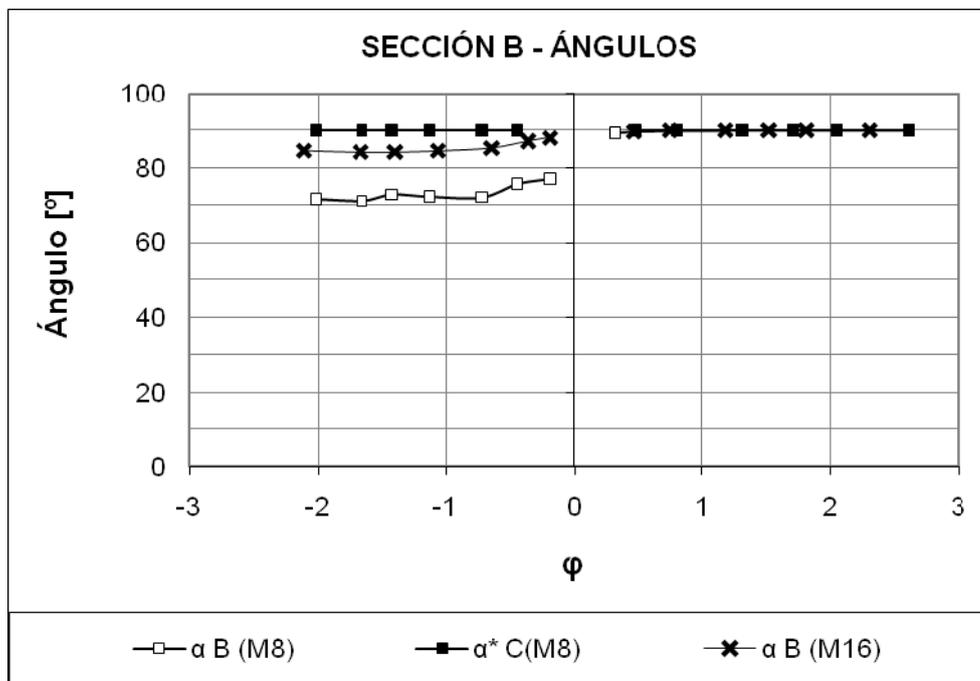


Figura 6-55. Comparativa de los ángulos en la sección B en la M8 y M16.

6.5.1.4.2 Sección C

En torno a la sección C se ha realizado un cambio significativo respecto a la geometría inicial, el ángulo de orientación de las coronas es diferente. En la Figura 6-56 están representados los resultados en inhalación. El flujo abandona el rodete con un direccionamiento muy parecido porque la velocidad de giro es la misma y el ángulo β_C^* es prácticamente igual, 19.8° en la M8 por 20° en la M16. Sin embargo, como el ángulo

de las aletas es diferente, las pérdidas por choque serán mayores en la M16. Este hecho era previsible porque el ángulo de orientación de las aletas se dispuso para favorecer el funcionamiento del rodete, no el de las aletas.

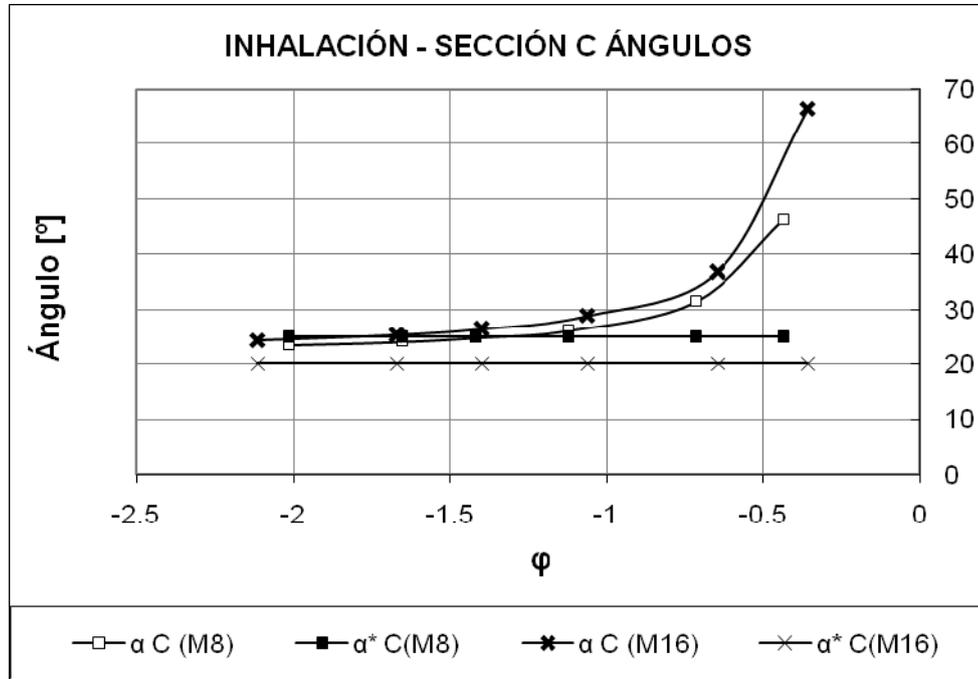


Figura 6-56. Comparativa de los ángulos en la sección C en inhalación entre M8 y M16.

Durante la exhalación, Figura 6-57, la M16 presenta mejores resultados. En la gráfica se aprecia que el flujo entra mejor alineado con los ángulos del rodete en el caso de la M16. Este es el objetivo que se perseguía con el cambio de perfil y de orientación de la aleta. Gracias a esto se producen menos pérdidas por choque en la entrada del rodete y se mejora el comportamiento del mismo. Por esto el C_T obtenido por la M16 durante la exhalación es superior al de la M8 (Figura 6-51).

Estos resultados, indican que se ha mejorado sensiblemente el guiado del flujo por parte de las aletas, que era un problema en la M15 (Figura 6-57 vs Figura 6-32).

De los resultados en la sección C se deduce que la corona funciona bien desde el punto de vista del rodete, mejor que en otras geometrías. El rodete funciona mejor y se produce mayor C_T porque el flujo le llega mejor direccionado. Sin embargo, favorecer el comportamiento del rodete durante la exhalación tiene como inconveniente que aumentan las pérdidas por choque en la corona interior durante la inhalación.

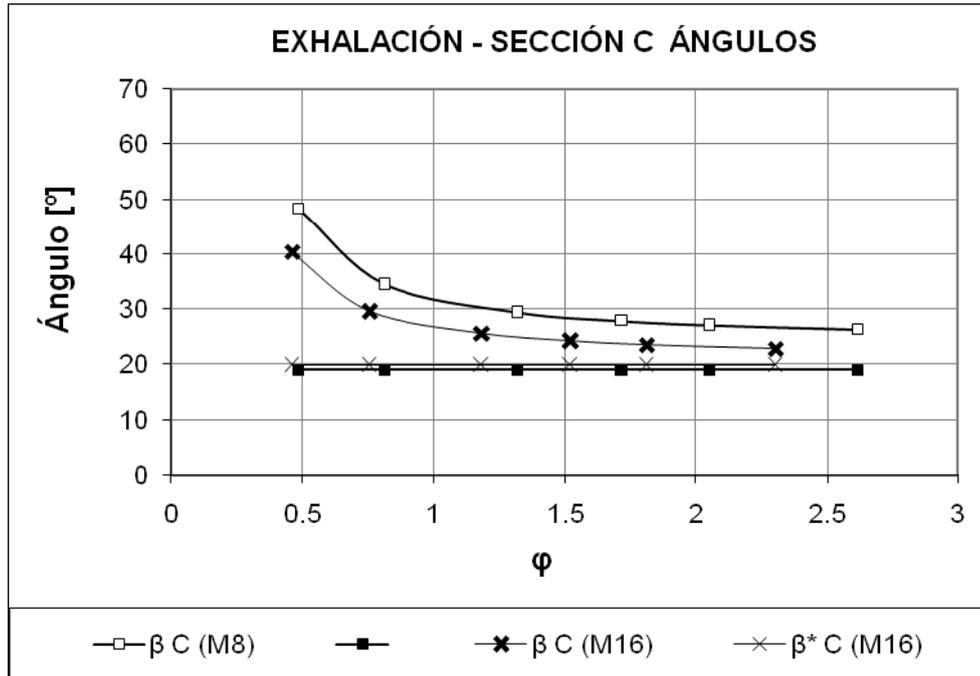


Figura 6-57. Comparativa de los ángulos en la sección C en exhalación entre M8 y M16.

6.5.1.4.3 Sección D

El ángulo de orientación de la corona exterior α_D^* es diferente entre M8 y M16 (25° por 20°), con este cambio se busca favorecer el comportamiento del rodete para obtener más par. Este objetivo se ha logrado porque el C_T en la M16 durante la inhalación es ligeramente superior (Figura 6-51). En la Figura 6-58 se aprecia que el alineamiento del flujo es similar en ambas geometrías, la diferencia entre β^* y β en la sección D es parecida entre los dos casos. Las pérdidas asociadas al desprendimiento que se producirá en el borde de ataque del rodete serán de un mismo orden de magnitud, ligeramente inferiores en la M16.

Al igual que ocurre en la exhalación en la sección C, en este caso también se han reducido los problemas de elevado desprendimiento en el borde de ataque del rodete que se producen en la M15 (Figura 6-33). Por tanto, las nuevas aletas de la corona exterior de la M16 realizan mejor su cometido que en la M15.

Durante la exhalación, cuyos resultados se presentan en la Figura 6-59, se evalúa la recepción del flujo por parte de la corona exterior. En la figura se aprecia claramente que la M16 tiene mejores resultados. La diferencia entre α_D y α_D^* es más pequeña en la

M16, por lo que el desprendimiento en la entrada de la corona exterior será menor y las pérdidas asociadas a este fenómeno serán más reducidas.

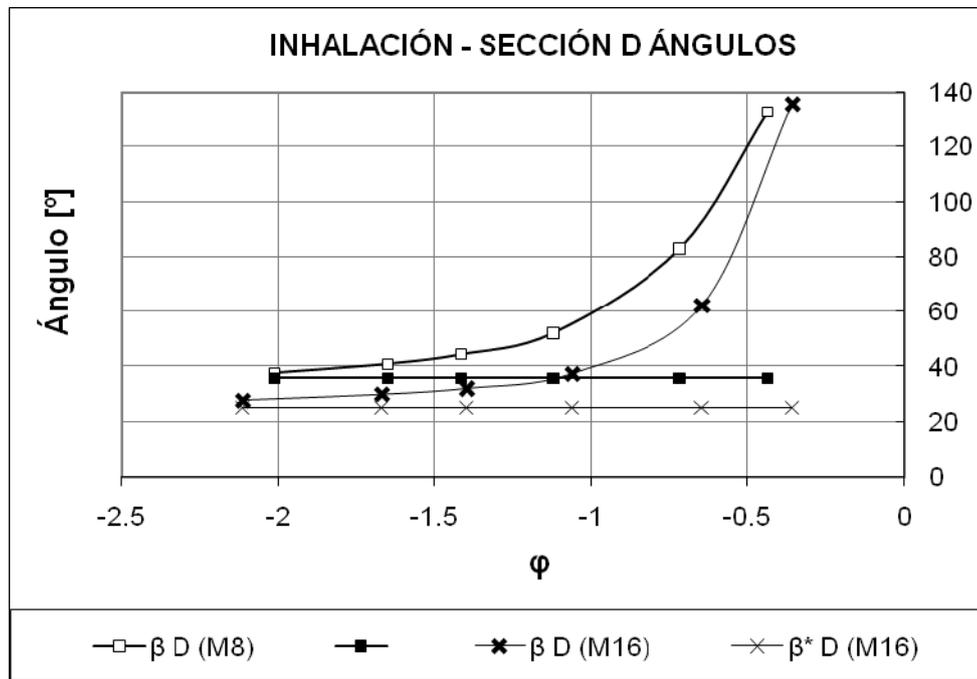


Figura 6-58. Comparativa de los ángulos en la sección D en inhalación entre M8 y M16.

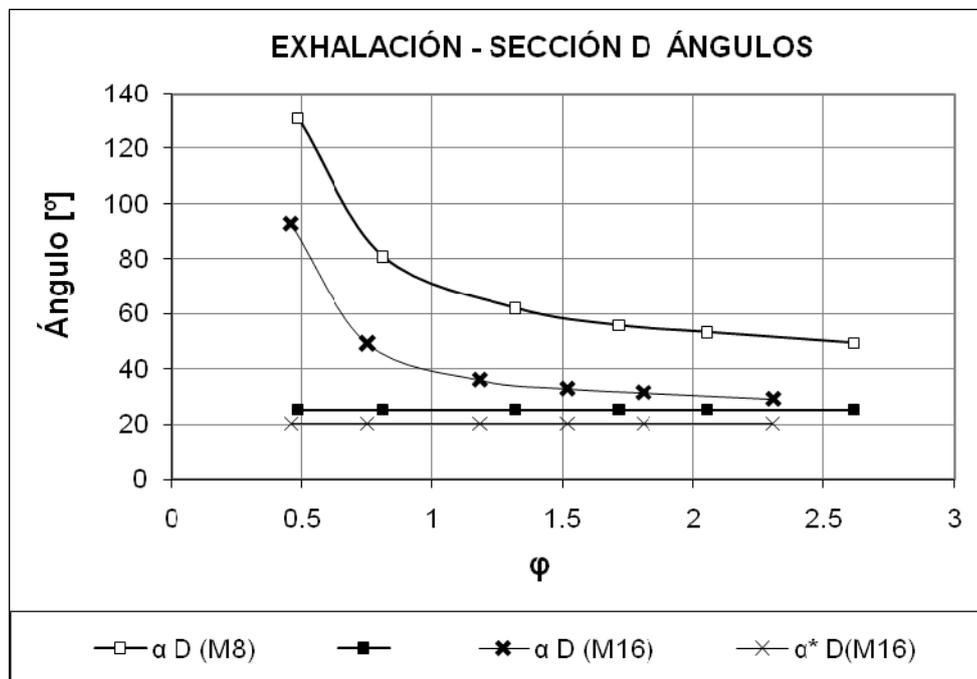


Figura 6-59. Comparativa de los ángulos en la sección D en exhalación entre M8 y M16.

Estos resultados ponen de relieve que la relación entre α_D y α_{D^*} es más correcta en la M16 porque el flujo entra en el rodete (inhalación) o en la corona (exhalación) igual, o mejor direccionado que en la M8.

6.5.1.5 Características del intercambio de energía en el rodete

La geometría M16 emplea el rodete diseñado para la M15. Este rodete no funciona bien en la M15 debido a problemas de guiado en las aletas directrices, pero este problema se ha reducido en la M16. Esto se refleja en el rendimiento del rodete, el cual ha aumentado sus prestaciones notablemente (Figura 6-60) respecto a la M15. Esta mejora se debe exclusivamente a la acción de las nuevas coronas.

Un punto fuerte de la M16 es que posee un rendimiento en el rodete, al igual que en la máquina completa, que está equilibrado entre inhalación y exhalación.

Por otro lado, comparando los resultados con la M8 se observa que en la inhalación no se logra alcanzar la eficiencia del rodete de la M8. Sin embargo, en el apartado anterior, se ha comprobado que los problemas de desprendimiento en el borde de ataque de los álabes son similares en ambas geometrías. Por tanto, esta diferencia en el rendimiento no se debe a problemas en la entrada del rodete.

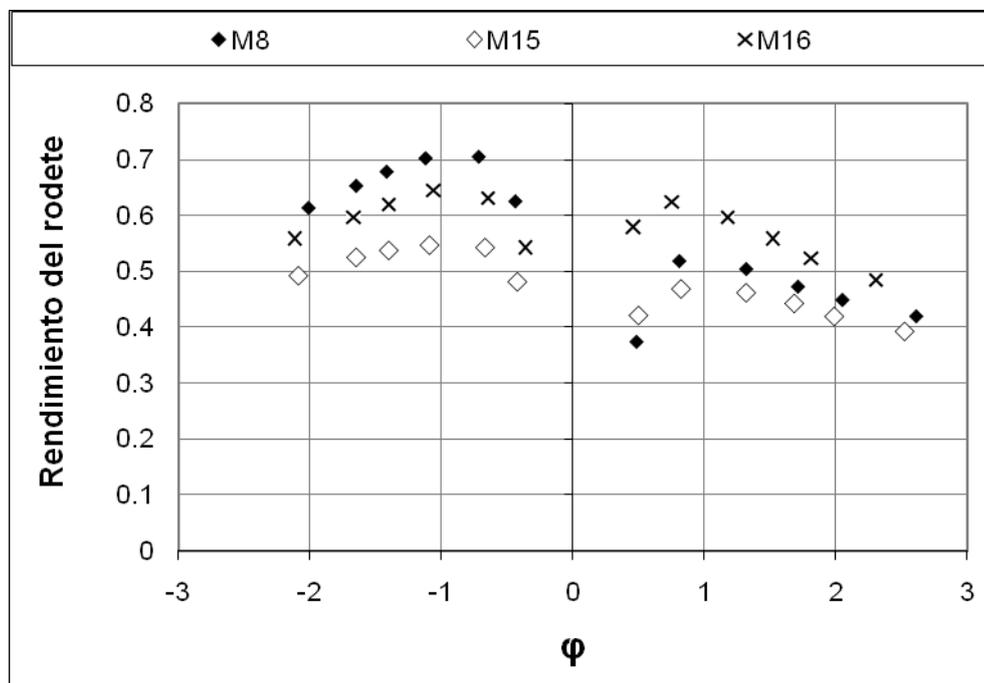


Figura 6-60. Comparación del rendimiento del rodete para M8 y M16.

En la Figura 6-61 se representa el coeficiente de pérdidas en el rodete. En exhalación el coeficiente para ambas geometrías es similar, a pesar de que en la Figura 6-57 quedaba de manifiesto que la entrada del flujo en el rodete era mejor en la M16. Ocurre lo mismo en inhalación, donde el coeficiente de pérdidas es mayor a pesar de que el flujo entra ligeramente mejor direccionado en el rodete en la M16 (Figura 6-58). Por tanto, el incremento del coeficiente de pérdidas no se debe a fenómenos de choque. De los resultados se concluye que en el rodete de la M16, tanto en inhalación como en exhalación, aparecen cierto tipo de pérdidas que compensan la mejor recepción del flujo. Esto podría ser debido a que, a causa de la geometría del canal de paso, la deflexión a la que se somete al flujo es mucho mayor en la M16 y esto fortalece los fenómenos de flujo de punta, que a su vez provocan un aumento de las pérdidas.

