



UNIVERSIDAD DE VALLADOLID



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**MODELADO CFD DE TURBINAS DE EJE
VERTICAL PARA APROVECHAMIENTO
DE CORRIENTES FLUVIALES**

Autora:

Pérez Domínguez, Raquel

Tutora:

Parra Santos, María Teresa

Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica

Valladolid, 2019

A mis padres y a mi hermano,

RESUMEN

El presente Trabajo Fin de Grado pretende contribuir al desarrollo de las energías renovables y consiste en el análisis mediante dinámica de fluidos computacional (CFD) de turbinas de eje vertical, que permitan obtener energía eléctrica aprovechando las corrientes fluviales.

El desarrollo de este estudio se realiza mediante el software *Ansys Fluent* y se centra en la metodología seguida para la construcción de un modelo numérico transitorio en 2D de un hidrogenerador tipo H-Darrieus, con tres álabes, usando perfiles NACA 0020.

La metodología para la obtención de dicho modelo radica en la discretización del espacio computacional, en el establecimiento de las condiciones de contorno, propiedades fluidas, algoritmos de resolución, modelos de turbulencia y resolución temporal.

Se calcula la curva característica de funcionamiento de la turbina mediante análisis transitorio y se describe el patrón de flujo en las condiciones de diseño.

Adicionalmente se modifican algunos parámetros característicos del modelo como el grado de solidez o la intensidad turbulenta, en busca de una mejora en el comportamiento del hidrogenerador.

Por último, se comparan los resultados obtenidos con otros estudios experimentales.

Palabras clave: Energía renovable, Rotor tipo H-Darrieus, Turbina de corriente de agua, Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).

ABSTRACT

The aim of the present work is to contribute to the development of the renewable energy sources by a computational fluid dynamics (CFD) analysis applied to vertical axis turbines, in order to obtain electrical energy from river flows.

The current study is developed using *Ansys Fluent* software and it is focused on the methods followed to build a 2D numerical transient model of the three-bladed H-Darrieus hydro generator based on NACA 0020 profiles.

The methodology is based on the discretization of computational space, on the boundary conditions, fluid properties, resolution algorithms, turbulence models and temporal resolution.

The characteristic curve of the turbine is calculated by transient analysis and the flow pattern is described under the design conditions.

Additionally, some characteristic parameters of the model are modified, such as the degree of solidity or the turbulent intensity, in order to improve the behavior of the hydrogenerator.

Finally, the results obtained are compared with other experimental studies.

Key words: Renewable energy, H-Darrieus rotor, Water stream turbine, Computational Fluid Dynamics (CFD).

AGRADECIMIENTOS

Quizá esta sea la página más difícil de redactar del trabajo fin de grado, debido a que no se puede expresar por escrito toda la gratitud que siento hacia las personas que me han apoyado a lo largo de estos años.

En primer lugar, me gustaría agradecer a mis padres la educación que me han brindado. También y no menos importante, quiero subrayar su cariño y comprensión durante este trayecto, al igual que la ilusión que me han infundido en los momentos más difíciles.

En segundo lugar, quiero mencionar a mi hermano Rubén, agradecer su ayuda y dejar constancia de que siempre ha confiado en mí y ha sido un ejemplo a seguir.

A parte de a ellos tres, deseo agradecer al resto de mi familia y hacer una especial alusión a mis dos abuelos, Emilio y Honorio que, aunque no se encuentren entre nosotros, su recuerdo siempre seguirá vivo en nuestros corazones.

Por otro lado, me gustaría agradecer a los docentes del área de Mecánica de Fluidos, pertenecientes al departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica y en especial, a María Teresa Parra Santos. Deseo exponer mi admiración hacia su persona y agradecer su conocimiento, paciencia y amabilidad.

También estimo necesario mencionar a mis compañeros de universidad y amigos y darles las gracias por su apoyo y por los buenos momentos que me han regalado en estos años.

Por último, recordar que aparte de los conocimientos técnicos, lo que he adquirido en esta etapa universitaria es el afecto y ayuda de muchas personas que han hecho este trabajo posible.

¡Muchas gracias a todos vosotros!

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	3
1.1. PRESENTACIÓN	3
1.2. MARCO TEÓRICO DEL PROYECTO	4
1.2.1. Situación energética actual.....	4
1.2.2. Dispositivos.....	4
1.2.3. Turbinas eólicas	5
1.2.4. Tipos de turbinas eólicas.....	6
1.2.5. Turbinas hidráulicas.....	11
1.2.6. Tipos de turbinas hidráulicas	12
1.2.7. Turbina a estudio.....	12
1.3. JUSTIFICACIÓN.....	13
1.4. ANTECEDENTES.....	13
1.5. OBJETIVOS	14
1.6. ESTRUCTURA DE LA MEMORIA.....	15
2. MODELO	19
2.1. MODELO GEOMÉTRICO	19
2.1.1. Perfil aerodinámico.....	20
2.1.2. Parámetros geométricos.....	23
2.1.3. Parámetros adimensionales.....	24
2.2. MODELO NUMÉRICO	25
2.2.1. Discretización espacial	26
2.2.2. Condiciones de contorno	28
2.2.3. Propiedades del fluido	29
2.2.4. Controles de solución y modelos de resolución.....	29
2.2.5. Modelos de turbulencia.....	31
2.2.6. Monitores.....	32
2.2.7. Resolución temporal.....	32
3. RESULTADOS	35
3.1. CURVA CARACTERÍSTICA.....	35
3.2. PATRÓN DE FLUJO EN CONDICIONES DE DISEÑO	37
3.2.1. Contornos de presión.....	38
3.2.2. Vectores de velocidad	44
3.2.3. Contornos de vorticidad	46
3.2.4. Contornos de turbulencia.....	49

3.3.	ANÁLISIS DE LA VALIDEZ DE LOS RESULTADOS.....	51
3.4.	SENSIBILIDAD DE LA MALLA.....	54
3.4.1.	Curva característica de los diferentes refinados.....	55
3.4.2.	Comparativa de curvas características	57
3.4.3.	Elección de la malla.....	58
4.	ESTUDIO PARAMÉTRICO.....	61
4.1.	INFLUENCIA DEL GRADO DE SOLIDEZ EN HIDROGENERADORES	61
4.2.	CURVA CARACTERÍSTICA PARA GRADO DE SOLIDEZ 0,5	62
4.2.1.	Comparativa de curvas características en función del grado de solidez	63
4.3.	PATRÓN DE FLUJO EN LAS CONDICIONES DE DISEÑO PARA GRADO DE SOLIDEZ 0,5.....	64
4.3.1.	Contornos de presión.....	66
4.3.2.	Contornos de vorticidad	69
4.3.3.	Contornos de disipación de energía turbulenta.....	71
4.3.4.	Comparativa del patrón de flujo en las condiciones de diseño en función del grado de solidez.....	73
4.4.	INFLUENCIA DE LA INTENSIDAD TURBULENTO EN HIDROGENERADORES	74
4.5.	CURVA CARACTERÍSTICA PARA INTENSIDAD TURBULENTO DEL 10%	75
4.6.	PATRÓN DE FLUJO EN LAS CONDICIONES DE DISEÑO PARA INTENSIDAD TURBULENTO DEL 10%	76
5.	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	81
5.1.	Comparativa con estudios anteriores.....	81
5.2.	Conclusiones	82
5.3.	Trabajos futuros	84
	BIBLIOGRAFIA	87
	ANEXO 1. INFORME DEL CASO ANSYS FLUENT	89

INDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Reparto de la cobertura de la demanda en electricidad de la península española [REE, 2017].....	4
Figura 1-2 Granja de aerogeneradores terrestre [https://elperiodicodelaenergia.com]	6
Figura 1-3 Granja de aerogeneradores marinos [https://elperiodicodelaenergia.com].....	7
Figura 1-4 Rotor Savonius [Alonso-2016].....	8
Figura 1-5 Rotor Darrieus [http://opex-energy.com].....	8
Figura 1-6 Rotor H-Darrieus [https://www.green-mechanic.com].....	9
Figura 1-7 Rotor H-Darrieus helicoidal [https://www.quora.com].....	9
Figura 1-8 Aerogenerador Windside [http://opex-energy.com]	10
Figura 1-9 Aerogenerador sin hélices [https://www.renovablesverdes.com]	11
Figura 1-10 Sistema Wind Tree [http://www.diariodeleon.es]	11
Figura 2-1 Sistema de referencia [Fernández-2016].....	20
Figura 2-2 Fuerzas en un perfil alar [http://www.manualvuelo.com]	20
Figura 2-3 Características de un perfil alar [http://www.despegamos.es]	22
Figura 2-4 Perfil NACA 0020.....	23
Figura 2-5 Dominio computacional del modelo numérico [Pérez-2016]	26
Figura 2-6 Mallado del dominio computacional completo.....	27
Figura 2-7 Mallado de la corona.....	27
Figura 2-8 Mallado de un álabe.....	28
Figura 3-1 Curva característica de la turbina con perfiles NACA 0020 con 170 Kc.....	35
Figura 3-2 Curvas características de diferentes tipos de turbinas [https://www.evwind.com]	36
Figura 3-3 Contornos de presión (Pa) para el caso A (30°, 150°, 270°).....	38
Figura 3-4 Contornos de presión (Pa) para el caso B (60°, 180°, 300°).....	39
Figura 3-5 Contornos de presión (Pa) para el caso C (90°, 210°, 330°).....	39
Figura 3-6 Contornos de presión (Pa) para el caso D (120°, 240°, 0°)	40
Figura 3-7 Presión respecto a la posición de los álabes para el caso A (30°, 150°, 270°) ..	42
Figura 3-8 Presión respecto a la posición de los álabes para el caso B (60°, 180°, 300°)..	42
Figura 3-9 Presión respecto a la posición de los álabes para el caso C (90°, 210°, 330°)..	43
Figura 3-10 Presión respecto a la posición de los álabes para el caso D (120°, 240°, 0°) .	43
Figura 3-11 Vectores de velocidad (m/s) para el caso A (30°, 150°, 270°)	44
Figura 3-12 Vectores de velocidad (m/s) para el caso B (60°, 180°, 300°)	45
Figura 3-13 Vectores de velocidad (m/s) para el caso C (90°, 210°, 330°)	45
Figura 3-14 Vectores de velocidad (m/s) para el caso D (120°, 240°, 0°)	46
Figura 3-15 Contornos de vorticidad (1/s) para el caso A (30°, 150°, 270°).....	47
Figura 3-16 Contornos de vorticidad (1/s) para el caso B (60°, 180°, 300°).....	47
Figura 3-17 Contornos de vorticidad (1/s) para el caso C (90°, 210°, 330°).....	48
Figura 3-18 Contornos de vorticidad (1/s) para el caso D (120°, 240°, 0°).....	48
Figura 3-19 Contornos de disipación de energía turbulenta (1/s) de energía turbulenta para el caso A (30°, 150°, 270°)	49
Figura 3-20 Contornos de disipación de energía turbulenta (1/s) para el caso B (60°, 180°, 300°).....	50
Figura 3-21 Contornos de disipación de energía turbulenta (1/s) para el caso C (90°, 210°, 330°).....	50
Figura 3-22 Contornos de disipación de energía turbulenta (1/s) para el caso D (120°, 240°, 0°).....	51
Figura 3-23 Coeficiente de momento instantáneo para $w=5$ rad/s.....	52

Figura 3-24	Valor del y^+ para $w=5$ rad/s.....	53
Figura 3-25	Coefficientes de potencia instantáneo y promedio para $w=5$ rad/s.....	53
Figura 3-26	Coefficientes de potencia para los distintos mallados.....	55
Figura 3-27	Curva característica de la turbina tras el refinado 1.....	56
Figura 3-28	Curva característica de la turbina tras el refinado 2.....	57
Figura 3-29	Comparativa de las curvas características.....	57
Figura 4-1	Curva característica de la turbina con perfiles NACA 0020 con 260 Kc solidez 0,5.....	63
Figura 4-2	Comparativa de las curvas características para grado de solidez 0,4 y 0,5.....	64
Figura 4-3	Contornos de presión (Pa) para el caso A (30° , 150° , 270°) solidez 0,5.....	66
Figura 4-4	Contornos de presión (Pa) para el caso B (60° , 180° , 300°) solidez 0,5.....	66
Figura 4-5	Contornos de presión (Pa) para el caso C (90° , 210° , 330°) solidez 0,5.....	67
Figura 4-6	Contornos de presión (Pa) para el caso D (120° , 240° , 0°) solidez 0,5.....	67
Figura 4-7	Contornos de vorticidad (1/s) para el caso A (30° , 150° , 270°) solidez 0,5.....	69
Figura 4-8	Contornos de vorticidad (1/s) para el caso B (60° , 180° , 300°) solidez 0,5.....	69
Figura 4-9	Contornos de vorticidad (1/s) para el caso C (90° , 210° , 330°) solidez 0,5.....	70
Figura 4-10	Contornos de vorticidad (1/s) para el caso D (120° , 240° , 0°) solidez 0,5.....	70
Figura 4-11	Contornos de disipación de energía turbulencia (1/s) para el caso A (30° , 150° , 270°) solidez 0,5.....	71
Figura 4-12	Contornos de disipación de energía turbulencia (1/s) para el caso B (30° , 150° , 270°) solidez 0,5.....	71
Figura 4-13	Contornos de disipación de energía turbulencia (1/s) para el caso C (90° , 210° , 330°) solidez 0,5.....	72
Figura 4-14	Contornos de disipación de energía turbulencia (1/s) para el caso D (120° , 240° , 0°) solidez 0,5.....	72
Figura 4-15	Curva características de la turbina con perfiles NACA 0020 con 170 Kc, solidez 0,4, $I=5\%$ e $I=10\%$	75
Figura 4-16	Contornos de presión (Pa) para el caso D (120° , 240° , 0°) solidez 0,4 e $I=10\%$	77
Figura 4-17	Contornos de vorticidad (1/s) para el caso D (120° , 240° , 0°) solidez 0,4 e $I=10\%$	77
Figura 4-18	Contornos de disipación de energía turbulencia (1/s) para el caso D (120° , 240° , 0°) solidez 0,4 e $I=10\%$	78
Figura 5-1	Comparativa de las curvas características para distintos grados de solidez: 0,4, 0,42 y 0,5.....	81