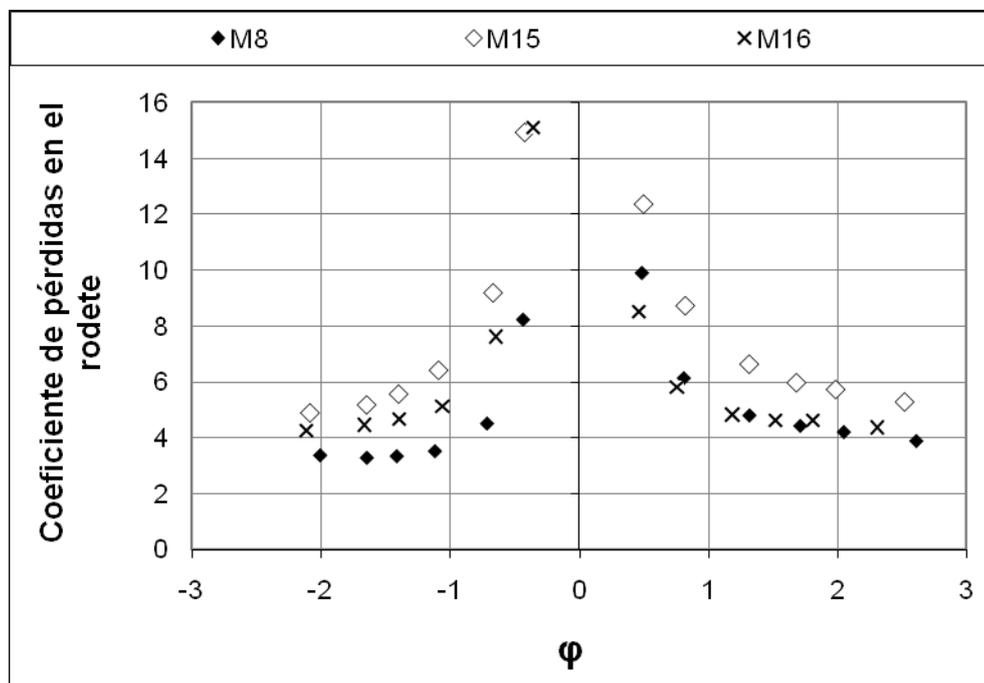


Figura 6-61. Comparación del coeficiente de pérdidas en el rodete para M8 y M16.

6.5.1.6 Coeficientes de pérdidas en elementos fijos

En la Figura 6-62 se muestra la comparación entre el coeficiente de pérdidas del codo en la M8 y la M16. Ambos coeficientes son del mismo orden de magnitud tanto en exhalación como en inhalación. El hecho de que en la M16 el flujo abandone la corona interior mejor guiado durante la inhalación (Figura 6-55), gracias a que las aletas son más largas, no se traduce en la reducción de pérdidas como ocurría en la M15 y M12.

Esto viene provocado por la reducción en el número de aletas, en el caso de la M16 el número es de 34, menor que en el resto de geometrías. Esta reducción permite el fortalecimiento de fenómenos de flujo de punta y la generación de vórtices de mayor tamaño en la salida de la corona hacia el conducto. Estos problemas no aparecen reflejados en los valores representados en la Figura 6-55 porque en esta figura se representan valores promediados en una superficie. La intensidad de estos fenómenos puede apreciarse comparando la Figura 6-66 con la Figura 6-17 y Figura 6-41. El desprendimiento que aparece en el canal, Figura 6-66a, es de mayor intensidad que en las geometrías M12 y M15, similar a lo que sucede en la M8. Esto provoca que haya una mayor pérdida de energía que en las configuraciones M12 y M15 porque el flujo entra en el codo de forma más desordenada, aunque no tanto como en la M8.

En la Figura 6-63 se representa el coeficiente de pérdidas de la corona interior. En la M16 las aletas de la corona interior se diseñaron teniendo como objetivo beneficiar al rodete. Este planteamiento, aunque se ha comprobado que es correcto desde el punto de vista del rodete, tiene sus inconvenientes. Durante la exhalación la corona trabaja correctamente, con un coeficiente de pérdidas inferior al de la M8, gracias a la reducción en el número de aletas y la evolución progresiva de la sección de paso. Sin embargo, durante la inhalación se revelan ciertas desventajas. El coeficiente de pérdidas es claramente mayor que la M8, y también que en la M12 y M15 (Figura 6-63). Este hecho era previsible a la vista de la Figura 6-56, donde se refleja la existencia de una mayor intensidad de choque en la entrada de la corona interior causada por la reducción de α_C^* .

La corona interior es el elemento novedoso en la geometría M16. Se modificó este elemento con el fin de mejorar el comportamiento del rodete en exhalación, y como se ha comprobado en el apartado 6.5.1.5 se ha logrado este propósito. Sin embargo, ha sido a costa de un incremento de las pérdidas en el codo y la corona interior durante la inhalación respecto de la M12 y M15.

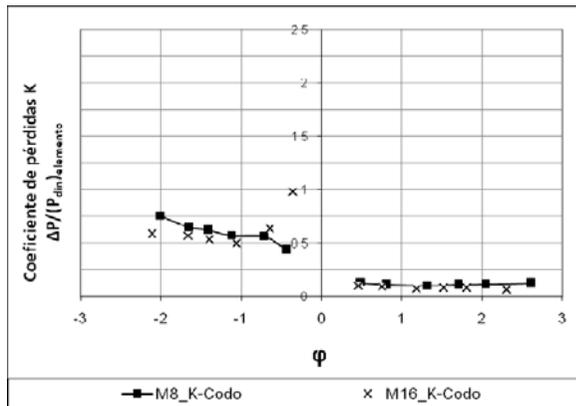


Figura 6-62. Coeficiente de pérdidas del codo.

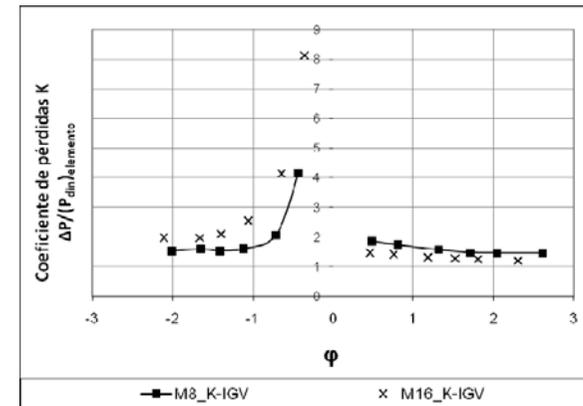


Figura 6-63. Coeficiente de pérdidas de IGV.

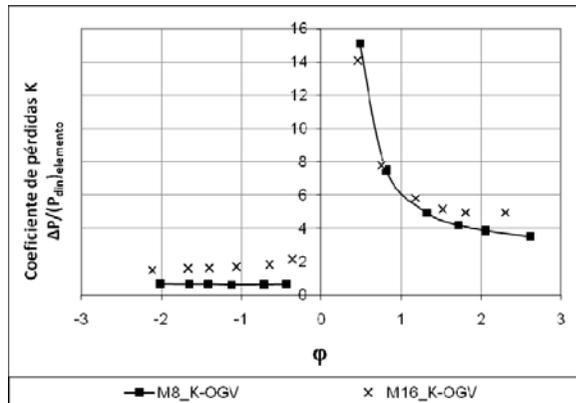


Figura 6-64. Coeficiente de pérdidas de OGV.

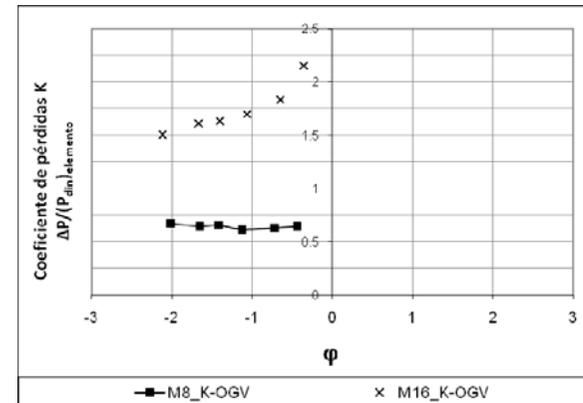


Figura 6-65. Coeficiente de pérdidas de OGV (zoom).

6.5.1.7 Pérdidas desglosadas por elementos

6.5.1.7.1 Inhalación

En la Figura 6-67 y Figura 6-69 se representan las pérdidas de la M16 y la M8 durante la inhalación en valor absoluto y de forma porcentual respectivamente.

En la Figura 6-67 se compara la magnitud de las pérdidas en valor absoluto entre ambas geometrías. La figura muestra que las pérdidas en la M16 aumentan, respecto a la M8, en todos los elementos salvo en el codo.

En la corona exterior la diferencia es importante, las pérdidas se doblan en la M16. La tendencia es la misma, crecen proporcionalmente con el φ , pero el crecimiento es más pronunciado en la M16. Se alcanza un 6% en la M16 frente a un 3% en la M8. Es el elemento que menos pérdidas presenta durante la inhalación, pero un porcentaje de un 6% ya es importante y habría que hacer un estudio más detallado del número de aletas para lograr una reducción de estas pérdidas.

En la Figura 6-67 se aprecia que las pérdidas en el rodete crecen proporcionalmente con φ en ambas geometrías, pero son mayores en la M16 a causa del cambio en la geometría del perfil. Sin embargo, el valor porcentual es muy similar, las pérdidas en la M16 son superiores aunque de forma muy tenue, en torno al 2%. Es importante resaltar el hecho de que en la M16 las pérdidas en el rodete se sitúan en torno al 22-27% del total, y sin embargo, en la M15, que tiene el mismo perfil de álabe, están en el rango de 34-44% (Figura 6-45). Esta mejora se debe a la optimización del funcionamiento de la corona exterior cuando actúa como directriz del flujo.

La corona interior en la inhalación actúa como receptora, por tanto se producen pérdidas elevadas asociadas a diversos fenómenos que ya han sido comentados. Estas pérdidas, como es posible comprobar en todas las geometrías, alcanzan un valor tan alto como puedan tener las pérdidas en el rodete. Las pérdidas en este elemento son mayores en la M16 debido a que hay mayor desprendimiento del flujo en el borde de ataque de la aleta (Figura 6-56), alcanzan el 23% del total cuando la turbina está operando a rendimiento máximo (η_m). La diferencia entre la M16 y la M8 varía entre 2-5% en función de φ .

En los tres elementos precedentes las pérdidas son mayores en la M16, sin embargo en la Figura 6-53 se reflejaba que el η de la M16 era muy cercano al de la M8, e incluso

superior a valores elevados de φ . Esto se explica por el aumento del C_T y la reducción de las pérdidas en el codo. En ambas geometrías la tendencia de las pérdidas en este elemento es a crecer con el φ , sin embargo, este aumento es menos pronunciado en la M16 debido a su geometría de aleta. La diferencia alcanza valores de hasta el 5% a valores altos de φ .

6.5.1.7.2 Exhalación

Los diagramas de pérdidas correspondientes con la exhalación se encuentran en la Figura 6-68 y Figura 6-70.

En la Figura 6-53 se había constatado que el rendimiento de la turbina M16 durante la exhalación es superior a la M8, y esto se refleja en los diagramas de pérdidas.

Las pérdidas en el codo son mínimas en todas las geometrías, inferiores al 5%. En la M16 son inferiores a la M8, aunque la diferencia es pequeña.

La corona interior de la M16 tiene un comportamiento muy bueno durante la exhalación. Las pérdidas, al igual que en la M8, aumentan con el caudal. Sin embargo, en la M16 son aproximadamente un 5% del total más reducidas. Para un $\varphi_m \approx 2.3$ las pérdidas no superan el 15%, un porcentaje sólo mejorado por la geometría M15, cuyas aletas fueron diseñadas específicamente para reducir sus pérdidas.

El funcionamiento del rodete en exhalación es uno de los puntos fuertes de la M16 respecto de la M8 (Figura 6-60) porque se logra extraer mayor C_T . En ambas geometrías las pérdidas aumentan con φ , aunque con mayor pendiente en la M16. Las pérdidas en valor absoluto son mayores en la M16 para φ alto, y más bajas para φ bajo. En valores relativos son más reducidas en la M16, hasta un 6% a bajo φ . Para los caudales simulados, hasta $\varphi = 2.3$, las pérdidas no superan el 30%. Si se compara este dato con los resultados de la M15 (Figura 6-46), donde las pérdidas del rodete excedían el 40%, da una idea de la mejora que se logra en exhalación gracias a la nueva geometría de la corona interior.

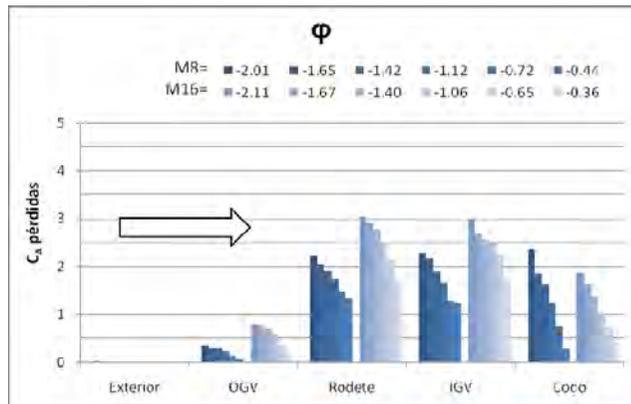


Figura 6-67. Pérdidas en valor absoluto inhalación, M8 y M16.

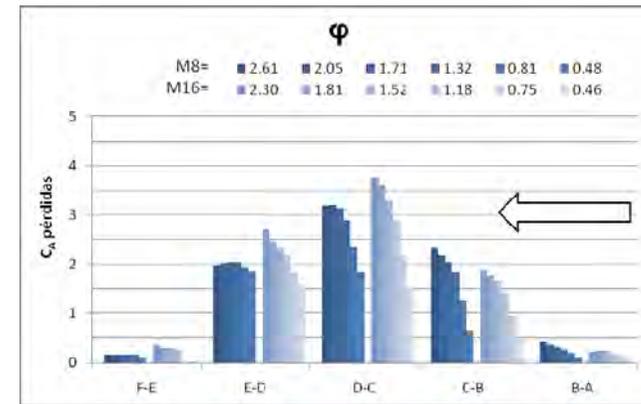


Figura 6-68. Pérdidas en valor absoluto exhalación, M8 y M16.

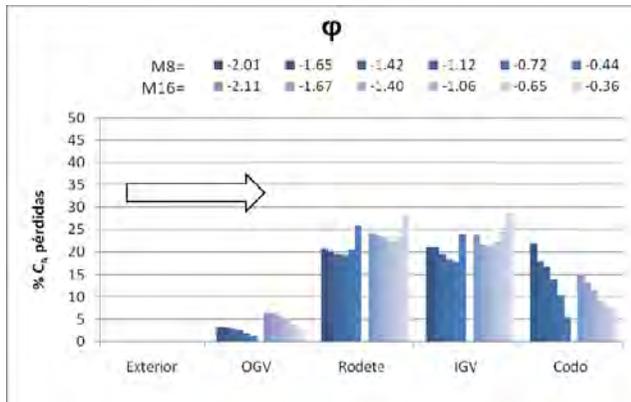


Figura 6-69. Pérdidas porcentuales en inhalación, M8 y M16.

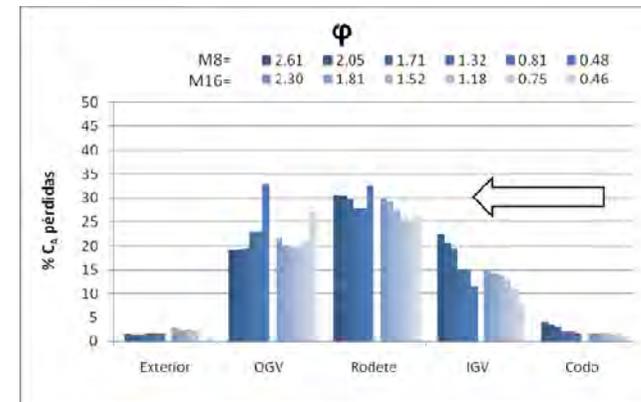


Figura 6-70. Pérdidas porcentuales en exhalación, M8 y M16.

En la corona exterior aumentan las pérdidas a nivel absoluto respecto de la M8, aunque no de forma porcentual. En la M16 las pérdidas aumentan con ϕ . En la M8 el comportamiento es diferente porque hay problemas importantes de choque a ϕ bajo, que hacen que las pérdidas sean casi constantes independientemente de ϕ . Debido a este hecho la distribución porcentual en función de ϕ para ambas geometrías es diferente, en la M16 el aumento que se produce cuando se reduce el ϕ es menos pronunciado. Esta es una de las razones por las que la M16 tiene tan buen comportamiento, mejor que la M8, para valores de ϕ bajo.

Las pérdidas en la parte más exterior de la turbina son muy reducidas, aunque posiblemente se podrían reducir si el guiado de la corona exterior en exhalación fuera mejor.

6.6 Conclusiones

Durante este capítulo se ha descrito cómo ha sido la evolución de la geometría de la turbina desde la configuración inicial (Setoguchi, y otros, 2002) hasta la propuesta definitiva M16.

Se ha comprobado que el alargamiento de las aletas de la corona interior en la dirección radial es positivo porque reduce las pérdidas en el codo. Esta reducción se basa en el hecho de que el flujo llega al codo de forma más ordenada, y en consecuencia se reducen las pérdidas asociadas a corrientes secundarias.

Las coronas directrices son un problema de pérdidas importante en la geometría inicial tanto en inhalación como en exhalación, sobre todo la corona interior. Son especialmente importantes en las situaciones en las cuales la corona, ya sea interior o exterior, se encuentra aguas abajo del rodete, porque en esta situación se registran importantes pérdidas por choque.

Cuando la corona se encuentra aguas arriba del rodete, cumpliendo su función de direccionar el flujo hacia el propio rodete, las pérdidas se asocian principalmente a la curvatura de la aleta y a la evolución de la sección de paso del canal. La curvatura de aleta está relacionada con la intensidad del flujo de punta, mientras que la evolución de la sección de paso del canal es importante para que no se produzcan desprendimientos en la parte interior de la corona. Estos dos aspectos tienen más relevancia en la corona interior porque las velocidades son mayores, debido a lo cual, las pérdidas son mayores

cuando es la corona interior la que está situada aguas arriba. Estas consideraciones fueron tomadas en cuenta cuando se plantearon los diseños geométricos alternativos, que presentan curvaturas y evoluciones de la sección de paso más suaves. Gracias a esto las pérdidas en las coronas se redujeron de forma importante, sobre todo en la corona interior, donde las pérdidas en los diseños M15 y M12 se redujeron, respecto de la M8, en más de un 40% durante la exhalación.

La curvatura y evolución de la sección de paso del canal son importantes también cuando las coronas están aguas abajo del rodete. Sin embargo, el factor determinante de las pérdidas en este caso es el choque que se produce en el borde de ataque de las aletas. Estas pérdidas se minimizaron en los diseños M12 y M15 gracias a unas relaciones angulares entre corona y rodete más favorables a las coronas. Sin embargo, como contraprestación, esto provoca mayores pérdidas en el rodete porque la corona no realiza entonces un correcto direccionamiento del flujo hacia el rodete.

De los resultados se deduce que, de cara al comportamiento global de la turbina, es mejor favorecer el comportamiento del rodete y no el de las coronas. Debido a esto en las coronas de la geometría M16 las pérdidas aumentan respecto a la geometría inicial porque, aunque se ha tratado de minimizar las pérdidas en las propias coronas, se ha primado potenciar el funcionamiento del rodete.

Uno de los grandes problemas de la turbina inicial era la desigualdad de sus prestaciones entre inhalación y exhalación, la diferencia en el rendimiento alcanza un 10%. Esto viene provocado sobre todo porque el par obtenido por el rodete es muy diferente en ambas situaciones. Para resolver este problema se diseñó un nuevo perfil de álabe bajo la premisa de obtener un mayor par en exhalación. Los resultados obtenidos por este rodete son netamente superiores al original, se mantiene el par de inhalación y aumenta notablemente en exhalación. Gracias a esto el rendimiento en exhalación aumento hasta un 9%, mientras que en inhalación se mantuvo aproximadamente igual. En consecuencia el rendimiento bajo flujo no estacionario se incremento sensiblemente, hasta el punto de que la geometría M16 propuesta presenta un $\bar{\eta}$ superior aproximadamente en 4-5%.

Capítulo 7

Conclusiones

7 CONCLUSIONES

Se ha llevado a cabo un trabajo sobre las turbina de impulso radial para centrales OWC. El propósito final de este estudio es conseguir un nuevo diseño que maximice las prestaciones de este tipo de turbina.

El punto de partida ha sido la geometría propuesta por Setoguchi en 2002, que es la única sobre la que existen datos geométricos y resultados experimentales en la bibliografía. Se ha desarrollado un modelo numérico que ha permitido calcular las prestaciones de la turbina, comprender cómo es el patrón de flujo en su interior y analizar el comportamiento de cada elemento. Toda la información obtenida ha servido para elaborar un nuevo diseño de este tipo de turbina.

El modelo numérico aleborado está basado en una geometría de CAD modular y parametrizada, de forma que se pueden realizar cambios en la geometría para generar diseños alternativos. Para construir el modelo numérico se ha utilizado el código comercial Fluent®, que es ampliamente utilizado a nivel de investigación e industrial.

El modelo numérico ha sido validado con los resultados experimentales existentes en la bibliografía. No se han empleado resultados experimentales propios porque no se disponía de una instalación apta para el ensayo de turbinas OWC. Al ser el primer trabajo desarrollado en España en este campo no existen instalaciones preparadas para ensayar este tipo de dispositivos, y la creación de un banco de ensayos y la fabricación de un prototipo de turbina estaba fuera de las posibilidades económicas del Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Valladolid.

Una vez validado, el modelo se ha empleado para estudiar el patrón de flujo en el interior de la turbina. Se ha prestado especial interés a la interacción entre los diferentes elementos porque la relación entre ellos es capital en las prestaciones que ofrece la turbina. Además, se ha realizado un estudio detallado de la influencia sobre el flujo de las holguras y del tamaño de las mismas.

Gracias a la información extraída del modelo numérico se han logrado identificar ciertas deficiencias en el diseño de la geometría inicial y se han establecido criterios de diseño. Conforme a estos criterios se han creado sucesivos diseños, que subsanaran o minimizaran los problemas que se planteaban inicialmente, hasta llegar a la configuración final.

Para comparar estos diseños entre sí y determinar cuál era el mejor de ellos se han empleado diversos coeficientes. Unos son de amplia utilización en la bibliografía, otros son fruto de trabajos previos del grupo de investigación del Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Valladolid (Marjani, y otros, 2008), y algunos de ellos se proponen por primera vez en esta tesis.

7.1 Conclusiones sobre la metodología numérica

El modelo numérico creado se ha resuelto con Fluent®. Este programa resuelve las ecuaciones de la Mecánica de Fluidos en un dominio discretizado, en este caso se han empleado las ecuaciones para fluido incompresible.

Para simular el movimiento relativo entre el rodete y las coronas directrices se ha empleado la técnica de mallado deslizante. El empleo de esta técnica implica que las simulaciones son no estacionarias, aunque se llevan a cabo bajo condiciones de funcionamiento estacionarias.

El empleo de condiciones de funcionamiento estacionarias en la simulación no supone una limitación en el trabajo desarrollado porque, aunque las turbinas OWC trabajan en condiciones no estacionarias, el funcionamiento de estas turbinas puede considerarse cuasi-estacionario como han demostrado diferentes autores. En virtud de este hecho, el comportamiento bajo flujo no estacionario puede extrapolarse de los resultados en condiciones estacionarias.

Se ha realizado un análisis de sensibilidad para determinar el tamaño óptimo del mallado, así como la influencia de parámetros importantes como el paso temporal o el modelo de turbulencia. De este análisis se desprende que el cálculo del coeficiente de par (C_T) tiene cierta dependencia del mallado, mientras que el coeficiente de potencia consumida (C_A) y el coeficiente de caudal (ϕ) son prácticamente independientes. El tamaño óptimo del mallado está en torno a $1.7 \cdot 10^6$ celdas, aunque se ha comprobado que para el cálculo aproximado de las curvas características es posible emplear mallados menos refinados.

Los mallados se han generado bajo unas directrices que permiten su creación en las diferentes geometrías sin dar lugar a cambios importantes en la estructura, y garantizando que ésta sea muy regular. Estas directrices abocan a que los mallados de las diferentes geometrías sean muy similares entre sí.

Se ha comprobado que existe independencia de los parámetros característicos de la turbina respecto del paso temporal. Las diferencias para dos pasos temporales diferentes, $t_s = 10^{-3}$ y 10^{-4} s, son menores del 1.5%. Sin embargo, en aras de conseguir una resolución mayor de los fenómenos no estacionarios, se ha optado por $t_s = 10^{-4}$ s.

El modelo de turbulencia se ha revelado como un aspecto de suma importancia porque tiene una influencia importante sobre los resultados. Tras realizar un análisis de las posibilidades que ofrece el código Fluent y de los resultados obtenidos se estimó que el modelo k- ϵ realizable era el más idóneo.

La comparación de los resultados del modelo con los experimentales se ha realizado por medio de los parámetros característicos utilizados en la bibliografía, coeficiente de par (C_T) y coeficiente de potencia consumida (C_A). La máxima diferencia respecto a los resultados experimentales es del 15% en el peor de los casos (φ muy altos durante la inhalación), es una cifra importante, pero está en línea con lo obtenido en este campo por otros autores. No obstante, se mantienen ciertas reservas acerca de la exactitud de los resultados experimentales, sobre todo en la inhalación, debido al sistema de medida descrito en la bibliografía.

Por tanto, se ha considerado que el modelo tiene capacidad de modelar adecuadamente el comportamiento de la turbina. Este modelo se ha empleado para realizar un análisis del comportamiento del flujo en el interior de la turbina, centrado especialmente en conocer la naturaleza de la interacción entre los diferentes elementos y también la influencia que ejercen las holguras de dichos elementos.

7.2 Conclusiones sobre el estudio del flujo en el interior de la turbina

En los capítulos 4 y 5 de esta tesis se desarrolla un detallado análisis sobre el funcionamiento de la turbina de impulso radial propuesta por Setoguchi en 2002.

La mayoría de los estudios sobre turbinas OWC se centran en el estudio de las prestaciones por medio de los parámetros característicos globales, existen muy pocos trabajos que analicen el comportamiento de los diferentes elementos que componen la turbina. En esta tesis se ha desarrollado una metodología novedosa en este campo que permite estudiar con detalle el comportamiento de los diferentes elementos, e incluso comparar elementos de distintas turbinas ente sí.

Gracias al análisis realizado, se ha alcanzado un profundo conocimiento del patrón de flujo en el interior de una turbina de impulso radial, y se han identificado cuáles son las deficiencias en el diseño propuesto por Setoguchi.

Se ha comprobado que en el diseño de Setoguchi las coronas directrices no trabajan de forma satisfactoria. A pesar de ser un elemento indispensable, son un verdadero problema desde el punto de vista de las pérdidas que se generan en ellas mismas y las que inducen en otros elementos. El propósito de las coronas es conducir el flujo hacia el rodete en la dirección adecuada para maximizar su rendimiento. Sin embargo, la corona interior, durante la exhalación, realiza un buen guiado pero no con el direccionamiento adecuado. Por tanto, no realiza correctamente su labor provocando que el rodete no funcione adecuadamente.

Existe otro aspecto importante a tener en cuenta en el diseño de las coronas. Cuando las coronas actúan como receptoras del flujo procedente del rodete originan gran cantidad de pérdidas si el flujo no llega bien alineado con las aletas. Éste es el caso de la corona exterior durante la exhalación, donde las pérdidas alcanzan porcentajes significativos.

Otra deficiencia que se ha puesto de manifiesto es que la geometría de las aletas del diseño inicial no es la idónea debido a su fuerte curvatura y a la evolución de la sección de paso del canal entre aletas. Este hecho es la causa de que se originen elevadas pérdidas, que se manifiestan especialmente en la corona interior porque el flujo circula a mayores velocidades. Otro problema inducido por la geometría de las aletas es la aparición de pérdidas importantes en el codo durante la inhalación.

El funcionamiento del rodete también presenta problemas, el más importante de ellos es su bajo rendimiento en exhalación, un 20% menos que en inhalación. Esta diferencia entre ambos modos de funcionamiento provoca que la máquina tenga un bajo rendimiento medio cuando trabaja en flujo no estacionario bidireccional. Las causas de estos problemas durante la exhalación son principalmente dos: el desprendimiento que se produce en el borde de entrada y que la sección de paso del canal entre álabes evoluciona de forma divergente en sentido exhalación. La primera de estas causas origina fuertes pérdidas en la entrada y la segunda facilita que el flujo se desprenda en el interior del canal.

Otra conclusión importante que se desprende del análisis de la geometría inicial es que las holguras de los diferentes elementos juegan un papel determinante en el funcionamiento de la turbina. Hay una relación muy clara entre el rendimiento de la turbina y la dimensión de las holguras: a mayor holgura, menor rendimiento. Las holguras son el origen de una serie de fenómenos que reducen notablemente las prestaciones de la turbina.

Cuando una corona actúa como directriz, su holgura provoca que el guiado, en las cercanías de la propia holgura, sea deficiente debido al flujo de punta de las aletas. Esto ocasiona mayores pérdidas por choque en el borde de ataque de los álabes del rodete.

El flujo de punta de las aletas también origina mayores pérdidas en la propia corona. Este problema es especialmente grave durante la exhalación debido a que las velocidades en la corona interior son altas. Este fenómeno también se reproduce en la corona exterior, pero su importancia es menor debido a que en esta corona la velocidad del flujo es mucho menor.

La holgura del rodete también es importante por dos razones. La primera es que el flujo de punta que se genera favorece el desprendimiento del flujo en el interior del canal, lo que provoca una pérdida de prestaciones. La segunda razón es que ocasiona problemas de guiado en sus proximidades cuando el flujo sale del rodete, lo que acarrea mayores pérdidas por choque en el borde de entrada de las aletas.

Del análisis del patrón de flujo se desprenden dos conclusiones. La primera es que todos los elementos han de estar diseñados teniendo en cuenta la interacción con otros elementos en ambos sentidos del flujo. La segunda es que el tamaño de la holgura debe reducirse al mínimo posible porque tiene un efecto muy negativo sobre las prestaciones

7.3 Conclusiones sobre el rediseño de la geometría

El objetivo final de esta tesis es diseñar una turbina que mejore las prestaciones de la turbina inicial propuesta por Setoguchi en 2002. Es decir, crear una turbina que funcionase equilibradamente entre inhalación y exhalación, y que además lo hiciese con rendimientos más altos que la inicial. Este objetivo se ha conseguido, y se ha plasmado en la propuesta final denominada M16.

Del proceso de rediseño se concluye que lo más importante en el comportamiento de la turbina es el funcionamiento del rodete. Éste depende fundamentalmente de dos aspectos: la geometría del perfil del álabe y la interacción con las coronas directrices.

Uno de los grandes problemas del diseño inicial era el comportamiento del rodete en exhalación. Para solventarlo se diseñó la geometría M12, en la cual se posicionaron los álabes de forma diferente para lograr que el canal de paso entre aletas fuese convergente en exhalación. Gracias a esto el rendimiento en exhalación es hasta un 11% más alto que en la geometría inicial. Por tanto, con este diseño se comprobó que la turbina radial puede trabajar a rendimientos aceptables en exhalación si el diseño de los diferentes elementos es correcto.

Para lograr un rendimiento alto, tanto en exhalación como en inhalación, se desarrolló un nuevo perfil de álabe diseñado para obtener mayor par. Este diseño se sustenta sobre dos aspectos, el primero es que los ángulos de entrada/salida del rodete son más pequeños. Y el segundo es que la sección de paso del canal entre álabes se mantiene constante a lo largo del rodete. Los resultados de los diseños que incorporan el nuevo perfil de álabe muestran que el nuevo diseño del perfil consigue un par mayor.

En el diseño de las coronas hay que hacer una distinción entre las dos. La corona exterior es menos problemática debido a que el flujo circula a menor velocidad y que no interacciona con el codo en inhalación, por tanto, su diseño es más sencillo. Su misión es conducir el flujo hacia el rodete, lo que se ha comprobado realiza perfectamente el diseño inicial. Sus pérdidas están asociadas principalmente al choque que se produce en la entrada durante la exhalación, que está asociado a su orientación y no a la geometría de la aleta. Por tanto, en la propuesta final se plantea un diseño equivalente al de la geometría inicial con un direccionamiento diferente que, a pesar de que aumentan las pérdidas ligeramente, mejora el funcionamiento del rodete.

La corona interior es más compleja que la exterior. El principal aspecto a tener en cuenta es la orientación de la aleta, esto afecta al funcionamiento del rodete en exhalación y a las pérdidas por choque que se producen en la corona en inhalación. De los diferentes diseños se ha extraído la conclusión que desde un punto de vista global es más beneficioso favorecer al rodete. Además de la orientación, es importante que la aleta realice un buen guiado de la corriente. En la M15 se emplea una geometría de aleta que reduce las pérdidas en la corona notablemente, pero el guiado es deficiente debido a

que las aletas completamente curvas no efectúan un buen guiado. Para el diseño final se ha optado por aletas que terminen en tramos rectos, lo que contribuye a un guiado correcto. Sin embargo, el empleo de tramos rectos condiciona la construcción del canal de paso entre aletas, no es posible que la evolución de su sección sea constante utilizando aletas terminadas en tramos rectos. En la propuesta final se optó por beneficiar el proceso de exhalación, que es donde la corona interior es más importante. Se diseñó un nuevo perfil de aleta, con espesor variable, para lograr un canal de paso lo más constante posible pero convergente en exhalación.

El número de aletas, en ambas coronas, es importante y dependiendo de la geometría de la aleta el número óptimo es diferente. Es necesario encontrar un compromiso entre conseguir un buen guiado en ambos sentidos y la reducción de las pérdidas por fricción. Gracias a la geometría terminada en tramos rectos, empleada en la propuesta final, es posible emplear menos aletas, lo que reduce las pérdidas por fricción.

En la geometría inicial existe un problema de pérdidas en el codo durante la inhalación causado por el mal guiado que realiza la corona interior. Este problema se resolvió de manera sencilla en los nuevos diseños. El alargamiento de las aletas en la dirección radial provoca que el flujo salga de la corona hacia el codo menos desordenado, y por tanto se reducen las pérdidas en este elemento. Además, hacer las aletas más largas permite que la curvatura de las mismas sea más suave y el canal de paso entre aletas evolucione de forma más progresiva. Aprovechando esta posibilidad se diseñaron los perfiles de aleta de la M15 y M16.

La reducción de las pérdidas en el codo es importante en los diseños M12 y M15. En la M16 el descenso es menos notable porque el número de aletas es reducido debido a que en la concepción de la corona interior otros factores pesaron más que la reducción de las pérdidas en el codo. Aún así, y a pesar de tener un número más reducido de aletas en la corona interior, las pérdidas en el codo durante la inhalación se reducen respecto a la M8. Por tanto, se puede concluir que el alargamiento de las aletas en la dirección radial es una solución válida para minimizar el problema de pérdidas en el codo.

La propuesta final presenta unas prestaciones superiores a la geometría inicial gracias al diseño novedoso de la corona interior y del rodete. Funcionando en condiciones de flujo sinusoidal el rendimiento medio aumenta un 4-5%, y la energía generada por ciclo se ha incrementado un 20%.

7.4 Trabajos futuros

Esta tesis nació en el seno de una línea de investigación de reciente apertura dentro del Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Valladolid, y es la primera desarrollada en España en el campo de las turbinas OWC.

Actualmente la prioridad del grupo es la construcción de una instalación experimental donde poder desarrollar ensayos de turbinas para sistemas OWC. Para ello, en colaboración con la E.M.I. de la Universidad Mohammed V de Rabat, se está construyendo un banco de ensayos apto para la caracterización experimental de turbinas de impulso radiales. Simultáneamente se están ultimando los detalles de fabricación de un prototipo de una turbina con el diseño propuesto en esta tesis. La realización de ensayos experimentales con esta turbina para validar los resultados numéricos es uno de los objetivos del grupo.

En lo relativo al diseño de la turbina y al estudio plasmado en esta tesis han surgido en el seno del grupo de investigación numerosas ideas prometedoras acerca de cómo optimizar aún más la turbina radial. Las más reseñables se exponen a continuación:

- Inclusión de zunchos para evitar el efecto de las holguras. Esta idea está empezando a desarrollarse a día de hoy y se espera conseguir una mejora importante en el rendimiento de la turbina.
- Nuevos perfiles de álabe.
- Nuevos diseños para la corona interior. Aunque no se ha planteado como una prioridad a corto plazo es indudable que, debido a su importancia, una mayor optimización de la corona interior será objeto de trabajo en el futuro.

Además de la optimización de la turbina existen cuestiones de indudable importancia y que deberán ser abordadas ineludiblemente en el futuro cercano. La interacción cámara-turbina es muy importante, no sólo para el caso concreto de la turbina radial sino para poder realizar comparaciones de binomios cámara-turbina. El grupo de investigación se ha planteado como objetivo el estudio de este fenómeno mediante técnicas CFD y es un frente abierto a día de hoy.

El estudio del ruido generado por la turbina radial es algo que está en la agenda del grupo de investigación porque debido a la configuración de este tipo de máquinas puede convertirse en los mayores inconvenientes que se presenten.