INDICE DE TABLAS

Tabla 1-1 Ventajas e inconvenientes de la energía eólica	5
Tabla 1-2 Ventajas e inconvenientes de la energía hidráulica.....	12
Tabla 2-1 Parámetros geométricos del perfil NACA 0020	23
Tabla 2-2 Parámetros geométricos del perfil NACA 0020	26
Tabla 2-3 Propiedades del fluido de trabajo	29
Tabla 2-4 Controles de solución	30
Tabla 2-5 Modelos de resolución	31
Tabla 3-1 Valores característicos de la curva de la turbina de estudio.....	37
Tabla 3-2 Time steps para determinadas posiciones	38
Tabla 3-3 Análisis de intradós o extradós según la posición en cada instante del álabes ...	41
Tabla 3-4 Resumen de las características de los diferentes mallados	54
Tabla 3-5 Resumen de los coeficientes para los distintos refinados.....	54
Tabla 3-6 Valores característicos de la curva de la turbina tras el refinado 1	55
Tabla 3-7 Valores característicos de la curva de la turbina tras el refinado 2	56
Tabla 3-8 Valores característicos de la curva de la turbina tras el refinado 2	58
Tabla 4-1 Parámetros geométricos del perfil NACA 0020 solidez 0,5	62
Tabla 4-2 Valores característicos de la curva de la turbina de estudio solidez 0,5.....	62
Tabla 4-3 Time steps para determinadas posiciones solidez 0,5	65
Tabla 4-4 Escala del patrón de flujo para grado de solidez 0,4 y 0,5	65
Tabla 4-5 Análisis de intradós o extradós según la posición en cada instante del álabes ...	68
Tabla 4-6 Valores característicos de la curva de la turbina de estudio para $I=10\%$	76

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1. INTRODUCCIÓN	3
1.1. PRESENTACIÓN	3
1.2. MARCO TEÓRICO DEL PROYECTO	4
1.2.1. Situación energética actual	4
1.2.2. Dispositivos	4
1.2.3. Turbinas eólicas	5
1.2.4. Tipos de turbinas eólicas	6
1.2.5. Turbinas hidráulicas	11
1.2.6. Tipos de turbinas hidráulicas	12
1.2.7. Turbina a estudio	12
1.3. JUSTIFICACIÓN	13
1.4. ANTECEDENTES	13
1.5. OBJETIVOS	14
1.6. ESTRUCTURA DE LA MEMORIA	15

1. INTRODUCCIÓN

A lo largo del siguiente capítulo se expone el objeto de este Proyecto Fin de Grado, así como su marco teórico, su justificación y los precedentes de éste. También se introducen los conceptos fundamentales que se van a tratar a lo largo de la memoria.

1.1. PRESENTACIÓN

La humanidad siempre ha necesitado una fuente de energía para lograr su prosperidad. Esta necesidad ha obligado a la población a desarrollar diferentes tecnologías energéticas para su supervivencia y desarrollo. La principal de éstas, es la energía eléctrica, que se ha convertido en el pilar del desarrollo industrial de todos los países y parte importante del desarrollo social.

Actualmente la sociedad se enfrenta a un aumento del consumo energético. Para abastecer el crecimiento de la demanda se hace uso principalmente de combustibles fósiles, que tienen como inconveniente su escasez y la contaminación que producen.

Debido a estos dos grandes problemas, se debe concienciar a la población sobre un consumo responsable de energía y a la vez, buscar formas de energía más respetuosas con el medio ambiente.

Las energías renovables son la ayuda más efectiva para reformular el sistema energético actual. Se obtienen de fuentes consideradas como inagotables en la naturaleza, es decir, que se encuentran en gran cantidad o se regeneran lo suficientemente rápido. Dentro de las energías renovables, las más importantes son las siguientes: eólica, mareomotriz, geotérmica, hidráulica, solar, biomasa y biocombustibles.

El presente trabajo pretende contribuir al desarrollo de las energías renovables centrándose en el progreso de la energía hidráulica, analizando mediante dinámica de fluidos computacional (CFD) turbinas de eje vertical, que permitan obtener energía eléctrica aprovechando las corrientes fluviales.

Este proyecto también está relacionado con la energía eólica debido a que la turbina que se ensaya es una turbina que típicamente funciona con aire, aunque en el presente estudio, el fluido de trabajo es el agua.

1.2. MARCO TEÓRICO DEL PROYECTO

1.2.1. Situación energética actual

A pesar de la introducción de fuentes de energía renovables, las centrales térmicas siguen siendo la fuente principal de energía en el mundo.

En particular, en España, la producción de electricidad durante 2017 tiene el reparto indicado en la Figura 1-1 [REE, 2017].

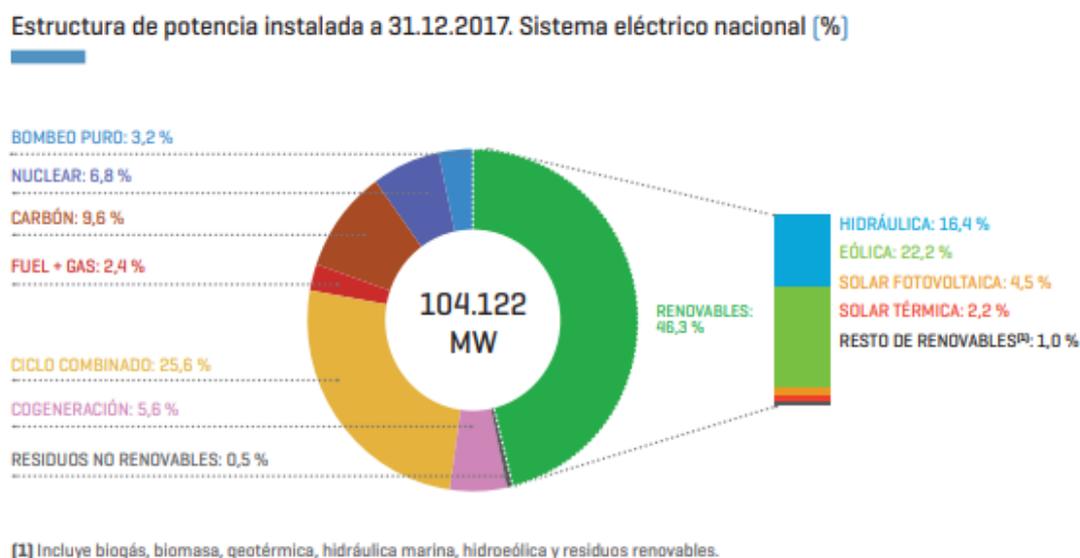


Figura 1-1 Reparto de la cobertura de la demanda en electricidad de la península española [REE, 2017]

El total de la potencia instalada era de 104.122 MW el día 31 de diciembre de 2017, suponiendo un total de energía eléctrica generada de 262.645 GWh. De estos últimos, el 32,2 % corresponde a una generación energética mediante energías renovables.

Se aprecia que las fuentes renovables más empleadas en el territorio nacional son la energía eólica y la energía hidráulica. Por este motivo, este estudio se centra en la generación de energía eléctrica a partir de agua como medio fluido.

1.2.2. Dispositivos

La tecnología a estudiar en este trabajo son las turbomáquinas motoras, que constan de un rodete y trabajan con un fluido de forma continua.

El principio de funcionamiento de estos dispositivos consiste en extraer energía del fluido, dando lugar a una reducción de energía específica de éste a su paso por la máquina.

Turbina es el nombre genérico que se da a la mayoría de las turbomáquinas motoras y pueden clasificarse en cuatro subgrupos que son: turbinas marinas, térmicas, eólicas o hidráulicas. A continuación, se explican las dos últimas, porque son las que tienen relevancia para el presente estudio.

Este tipo de turbinas siguen la “Ley de Betz”, que expresa que sólo puede extraerse un máximo de un $16/27$ (59,3%) de la energía contenida en una corriente de aire o agua mediante un aerogenerador o turbina hidráulica. En la práctica, la mayoría de las turbinas no alcanzan esta cifra, ya que los mejores generadores tienen rendimientos del 35% al 40%.

1.2.3. Turbinas eólicas

Una turbina eólica o aerogenerador es un dispositivo que convierte la energía cinética del viento, en energía mecánica, concretamente en el movimiento de un eje.

Por otro lado, la energía eólica se puede dividir en dos grupos, atendiendo a la posición del eje de rotación y a la potencia generada. De esta manera, se distinguen dos grupos:

- La generación eólica de grandes potencias mediante aerogeneradores de eje horizontal (HAWT) que se agrupan formando parques eólicos situados en tierra o en el mar.
- Y la generación eólica de media potencia mediante aerogeneradores de eje vertical (VAWT), enfocados al uso doméstico y al autoabastecimiento y situados de forma más aislada en tierra.

La energía eólica presenta una serie de ventajas e inconvenientes que se muestran en la Tabla 1-1.

Tabla 1-1 Ventajas e inconvenientes de la energía eólica

VENTAJAS	INCONVENIENTES
Renovable	Su instalación genera una modificación del paisaje
No produce residuos	Peligrosa para las aves
Materia prima gratuita	Impacto sonoro
Fuente de energía autóctona y universal	Coste de instalación elevado
Cada vez es más barata	Intensidad de la corriente de aire discontinua y difícil de almacenar

1.2.4. Tipos de turbinas eólicas

A continuación, se procede a explicar de forma más detallada cada uno de los tipos de turbinas eólicas o aerogeneradores, empleando nociones de los autores [Ahrtz, Fernández y Munnemann-2011].

- *Horizontal-axis wind turbine* (HAWT): son aerogeneradores de eje horizontal. Se caracterizan porque son capaces de generar grandes potencias y actualmente son los más utilizados. Es importante mencionar que los que se sitúan fuera de la costa se denominan aerogeneradores *offshore* y son capaces de producir mayores potencias que los situados en tierra debido a que el viento en el mar es más constante. Además, producen menor impacto visual, pero tienen como inconveniente que requieren mayor inversión para su construcción y mantenimiento.

A continuación, en la Figura 1-2 y Figura 1-3, se aprecian aerogeneradores de eje horizontal.



Figura 1-2 Granja de aerogeneradores terrestre [<https://elperiodicodelaenergia.com>]



Figura 1-3 Granja de aerogeneradores marinos [https://elperiodicodelaenergia.com]

- *Vertical-axis wind turbine (VAWT)*: son aerogeneradores de eje vertical. Se caracterizan porque son de menor tamaño y generan menos potencia que los HAWT.

Se utilizan para fines pequeños y actualmente se encuentran en desarrollo para aprovechar emplazamientos con reducida velocidad de viento.

Tienen la gran ventaja de que no necesitan sistemas de orientación y, por lo tanto, no requieren de la fabricación de mecanismos de redireccionamiento. Esto permite que se eliminen los esfuerzos a los que se ven sometidas las palas ante los cambios de orientación del rotor y hacen posible situar los sistemas de conversión en el suelo, eliminando de esta forma pesadas cargas en la torre.

Uno de sus principales inconvenientes es que, junto con el menor rendimiento frente a los aerogeneradores de eje vertical tripala, presenta problemas de autoarranque.

Dentro de los aerogeneradores de eje vertical, se pueden diferenciar siete tipos, atendiendo a la forma y posición de los álabes detallados a continuación.

Seguidamente de la Figura 1-4 a la Figura 1-10 se ilustran los diferentes tipos de aerogeneradores de eje vertical.

Aerogenerador con rotor Savonius

Modelo de rotor más sencillo representado en la Figura 1-4, formado por cilindros huecos desplazados respecto a su eje, de forma que el viento impacta en la parte cóncava ofreciendo por lo tanto resistencia al empuje.

Poseen una elevada resistencia al aire, lo cual, no les hace útiles para la producción de electricidad, sin embargo, debido a su fácil construcción, tienen bajo coste y son interesantes para aplicaciones mecánicas.

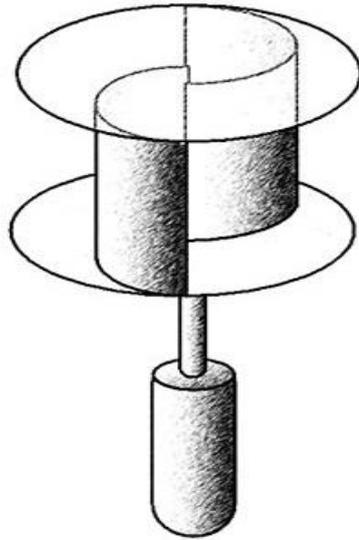


Figura 1-4 Rotor Savonius [Alonso-2016]

Aerogenerador con rotor Darrieus

Este rotor representado en la Figura 1-5 fue inventado por G.J.M Darrieus en 1931. Es el tipo de aerogenerador de eje vertical con más éxito comercial. Consiste en un eje vertical con dos o más finas palas en curva unidas al eje por sus extremos. El modelo de curva utilizado para la unión de ambos elementos es el de Troposkien, aunque también pueden emplearse catenarias.

Permite alcanzar mayores velocidades que un rotor Savonius, pero menores que los aerogeneradores de eje horizontal y, además, necesita de un sistema de autoarranque externo. Es habitual colocar un Savonius en el mismo eje para el arranque.



Figura 1-5 Rotor Darrieus [<http://opex-energy.com>]

Aerogenerador con rotor H-Darrieus o Giromil

Rotor patentado también por G.J.M. Darrieus. Está formado por palas verticales unidas al eje mediante brazos horizontales, los cuales salen de la parte central hacia los extremos del perfil. En este caso los álabes se disponen de forma vertical y su orientación es paralela al eje central del aerogenerador. Este es el tipo de rotor en el que se centra el estudio de esta memoria. A continuación, en la Figura 1-6 se puede apreciar su geometría.



Figura 1-6 Rotor H-Darrieus [https://www.green-mechanic.com]

Aerogenerador con rotor Darrieus Helicoidal

Este dispositivo expuesto en Figura 1-7, es similar al anterior, con la diferencia de que los álabes sí se disponen de forma vertical en torno al eje central, pero su orientación no es paralela a dicho eje, sino que describe una hélice.



Figura 1-7 Rotor H-Darrieus helicoidal [https://www.quora.com]

Aerogenerador Windside

Este tipo de turbina eólica es similar al rotor Savonius. La única diferencia es que, en vez de emplear una estructura cilíndrica, emplea un perfil alabeado con torsión que asciende por el eje vertical, como se aprecia en Figura 1-8.

Su forma aerodinámica permite un mejor aprovechamiento del aire, logrando una mayor eficiencia, que le acerca a las de los aerogeneradores de eje horizontal.



Figura 1-8 Aerogenerador Windside [<http://opex-energy.com>]

Aerogenerador sin hélices

Es un nuevo tipo de aerogenerador sin hélices que reduce de forma significativa el impacto visual y el ruido, logrando una funcionalidad parecida a los generadores de eje horizontal, reduciendo costes.

Su principio de funcionamiento está basado en el uso de la deformación producida por la vibración que provoca el viento sobre el cilindro vertical semirrígido que compone el rotor, al entrar en resonancia con el mismo. El cilindro está fabricado con materiales piezoeléctricos y fibras de vidrio o de carbono, de modo que la generación de energía se produce por la deformación de esos materiales. A continuación, en la Figura 1-9 se puede apreciar su geometría.



Figura 1-9 Aerogenerador sin hélices [<https://www.renovablesverdes.com>]

Sistema Wind Tree

Se trata de un molino eólico sin aspas, representado en Figura 1-10, en el que se estructuran 72 turbinas verticales de forma cónica, que intentan simular la forma de hoja, situadas en una estructura arbolada metálica.

Son capaces de producir energía con velocidades de viento de 2 metros por segundo, permitiendo la producción de energía durante 280 días al año. Dicha estructura novedosa, se puede instalar en zonas urbanas y aún el avance tecnológico y la eficiencia.



Figura 1-10 Sistema Wind Tree [<http://www.diariodeleon.es>]

1.2.5. Turbinas hidráulicas

Una turbina hidráulica es un dispositivo que convierte la energía cinética y de presión del agua, en energía mecánica, concretamente en el movimiento de un eje.

La energía hidráulica presenta una serie de ventajas e inconvenientes que se muestran en la Tabla 1-2.

Tabla 1-2 Ventajas e inconvenientes de la energía hidráulica

VENTAJAS	INCONVENIENTES
Renovable	Necesita grandes caudales de agua y grandes caídas
No produce residuos	Gran impacto ambiental y visual
Debido al ciclo del agua su disponibilidad es inagotable	Generan el desplazamiento de la población hacia otras zonas.
Permiten el almacenamiento de agua para actividades recreativas o para sistemas de riego.	Coste inicial elevado
Permiten regular el caudal de los ríos evitando inundaciones	En las zonas de embalse, debido a la evaporación del agua, aumenta la humedad relativa

1.2.6. Tipos de turbinas hidráulicas

En relación a los diferentes tipos de turbinas hidráulicas, se citan cuatro tipos que son: turbina Pelton, turbina Turgo, turbina Francis y turbina Kaplan.

No se van a describir con profundidad los subtipos de turbinas hidráulicas porque se encuentran fuera del marco de investigación de este trabajo ya que éstas están destinadas a proporcionar grandes potencias y el presente trabajo estudia turbinas que proporcionen menores potencias.

1.2.7. Turbina a estudio

El objeto de la investigación no se va a enmarcar dentro de turbinas eólicas porque la turbina estudio funciona con agua, ni dentro de turbinas hidráulicas, porque la geometría corresponde a la de una turbina eólica. Aun así, se estima necesario hacer mención a ambos tipos de turbinas para entender y situar la investigación realizada.

Para aludir a la turbina de estudio se emplea la siguiente evocación: turbina de eje vertical H-Darrieus formada por tres perfiles aerodinámicos de tipo NACA0020 y cuyo fluido de trabajo es agua.

1.3. JUSTIFICACIÓN

Los motivos por los cuales se ha decidido estudiar las turbinas de eje vertical para la generación de energía eléctrica, han sido principalmente el aumento de la demanda eléctrica, la fuerte conciencia medioambiental y el interés que suscita el poder utilizar un tipo de fuente energética que no produzca residuos.

Anteriormente se han explicado los tipos de turbinas empleados para la generación y se detalla el tipo de turbina elegida que es una turbina hidráulica, cuyo fluido de trabajo es agua, con rotor H-Darrieus, formado por álabes tipo NACA0020.

Las principales ventajas de esta tecnología, que se enmarca dentro de las turbinas de eje vertical (VAWT), en relación a las turbinas de eje horizontal (HAWT), son las que se citan a continuación:

- Las turbinas VAWT son menos ruidosas porque trabajan a regímenes de giro inferiores.
- Son capaces de extraer energía del viento en lugares donde las (HAWT) no son capaces, por lo que, se pueden situar en zonas urbanas.
- El hecho de situar su eje de giro de forma vertical implica que las turbinas (VAWT), pueden recibir el viento desde cualquier dirección y no necesitan sistemas de orientación de los álabes.
- Son más pequeñas, fáciles y baratas de construir que las turbinas eólicas convencionales y al ser de menores dimensiones, tienen un mantenimiento menor.

1.4. ANTECEDENTES

Para desarrollar este proyecto se ha contado con la colaboración del departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la Universidad de Valladolid cuyas investigaciones anteriores han servido de inspiración y referencia para el siguiente proyecto:

- [Revilla-2014]: realiza un estudio bidimensional y tridimensional de una turbina de eje vertical H-Darrieus con perfiles NACA 0025. Dicha investigación sirve para confrontar ambos modelos dimensionales.
- [Chamoso-2015]: desarrolla la metodología para construir un modelo numérico 2D de un aerogenerador H-Darrieus con perfiles NACA 0015. Dicho trabajo se centra en estudiar ángulos de Pitch de los álabes menores a seis grados.
- [Alonso-2016]: se encarga de analizar la influencia del parámetro de la solidez en un aerogenerador con rotor H-Darrieus con perfiles NACA 0015.

- [Fernández-2016]: estudia la influencia del ángulo de Pitch en turbinas de eje vertical usando agua como fluido de trabajo y, además, presenta un posible sistema de autoarranque para aerogeneradores mediante perfiles NACA 4518.
- [Pérez-2016]: analiza la influencia del ángulo de Pitch en un aerogenerador H-Darrieus con perfiles NACA 7425.
- [Rivero-2016]: investiga la influencia de la solidez en aerogeneradores H-Darrieus con perfiles NACA 7425.
- [Del Río-2017]: realiza un estudio de diseño mediante CFD de un aerogenerador de eje vertical H-Darrieus con perfiles NACA 4518 y analiza cómo afectan los cambios realizados en el ángulo de Pitch, probando tres configuraciones diferentes, para 0°, -6° y -12°.
- [González-2017]: se encarga de realizar un análisis CFD sobre la influencia del ángulo de Pitch en hidrogeneradores H- Darrieus con perfiles NACA0020.

Por otro lado, se pueden encontrar otras investigaciones del presente tema realizadas en otras universidades. Se elige comentar el estudio realizado por [Lanzafame, Mauro y Messina-2014], porque realizan un análisis bastante amplio del comportamiento de un rotor parecido al empleado en este trabajo. Estudia dos perfiles, uno simétrico NACA 0015 y otro no simétrico NACA 4518 realizando un modelo bidimensional mediante CFD, en los que trabaja con los modelos de turbulencia SST k-w y el modelo SST de transición, obteniendo mejores resultados con el último modelo de turbulencia.

También es importante destacar que algunos artículos científicos como los realizados por [Neary, Fontaine, Bachant, Gunawan, Wosnik, Michelen, Meyer y Straka-2014], [Khan, Bhuyan, Iqbal y Quaiocoe-2009], [Zanforlin-2018], [Furukawa, Watanabe, Matsushita y Okuma-2009] y [Gaywala, Shah y Patel-2017] han contribuido a tener una noción de las investigaciones realizadas sobre turbinas de eje vertical que aprovechan las corrientes fluviales,

1.5. OBJETIVOS

A través de este Proyecto Fin de Grado se busca analizar el comportamiento de una turbina con rotor H-Darrieus empleando como fluido de trabajo agua, en régimen no estacionario, lo que permitirá estudiar el funcionamiento en unas condiciones más próximas a la realidad. Se parte principalmente de la investigación realizada por [Fernández-2016], en 2016 del perfil NACA0020 y de la realizada por [González-2017], en 2017 del mismo perfil, ampliando dicho estudio.

A continuación, se detallan los principales objetivos del presente trabajo fin de grado, por orden secuencial.

Primeramente, se generará un modelo numérico adecuado que pueda representar de la forma más fiel posible la realidad. Se prestará especial atención a la convergencia, al tamaño de la malla y al tiempo computacional, intentando lograr un compromiso aceptable entre los tres últimos factores.

Una vez logrado el modelo numérico se simularán varias velocidades angulares del rotor, lo que permite obtener la curva característica, para estudiar su patrón de comportamiento. Posteriormente se realizarán dos refinados de la malla inicial de trabajo, que servirán para dilucidar qué malla resulta más conveniente para el presente estudio.

Finalmente, cuando se haya seleccionado el mallado adecuado, se llegará al principal objetivo de este proyecto, que es la comparación de las potencias que se pueden obtener de la turbina a estudio cuando varía el grado de solidez y cuando varía la intensidad turbulenta.

1.6. ESTRUCTURA DE LA MEMORIA

Los contenidos de la memoria se presentan de la siguiente forma:

- En el capítulo 1 se realiza un preámbulo al presente trabajo fin de grado. Se introducen los conceptos fundamentales que se van a tratar a lo largo de la memoria, así como, su fundamentación y objetivos.
- En el capítulo 2 se explica cómo es la geometría de la turbina analizada y el modelo numérico seguido para realizarlas simulaciones requeridas. También se detallan los parámetros, simplificaciones y la metodología seguida para la generación de un modelo numérico adecuado, con el fin de conseguir rigor en los resultados.
- En el capítulo 3 se analizan los resultados, estudiando el comportamiento del rotor en distintas condiciones de funcionamiento y también se estudia la sensibilidad del mallado del modelo numérico en las condiciones de diseño.
- En el capítulo 4 se modifican algunos parámetros característicos del modelo como el grado de solidez o la intensidad turbulenta, con objetivo de conocer mejor el comportamiento del hidrogenerador y determinar cómo estas variaciones influyen en su conducta.

Por último, se resumen las principales conclusiones de esta investigación y se mencionan las posibles líneas de trabajos futuros. Finalmente, en la última parte del trabajo se muestran las referencias bibliográficas y en el Anexo I los parámetros del modelo extraídos del software que se ha empleado en el análisis.

CAPÍTULO 2

MODELO

2. MODELO	19
2.1. MODELO GEOMÉTRICO	19
2.1.1. Perfil aerodinámico.....	20
2.1.2. Parámetros geométricos.....	23
2.1.3. Parámetros adimensionales.....	24
2.2. MODELO NUMÉRICO	25
2.2.1. Discretización espacial	26
2.2.2. Condiciones de contorno	28
2.2.3. Propiedades del fluido	29
2.2.4. Controles de solución y modelos de resolución.....	29
2.2.5. Modelos de turbulencia.....	31
2.2.6. Monitores.....	32
2.2.7. Resolución temporal.....	32

2. MODELO

En este capítulo se describe el modelo, que refleja la geometría de la turbina de eje vertical H-Darrieus y la metodología seguida para analizar el funcionamiento de dicha turbina mediante CFD.

Primeramente, se parte de un modelo real, al que se le aplican unas hipótesis para obtener un modelo numérico más sencillo. La simplificación más importante es adoptar que el estudio se realiza en dos dimensiones, porque se obtienen resultados y tendencias similares a las de tres dimensiones, pero con menor coste computacional.