Bibliografía

- Argüelles, K. M. (2005). Ruido aerodinámico tonal radiado por un ventilador axial en campo lejano: mecanismos de generación y propagación del mismo. Tesis Doctoral, Universidad de Oviedo, Área de Mecánica de Fluidos.
- Ballesteros, R., González, J., Fernández, J., & Argüelles, K. (2003). *Técnicas numéricas en Mecánica de Fluidos*. Gijón.
- Barrio, R. (2007). *Carga fluidodinámica en bombas centrífugas por interacción rodete-voluta*. Tesis Doctoral, Universidad de Oviedo, Área de Mecánica de Fluidos.
- Blazek, J. (2001). *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*. Alstom Power Ltd. Elsevier.
- Bocotti, P. (2007a). Comparison between a U-OWC and a conventional OWC. *Ocean Engineering*, 34, 799-805.
- Bocotti, P. (2007b). Caisson breakwaters embodying an OWC with a small opening—Part I: Theory. *Ocean Engineering*, 34, 806-819.
- Bocotti, P., Filianoti, P., Fiamma, V., & Arena, F. (2007c). Caisson breakwaters embodying an OWC with a small opening—Part II: A small-scale field experiment. *Ocean Engineering*, 34, 820-841.
- Brito, A., Gato, L., & Sarmiento, A. (2002). Analysis of Wells turbine design parameters by numerical simulation of the OWC performance. *Ocean Engineering*, 29, 1463-1477.
- Castro, F., el Marjani, A., Rodriguez, M. A., & Parra, T. (2007). Viscous flow analysis in a radial impulse turbine for OWC wave energy systems. *Proceedings of the 7th European Wave and Tidal*. Porto.
- Clemént, A., McCullen, P., Falcao, A., Fiorentino, A., Gardner, F., Hammarlund, K., y otros. (2002). Wave energy in europe: curret status and perpectives. *Renewable Energy and Suitable Energy Reviews*, 6, 405-431.

- CRES. (2002). *Wave energy utilization in Europe: current status and perspectives*. European Commission, Centre for Renewable Energy Sources.
- Curran, R., Stewart, T., & Whittaker, T. (1997). Curran 1997 - Design synthesis of oscillating water column wave energy converters: performance matching. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A. Journal of power and energy*, 211 (6), 489-505.
- E-ON. (2005). *Oscillating Water Column Wave Energy Converter Evaluation Report*. The Carbon Thrust.
- Falcao, A. d., & Justino, P. (1999). OWC wave energy devices with air flow control. *Ocean Engineering*, 26, 1275-1295.
- Fernández, J. M. (2005). *Interacción no estacionaria entre el rotor y el estator en una turbomáquina axial*. Tesis Doctoral, Universidad de Oviedo, Área de Mecánica de Fluidos.
- Gato, L., & Curran, R. (1996). Performance of biplane Wells turbine turbine. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE)*, 118, 210-215.
- Govardhan, M. (2007). Numerical studies on performance improvement of self-rectifying air turbine. *Engineering Applications of Computational Fluids Mechanics*, 1 (1), 57-70.
- Graw, K. (agosto de 1993). Scale 1:10 wave flume experiments on IIT oscillating water column wave energy device.
- Greenpeace. (2005). *Renovables 2050. Un informe sobre el potencial de las energías renovables en España*.
- Herring, S. J., & Laird, G. (2007). A New Test Facility for evaluating turbines for use in OWC power plants. *Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference*. Oporto.
- IDAE. (2005). *Plan España Renovables 2005-2010*. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio.

- Inoue, M., Kaneko, K., Setoguchi, T., & Saruwatari, T. (1988). Studies on the wells turbine for wave energy generation (Turbine characteristics and design parameter for irregular wave). *JSME International Journal*, 31, 676-682.
- Josset, C., & Clément, A. (2007). A time-domain numerical simulator for oscillating water column wave power plants. *Renewable energy*, 32, 1379-1402.
- Kaneko, K., Setoguchi, T., & Raghunathan, S. (1992). Self rectifying turbines for wave energy conversion. *International Journal of offshore and Polar engineering*, 2 (3).
- Kim, T., Takao, M., Setoguchi, T., Kaneko, K., & Inoue, M. (2001a). Performance comparison of turbines for wave energy conversion. *Int. J. Thermal Science*, 40, 681-689.
- Kim, T., Setoguchi, T., & Kaneko, K. (2001b). The optimization of blade pitch settings of an air turbine using self-pitch-controlled blades for wave power conversion. *Journal of Solar engineering*, 123, 382-386.
- Kim, T., Setoguchi, T., Kaneko, K., & Raghunathan, S. (2002a). Numerical investigation on the effect of blade sweep on the performance of Wells turbine. *Renewable Energy*, 23, 235-248.
- Kim, T., Setoguchi, T., Takao, M., Kaneko, K., & Santhakumar, S. (2002b). Study of turbine with self-pitch-controlled blades for wave energy conversion. *International Journal of Thermal Science*, 41, 101-107.
- Maeda, H., Santhakumar, S., Setoguchi, T., Takao, M., Kinoue, Y., & Kaneko, K. (1999). Performance of an impulse turbine with fixed guide vanes for wave energy conversion. *Renewable Energy*, 533-547.
- Mamun, M., Kinoue, Y., Setoguchi, T., Kim, T., Kaneko, K., & Inoue, M. (2004). Hysteretic flow characteristics of biplane Wells turbine. *Ocean Engineering*, 31, 1423-1435.

- Mamun, M. (2006). *The Study on the Hysteretic Characteristics of the Wells Turbine in a Deep Stall Condition*. PhD. Thesis, Saga University, Department of Energy and Material Science.
- Marjani, A. e., Castro, F., Bahaji, M., & Filali, B. (2006). 3D Unsteady Flow Simulation in an OWC Wave Converter Plant. *ICREPO'06*. Palma de Mallorca (Spain).
- Marjani, A. e., Castro, F., Rodríguez, M. A., & Parra, T. (2008). Numerical modelling in wave energy conversion systems. *Energy*, 33, 1246-1253.
- McCormick, M. (1989). A experimental study of the performance of counter-rotating wave energy conversion turbine. *Journal of Energy Resources Technology*, 111, 167-173.
- McCormick, M., & Cochran, B. (1993). A performance study of a bi-directional radial turbine. *Proceedings of the European Wave Energy Symposium*, (págs. 443-448). Edimburgh.
- McCormick, M., Rehak, J., & Williams, B. (1992). An experimental study of a bidirectional radial turbine for pneumatic wave energy conversion. *Mastering the Oceans Through Technology, Vol. 2*, pp. 866-870.
- Mendes, A., & Monteiro, W. (2007). Performance analysis of a model of OWC energy converter in non-linear waves. *EWTEC*. Oporto.
- Muñoz, J. (2007). Optimización de una turbina radial de impulso mediante CFD. Aplicación en sistemas de columna de agua oscilante, OWC. Proyecto fin de carrera, Área de Mecánica de Fluidos, Valladolid.
- Pereiras, B., Castro, C., Marjani, A. e., & Rodríguez, M. (15-20 de Julio de 2008). Radial impulse turbine for wave energy conversion. A new geometry. *Proceedings of the ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE)*.
- Raghunathan, S., Eves, A., Whittaker, T., & Long, A. (1987). The biplane Wells turbine. *Proceedings of the OMAE conference*, (págs. 475-479). Houston.

- Raghunathan, S. (1995). The Wells turbine for wave energy conversion. *Prog. Aerospace Sci*, 31, 335-386.
- Richard, D., & Weiskopf, F. (1986). Studies with, and testing of the McCormick pneumatic wave energy turbine with some comments on PWECS systems. *Proceedings of international symposium on utilization of ocean waves-wave to energy conversion*, (págs. 80-102).
- Setoguchi, T., Kaneko, K., Taniyama, H., Maeda, M., & Inoue, M. (1996). Impulse turbine with self-pitch-controlled guide vanes for wave power conversion: guide vanes connected by links. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, 6 (1).
- Setoguchi, T., Takao, M., Kinoue, Y., Kaneko, K., Santhakumar, S., & Inoue, M. (2000). Study on an Impulse Turbine for Wave Energy Conversion. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, 10 (2), 145-152.
- Setoguchi, T., Santhakumar, S., Takao, M., & Kim, T. (2001a). Effect of guide vane shape on the performance of a Wells turbine. *Renewable Energy*, 23, 1-15.
- Setoguchi, T., Shanthakumar, S., Maeda, H., Takao, M., & Kaneko, K. (2001b). A review of impulse turbines for wave energy conversion. *Renewable Energy*, 23, 261-292.
- Setoguchi, T., Santhakumar, S., Takao, M., & Kaneko, K. (2002). A performance study of a radial impulse turbine for wave energy conversion. *Journal of Power and Energy*, 216 (A1), 15-22.
- Setoguchi, T., Santhakumar, S., Takao, M., Kim, T., & Kaneko, K. (2003a). A modified Wells turbine for wave energy conversion. *Renewable Energy*, 28, 79-91.
- Setoguchi, T., Kinoue, Y., Kaneko, K., Kim, T., & Inoue, M. (2003b). Hysteretic characteristics of Wells turbine for wave power conversion. *Renewable Energy*, 29, 2113-2127.
- Setoguchi, T., & Takao, M. (2006). Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion. *Energy Conversion and Management*, 2382-2396.

- Suzuki, S., & Arakawa, C. (2005). Numerical methods to predict characteristics of oscillating water column for terminator-type wave energy converter. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, 15 (4), 292-299.
- Sykes, R., Lewis, A., & Thomas, G. (2007). A Physical and Numerical Study of a Fixed Cylindrical OWC of Finite Wall Thickness. *Proceedings of the 7th European Wave and Tidal and Energy Conference*. Oporto (Portugal).
- Takao, M., Setoguchi, T., Kaneko, K., Raghunathan, S., & Inoue, M. (2002a). Noise characteristics of turbines for wave power conversion. *Journal of Power and Energy*, 216: Part A, 223-228.
- Takao, M., Setoguchi, T., Kaneko, K., Kim, T., Maeda, H., & Inoue, M. (2002b). Impulse turbine for wave energy conversion with air flow rectification system. *International Journal of Offshore and Polar engineering*, 12 (2), 142-146.
- Takao, M., Fujioka, Y., & Setoguchi, T. (2005). Effect of pitch-controlled guide vanes on the performance of a radial turbine for wave energy conversion. *Ocean Engineering*, 2079-2087.
- Takao, M., Fujioka, Y., Homma, H., Kim, T., & Setoguchi, T. (2006). Experimental study of a radial impulse turbine using pitch-controlled guide vanes for wave power energy conversion. *International Journal of Rotating Machinery*, 1-7.
- Tease, W., Lees, J., & Hall, A. (2007). Advances in Oscillating Water Column Air Turbine development. *Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference*. Oporto (Portugal).
- Thakker, A., & Hourigan, F. (2001). Experimental and CFD Analysis of 0.6m Impulse Turbine with Fixed Guide Vanes. *Proceedings of the Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference*. 1. Stavanger, Norway, June 17-22: ISOPE.
- Thakker, A., Dhanasekaran, T., Takao, M., & Setoguchi, T. (2003a). Effects of the compressibility on the performance of a wave-energy conversion device with an

impulse turbine using a numerical simulation technique. *International Journal of Rotating Machinery*, 9, 443-450.

- Thakker, A., & Dhanasekaran, T. (2003b). Computed effects of the tip clearance on performance of impulse turbine for wave energy conversion. *Renewable energy*, 29, 529-547.
- Thakker, A., & Hourigan, F. (2004a). Modeling and scaling of the impulse turbine for wave power applications. *Renewable Energy*, 29, 305-317.
- Thakker, A., Usmani, Z., & Dhanasekaran, T. (2004b). Effects of turbine damping on performance of an impulse turbine for wave energy conversion under different sea conditions using numerical simulation techniques. *Renewable energy*, 29, 2133-2151.
- Thakker, A., Hourigan, F., Setoguchi, T., & Takao, M. (2004c). Computational fluid dynamics benchmark of an impulse turbine with fixed guide vanes. *Journal of Thermal Science*, 13 (2), 109-114.
- Thakker, A., & Hourigan, F. (2005a). A comparison of two schemes for CFD analysis of the impulse turbine for wave energy conversion. *Renewable Energy*, 30, 1401-1410.
- Thakker, A., & Hourigan, F. (2005b). Computational fluid dynamics analysis of a 0.6 m, 0.6 hub-to-tip ratio impulse turbine with fixed guide vanes. *Renewable Energy*, 30, 1387-1399.
- Thakker, A., & Dhanasekaran, T. (2005c). Experimental and computational analysis on guide vane losses of impulse turbine for wave energy conversion. *Renewable Energy*, 30, 1359-1372.
- Thakker, A., Hourigan, F., Dhanasekaran, T., Henry, M. E., Usmani, Z., & Ryan, J. (2005d). Design and performance analysis of impulse turbine for a wave energy power plant. *International Journal of Energy Research*, 29, 13-16.

- Thakker, A., Dhanasekaran, T., & Ryan, J. (2005e). Experimental studies on effect of guide vane shape on performance of impulse turbine for wave energy conversion. *Renewable Energy*, 30, 2203–2219.
- Thakker, A., & Dhanasekaran, T. (2005f). Computed effects of guide vanes shape on performance of impulse turbine for wave energy conversion. *International Journal of Energy Research*, 29, 1245-1260.
- Thakker, A., & Elhemry, M. (2007a). 3-D CFD analisis on effect of hub-to-tip ratio on performance of an impulse turbine for wave energy conversion. *Thermal Science*, 11 (4), 157-170.
- Thakker, A., & Abdulhadi, R. (2007b). Effect of Blade Profile on the Performance of Wells Turbine under Unidirectional Sinusoidal and Real Sea Flow Conditions. *International Journal of Rotating Machinery, Volume 2007*.
- Thorpe, T. (1999). *A Brief Review of Wave Energy*. The UK Department of Trade and Industry.
- Torresi, M. (2007). Experimental and numerical investigation on the performance of a Wells turbine prototype. *Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Proceedings of the 7th European Wave and Tidal (EWTEC)*. Oporto.
- WAVEGEN. (2002). Research into the further development of the LIMPET shorelinewave energy plant. WAVEGEN.
- Weber, J., & Thomas, G. (2001). An Investigation into the Importance of the Air Chamber Design of an Oscillating Water Column Wave Energy Device. *ISOPE*. Staranger (Norway).
- WEC. (2007). *2007 Survey of Energy Resources*. Wave Energy Council.

Páginas Webs

www.wavedragon.net

www.energy.eu

www.IDAE.es

www.Fluent.com

Anexos

1 ANÁLISIS DE LA PERIODICIDAD

La turbina objeto de este trabajo presenta simetría axial. Realizar las simulaciones sobre un único sector de la máquina permite concentrar la potencia de cálculo disponible y así obtener unos resultados más detallados. Sin embargo, la relación entre el número de aletas de las dos coronas y el número de álabes del rotor no guarda multiplicidad exacta (Tabla 1-1). Este estudio se planteó para determinar la influencia de una pequeña variación en el número aletas sobre los resultados.

El número de álabes se mantuvo constante porque se considera que el rotor es el elemento más determinante de la máquina. El múltiplo más pequeño del número de álabes del rotor es tres, por tanto el mínimo sector para realizar la simulación es 1/17 de la máquina (21.18°). Para lograr que la máquina estuviera compuesta de 17 sectores idénticos, lo que permitiría utilizar condiciones de contorno periódicas, es necesario modificar el número de aletas de las coronas. En la Tabla 1-1 se muestra el cambio en el número de aletas. La corona interior pasó a tener una aleta menos, y la corona exterior tres menos.

Tabla 1-1. Número de álabes y aletas en la geometría real y en la numérica.

| Numero de álabes | | | |
|----------------------------------|------------------------|--------------|------------------------|
| | Corona interior | ROTOR | Corona exterior |
| Geometría real | 52 | 51 | 71 |
| Modelo numérico periódico | 51 | 51 | 68 |
| Sector (1/17) | 3 | 3 | 4 |

Para analizar el efecto del cambio del número de aletas de las coronas se ha realizado un estudio bidimensional. Se realizaron simulaciones considerando la máquina completa con el número de aletas real (52/51/71), y también sobre un dominio periódico con las características indicadas en la Tabla 1-1 (3/3/4).

Las dimensiones y condiciones de contorno de los modelos eran iguales, salvo por la condición de periodicidad impuesta en el modelo periódico. Los saltos de presión para los que se han realizado las simuladas son los mismos en ambos casos.

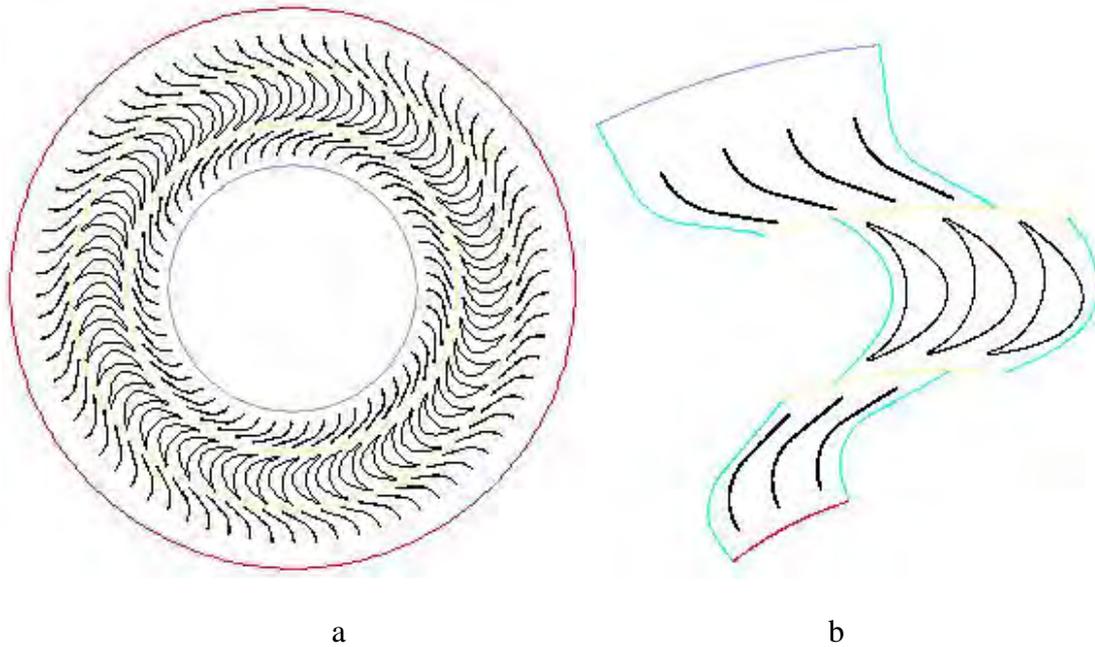


Figura 1-1. a) Dominio completo (52/51/71), b) dominio periódico (51/51/68)

Para comparar los resultados se han empleado los coeficientes adimensionales C_T y C_A . Los resultados se muestran en la Figura 1-2 y Figura 1-3 respectivamente.

En la Figura 1-2 se observa que ambos modelos presentan resultados de C_T muy parecidos.

La Figura 1-3 muestra la evolución del C_A . En este caso la diferencia entre el modelo completo y el modelo periódico, aunque mayor que en el C_T , sigue siendo pequeña. Los resultados de ambos modelos presentan una tendencia y unos valores muy similares.

De los resultados se deduce que realizar una simulación con un dominio periódico apenas afecta a los resultados obtenidos, y teniendo en cuenta el ahorro computacional que supone se considera la mejor opción.