A su vez, el modelo se divide en dos subtipos, que son el modelo geométrico y el modelo numérico. El primero, detalla las características físicas y parámetros de la turbina a estudiar y el segundo, refleja el procedimiento seguido para lograr la simulación de la turbina.

En relación a los programas empleados, el modelo geométrico se ha construido con el software *Gambit* y el modelo numérico, con el software *Ansys Fluent*. El uso de *Gambit* permite obtener la geometría y malla original con la que se inicia el trabajo y el uso de *Fluent* posibilita su análisis y la imposición de las condiciones de trabajo con las que se realiza la simulación CFD.

2.1. MODELO GEOMÉTRICO

El estudio de turbinas generadoras de energía no se realiza con modelos idénticos, sino que se emplean modelos a escala, para reproducir de forma más pequeña las condiciones de funcionamiento y trasladar las conclusiones obtenidas al modelo real.

El modelo geométrico se corresponde con un prototipo a escala de una turbina H-Darrieus en tres dimensiones, formada por tres perfiles aerodinámicos que se sitúan alrededor de una circunferencia de radio 0,5 m y se encuentran posicionados por la coordenada azimutal θ . Se toma un sistema de referencia en coordenadas cilíndricas, donde la posición inicial se produce cuando la coordenada azimutal es igual a cero.

A continuación, en la Figura 2-1 se muestra el sistema de referencia, el sentido de giro y las posiciones más representativas de los álabes.

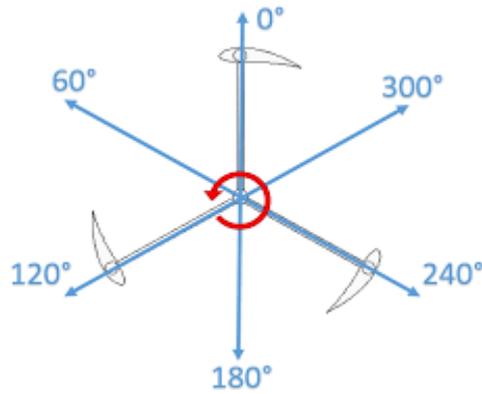


Figura 2-1 Sistema de referencia [Fernández-2016]

2.1.1. Perfil aerodinámico

Se conoce como perfil aerodinámico a la sección transversal de un elemento que, al desplazarse a través del aire, es capaz de crear una distribución de presiones que genere una fuerza de arrastre y otra de sustentación máxima.

A continuación, en la Figura 2-2 se muestra una representación de las fuerzas aerodinámicas en un perfil alar:

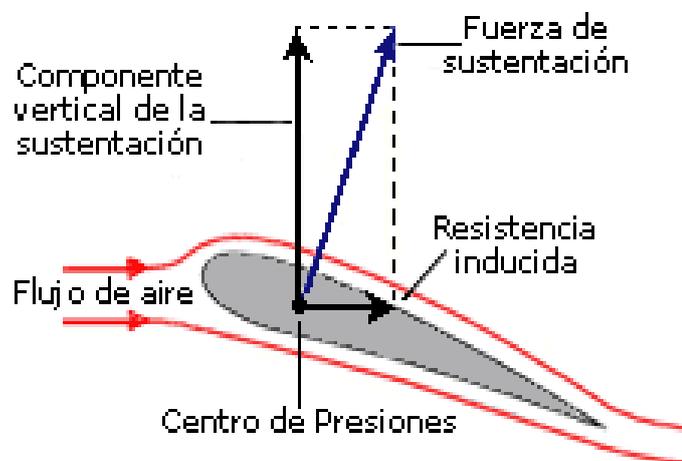


Figura 2-2 Fuerzas en un perfil alar [<http://www.manualvuelo.com>]

Existen varias zonas o regiones de un perfil aerodinámico, que se detallan a continuación:

- El borde de ataque: parte delantera del perfil alar que bifurca la corriente de aire dirigiéndola hacia el intradós y el extradós.

- El borde de salida o de fuga: punto donde confluyen las corrientes de aire que provienen del intradós y el extradós cuando abandonan en perfil.
- Intradós: parte cóncava del perfil alar que se caracteriza por tener mínima velocidad de flujo y máxima presión.
- Extradós: parte convexa del perfil alar que se caracteriza por tener máxima velocidad de flujo y mínima presión.
- Región de curvatura máxima: área de un perfil de superficies comprendida entre la abscisa del punto de inicio del borde de ataque y la abscisa de la curvatura máxima.
- Región de espesor máximo: área de un perfil de superficies comprendida entre la abscisa del punto de inicio del borde de ataque y la abscisa del espesor máximo.

De forma análoga, los perfiles alares también poseen una serie de parámetros geométricos que son los siguiente:

- Radio del borde de ataque: radio de un círculo tangente al intradós y al extradós, cuyo centro debe estar ubicado en una tangente al origen de la línea de curvatura media.
- Cuerda: línea recta que une el borde de ataque y el borde de salida. Su valor es una característica particular de cualquier perfil.
- Línea de curvatura media: línea equidistante entre el extradós y el intradós. Este elemento geométrico define la curvatura del perfil alar. En caso de que la línea de la curvatura media esté por encima de la cuerda, el perfil tiene una curvatura positiva, en caso contrario tiene una curvatura negativa. En la coyuntura de que la línea de curvatura media se sitúe por debajo y por encima de la cuerda, el perfil posee una doble curvatura.
- Curvatura máxima: distancia máxima entre la línea de curvatura media y la cuerda.
- Espesor: segmento trazado de forma perpendicular a la línea de cuerda hasta un punto de referencia del perfil.
- Espesor máximo: corresponde a la longitud máxima posible del espesor de un perfil de superficies.

A continuación, en la Figura 2-3 se representa las zonas y parámetros más representativos de un perfil alar:

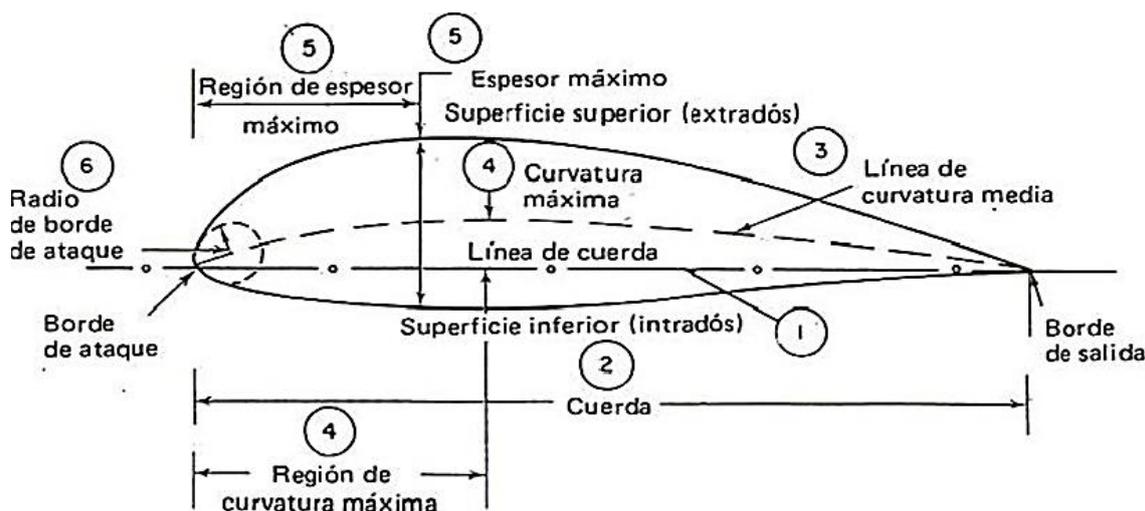


Figura 2-3 Características de un perfil alar [<http://www.despegamos.es>]

El tipo perfil aerodinámico que posee la turbina de estudio es un perfil NACA 0020 desarrollado por la *National Advisory Committee for Aeronautics*. Estos perfiles están identificados por un conjunto de dígitos que determinan sus dimensiones geométricas.

- El primer dígito indica la curvatura máxima del perfil en porcentaje de la cuerda.
- El segundo dígito expresa la posición del punto en el que se sitúa el máximo de la curvatura en porcentaje de la cuerda.
- Finalmente, los dos últimos dígitos hacen referencia al espesor relativo del perfil comparado con la cuerda.

Analizando detalladamente la nomenclatura del perfil NACA 0020, cabe mencionar que, las dos primeras cifras son cero por ser un álabo simétrico y las dos últimas, expresan que el espesor máximo es un 20 % del valor de la cuerda.

Por último, se muestra en la Figura 2-4, las dimensiones reales de uno de los tres perfiles que componen la turbina de estudio. En la gráfica se observa los valores que toma la coordenada Y en relación a la posición del perfil aerodinámico.

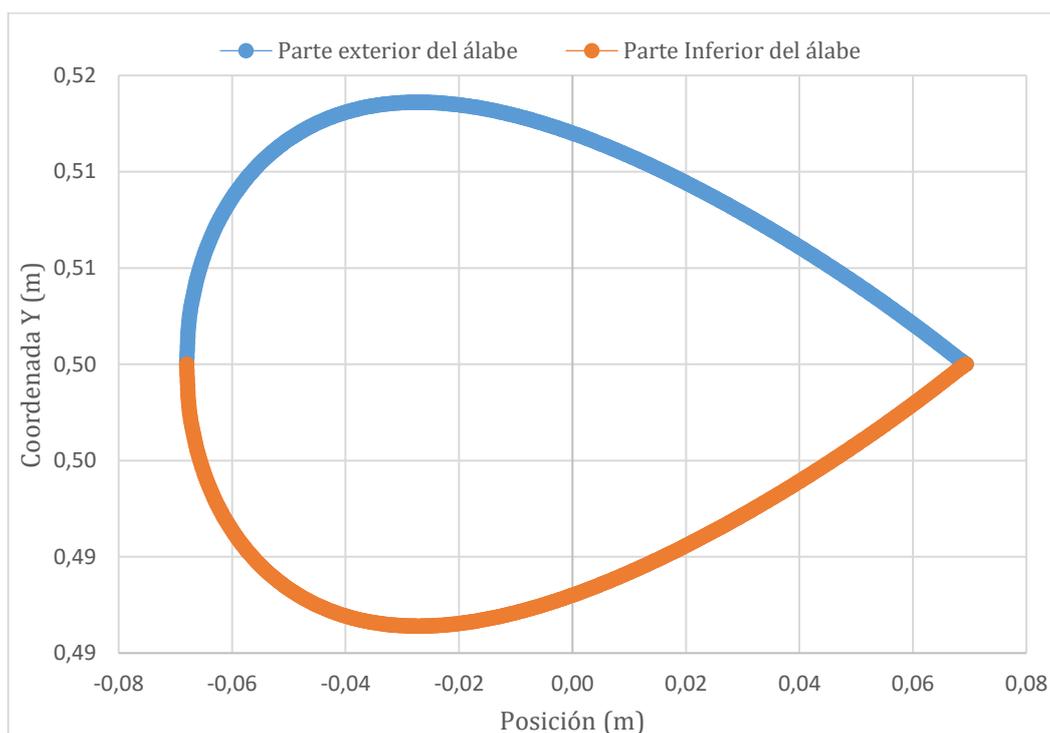


Figura 2-4 Perfil NACA 0020

Esta gráfica se ha obtenido mediante *Fluent* con la secuencia de comandos: *Solution XY Plot/Write to File/ Y Axis Function: Y-Coordinate/x Axis Function: Director Vector*. Una vez obtenidos los datos se exportan a Excel para realizar la gráfica expuesta.

2.1.2. Parámetros geométricos

A continuación, se agrupan tabulados todos los parámetros geométricos del perfil NACA 0020 empleado en la Tabla 2-1:

Tabla 2-1 Parámetros geométricos del perfil NACA 0020

PARÁMETROS GEOMÉTRICOS PERFIL NACA 0020

Número de álabes (Z)	3
Cuerda (c)	0,136 m
Radio (R)	0,5 m
Longitud del álabe (b)	1 m
Área (A)	1 m
Diámetro hidráulico (D_h)	1 m
Angulo de Pitch (β)	0°

En primer lugar, se nombra el tipo y número de álabes de la turbomáquina a estudiar junto con una de las dimensiones características más importantes, la cuerda.

En segundo lugar, se cita el radio de la turbina, la longitud del álabe y se detalla el área de la turbina, entendiéndose por esta la definición aportada por [Bachant-1989], en la que se considera la proyección del cilindro que contiene al rodete, como muestra la ecuación 2.1:

$$A = 2 \cdot R \cdot b$$

Luego, se menciona el diámetro hidráulico, que en este caso es el diámetro barrido por las palas de la turbina y se calcula con la ecuación 2.2:

$$D_h = 2 \cdot R$$

Finalmente, se expresa el valor del ángulo de Pitch que es un parámetro que indica la orientación del álabe entre la cuerda y la dirección tangencial.

2.1.3. Parámetros adimensionales

Para caracterizar el funcionamiento de la turbina H-Darrieus se emplean los siguientes parámetros adimensionales:

- Coeficiente de par (C_m): relaciona el momento que se genera en el rotor, con el momento máximo teórico que se puede obtener de la corriente fluida. Se calcula mediante la ecuación 2.3:

$$C_m = \frac{T}{\frac{1}{2} \cdot \rho_w \cdot V_\infty^2 \cdot A \cdot R}$$

- Coeficiente de potencia (C_p): vincula la potencia que se genera el rotor, con la máxima potencia teórica que se puede obtener de la corriente de fluida. Se calcula mediante la ecuación 2.4:

$$C_p = \frac{T \cdot \omega}{\frac{1}{2} \cdot \rho_w \cdot V_\infty^2 \cdot A} = \frac{P}{\frac{1}{2} \cdot \rho_w \cdot V_\infty^3 \cdot A}$$

- *Tip Speed Ratio* o coeficiente de velocidad (TSR o λ): relaciona la velocidad angular del álabe a una distancia R del eje de giro, con la velocidad de la corriente fluida. Además, vincula el coeficiente de potencia con el coeficiente de par. Se calcula mediante la ecuación 2.5:

$$\text{TSR} = \frac{\omega \cdot R}{V_{\infty}} = \frac{C_p}{C_m}$$

La definición matemática de estos tres coeficientes se encuentra en la obra de [Mathew-2006].

- Grado de solidez (σ): indica el área ocupada por los perfiles en relación a la sección proyectada del rotor. Aporta una idea de la densidad de la distribución de los perfiles aerodinámicos. Se calcula mediante la ecuación 2.6:

$$\sigma = \frac{Z \cdot c \cdot b}{2 \cdot R \cdot b}$$

- Intensidad turbulenta (I): muestra el cociente entre las fluctuaciones de la velocidad entre la velocidad media del flujo. Se suele expresar en forma porcentual y se calcula mediante la ecuación 2.7:

$$I = \frac{u'}{u_{media}}$$

2.2. MODELO NUMÉRICO

Después de tener definido el modelo físico es necesario construir el modelo computacional que se va a simular.

El modelo numérico se realiza en dos dimensiones y se obtiene cortando la turbina por un plano que no incluye los brazos que sostienen los álabes, ya que esa zona no es representativa para estudiar el funcionamiento del rotor.

A continuación, se explica la secuencia de pasos seguida para obtener el modelo numérico que permite simular la turbina de estudio, tomando como referencia las nociones aportadas por [Versteeg y Malalasekera-2007] en su libro sobre Dinámica de Fluidos Computacional.

2.2.1. Discretización espacial

Inicialmente se parte de una malla creada con el programa *Gambit*. Esta malla se caracteriza por ser una malla bastante refinada, de la que se obtienen resultados fiables al conseguir soluciones periódicas y que posee contornos bien definidos.

Dentro de ella, se aprecian varias zonas que forman el dominio computacional. Estas zonas son:

- El ambiente y el eje: que se caracterizan porque permanecen fijas.
- Las zonas circulares que contienen a los tres álabes y la corona: estos cuatro elementos tienen velocidad y giran respecto del centro del eje.

En la Figura 2-5 se aprecian las zonas definidas gráficamente junto con las corrientes fluidas de entrada y salida de la turbina.

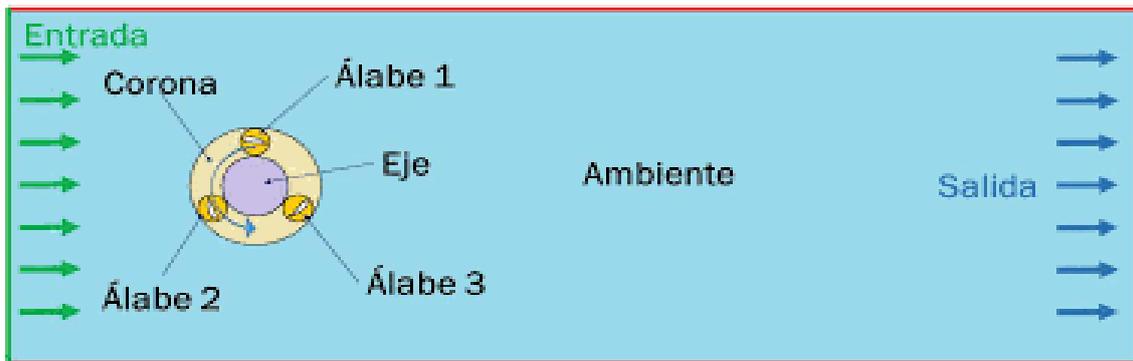


Figura 2-5 Dominio computacional del modelo numérico [Pérez-2016]

La malla empleada está formada por 176915 celdas, distribuyéndose según se indica en la Tabla 2-2:

Tabla 2-2 Parámetros geométricos del perfil NACA 0020

ZONA	CELDAS
Ambiente	56375 celdas cuadriláteras
Corona	120540 celdas cuadriláteras

Según la distribución de celdas del mallado, se aprecia que la zona de los álabes tiene más celdas, por lo tanto, presenta mayor resolución debido a que se requiere mayor precisión en los resultados conforme la distancia al álabe se reduce y la correcta resolución de la capa límite es fundamental para establecer las fuerzas de arrastre y sustentación.

Por último, es necesario mencionar el tamaño físico de la malla y su origen.

Esta posee unas dimensiones de $(-20,60) D \times (-15,15) D$, donde la letra D representa el diámetro de la turbina, que es de 1 m y el origen de coordenadas se encuentra situado en la posición (0,0).

En la Figura 2-6 se aprecia de forma gráfica el mallado del dominio computacional completo, en la Figura 2-7 el mallado de la corona y en la Figura 2-8 el mallado de un álabe.

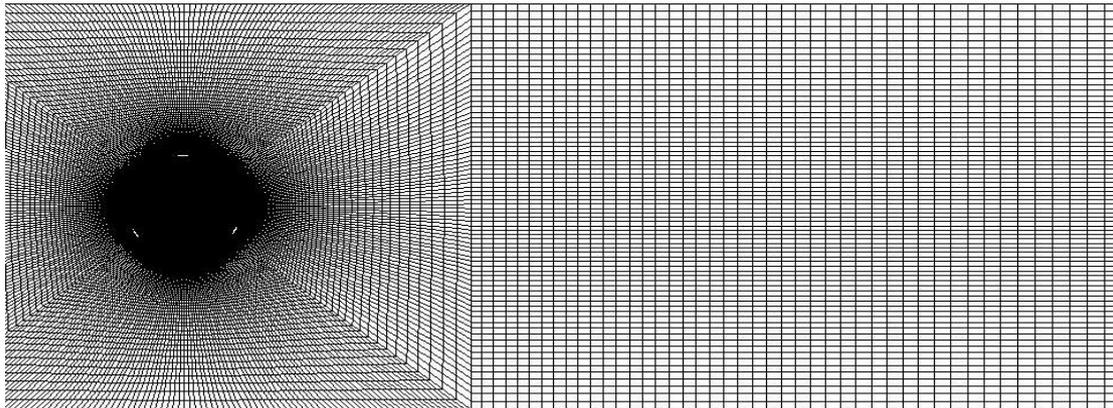


Figura 2-6 Mallado del dominio computacional completo

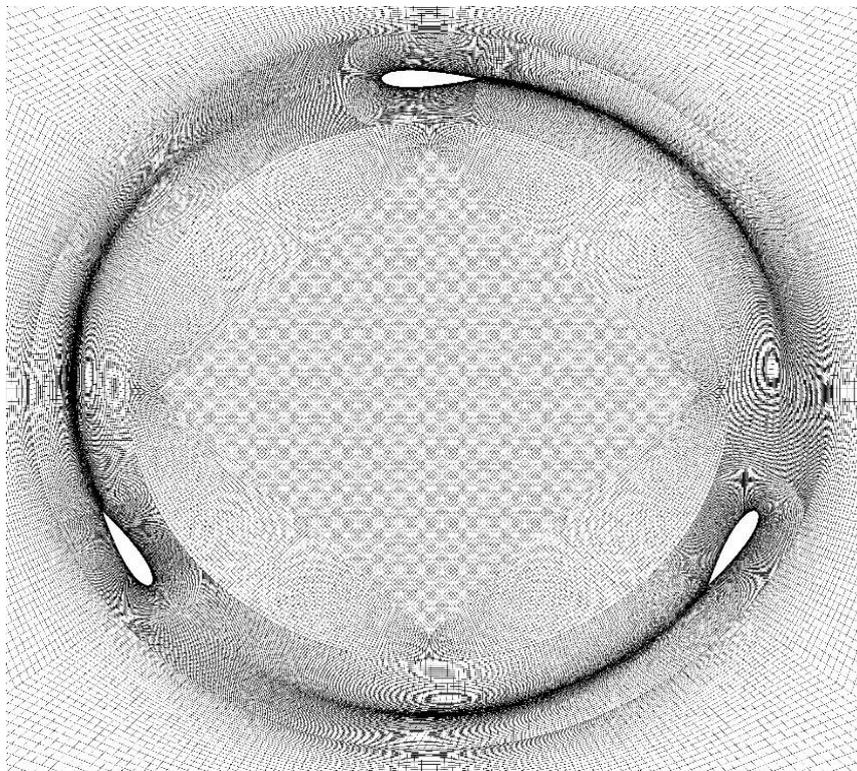


Figura 2-7 Mallado de la corona

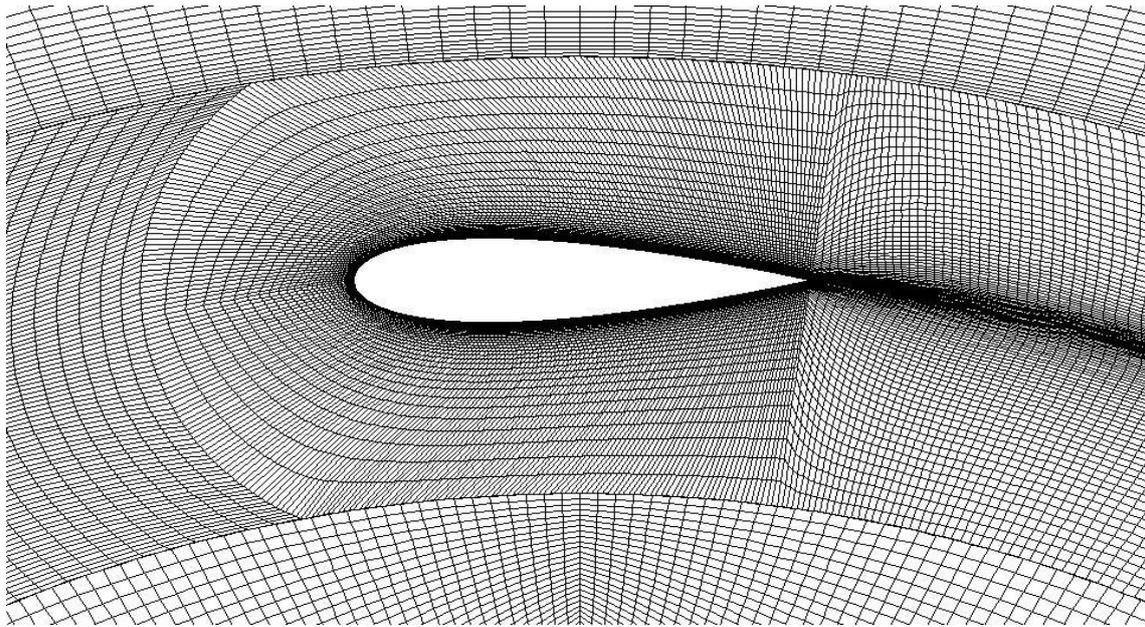


Figura 2-8 Mallado de un álabe

2.2.2. Condiciones de contorno

Para realizar la simulación de la turbina es necesario imponer una serie de condiciones de contorno que reflejen el contexto en el que va a trabajar la turbina de estudio. Las condiciones de contorno a establecer en el modelo numérico son sencillas y se detallan a continuación.

En la entrada es necesario imponer la condición de *Velocity Inlet*, que implica el establecimiento de una velocidad de entrada de fluido, que en todos los casos es de 1 m/s. Se trabaja con la opción *Magnitude y Normal to Boundary*, lo que quiere decir que el fluido llega a la sección de entrada de forma normal a ésta. En relación a la turbulencia, cabe destacar que se elige la opción *Intensity and Hydraulic Diameter*, con una intensidad turbulenta del 5% y un diámetro hidráulico de 1 m.

En la salida se asigna la condición *Pressure Outlet* y se especifica una presión manométrica de 0 Pascales. En relación a la turbulencia, se mantiene por defecto los valores que ofrece *Fluent*.

Para los tres álabes y la corona se impone la condición de *fluid*, que indica que están inmersos en el fluido. Luego se selecciona la opción de *Moving Mesh* que refleja que son las partes móviles del sistema. Por último, se especifica la velocidad angular o de rotación específica de cada caso simulado.

Para la zona denominada eje, en el mallado del dominio computacional completo, se define como la zona ambiente. Luego a las paredes de los álabes, se les asigna la condición de *Wall*, que indica que son superficies impermeables al fluido.

Posteriormente, a los bordes de la malla, el lateral anterior y posterior, se les aplica la condición de *symmetry*. Esta condición se realiza para asegurar que las paredes no tengan efecto en la simulación de la turbina.

Finalmente, se definen dos interfaces que son superficies que pertenecen a dos zonas. La interfaz 1 que relaciona el ambiente y la corona y la interfaz 2, que relaciona la corona y el eje.