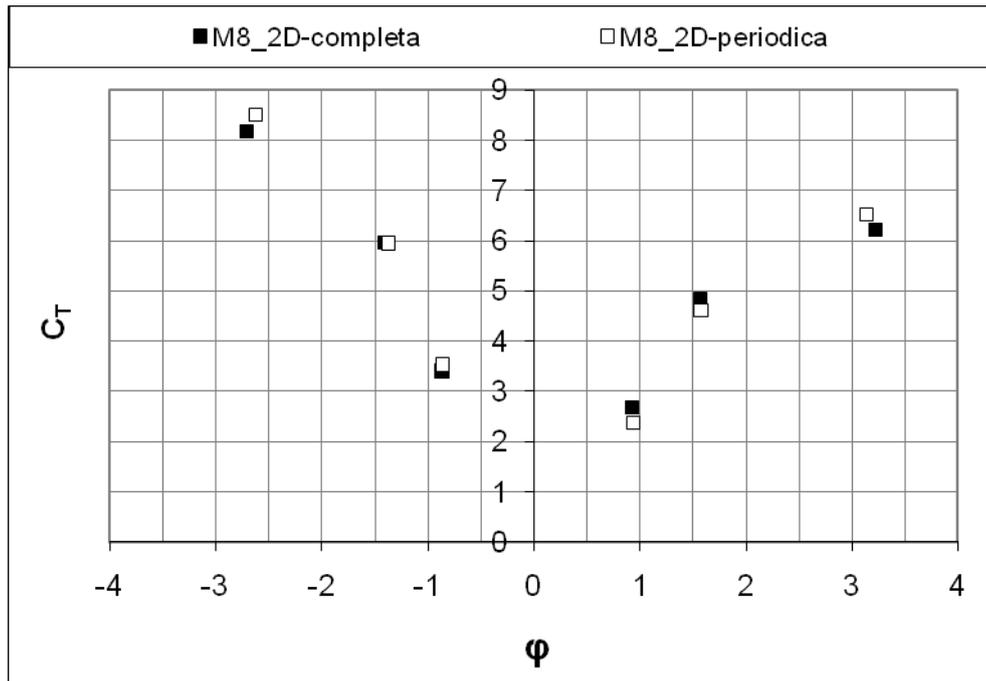


Figura 1-2. Comparación C_T de modelo 2D completo y periódico.

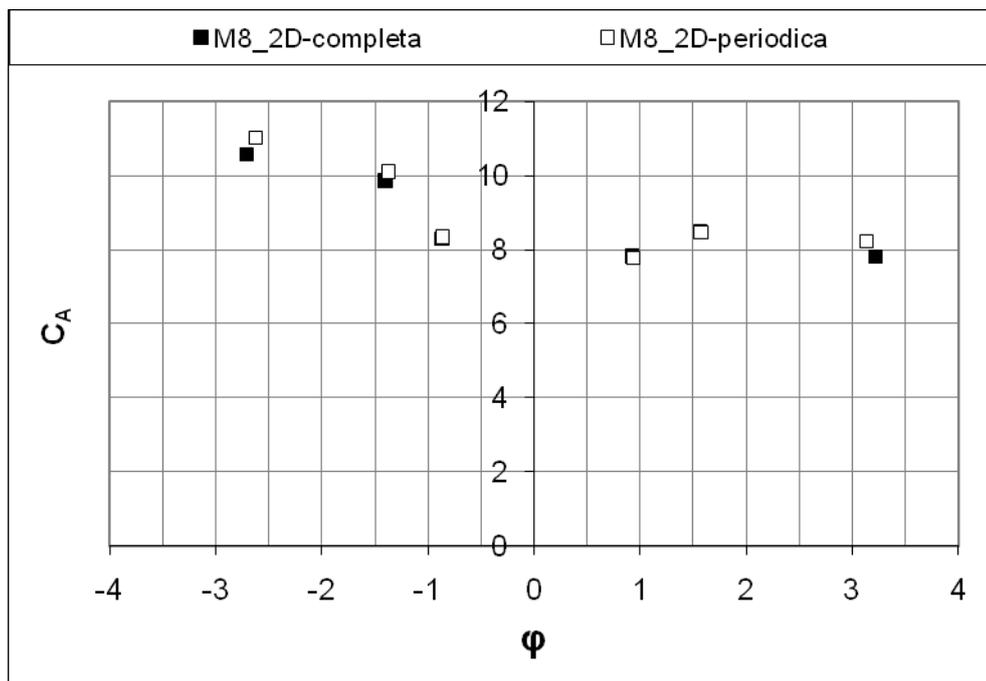


Figura 1-3 Comparación C_A de modelo 2D completo y periódico.

2 METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

2.1 Introducción

Para el desarrollo de esta tesis, debido a la ausencia de instalaciones, no se han realizado ensayos experimentales para contrastar los modelos numéricos. Para solventar este problema se ha trabajado con una geometría de turbina de impulso radial propuesta en la literatura (Setoguchi, y otros, 2002). Esta geometría ha sido objeto de diferentes estudios que están disponibles en la literatura, los resultados de estos trabajos servirán para validar los resultados numéricos.

Este anexo trata de ilustrar al lector de esta tesis sobre las técnicas de ensayo experimental de las turbinas OWC, centrándose en la turbina radial de impulso. Toda la información contenida en este anexo ha sido obtenida de diferentes trabajos sobre turbinas para sistemas OWC que existen en la bibliografía.

El desarrollo de túneles de viento para el ensayo de turbinas bidireccionales ha conducido a distintas posibilidades, las más importantes se presentan en este anexo

Una turbina de un sistema OWC trabaja bajo condiciones de flujo no estacionarias, el flujo varía su magnitud y sentido con el tiempo. Por tanto, y en teoría, es necesario que una instalación experimental sea capaz de simular estas condiciones. Sin embargo, se ha demostrado que la turbina trabaja bajo condiciones cuasi-estacionarias (Inoue, y otros, 1988), lo que permite obtener resultados no estacionarios fiables a partir de los estacionarios. Teniendo esto en cuenta, muchos trabajos experimentales realizan ensayos con instalaciones que trabajan en condiciones estacionarias.

En las instalaciones descritas en este anexo se han ensayado tres tipos de turbinas, turbina Wells, de impulso axial y de impulso radial. En las turbinas axiales, Wells y de impulso, el comportamiento es el mismo en las dos direcciones del flujo porque son simétricas, por lo que el ensayo en una dirección es suficiente y por tanto es posible utilizar un túnel unidireccional. En este anexo se recogen las dos versiones de túnel: unidireccionales y bidireccionales.

A continuación se describen los ensayos realizados y las soluciones constructivas y de instrumentación seguidas por varios investigadores.

2.2 Túneles unidireccionales

Existen dos grupos de investigación que han realizado estudios experimentales con instalaciones de este tipo, uno de ellos está situado en la Universidad de Limerick y el otro en Instituto Superior Técnico de Lisboa (IST). Detalles de estas instalaciones pueden consultarse en (Thakker, y otros, 2001) y (Gato, y otros, 1996) respectivamente. Ambas instalaciones tiene una configuración similar: túnel con ventilador de aspiración. La turbina está situada al principio del túnel, tras ésta, una cámara con un enderezador de flujo, una tobera calibrada, el ventilador y por último una válvula para controlar el flujo. En las páginas siguientes se muestran esquemas de las dos instalaciones.

2.2.1 Instalaciones en la Universidad de Limerick

Configuración del banco

En la Figura 2-1 se muestra un esquema de esta instalación experimental. La entrada al túnel tiene forma de campana para reducir las pérdidas. La turbina se sitúa cerca de la entrada, en un conducto de diámetro 0.6m. El flujo, tras pasar por la turbina, llega a una cámara con un enderezador de flujo cuyo propósito es uniformizar el flujo. Una vez que el flujo ha sido uniformizado es posible realizar medidas de caudal para lo que se utiliza una tobera calibrada. La aspiración del flujo se realiza por medio de un ventilador situado al final de la instalación, y cuya regulación se realiza con una válvula situada en la impulsión del mismo. A fin de disipar la potencia generada durante los ensayos la turbina está conectada a un motor/generador

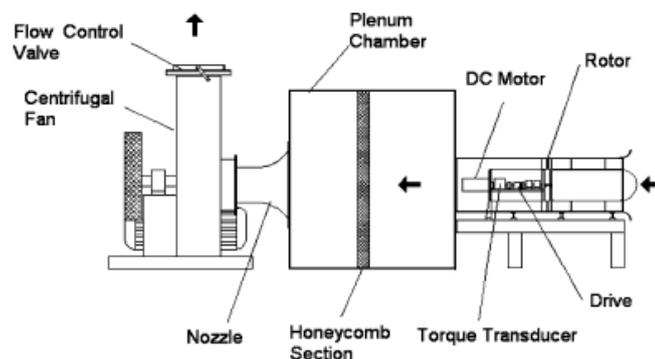


Figura 2-1. Túnel de ensayos unidireccional, Universidad de Limerick (Thakker, y otros, 2001).

En este banco de ensayos el grupo de investigación de la Universidad de Limerick ha ensayado diferentes turbinas, pero todas ellas axiales porque la configuración del banco no permite otro tipo. Existen referencias sobre trabajos experimentales realizados sobre turbinas Wells (Thakker, y otros, 2007b) y turbinas axiales de impulso (Thakker, y otros, 2003b).

Mediciones e Instrumentación

El banco está equipado con diversa instrumentación que permite extraer los datos necesarios para poder determinar los parámetros característicos de la turbina. Las variables más importantes son las siguientes:

- Par generado por la turbina. Se mide a través de un medidor de par situado entre la turbina y el motor/generador. El medidor de par tiene un rango de 0-20 Nm, 0-20000rpm de rango de funcionamiento y una precisión de 0.2% (vibrometer torque trasducer; Model TM 204–208).
- Caudal. Para evaluar el caudal se utiliza la tobera calibrada situada en la aspiración del ventilador. Medidas de presión realizadas con micromanómetros de rango 0-250 mmH₂O y precisión del 1%.
- Salto de presión. Se mide la diferencia de presión entre diferentes puntos para conocer el coeficiente de potencia consumida, e incluso pérdidas en cada uno de los elementos. Medidas de presión realizadas con micromanómetros de rango 0-250 mmH₂O y precisión del 1%.
- Velocidad de rotación. Se controla por medio del motor/generador.
- Velocidades del flujo. Se emplea una sonda de cinco agujeros miniaturizada. Se hacen mediciones en cinco secciones distintas, 40 mm delante y 10 mm detrás del IGv, 10 mm detrás del rotor y 80 mm detrás del OGV. En cada una de estas secciones se realizan once medidas en posiciones radiales equianguladas.

Los resultados de las mediciones se obtienen a través de una tarjeta de adquisición y se procesan con un software gráfico para instrumentos de medida (LabView).

Descripción de los ensayos

El objetivo principal de esta instalación es la realización de ensayos estacionarios. Dichos ensayos se realizan bajo ciertas condiciones que permiten barrer todas las situaciones posibles. Los ensayos se realizan a caudal constante, y para ensayar la máquina a diferentes valores de ϕ se modifica la velocidad de rotación. El control de la velocidad de rotación se realiza por medio del motor/generador.

Para calcular la potencia suministrada por la turbina se tienen en cuenta, de modo estimativo, las pérdidas mecánicas por fricción.

En la Figura 2-2 se muestran, a modo de ejemplo algunos de los resultados obtenidos en esta instalación. En la figura se aprecia que el modelo numérico sobreestima los valores de C_A y C_T , igual que ocurre con el modelo numérico presentado en esta tesis. Este hecho posiblemente no esté relacionado con un error en las medidas de la presión y del par, sino que el error se comete en la medición del caudal.

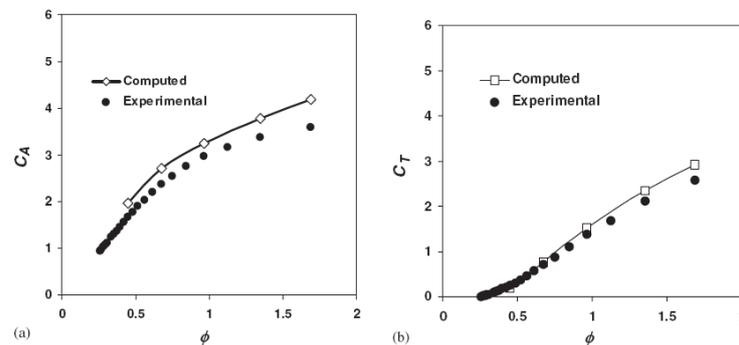


Figura 2-2. Parámetros característicos de una turbina axial de impulso en ensayo estacionario (Thakker, y otros, 2005c).

La principal característica de esta instalación, su unidireccionalidad, es el mayor de sus inconvenientes. Sin embargo, existe la posibilidad de realizar ensayos no estacionarios unidireccionales. Por medio de un flujo sinusoidal unidireccional (Figura 2-3) se puede analizar el comportamiento de la máquina bajo flujo no estacionario. Teniendo en cuenta que las máquinas axiales son simétricas, a partir de estos resultados puede extrapolarse el comportamiento bajo flujo no estacionario bidireccional. Aunque se comete cierto error porque se está despreciando la transición de flujo en inhalación a exhalación.

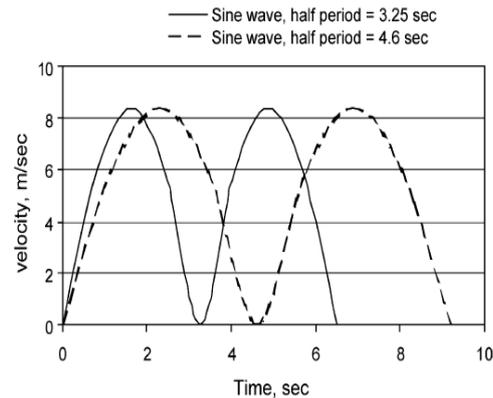


Figura 2-3. Flujo sinusoidal unidireccional para ensayos no estacionarios (Thakker, y otros, 2005c).

2.2.2 Instalaciones en el IST

Configuración del banco

La configuración de este banco (Figura 2-4) es la misma que la del banco de ensayos de la Universidad de Limerick (Figura 2-1).

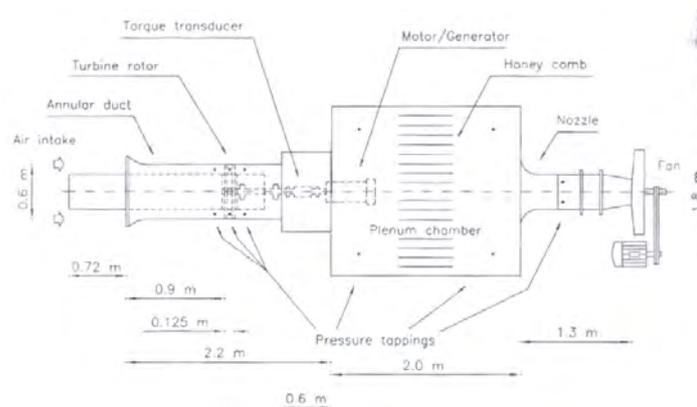


Figura 2-4. Túnel de ensayos unidireccional, IST (Gato, y otros, 1996).

En este caso existen abundantes datos acerca de las cotas geométricas de la instalación, e incluso se definen más concretamente elementos importantes de la instalación como son la cámara y la tobera de medición del caudal. La cámara y la tobera están diseñadas bajo los estándares de la *Air Moving and Conditioning Association* (AMCA).

Los trabajos existentes en la bibliografía sobre investigaciones llevadas a cabo con esta instalación versan sobre diferentes versiones de turbinas Wells.

| | |
|---------------------------|-----------------|
| Longitud tobera | 0.67 m |
| Contracción tobera | 0.8 – 0.4 |
| Dimensiones cámara | 2 x 1.72 x 1.78 |

Mediciones e instrumentación

Las variables básicas a medir son las mismas

- Par generado por la turbina. Se mide a través de un medidor de par situado entre la turbina y el motor/generador. El medidor de par con un rango de 0-40 Nm y una precisión de 0.05%.
- Caudal. Para evaluar el caudal se utiliza la tobera calibrada situada en la aspiración del ventilador. Medidas realizadas con cuatro micromanómetros que barren el rango 0-2 mmH₂O y precisión del 1%.
- Salto de presión. Se mide la diferencia de presión entre diferentes puntos para conocer el coeficiente de potencia consumida, e incluso pérdidas en cada uno de los elementos. Medidas realizadas con cuatro micromanómetros que barren el rango 0-2 mmH₂O y precisión del 1%.
- Velocidad de rotación. Se controla por medio del motor/generador.

En esta instalación no se realizan medidas de la velocidad del flujo en el interior de la turbina.

Para extraer los datos se emplea un sistema de adquisición de datos por ordenador a través de una tarjeta. Este mismo sistema se utiliza en sentido inverso para el control del banco.

Descripción de los ensayos

Se realiza el ensayo a una velocidad angular constante de 2000 rpm. En cada ensayo se modifica el caudal, que se regula mediante una válvula de situada en la salida del ventilador.

Para calcular la potencia suministrada por la turbina se tienen en cuenta las pérdidas mecánicas por fricción. Éstas se estimaron por medio de ensayos realizados sin rotor.

2.3 Túneles bidireccionales

Los túneles bidireccionales son más complejos que los unidireccionales. El hecho de que las turbinas OWC trabajen bajo condiciones de flujo bidireccional no estacionario es la razón que promueve este tipo de instalaciones. En la bibliografía sólo se han encontrado dos modelos de este tipo de túnel, uno de ellos está situado en la Universidad de Saga en Japón (Setoguchi, y otros, 2001a), y el otro ha sido desarrollado recientemente para la Universidad de Cranfield en Inglaterra (Herring, y otros, 2007).

Ambas instalaciones se basan en la misma filosofía pero aplicada de forma diferente. Existe una cámara cuyo volumen se puede variar gracias a un elemento móvil, de esta forma se genera un flujo de aire que circula a través de la turbina.

2.3.1 Instalaciones en la Universidad de Cranfield

Configuración del banco

En la Figura 2-5 se muestra un esquema de la instalación. El banco consta de un conducto modular donde se sitúa la instrumentación y la turbina, y una cámara cilíndrica donde se genera el flujo de aire. La generación de flujo se consigue gracias a una pala giratoria que genera tanto flujo de inhalación como de exhalación dependiendo del sentido de giro.