2.2.3. Propiedades del fluido

El campo fluido en el que se ha modelado la turbina H- Darrieus, se trata de una corriente de agua que fluye con una velocidad lineal de 1 m/s. Las propiedades del fluido de trabajo se recogen en la Tabla 2-3:

Tabla 2-3 Propiedades del fluido de trabajo

PROPIEDADES DEL FLUIDO	VALOR
Densidad	1000 kg/m ³
Viscosidad	0,001003 kg/m s ⁻¹
Velocidad	1 m/s
Presión	0 Pa
Temperatura	288,16 K
γ	1,4

2.2.4. Controles de solución y modelos de resolución

En este apartado se detallan las opciones elegidas para que el programa *Fluent* pueda resolver de forma numérica las ecuaciones básicas de la Mecánica de Fluidos.

Una vez definido el modelo geométrico y dominio computacional hay que estudiar cuales son las ecuaciones de gobierno del fenómeno físico, que en este caso son las ecuaciones de Navier-Stokes.

Por desgracia, las ecuaciones de Navier-Stokes no se pueden resolver de forma analítica. Por ello es necesario acudir a un método de aproximación numérica, que es el Método de Volúmenes Finitos.

Este método consiste en discretizar el dominio del problema en pequeños volúmenes llamados celdas y aplicar los balances de masa y cantidad de movimiento.

El centroide de cada celda es el punto representativo del dominio en el que se almacenan los valores escalares de la solución y son los nodos. Las velocidades se almacenan en las caras de las celdas.

Para resolver estas ecuaciones existen dos técnicas: *Density-Based Coupled Solver* (DBCS) y *Pressure-Based Solver* (PBS).

El método DBCS resuelve simultáneamente las ecuaciones de conservación de la masa, de cantidad de movimiento, de la energía y de conservación de las especies.

El método PBS toma como variables principales la cantidad de movimiento y la presión puesto que se aplica a flujos incompresibles. Es un procedimiento más flexible y es el que se va a utilizar.

A continuación, se muestra en la Tabla 2-4 un resumen donde se recogen los controles de solución empleados.

Tabla 2-4 Controles de solución

ECUACIONES	VALOR
Acoplamiento Presión-Velocidad	Simple
Gradiente	<i>Least Squares Cell Based</i>
Presión	<i>Second Order</i>
Momento	<i>Second Order Upwind</i>
Energía Cinética Turbulenta	<i>Second Order Upwind</i>
Disipación Turbulenta	<i>Second Order Upwind</i>
Formulación transitoria	<i>First Order Implicit</i>

Al inicio de la tabla, se cita el algoritmo empleado para acoplar los campos de presión y velocidad, que se enmarca dentro del método PBS y corresponde al acoplamiento presión-velocidad de tipo SIMPLE.

Posteriormente en la Tabla 2-5 se enumeran los esquemas de discretización elegidos. Estos son mecanismos que sirven para transforman las ecuaciones diferenciales en sistemas de ecuaciones algebraicas.

Al realizar los balances en cada celda se necesita estimar las magnitudes fluidas en el contorno del volumen. Los esquemas de discretización interpolan las variables fluidas en las caras de la celda a través de los valores de dichas variables en los centroides de las celdas adyacentes llamados nodos.

Seguidamente, se muestra la Tabla 2-5, donde se recogen los modelos de resolución empleados.

Tabla 2-5 Modelos de resolución

ECUACIONES	VALOR
<i>Solver</i>	<i>Pressure Based</i>
<i>Velocity Formulation</i>	<i>Absolute</i>
<i>Time</i>	<i>Transient</i>
<i>Space</i>	<i>2D Planar</i>

2.2.5. Modelos de turbulencia

Los modelos de turbulencia sirven para predecir el comportamiento del campo fluido y están asociados al número de Reynolds.

El número de Reynolds es un parámetro adimensional que relaciona las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas en el seno de un fluido. Aporta una noción importante sobre el grado de ordenación de las partículas en una corriente fluida. Se calcula con la definición 2.7:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_h}{\mu}$$

El flujo en la simulación de turbinas H-Darrieus es complejo y no llega a ser ni ordenado ni completamente caótico, sino que habitualmente suele estar entre ambos. Por esta razón los modelos de turbulencia en aerogeneradores e hidrogeneradores son modelos de turbulencia de transición entre flujo laminar y flujo turbulento. En el presente caso en número de Reynolds es de 1500000.

Existen varios modelos de turbulencia, pero el empleado en la simulación de la turbina de estudio es un modelo basado en la viscosidad y denominado SST k-omega. La selección de este método es debido a que [Lanzafame, Mauro y Messina-2014] demuestran que es el modelo que proporciona resultados más parecidos a los experimentales, escogiendo la opción de “*Transitional Flow*”.

Es importante mencionar que no existe un criterio idóneo aceptado de forma universal para resolver mejor un problema que otro. La elección de uno u otro, dependerá de la capacidad de cálculo disponible o del nivel de precisión que se desee, alcanzar entre otros, como especifica [Bachant y Wosnik-2014] en su estudio.

2.2.6. Monitores

Los monitores son la interfaz visual que revela los resultados obtenidos en cada simulación. Los empleados en el presente estudio han sido los residuales y el relativo al momento, que permite obtener el coeficiente de par (C_m).

Los residuales proporcionan el error relativo entre dos iteraciones consecutivas para la variable que se está calculando, que en este caso es el coeficiente de par.

Para considerar unos resultados aceptables se ha impuesto un criterio de convergencia que consiste en que los residuales deben ser menores que 10^{-3} .

2.2.7. Resolución temporal

La resolución temporal es de gran importancia debido a que determina el tiempo que tardará el programa en realizar los cálculos y depende del número de *time steps*.

Los *time steps* se indican antes de iniciar la simulación y hacen referencia al tiempo que el rotor tarda en dar una vuelta. Suelen ser un valor de compromiso entre la velocidad de cálculo y la precisión de los resultados.

En el presente caso se ha establecido que todas las simulaciones realizadas tengan 600 *time steps*, lo que implica que se obtienen resultados numéricos cada vez que el rotor gira $0,6^\circ$.

Este valor prefijado sirve para calcular el incremento de tiempo entre una simulación y otra, que depende los *time steps* y de la velocidad angular del rotor en cada simulación. Este incremento de tiempo se calcula con la ecuación 2.8:

$$\Delta t = \frac{2 \cdot \Pi}{\omega \cdot \text{time steps}}$$

También, es necesario definir un número de vueltas, que en este caso serán 3 ó 5 vueltas para conseguir periodicidad en los resultados. Por lo tanto, si 1 vuelta equivale a 600 *time steps*, las 3 vueltas equivaldrán a 1200 *time steps* y 5 a 3000 *time steps*.

CAPÍTULO 3

RESULTADOS

3. RESULTADOS.....	35
3.1. CURVA CARACTERÍSTICA.....	35
3.2. PATRÓN DE FLUJO EN CONDICIONES DE DISEÑO	37
3.2.1. Contornos de presión.....	38
3.2.2. Vectores de velocidad	44
3.2.3. Contornos de vorticidad	46
3.2.4. Contornos de turbulencia.....	49
3.3. ANÁLISIS DE LA VALIDEZ DE LOS RESULTADOS.....	51
3.4. SENSIBILIDAD DE LA MALLA.....	54
3.4.1. Curva característica de los diferentes refinados.....	55
3.4.2. Comparativa de curvas características	57
3.4.3. Elección de la malla.....	58

3. RESULTADOS

En este capítulo se estudian los resultados obtenidos tras la simulación del modelo numérico anteriormente descrito. Primeramente, se construye y analiza la curva característica de funcionamiento de la turbina, posteriormente se observa el patrón de flujo en las condiciones de diseño y se analiza la validez de la simulación.

Por último, se detalla la sensibilidad de la malla empleada y distintos refinados de ésta para deducir cuál resulta más adecuado para obtener mejores soluciones; entendiendo como mejores soluciones, el compromiso aceptado entre los recursos computacionales consumidos, su calidad y precisión.

3.1. CURVA CARACTERÍSTICA

En este apartado, se muestra la Figura 3-1 que describe la curva de funcionamiento del rotor. En el eje de abscisas se representa el *Tip Speed Ratio* y en el eje de ordenadas el coeficiente de potencia promedio, obteniéndose una curva convexa desviada ligeramente hacia la derecha. La turbina no tendrá problemas de autoarranque porque en la curva de funcionamiento no aparecen valores negativos del coeficiente de potencia.

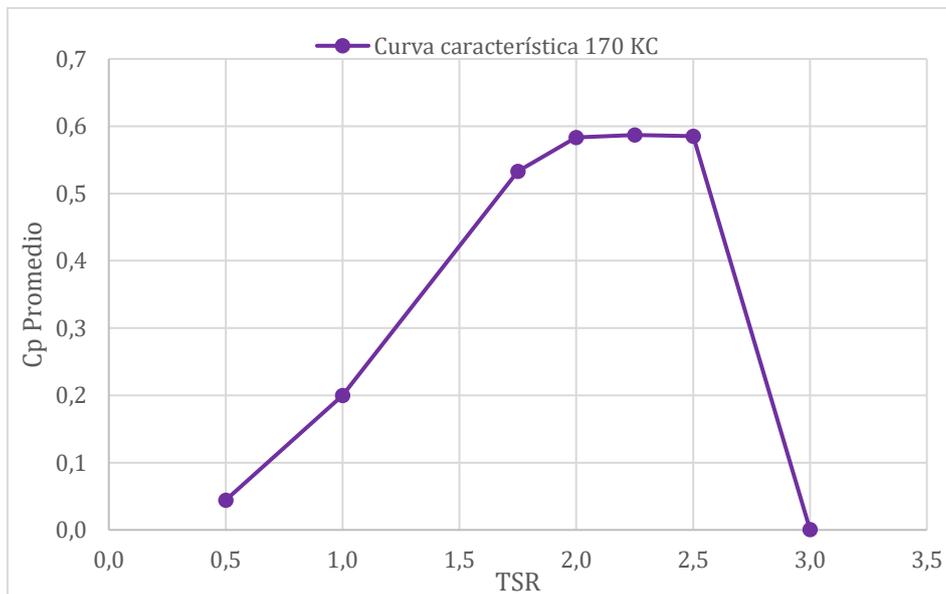


Figura 3-1 Curva característica de la turbina con perfiles NACA 0020 con 170 Kc

La gráfica se ha construido con velocidades angulares pequeñas y denota su máximo en condiciones de diseño cuando la velocidad angular es de aproximadamente 5 rad/s.

Si se analiza de forma detallada la curva, se observa que el máximo no se produce exactamente para este valor.

Esto se debe a que al aumentar el número de puntos que conforman la curva característica, el valor máximo de la cúspide de la parábola cambia y es necesario adoptar una solución de compromiso entre coste de recursos y precisión.

También se aprecia que, la turbina de estudio opera con velocidades que se sitúan entre 0,3 y 6 rad/s. Además, el máximo de dicha curva se produce para una velocidad angular de 5 rad/s, entendiendo este dato como una solución de acuerdo y teniendo un *Tip Speed Ratio* en ese punto de 2,50 y un coeficiente de potencia de 0,58.

Es importante mencionar que la curva característica obtenida es parecida a la lograda por [Raciti-2011] en su estudio de una turbina H-Darrieus doble con fluido de trabajo aire, en la que el máximo se alcanza para un TSR de 2,35, con un coeficiente de potencia promedio en ese punto de 2,43 aproximadamente. Estos resultados se logran para un modelo computacional que representa un aerogenerador de dimensiones parecidas.

Asimismo, se pone de manifiesto que se cumple la Ley de Betz, al comprobar que el coeficiente de potencia es del 58% y el máximo que se puede obtener es del 59,25%. Esto se debe a que sólo puede convertirse menos del 60% aproximadamente de la energía cinética en energía mecánica usando un aerogenerador o hidrogenerador.

A continuación, se presenta la Figura 3-2 que ilustra los distintos coeficientes de potencia para diferentes rotores en función de su velocidad típica y se aprecia que todos ellos se encuentran por debajo del Límite de Betz.

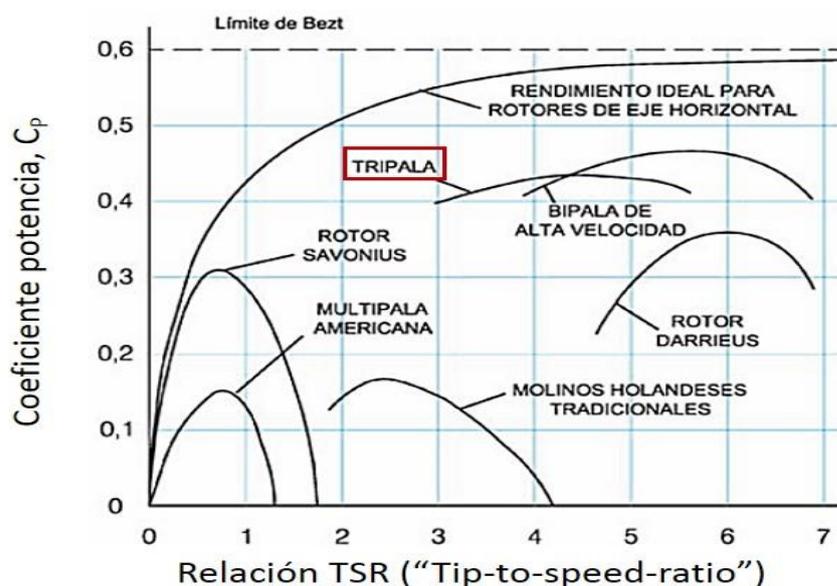


Figura 3-2 Curvas características de diferentes tipos de turbinas

[<https://www.evwind.com>]

Posteriormente se presenta la Tabla 3-1 que refleja los valores de la resolución temporal entre una simulación y otra, el *Tip Speed Ratio*, el coeficiente de par promedio y el coeficiente de potencia promedio, para cada velocidad angular correspondiente a cada uno de los puntos con los que se ha construido la curva característica de la turbina.