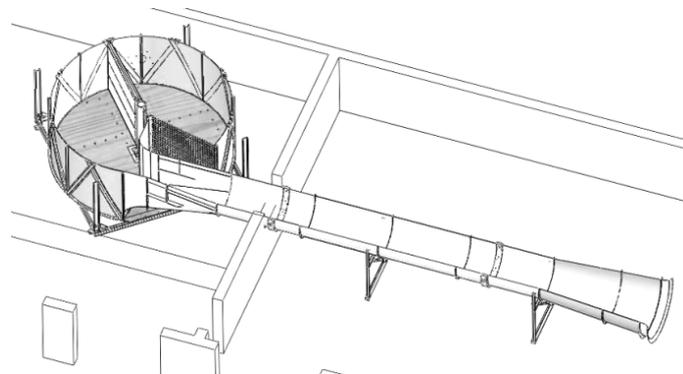


Figura 2-5. Túnel de ensayos bidireccional, Universidad de Cranfield (Herring, y otros, 2007).

| Dimensiones | |
|---|---|
| Diámetro del conducto de ensayos | 0.8m |
| Dimensiones de la cámara | r = 1.65m, altura = 2.4m |
| Características de la pala | Área = 3.76m ² 292° de movimiento de pala |

La pala se acciona por medio de un motor controlado por un PLC. Este motor es capaz de producir flujo bidireccional con perfil trapezoidal de diferentes amplitudes.

Medidas e instrumentación

- Par generado por la turbina. Se mide a través de un medidor de par con un rango de 0-500 Nm y una precisión de 0.05% del rango.
- Caudal. Para evaluar el caudal se utilizan dos anillos calibrados en los cuales se mide presión y temperatura, uno situado aguas abajo y otro aguas arriba de la turbina. En cada uno de los anillos se toman seis medidas de presión y dos de temperatura. Las medidas de presión se realizan por medio de sondas de presión y tubos de pitot. El rango de todos los transductores es de 0-5psi con precisión de 0.05% del rango.
- Saltos de presión. Existen tomas de presión a la entrada/salida de las coronas directrices. La instrumentación es la misma que en la medición de caudal.
- Velocidad de rotación. Se controla por medio del motor/generador.
- Basada en las precisiones de la instrumentación, se puede estimar la eficiencia con un ± 3 % de error

Descripción de los ensayos

Los ensayos pueden realizarse bajo flujo no estacionario con un espectro previamente programado en el movimiento de la pala, y también ensayos estacionarios, aunque estos últimos tienen una duración limitada debido al rango de movimiento de la pala. Existe posibilidad de realizar los ensayos a caudal constante o a velocidad de rotación constante.

Los rangos posibles de las diferentes variables son las siguientes.

| | |
|--------------------------|-----------------------------|
| Caudal | 1.6 – 2.4 m ³ /s |
| Periodo de la ola | 5 – 14 s |
| Reynolds | 2105 |
| Caída de presión | 3 – 5 kPa |
| Potencia | 2 – 4 kW |

2.3.2 Instalaciones en la Universidad de Saga

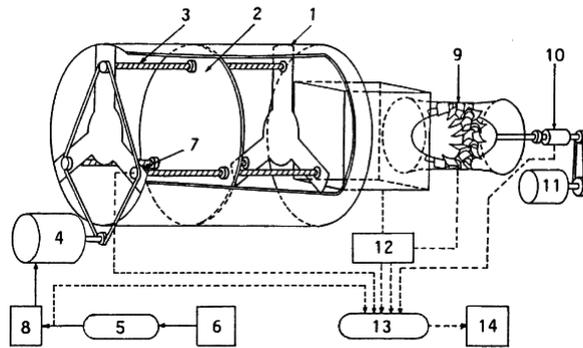
Esta es la instalación sobre la que se realizaron los ensayos experimentales con los que se ha validado el modelo. Por esta razón la descripción es más profunda que en el resto de instalaciones.

Configuración del banco

Un esquema de la instalación se presenta en la Figura 2-6. Esta instalación de ensayos consiste en un gran pistón embebido en un cilindro, este cilindro está conectado a una cámara. De la cámara parte un conducto en el cual se sitúa la turbina de ensayo. El pistón, que se desplaza a través de tres tornillos sin fin gracias a tres tuercas fijas al propio pistón, es el encargado de generar la corriente de aire bidireccional que moverá la turbina. Los tornillos sin fin están accionados por un motor de corriente alterna. El par del motor se transmite a través de una cadena y de una caja de cambios a los tornillos, permitiendo de esta forma variar la velocidad del pistón y por tanto el caudal circulante. La relación de cambio de la caja de cambios y la velocidad del motor están controlados por un computador que permite regular el movimiento del pistón, de forma que se puede generar cualquier flujo deseado, ya sea continuo o fluctuante.

La turbina está acoplada por su eje a un alternador controlado electrónicamente y que permite mantener la velocidad de la turbina constante.

El principal problema de este tipo de instalación es la dificultad de realizar ensayos estacionarios porque la carrera máxima del cilindro a mínima velocidad dura 30s.



| | |
|------------------|-------------------------|
| 1 Wind tunnel | 8 Servo-pack |
| 2 Piston | 9 Turbine |
| 3 Ball-screw | 10 Torque transducer |
| 4 Servomotor | 11 Servomotor-generator |
| 5 D/A converter | 12 Pressure transducer |
| 6 Micro-computer | 13 A/D converter |
| 7 Potentiometer | 14 Micro-computer |

Cilindro:

$$r = 0.7\text{m}$$

Longitud = 1.7 m.

Conducto:

$$r = 0.15\text{ m.}$$

Figura 2-6. Túnel de ensayos bidireccional, Universidad de Saga (Maeda, y otros, 1999).

Medidas e instrumentación

En los diferentes trabajos publicados que utilizan este banco de ensayos se ha encontrado muy poca información acerca de la instrumentación empleada para realizar las mediciones.

- Par generado por la turbina. Se mide a través de un medidor de par que conecta la turbina con el alternador.
- El caudal se determina por dos vías. La primera es el movimiento del pistón, y la segunda es un pitot situado en el conducto de ensayo, entre la cámara y la turbina, a 45 mm de ésta última.

No existen datos sobre la instrumentación utilizada para medir el salto de presión.

Descripción de los ensayos

El hecho de que sea un banco de ensayos de flujo bidireccional permite realizar todo tipo de ensayos. Existen trabajos experimentales publicados sobre turbinas Wells, y de impulso, tanto radiales como axiales.

Los ensayos se realizan a velocidad de rotación constante (controlada por medio del motor/alternador), y variando el caudal (Q) se modifica el valor de ϕ . Se somete al

pistón a un movimiento pre-programado que puede dar lugar a evoluciones de caudal estacionarias, sinusoidales o con un modelo de espectro clásico del oleaje.

A partir de la información obtenida se calculan los parámetros característicos de la turbina: φ , C_A y C_T .

En la Figura 2-7 se presenta de forma esquemática la turbina radial ensayada. La descripción detallada de la geometría de la turbina ha realizado en capítulo 3, por tanto no se volverá a incidir sobre ello en este anexo.

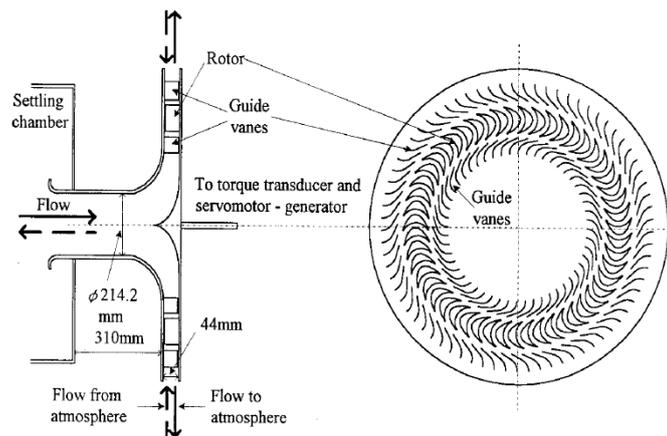


Figura 2-7. Esquema general de la turbina radial ensayada (Setoguchi, y otros, 2002).

Resultados para la turbina de impulso radial e incertidumbre de las medidas

De la referencia (Setoguchi, y otros, 2002) se extraen los resultados experimentales para la turbina estudiada. Estos resultados se presentan en la Figura 2-8 y Figura 2-9 donde se muestran los valores experimentales del C_T y C_A en función de φ .

En las figuras referentes al C_T y C_A se muestran además las curvas de corrección estimadas para tener en cuenta la incertidumbre experimental.

En las referencias (Setoguchi, y otros, 2002) se cifra la incertidumbre del rendimiento en un 1%, pero no se hace mención a la incertidumbre de cada variable de forma independiente. Sin embargo, teniendo en cuenta la metodología de las medidas experimentales se ha estimado una incertidumbre en los resultados de ΔP , T_o y Q .

La incertidumbre de la medida de presión en la cámara para calcular ΔP es pequeña, se ha estimado en $\pm 1\%$. La incertidumbre en la medición de T_o se ha estimado del 1%, aunque podría ser mayor debido a la dificultad de medir valores de par tan pequeños

como los que se registran en estos ensayos. El cálculo de Q se basa en la medición de la velocidad del flujo en la conexión de la entrada axial de la turbina con la cámara. Sin embargo, la realización de una única medida en el centro del conducto es posible que no refleje con exactitud el Q . Esta situación se agrava especialmente durante la inhalación porque, a causa de acción del codo y el mal guiado de la corona interior, el flujo es sumamente desordenado al entrar en el conducto axial y no hay simetría radial. Por tanto, una única medida en el conducto arroja una gran incertidumbre sobre el valor del Q calculado. La incertidumbre en la medida del caudal durante la inhalación se ha estimado en un 6%. Durante la exhalación el flujo circula desde la cámara al conducto de acceso a la turbina. En el paso del flujo desde la cámara al conducto, donde adquiere gran velocidad, se originará turbulencia en el flujo, y en consecuencia la medida de una variable como la velocidad en un solo punto no refleja claramente lo que sucede en esa sección. En este caso el flujo se considera menos turbulento que durante la inhalación y por eso se estima una incertidumbre menor, de un 3%.

Teniendo en cuenta las incertidumbres estimadas para las diferentes variables se han generado las curvas de corrección de C_T presentadas en la Figura 2-8 y Figura 2-9.

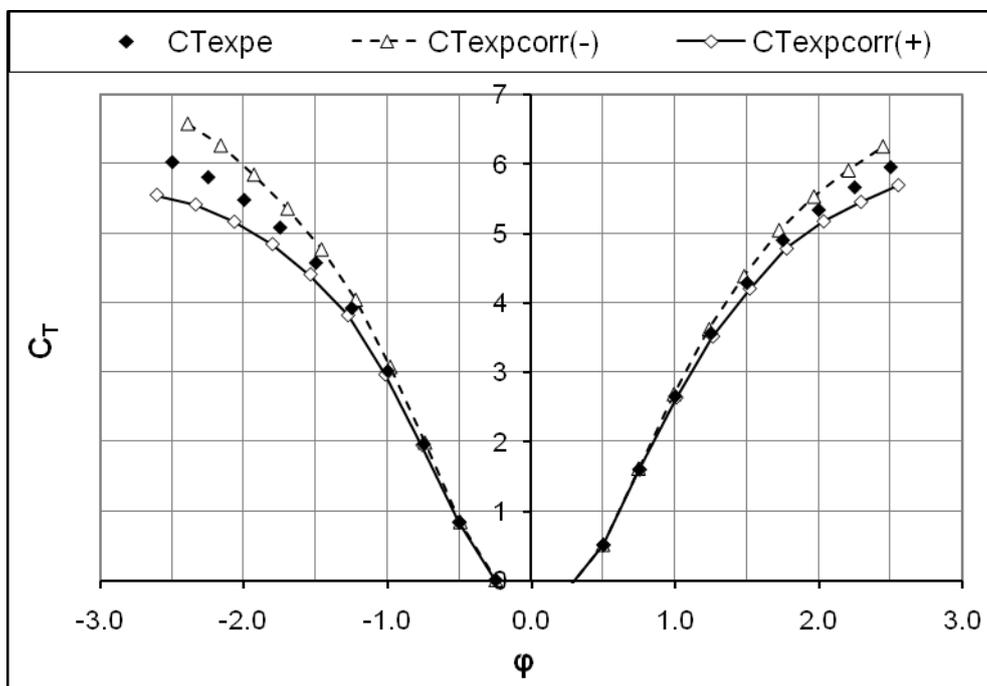


Figura 2-8. Curvas de corrección de C_T de los resultados experimentales.

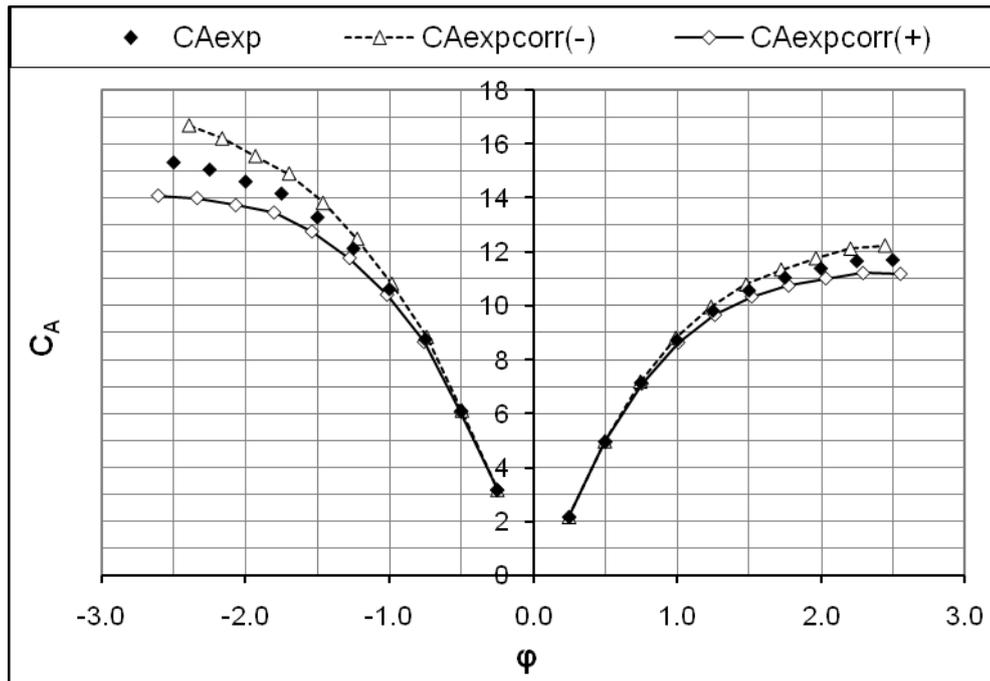


Figura 2-9. Curvas de corrección de C_A de los resultados experimentales.

3 PUBLICACIONES

En este anexo se recogen las publicaciones realizadas con los resultados obtenidos en esta tesis, que han sido dos participaciones en dos conferencias internacionales.

- Pereiras, B., Castro, C., Marjani, A. el., & Rodríguez, M. (15-20 de Julio de 2008). Radial impulse turbine for wave energy conversion. A new geometry. Proceedings of the ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE).
- Pereiras, B., Castro, C., Marjani, A. el., Rodríguez, M. & Santiago, P. (4-8 de Mayo). Radial impulse turbine for an OWC system. 2nd International Network of Offshore Renewable Energy Symposium.

La segunda de las referencias es de una conferencia internacional en la cual se participó por medio de un poster que no se incluye en este anexo, sólo se incluye el abstract.

Proceedings of the ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering
OMAE2008 June 15-20, 2008, Estoril, Portugal

OMAE 2008-57951

RADIAL IMPULSE TURBINE FOR WAVE ENERGY CONVERSION. A NEW GEOMETRY

B. PEREIRAS⁽¹⁾, F. CASTRO⁽¹⁾, A. EL MARJANI⁽²⁾, M.A. RODRIGUEZ⁽¹⁾

⁽¹⁾ Depto. Ingeniería Energética y Fluidomecánica. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad de Valladolid. Paseo del Cauce s/n, E-47011 Valladolid, España, e-mail : castro@eis.uva.es

⁽²⁾ Ecole Mohammadia d'Ingénieurs (EMI), University of Mohammed V Agdal, Labo. de Turbomachines, Av Ibn Sina, B.P. 765 Agdal Rabat, Morocco, e-mail : marjani@emi.ac.ma

ABSTRACT

The Oscillating Water Column system (OWC) is an interesting concept for ocean wave energy extraction. Several kinds of air turbines have been used for pneumatic energy conversion to mechanical energy. The Wells turbine has been used widely in OWC plants. However, as an alternative the self-rectifying turbine called Impulse turbine has been studied during the last years.

We are interested in the radial version of the Impulse turbine, which was initially proposed by McCormick. A former research work aimed to improve the knowledge of the local flow behaviour and the prediction of the performances for this kind of turbine has been carried out using CFD (FLUENT®). The objectives of that work were connected mainly to the elaboration of a suitable 3D model for air flow simulation in a radial Impulse turbine. Model validation was conducted through a comparison with available experimental results.

In the present, the objective is, using the numerical model, to develop a new radial impulse turbine geometry that gets better performances than the original one. This new turbine geometry will be exploited next in a project for an OWC of 250 kW.

In this paper we describe the flow behaviour and the performances of this new turbine. For that, we study the Torque and Input coefficients, the losses and flow direction in the turbine elements.

Key words: Wave Energy, Radial Impulse Turbine, 3D CFD Simulation

NOTATION

| | | | |
|---|---------------------------|---|------------------------------------|
| $A_R = 2\pi r_R h$ | Turbine flow passage area | η | Efficiency of the energy exchange |
| $C_A = \frac{\Delta P_0}{\frac{1}{2} \rho (v_R^2 + U_R^2)}$ | Input coefficient | $\bar{\eta}$ | Average efficiency |
| $C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho (v_R^2 + U_R^2) A_R r_R}$ | Torque coefficient | Λ | Degree of reaction |
| $\varphi = \frac{v_R}{U_R}$ | Flow coefficient | ω | Turbine angular velocity |
| h | Blade length | ζ | Inlet hydraulic losses coefficient |
| P | Pressure | $\zeta = \frac{\Delta P_0}{\frac{1}{2} \rho v_R^2}$ | Losses coefficient |
| Q | Flow rate | ρ | Density |

Proceedings of the ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering
OMAE2008

June 15-20, 2008, Estoril, Portugal

| | | | |
|-----------------------|---------------------------------------|-------------------|--------------------|
| r_R | Mean radius | ψ | Energy coefficient |
| T | Turbine torque | | |
| U_R | Blade speed at r_R | Subscripts | |
| v | Velocity | ATM | Atmospheric |
| $v_R = \frac{Q}{A_R}$ | Mean radial velocity at r_R | CHAM | Chamber |
| w | Relative velocity | o | Total pressure |
| ΔP | Pressure difference | R | Mean radius |
| Φ | Amplitude flow coefficient sinusoidal | s | Static pressure |

INTRODUCTION

During the last decades great R&D efforts have been made in the field of wave energy. Developments are aimed to make exploitation of this kind of energy more efficient and more economical for commercial production. Among the wide variety of wave energy converter systems, the Oscillating Water Column system (OWC) may be considered as a good option. It is a shoreline device and therefore the installation cost is low and also maintenance is easier [1].

An OWC device consists mainly of a submerged air chamber connected to atmosphere by means of a duct where turbine is installed. The bidirectional air flow through the turbine is generated by successive incident sea water waves that compress and decompress the air in the chamber by the periodic motion of the oscillating sea water free surface. This system presents a great advantage for corrosion resistance since there is no contact between mechanical devices and sea water. Hence, costs are moderate.