Tabla 3-1 Valores característicos de la curva de la turbina de estudio

Ω (RAD/S)	ΔT (S)	TSR	C_M PROMEDIO	C_P PROMEDIO
1,0	0,0105	0,5	0,0887	0,0444
2,0	0,0052	1,0	0,1998	0,1998
3,5	0,0030	1,8	0,3045	0,5329
4,0	0,0026	2,0	0,2918	0,5836
4,5	0,0023	2,3	0,2609	0,5870
5,0	0,0021	2,5	0,2341	0,5854
6,0	0,0017	3,0	0,1740	0,0008

3.2. PATRÓN DE FLUJO EN CONDICIONES DE DISEÑO

En esta sección, se analiza el patrón de flujo, empleando para ello los contornos de presión, los vectores de velocidad, los contornos de vorticidad y los contornos de energía cinética turbulenta. Dicho estudio se realiza en las condiciones de diseño, que corresponden a la simulación realizada para una velocidad angular de 5 rad/s con un TSR=2,5.

A continuación, se han tomado instantáneas del flujo con los álabes en las cuatro posiciones más representativas que son las descritas en la Tabla 3-2. Cabe mencionar que la posición de 0° coincide con la de 360°, que corresponde a una vuelta completa del rotor.

Para poder realizar estas instantáneas, se han simulado cinco vueltas del rotor para la velocidad angular de 5 rad/s, que corresponden a 3000 *time steps*. Inicialmente se impuso que en cada paso temporal se avanzase 0,6 ° en la posición tangencial, es decir, cada 600 *time steps* se avanzaban 360°.

El modo de obtener las gráficas que representan el patrón de flujo en las condiciones de diseño es fijarse en la última de las cinco vueltas que realiza la turbina, es decir, contemplar el rango de *time steps* que va desde 2400 a 3000 *time steps* y simular un cuarto de vuelta a mayores para obtener 3150 *time steps*.

En dicho rango la correspondencia de posiciones y tiempo de simulación es la que se muestra en la Tabla 3-2:

Tabla 3-2 Time steps para determinadas posiciones

CASO	POSICIÓN	TIME STEPS
A	30°, 150°, 270°	3050
B	60°, 180°, 300°	3100
C	90°, 210°, 330°	3150
D	120°, 240°, 0°	3000

Primeramente, se analizan los contornos de presión, posteriormente los vectores de velocidad, luego la vorticidad y por último la disipación de la energía turbulenta, considerándose estos parámetros los más importantes en la simulación realizada.

3.2.1. Contornos de presión

En este apartado se presentan los contornos de presión en el rotor en las posiciones que se consideran más relevantes. La finalidad de estas gráficas es conocer el comportamiento de la turbina a lo largo de una vuelta.

Para poder comparar las presiones estáticas en las distintas posiciones, es necesario emplear la misma escala de medida, que se encuentra entre 5000 Pa y -15000 Pa, usando 30 niveles entre ambos valores.

El patrón de conducta de la turbina es periódico y se repite tres veces en una misma vuelta, por lo que sólo se analiza un giro de cada perfil hasta 120°, tomándose una imagen cada 30° del rotor. A continuación, se representan los contornos de presión en el conjunto de imágenes que van desde la Figura 3-3 a la Figura 3-6.

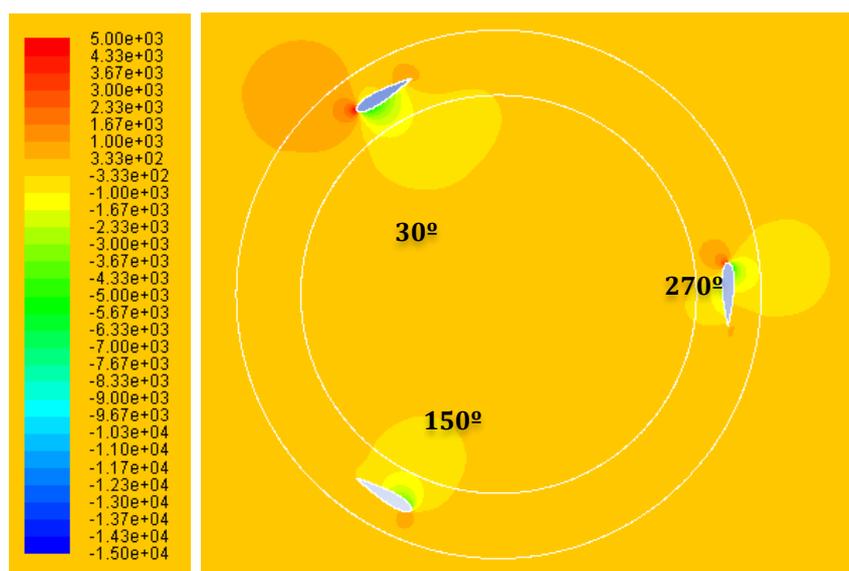


Figura 3-3 Contornos de presión (Pa) para el caso A (30°, 150°, 270°)

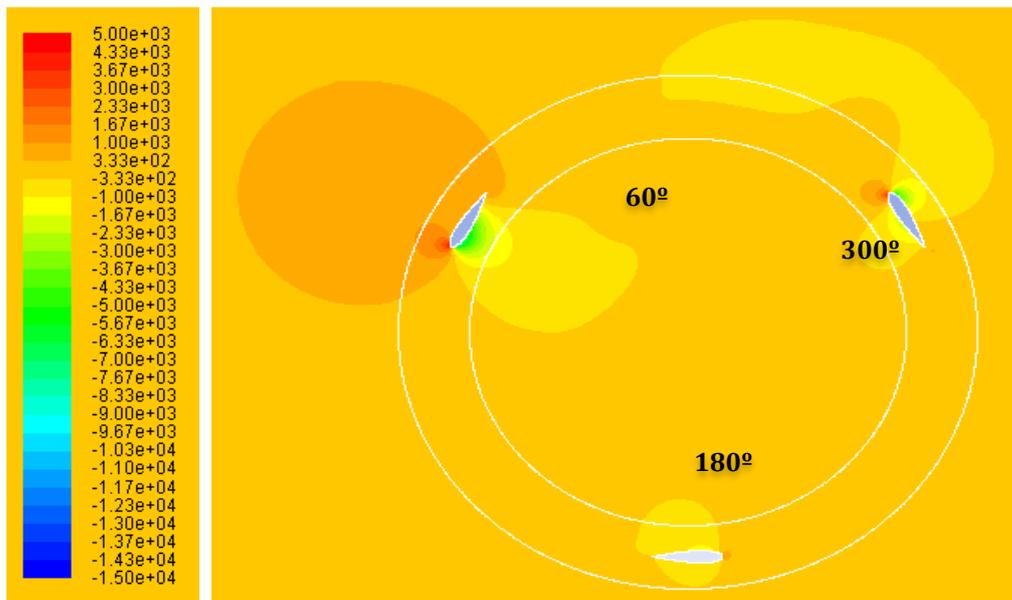


Figura 3-4 Contornos de presión (Pa) para el caso B (60° , 180° , 300°)

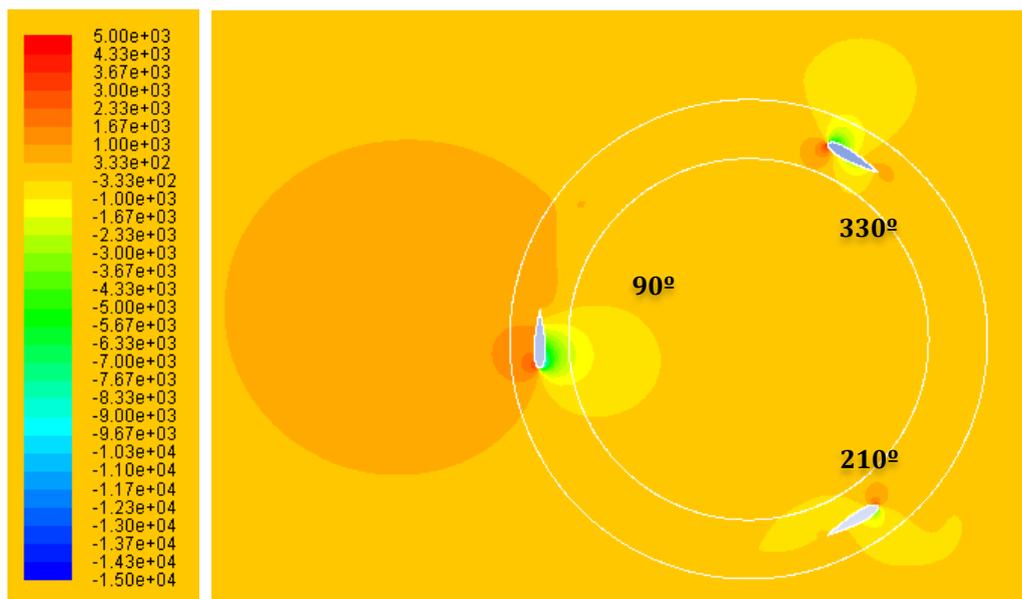


Figura 3-5 Contornos de presión (Pa) para el caso C (90° , 210° , 330°)

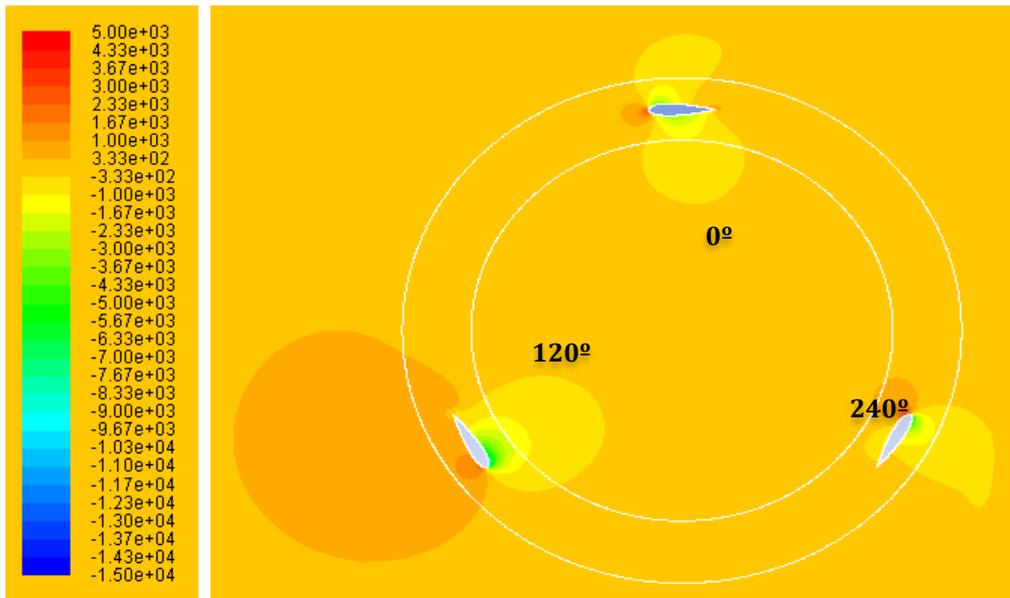


Figura 3-6 Contornos de presión (Pa) para el caso D (120°, 240°, 0°)

En las figuras anteriormente mostradas se observa que tanto aguas arriba como aguas abajo, el rotor está sometido a una presión estática de aproximadamente 333 Pa; excepto la zona de la corona de álabes que se encuentra de forma inicial con la corriente de agua y que posee una presión de 1000 Pa; ambas tomadas en relación a la presión de referencia (101325 Pa).

Si se observa la zona del fluido más próxima a los álabes, se aprecian zonas de altas presiones representadas de color naranja intenso equivalentes a las zonas de remanso y zonas de bajas presiones equivalentes a los núcleos de torbellinos, representadas de color verde. También se estima que, en las zonas de bajas presiones se han formado torbellinos, como consecuencia del desprendimiento de la capa límite.

Las zonas de bajas presiones corresponden al extradós, mientras que las zonas de altas presiones corresponden al intradós.

En relación a las cuatro posiciones de los álabes mostradas, se distingue que en la posición de 90° reflejada en la Figura 3-5, se desarrolla la máxima presión en la zona exterior del álabe.

También es importante mencionar que las mínimas diferencias de presiones entre intradós y extradós, se producen cuando los álabes se sitúan en las posiciones de 0° y 180°, representadas en la Figura 3-6 y Figura 3-4, respectivamente.

Una vez que el perfil sobrepasa la zona de mayor diferencia de presiones, es decir, cuando supera 90°, esta diferencia de presiones comienza a descender hasta 180°. A partir de 180° hasta la posición de 0°, se observa una zona de remanso en la parte delantera del perfil, donde la velocidad es mínima y la presión es máxima.

A continuación, se ilustra en la Tabla 3-3 la relación existente entre las posiciones de los álabes respecto a la presión que soportan. También es necesario mencionar, que existen ubicaciones de los álabes en las que no se puede determinar con exactitud y no se pueden clasificar en relación a la magnitud de la presión.