The turbine has an unidirectional rotation despite changes in air flow direction, such turbines are also called self-rectifying turbines. Several kinds of turbines have been used for pneumatic energy conversion to mechanical energy as described in reference [3]. The Wells turbine was the first choice for all OWC plants built, such as PICO in Azores and LIMPET in Islay (Scotland). However, according to research reported in today's literature, this type of turbine has inherent crucial disadvantages, which are connected to narrow flow rate range for high operating efficiency, severe aerodynamic stalling, compressibility effects due to relative high Mach number in tip blades, high sound level due to high rotational speed, and important oscillating axial thrust. In order to overcome these weak points, an alternative self-rectifying turbine called Impulse turbine has gained more attention during the last decade, [3] and [4]. This turbine is equipped with symmetrical blades whose profile is similar to one of impulse steam turbine used in thermal power plant. As a result of the blades disposition in the rotor, this turbine

can operate as an axial machine or as a radial one, Figure 1. A comparison between Wells and axial Impulse turbines performances can be found in reference [4]. Results reveal that significant improvements in aerodynamic and mechanical characteristics (efficiency, operating rotation, starting etc.) may be reached with the axial Impulse turbine. However, only experimental research have been performed about radial Impulse turbine [5, 6, 7, 8] and more R&D is needed. It is important to note that the radial option has more advantages regarding the reduction of the oscillating axial thrust and the low cost of manufacturing due to the simplicity of blade geometry. Blades are curved only in one plane and no profile adaptation is needed with radius variation as in the axial one.

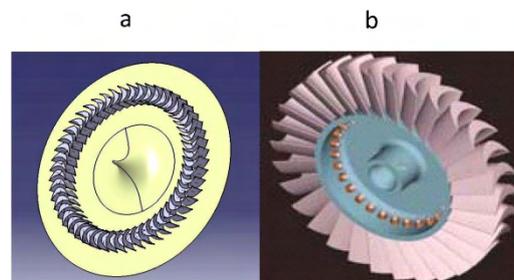


Figure 1: Radial (a) and axial (b) Impulse turbine

We are interested in the radial version of the Impulse turbine, which was initially proposed by McCormick [5]. A research work [9] aimed to improve the understanding of the local flow behaviour and the prediction of the performances for this kind of turbine has been carried out using CFD (FLUENT v6.3). The objectives of that work were connected mainly to the elaboration of a 3D flow model. The model simulates the flow in a radial Impulse turbine. Model validation was conducted through a comparison with available experimental results [6].

In the present study the objective is to develop, using our numerical model, a new radial impulse turbine geometry that gets better performances than the original one. This

**Proceedings of the ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering
OMAE2008**

June 15-20, 2008, Estoril, Portugal

turbine will be exploited next in a project for an OWC of 250 kW.

RADIAL IMPULSE TURBINES SIMULATION

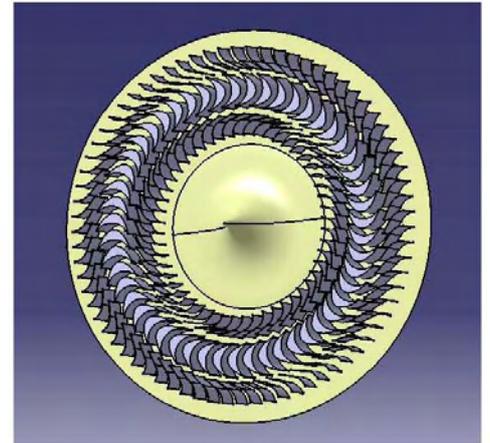
Few studies have been reported in the literature for the radial Impulse turbine. Setoguchi et al. [6] have performed the first research of a radial Impulse turbine. A test facility was designed in order to test a small model of turbine both in inward (inhalation) and outward (exhalation) flow direction. Tests are performed for various flow rates, also the influence on performances of setting angle of the inner and the outer guide vanes was examined in that study. In the same context, a recent more complete experimental study was conducted by Takao et al. [7, 8] with the objective of improving turbine efficiency by controlling the pitch angle of inner and outer guide vanes. Results reveal that turbine efficiency around 40 % has been reached for some configurations. Both preceding researches underline the importance of guide vanes geometry on the turbine performances. However, aspect of design optimisation was not envisaged in these studies by regarding the influence of others parameters such as blades solidity, blades form and curvature, clearance effects, etc. Note that these effects are difficult to analyse experimentally, but with numerical simulations, it is possible to realize a complete turbine performance optimization with lesser efforts.

In [9] a numerical model to predict flow features in a self-rectifying radial Impulse turbine was presented. In order to validate the numerical model, the turbine geometry considered by Setoguchi et al. [6] was used, in ahead this turbine geometry will be denominated M8 turbine, Figure 2a. This is equipped with a single rotor of symmetrical blades (R), one row of inner guide vanes (IGV) and one row of outer guide vanes (OGV). Details of the turbine geometry characteristics and dimensions can be found in the reference [6]. The main geometrical characteristics are briefly indicated in table 1. The Reynolds number, based on blade chord, reaches a value of $6 \cdot 10^4$, as mentioned in [6].

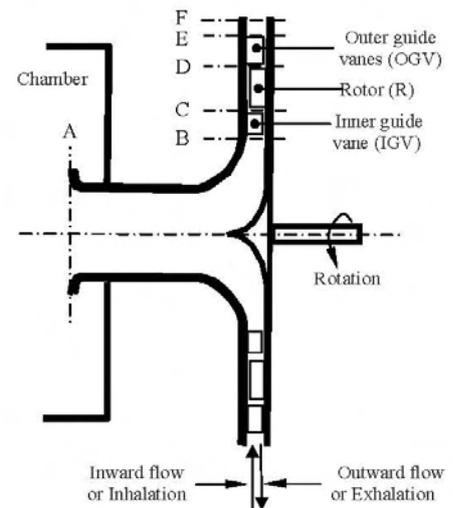
Table 1 M8 turbine geometrical characteristics

| | Blade number | Chord length | Solidity | Setting angle |
|------------------|--------------|--------------|----------|---------------|
| Inner guide vane | 52 | 50 mm | 2.29 | 25° |
| Rotor | 51 | 54 mm | 2.02 | Case (1) [6] |
| Outer guide vane | 73 | 50 mm | 2.28 | 25° |

The flow simulation is based on the use of the commercial software FLUENT v6.3®. This code uses the finite volume numerical method to solve the Navier-Stokes equations on a hexaedrical unstructured grid. Since the geometry includes rotating component, the sliding mesh technique was used to manage the relative movement between the rotor and the stator of the turbine.



a)



b)

Figure 2 : Single stage of radial Impulse turbine [6]

The flow model solves the incompressible fluid conservation equations by using a segregated solver. The realizable k-ε turbulence model was used with standard wall function. The time dependent term is approximated with a first order implicit scheme. The pressure-velocity coupling is performed through the SIMPLE algorithm. The highest order MUSCL scheme has been used for convection terms discretization and the classical central differences approximations for diffusion terms.

The flow characteristics description is conducted by solving equations in the three-dimensional turbine geometry. However, in order to reduce variable storage and to improve

Proceedings of the ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering
OMAE2008

June 15-20, 2008, Estoril, Portugal

the numerical accuracy, we have reduced the 3D calculation domain to a small angular sector with periodic boundaries as depicted in figure 3.

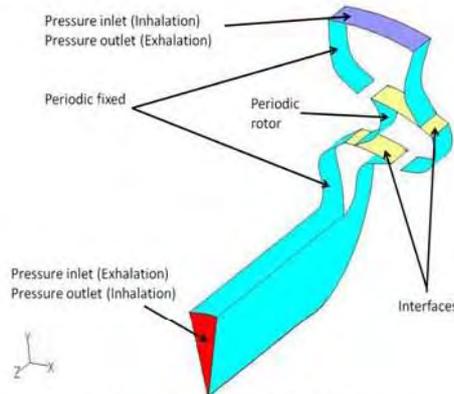


Figure 3: 3D calculation domain

The real operation of the turbine is unsteady, the magnitude and the direction of air flow varies in the time. Nevertheless, the time scale of the waves is much greater than the residence time through the turbine and a quasi-steady behaviour of the turbine can be supposed. Therefore, the boundary conditions will remain constant in each simulation, although the model is unsteady since the relative position between the rotor and the guide vanes varies with time. The boundary conditions are those indicated in the table 2. The flow rate is adjusted by modifying the chamber pressure value.

Table 2 Boundary conditions

| | Inlet | Outlet | Wall |
|------------|--------------------------------------|---|----------|
| Exhalation | Section A. Uniform total pressure | Section F. Uniform static pressure | Non slip |
| Inhalation | Section F. Uniform total pressure | Section A. Radial equilibrium pressure | Non slip |

Grid independence tests were carried out for the M8 turbine geometry. Table 3 shows the relative difference in the results (exhalation, $\Delta p = 750\text{Pa}$). Therefore it was decided to use the grid of 332.000 cells to save computed time.

Table 3 Mesh influence

| Cells number | φ | C_T | C_A |
|---------------------|-----------|---------|--------|
| 332.000 | 1.3193 | 3.4431 | 10.660 |
| 900.000 | 1.3196 | 3.6340 | 10.656 |
| 1.700.000 | 1.3157 | 3.7512 | 10.695 |
| Max. Difference [%] | 0.2912 | 3.22661 | 0.3611 |

GEOMETRY MODIFICATIONS

In [9] the characteristics of the air flow within the M8 turbine are studied. It concludes that important losses of energy exist in the elbow and in the guide vanes, mainly during the exhalation. Therefore, the modifications made in the M8 turbine geometry are directed to diminish these losses. In this new geometry, from now on the M12 turbine, the inner guide vanes angles have been modified, the inner guide vanes length has been increased and the relative position of the rotor blades has been modified. The figure 4 shows the differences between the two geometries. The outer guide vanes geometry is the same and is not represented in M12. The geometry of inner guide vanes has changed, the vanes are larger and the outer angle is 35. The main changed in M12 with respect M8 is the rotor. The blade profile is the same but its position is different, the blade is spun 16 degrees, so that the inner and outer angles are different.

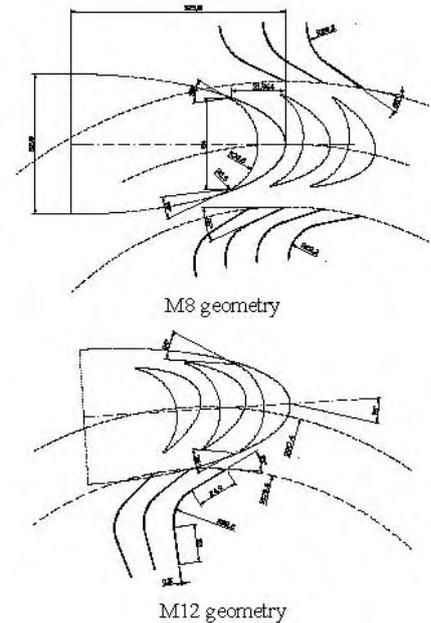


Figure 4: Turbine geometries

RESULTS AND DISCUSSION

The global characteristics corresponding to M8 turbine and those of the new geometry are compared in the figure 5. The positive flow rate coefficients correspond to the exhalation while the negative ones to the inhalation.

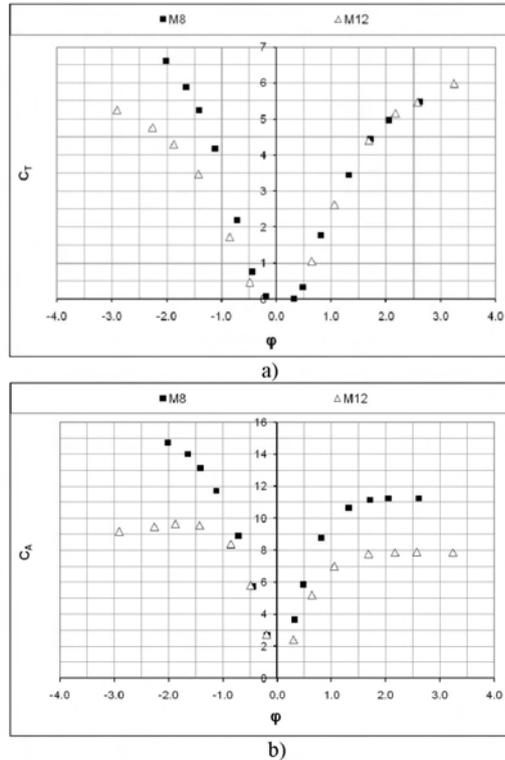


Figure 5: Torque and input coefficients

For exhalation, the torque coefficient is similar for both designs, but the input coefficient is much lower in the case of the new design M12. This means that for the same flow coefficient the losses are smaller. For inhalation, both the torque and the input coefficients are lower for M12.

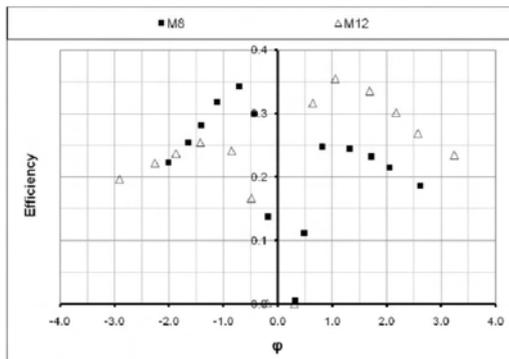


Figure 6: Turbine efficiency

In the figure 6 the turbine efficiency is shown. It is observed that M12 yield a better efficiency than M8, except for inhalation at low flow rate. The turbine will work at non-steady flow, then the average efficiency is better for M12 in most of the sea states, as we will show later.

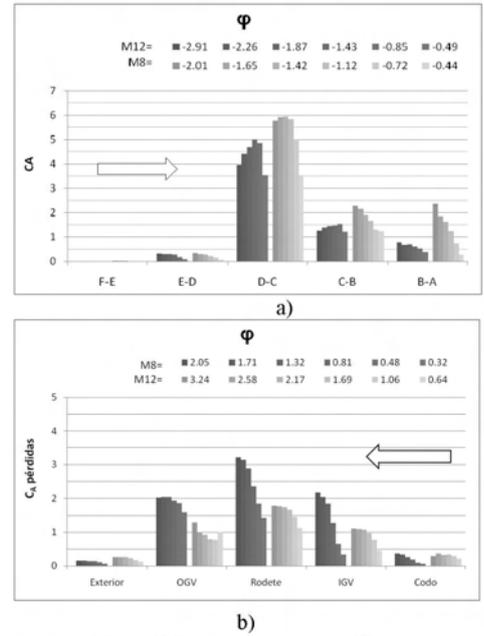


Figure 7: Turbine energy repartition

Total pressure variation indicates losses in fixed components or energy transferred in rotating one. The dimensionless input coefficient C_A has been used to evaluate total pressure drop separately in the following components according to the reference sections showed in figure 2b:

- Flow channel located between sections F and E.
- Outer guide vanes (OGV) located between sections E and D.
- Rotor (R) located between sections D and C.
- Inner guide vanes (IGV) located between sections C and B.
- Duct and elbow located between sections B and A.

Energy loosed in fixed components and energy transferred to the rotor are showed in figure 7 a) and 7 b) for inhalation and exhalation operation respectively. Its percentages are displayed in figure 8.

Observation of the figure 7 a) and 8 a) leads to the following remarks for inhalation:

- The outer guide vanes (ED) have the same geometry in M8 and M12, therefore they have the same flow behaviour
- In the rotor (section DC) the M12 behaviour is different with respect to the M8. The C_A registered in this element is on account of two factors: the energy exchanged and the losses. The absolute C_A in the M8 is greater, there are more torque and losses. However the rotor of M12 absorbs, for the highest flow coefficient, an energy percentage greater, 8%. Therefore the efficiency will rise up.

- Behaviour of the losses in the elbow (BA). In the initial geometry, M8, the losses depended strongly of the flow rate and they were caused by a bad guidance of the inner guide vanes [9]. Nevertheless in M12, the vanes are longer so the guidance is far better. Therefore the losses in the elbow are reduced.

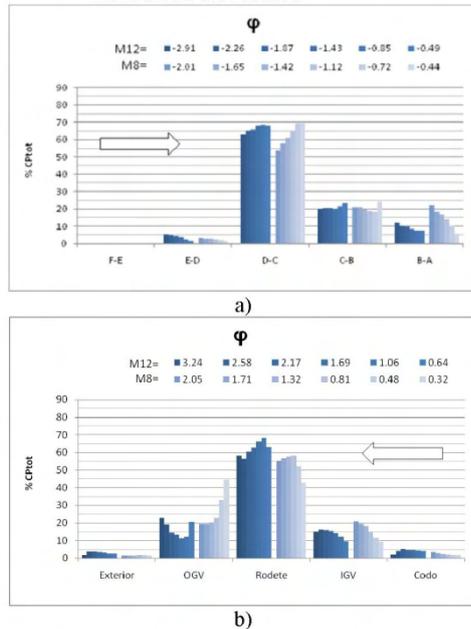


Figure 8: Turbine energy repartition

Observation of the figure 7 b) and 8 b) leads to the following remarks for exhalation:

- There is also an important reduction of the losses in the inner guide vanes (CB).
- In the rotor although the absolute value of C_A is reduced, the percentage of exchange energy is greater in a 10%, which will result in a better efficiency of the whole machine.
- The C_A gets to be, in M12, minor of 50% that in M8 in the outer guide vanes (ED). The geometry of the outer guide vanes is the same one in both models, so the reason of the losses reduction comes from the previous element, that is to say, the rotor. The new geometry of the rotor blades guides better the flow toward the guide vanes.

LOSSES COEFFICIENT IN THE FIXED ELEMENTS

To study the energy losses in fixed elements we used the losses coefficient ζ . This coefficient is the relation between the total pressure difference in an element and the representative dynamic pressure in that element. Figures 9a and 9b displays the same data but on different scale to be able to appreciate the differences between the elements with the lowest coefficients.

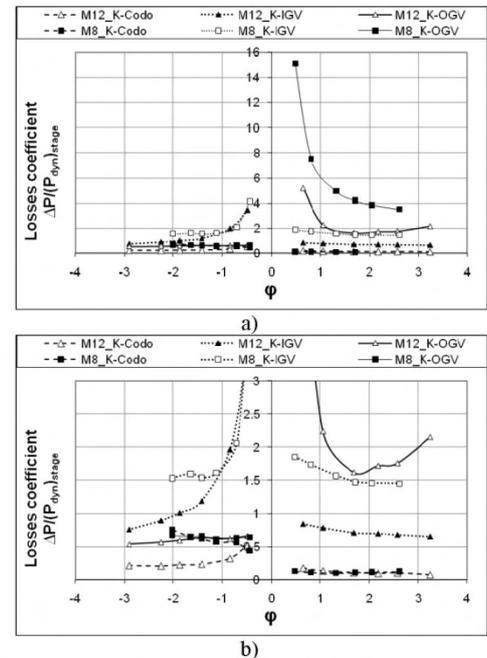


Figure 9: Losses coefficient

In the figure 9a) is observed that in exhalation, the losses coefficient of the outer guide vanes (D-E) are the biggest, and for M8 and M12 have the same tendency. However it is appreciably smaller in the M12. The difference is very big for small flow rate coefficients. In the figure 9b) is observe the coefficient during inhalation. The results are very similar.

In the inner guide vanes, as much in inhalation as in exhalation, the two curves have the same tendency, the M8 displays a coefficient that is the double that the one of the M12.

ENERGY EXCHANGED INSIDE THE ROTOR

Energy exchanged inside the rotor is characterized by Net and Euler energy coefficients. These coefficients are calculated from the velocity field as following:

- For Euler's energy coefficient, it was considered the fundamental turbomachinery Euler' relation for theoretical energy exchange from the momentum variation between the entrance and the exit of the rotor by using the relation:

$$\Psi_{Euler} = \frac{(U \cdot v_u)_{Inlet} - (U \cdot v_u)_{Outlet}}{U_R^2} \quad (1)$$

- For net energy coefficient, it was considered the effective variation of total pressure between the entrance and the exit of the rotor by using the relation:

$$\Psi_{Net} = \frac{(P_0)_{Inlet} - (P_0)_{Outlet}}{\rho U_R^2} \quad (2)$$

In the figure 10 both energy coefficients are compared. In both cases, inhalation and exhalation, the energy available to be extracted by the rotor, represented by the net coefficient, is higher in M8.

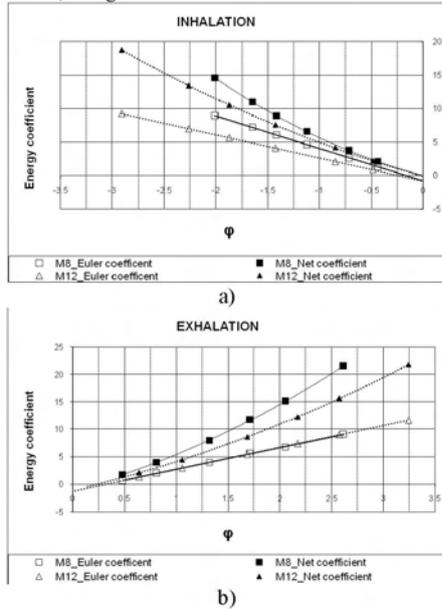


Figure 10: Rotor energetic characteristics

In inhalation the Euler coefficient is lower in M12. The difference is due to the change in the rotor geometry, this change does that the tangential velocity in section C is smaller in M12, which affect in the M12 Euler coefficient doing it smaller.

In exhalation both geometries get similar values of Euler coefficient. However M8 presents more losses, so that M12 has a better energy exchange.

To illustrate better these effects, we have calculated losses coefficient and the efficiency for energy exchange in the rotor as following:

- The losses coefficient is determined by applying the Bernoulli' relation for relative movement between the entrance and the exit of rotor blades as indicated below:

$$\xi_{Losses} = \frac{1}{\frac{1}{2} \rho v_R^2} \left\{ \left(p_s + \frac{1}{2} \rho \cdot w^2 - \frac{1}{2} \rho U^2 \right)_{Inlet} - \left(p_s + \frac{1}{2} \rho \cdot w^2 - \frac{1}{2} \rho U^2 \right)_{Outlet} \right\} \quad (3)$$

- Efficiency of the energy exchange in the rotor is calculated by using the relation :

$$\eta_{Rotor} = \frac{\Psi_{Euler}}{\Psi_{Net}} \quad (4)$$

Results are depicted in figure 11a) for losses coefficient and figure 11b) for rotor efficiency. It can be observed that

the losses coefficient, both in inhalation and in exhalation mode, is bigger for M8 except at low flow coefficients in inhalation. This result is normal owing to the fact that the rotor aerodynamic is better in M12. However, results obtained for efficiency reveal that high energy exchange occurs in inhalation mode for M8, with a maximum efficiency value of 70 % for a flow coefficient of about 3/4. However in exhalation the best efficiency is for M12. In addition, it can be noted that the highest differences exist particularly at low flow rate operations.

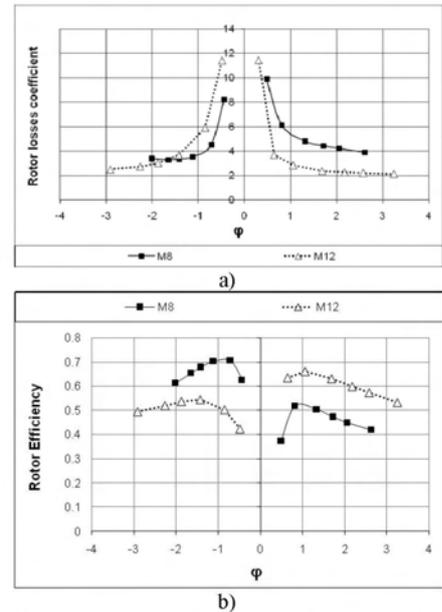


Figure 11: Losses coefficient and efficiency of rotor.

It is important to mention here that turbine efficiencies, reported in figure 6 and experimental studies [6, 7, 8] show maximum value of 40 %. This is enough low if it is compared to efficiency calculated only in the rotor. That means that important losses occur as well as in the other parts of the turbine such as the guide vanes (IGV and OGV) and the inlet and outlet regions. Therefore, more investigations and analysis are needed in order to minimize losses in these components.

FLOW BEHAVIOUR ANALYSIS

In the following the flow inside the turbine will be studied. This will be made through the analysis of the flow angles in the sections pointed out in figure 2b). We will compare the flow direction with the direction marked by turbine elements: vanes and blades. In the sections that imply only to fixed elements, sections B and E, the studied angle is the absolute one (α). While in the sections that delimit the rotor (C and D) the angle relative to the rotor (β) is also studied, figure 12. The angles α^* and β^* are the geometrical angles of vanes and blades.

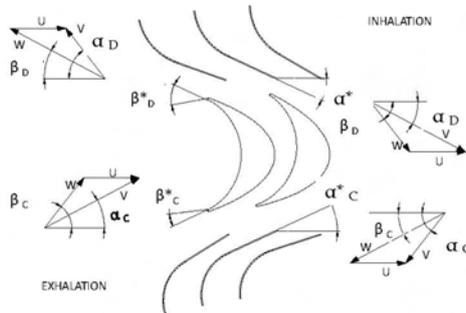


Figure 12: Flow angles (β , α) and geometry angles (β^* , α^*)

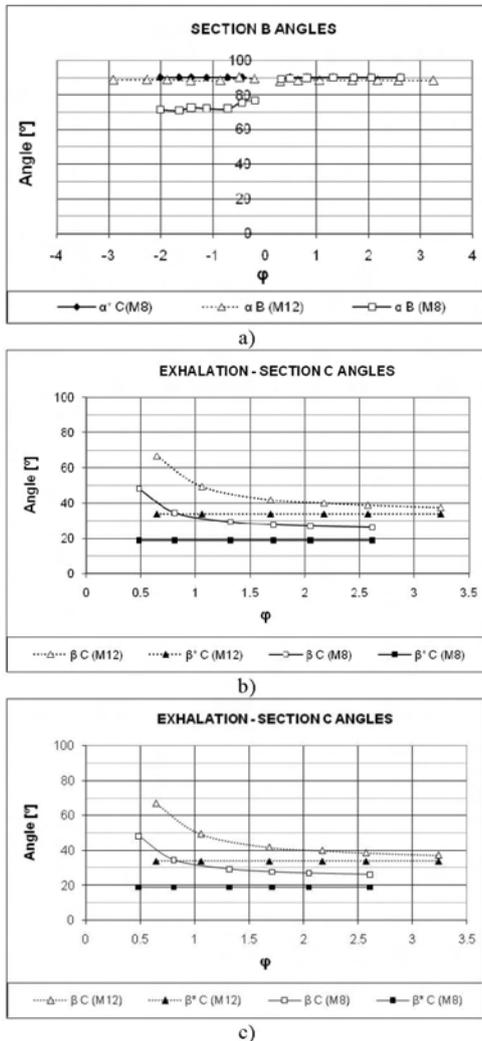


Figure 13: Flow angles

Section B

Inhalation:

It is important to stand out that in the case of the M12 section B is inside the inner guide vane. Therefore, it is to hope that the guidance made by the M12 in inhalation is far better than the one made by the M8. This can be verified in Figure 13a) where there is a difference of 15° in the angle of the flow, for all the range of flow rates. This corroborates what it had been speculated on the M8, that the guidance of the inner guide vanes during inhalation was very deficient.

Exhalation:

The vanes are radial, so they do not have influence.

Section C

Inhalation:

In the figure 13b) the inhalation situation is shown. The flow from the rotor does not enter the inner guide vanes with a direction so adapted as it does in M8 geometry, there is an angle difference between 5 and 50°, and while in the M8 is between -2 and 27°. The difference is very remarkable and this will cause that for M12 there will be flow detachment at leading edge of inner guide vanes. Nevertheless, the losses coefficient to the inner guide vanes is lower, Figure 9, it is possible to be said that these losses by detachment are little important with respect to another type of losses that there are in the inner guide vanes.

Exhalation:

In the figure 13c) is shown the exhalation situation. In M12 the flow direction is very well adapted to leading edge angle of the rotor blade.

Section D

Inhalation:

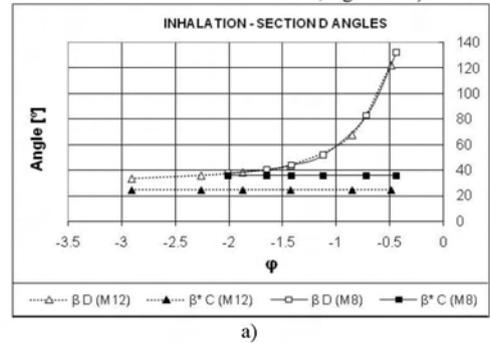
In figure 14a) appears that relative flow going into the rotor is well adapted to the setting angle in the case of M8. In the M12 there is a minimum difference of 14°.

Exhalation:

In the figure 14b) it appears that the absolute flow angle and the vanes setting angle are coincident to the M12 geometry. For the M8 there is a difference of 30°.

Section E

There are no differences between the M8 and M12 so the behaviour of both turbines is similar, figure 13c).



Proceedings of the ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering
OMAE2008

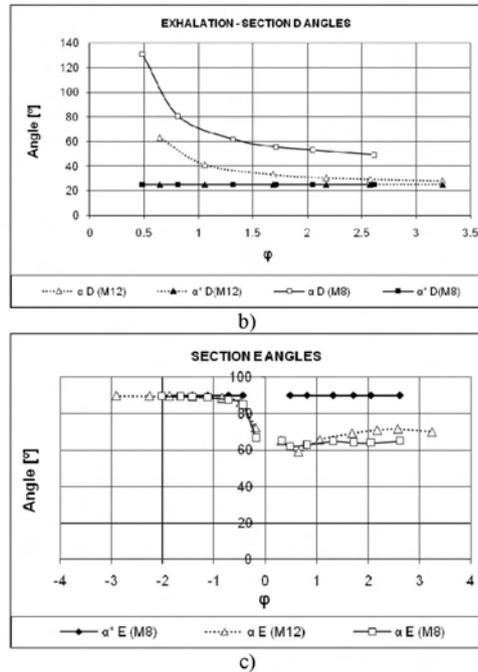


Figure 14: Flow angles

TURBINES CHARACTERISTICS IN SINUSOIDAL OSCILLATING FLOW

Numerical computation was conducted with the flow coefficient ϕ varying sinusoidal with time, with an amplitude of Φ and a frequency of 0,1 Hz. Mean efficiency and flow coefficient Φ are defined as:

$$\bar{\eta} = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T T_0 \omega dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta P Q dt} \quad (5)$$

$$\phi = \Phi \sin(\omega t) \quad (6)$$

$$\Phi = \frac{V_o}{U_R} \quad (7)$$

where V_o is the amplitude and ω is the frequency.

Mean efficiency, $\bar{\eta}$, in sinusoidal oscillating flow is presented in figure 15 for the models M8 and M12. As can be seen, although the stationary efficiency of M12 is not always bigger (small values of ϕ in inhalation), the efficiency of M12 is only lower in calmer sea states.

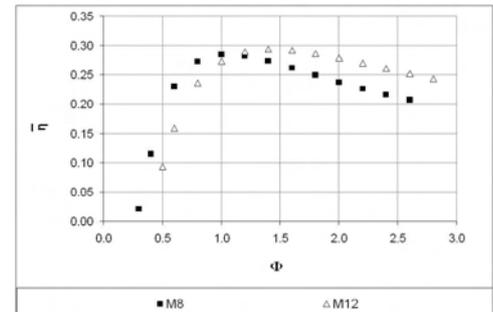


Figure 15: M12 versus M8 in sinusoidal oscillating flow

CONCLUSIONS

A new geometry for a radial impulse turbine has been studied. A numerical model for studying the flow features has been used.

The new proposed geometry, M12, presents much less losses in fixed elements because there is less flow separation in the inlet of these elements. Moreover, losses in the inner guide vanes and the elbow, which are associated to the vanes geometry, have been reduced in an important percentage by enlarging them.

The worse behavior of the rotor in M12 at low flow rates in inhalation is compensated in exhalation, and it has been shown that the medium efficiency under sinusoidal flow conditions is higher in the new geometry except in calmer sea states.

Taking all of this into account, it can be said that the new geometry is a better design.

Results reveal that significant improvements in aerodynamic and mechanical characteristics (efficiency, operating rotation, starting etc.) may be reached with a new geometry of impulse turbine.

ACKNOWLEDGEMENTS

We mention here that these researches are conducted as part of the common project between Fluid Mechanic and Turbomachinery research teams respectively of the University of Valladolid (Spain) and the University of Mohammed V-Agdal (Morocco) for the development of a project based on an OWC converter plant. This project is a PCI of the Agencia Española de Cooperación Internacional.

REFERENCES

- [1]. A. F. de O. FALCÃO : "R&D Requirements for Fixed Devices", WaveNet, Results from the work of the European Thematic Network on Wave Energy, March 2003.
- [2]. A. EL MARJANI, F. CASTRO RUIZ, M. BAHAJI, B. FILALI : "3D Unsteady Flow Simulation in an OWC Wave Converter Plant", ICREPQ'06, 5-7 April 2006, Palma de Mallorca, Spain.
- [3]. T. SETOGUCHI, M. TAKAO : "Current Status of Self Rectifying Air Turbines for Wave Energy Conversion", Energy Conversion and Management 47 5 2006, 2382-2396.

**Proceedings of the ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering
OMAE2008**
June 15-20, 2008, Estoril, Portugal

- [4]. T-H. KIM, M. TAKAO, T. SETOGUCHI, K. KANEKO, M. INOUE: "Performance Comparison of Turbines for Wave Power Conversion", *Int. J. Thermal Science* (2001) 40, pp. 681-689.
- [5]. M. E. McCORMICK, J. G. REHAK, B. D. WILLIAMS : "An Experimental Study of a Bidirectional Radial Turbine for Pneumatic Wave Energy Conversion", *Proceeding of Mastering the Oceans Through Technology (OCEANS '92)*, Vol. 2, pp. 866-870, New Port, RI, USA, October 1992.
- [6]. T. SETOGUCHI, S. SANTHAKUMAR, M. TAKAO, K. KANAKO : "A Performance Study of a Radial Turbine for Wave Energy Conversion", *J. of Power and Energy*, Vol 216 (2002), Part A, pp. 15-22.
- [7]. M. TAKAO, Y. FUJIOKA, T. SETOGUCHI : "Effect of Pitch-Controlled Guide Vanes on the Performance of a Radial Turbine for Wave Energy Conversion", *Ocean Engineering* 32 (2005) 2079-2087.
- [8]. M. TAKAO, Y. FUJIOKA, H. HOMMA, T-W. KIM, T. SETOGUCHI : "Experimental Study of a Radial Turbine Using Pitch-Controlled Guide Vanes for Wave Power Conversion", *Int. J. of Rotating Machinery*, Vol. 2006, Article ID 1739, pp. 1-7.
- [9]. F. CASTRO, A. EL MARJANI, M.A. RODRIGUEZ, M.T. PARRA "Viscous Flow analysis in a radial impulse turbine for OWC wave energy system" 7th European Wave and Tidal Energy Conference, Porto 2007.

2nd International Network of Offshore Renewable Energy Symposium
Edinburgh, 4-8/May/2008

RADIAL IMPULSE TURBINE FOR WAVE ENERGY CONVERSION. A NEW GEOMETRY

B. PEREIRAS ⁽¹⁾, F. CASTRO ⁽¹⁾, A. EL MARJANI ⁽²⁾, M.A. RODRIGUEZ ⁽¹⁾, P. SANTIAGO ⁽¹⁾

⁽¹⁾ Depto. Ingeniería Energética y Fluidomecánica. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales.
Universidad de Valladolid. Paseo del Cauce s/n, E-47011 Valladolid, España, e-mail :
castro@eis.uva.es

⁽²⁾ Ecole Mohammadia d'Ingénieurs (EMI), University of Mohammed V Agdal,
Labo. de Turbomachines, Av Ibn Sina, B.P. 765 Agdal Rabat, Morocco, e-mail :
marjani@emi.ac.ma

ABSTRACT

Several kinds of air turbines have been used for pneumatic energy conversion to mechanical energy in Oscillating Water Column plants (OWC). The Wells turbine has been used widely, however, according to researches reported in today's literature, this type of turbine has inherent crucial disadvantages, which are connected to narrow flow rate range for high operating efficiency, severe aerodynamic stalling, compressibility effects due to relative high Mach number in tip blades, high sound level due to high rotational speed, and important oscillating axial thrust. In order to overcome these weak points, an alternative self-rectifying turbine called Impulse turbine has gained more attention during the last decade.

We are interested in the radial version of the Impulse turbine, which was initially proposed by McCormick 1992. The first step of our research work was aimed to improve the knowledge of the local flow behaviour and the prediction of the performances for this kind of turbine. We developed a 3D model for air flow simulation in a radial Impulse turbine using CFD (FLUENT®). The model validation was conducted through a comparison with available experimental results (Setoguchi et al 2001). With the 3D model, we study the torque and input turbine coefficients, as well as the losses and flow direction in its elements. Also numerical computation was conducted with the flow coefficient varying sinusoidal with time to get the mean efficiency $\bar{\eta}$.

The flow behaviour study concludes that important losses of energy exist in the guide vanes and rotor, mainly during the exhalation. Therefore, the modifications made in the Setoguchi's turbine geometry are directed to diminish these losses. In this new geometry, the guide vanes profile has been modified, the inner guide vanes length has been increased and the rotor profile has been modified too. Results reveal that significant improvements in aerodynamic and mechanical characteristics (efficiency, operating rotation, starting etc.) may be reached with this new geometry of impulse turbine. This new turbine geometry will be exploited next in a project for an OWC of 250 kW.