Tabla 3-3 Análisis de intradós o extradós según la posición en cada instante del álabes

POSICIÓN	INTRADÓS (ALTA P)	EXTRADÓS (BAJA P)
30°	Exterior álabes 1	Interior álabes 1
60°	Exterior álabes 1	Interior álabes 1
90°	Exterior álabes 1	Interior álabes 1
120°	-	-
150°	Exterior álabes 2	Interior álabes 2
180°	-	-
210°	-	-
240°	Exterior álabes 2	Interior álabes 2
270°	Interior álabes 3	Exterior álabes 3
300°	Interior álabes 3	Exterior álabes 3
330°	-	-
0°	-	-

Para poder deducir qué zonas corresponden al intradós o al extradós se realizan gráficas de presión con *Fluent* mediante la secuencia de comandos *Plot/ XY Plot/Pressure/Static Pressure*.

En dichas gráficas representadas en las Figura 3-7 a Figura 3-10, se evidencia la presión que soportan los álabes en la parte exterior e interior en los casos A, B, C y D. Las curvas, amarilla, azul oscuro y verde hacen referencia a la presión soportada por la parte interior de los álabes 1,2,3, respectivamente y las curvas, azul claro, naranja y gris, se refieren a la presión exterior soportada por la misma secuencia de álabes.

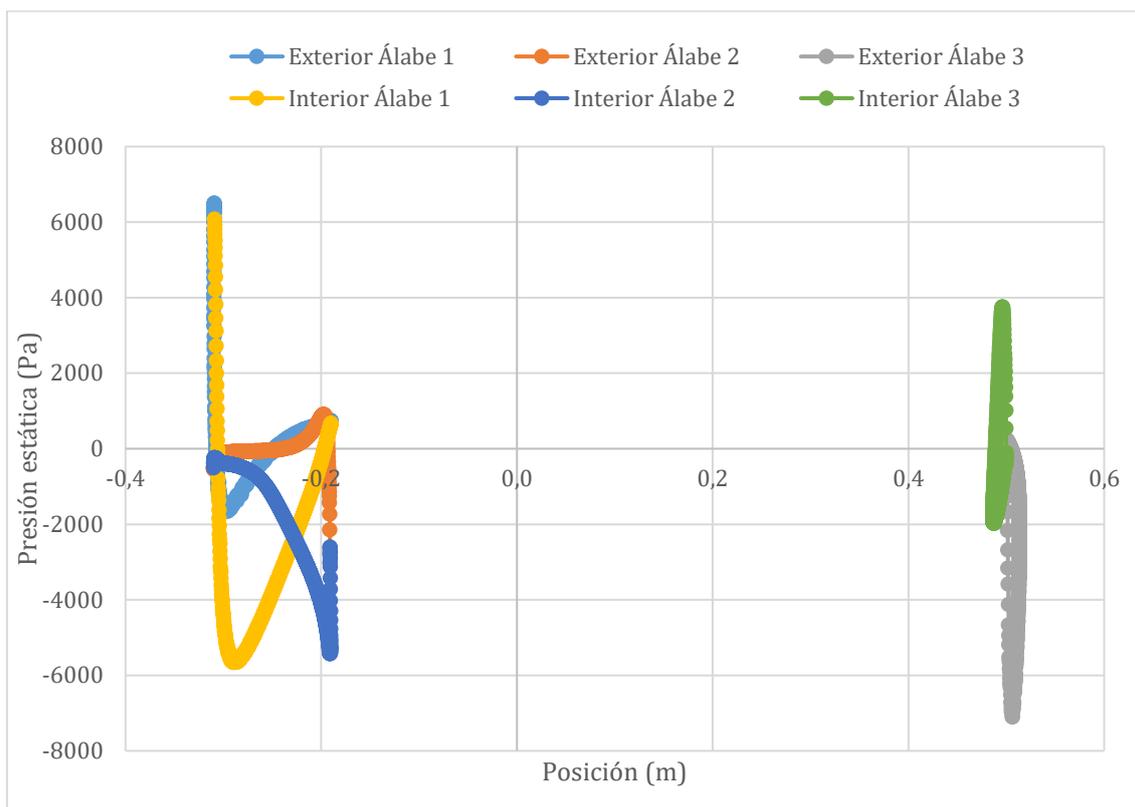


Figura 3-7 Presión respecto a la posición de los álabes para el caso A (30°, 150°, 270°)

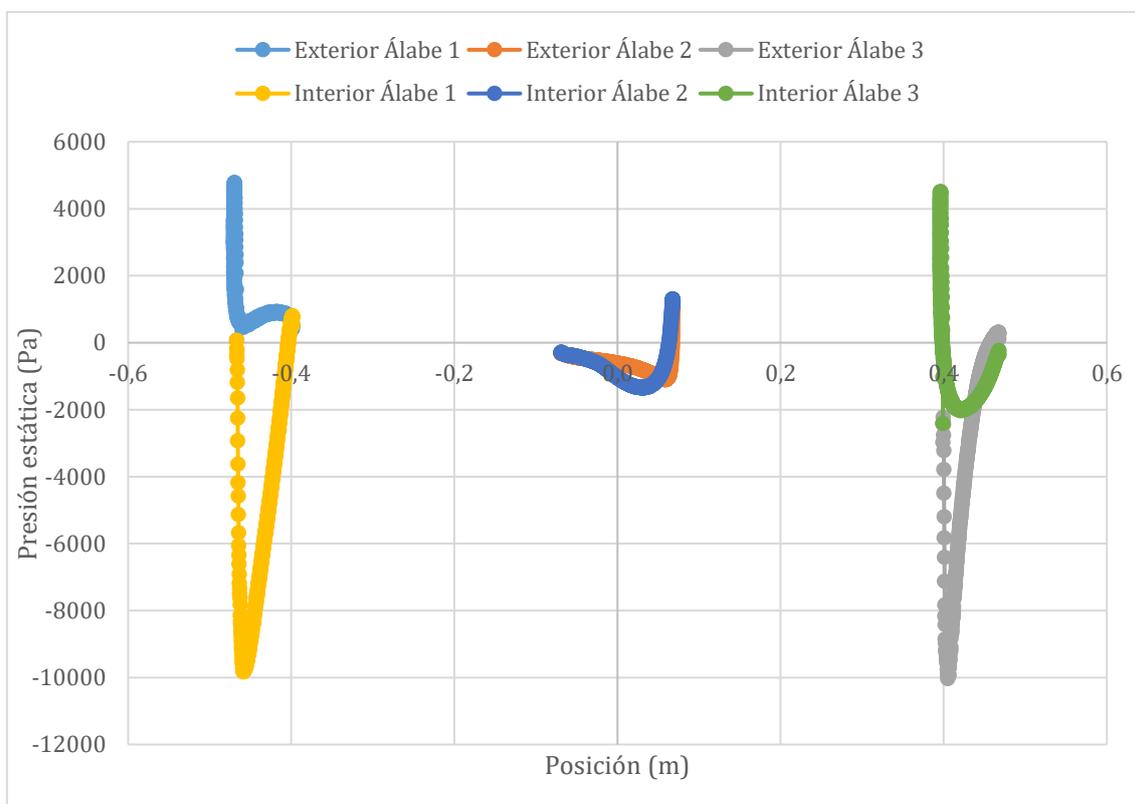


Figura 3-8 Presión respecto a la posición de los álabes para el caso B (60°, 180°, 300°)

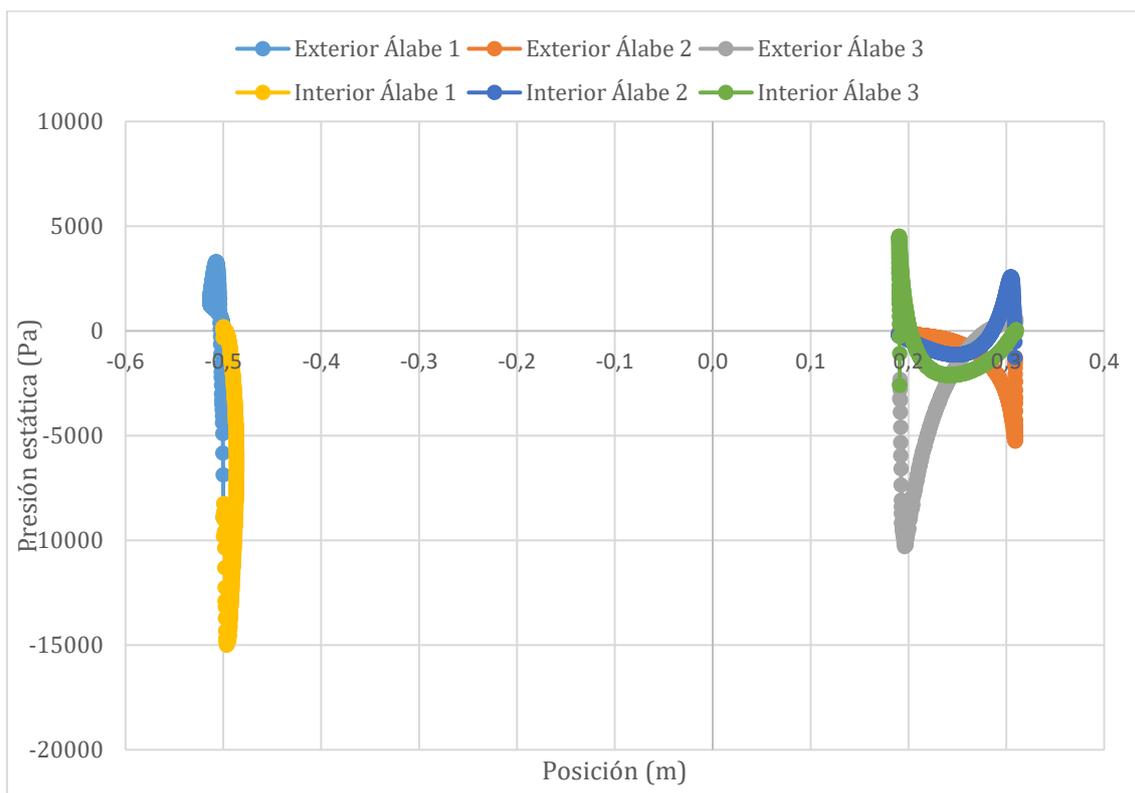


Figura 3-9 Presión respecto a la posición de los álabes para el caso C (90°, 210°, 330°)

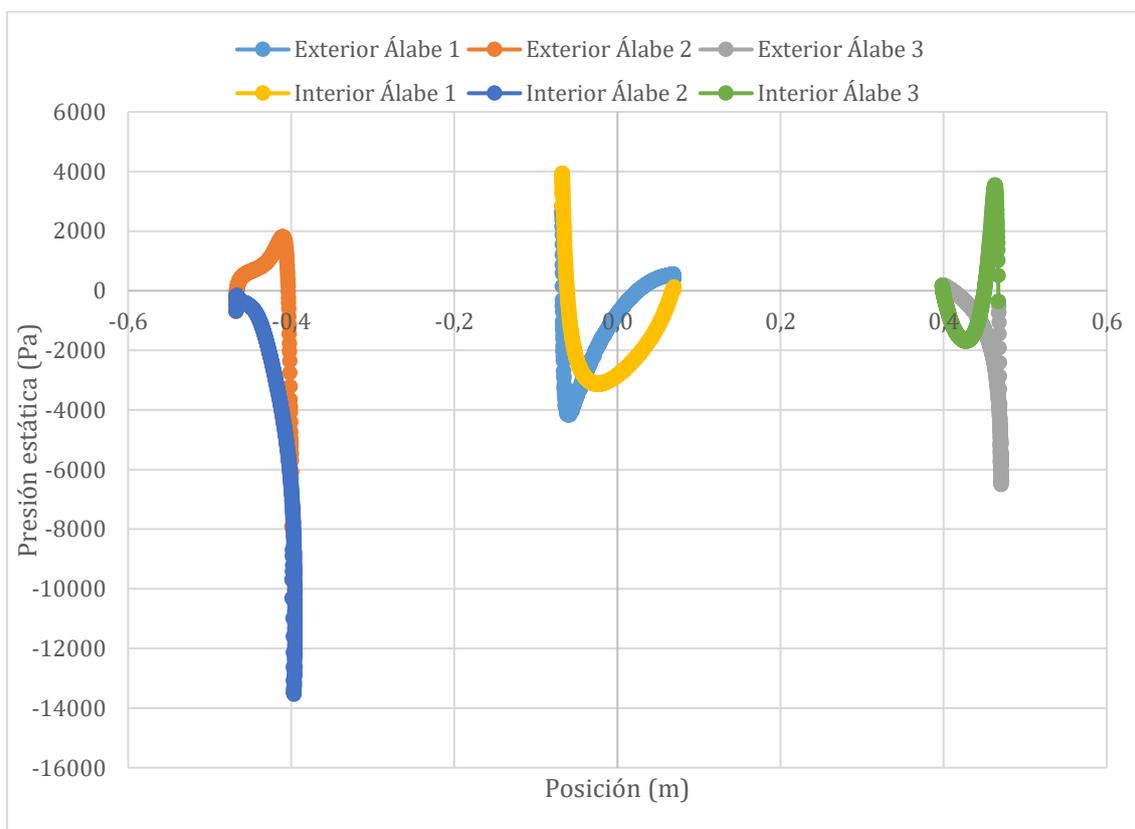


Figura 3-10 Presión respecto a la posición de los álabes para el caso D (120°, 240°, 0°)

La interpretación de las gráficas de presión, mostradas en la Figura 3-7 a Figura 3-10, para las distintas posiciones se realiza de la siguiente manera.

Primero, se observa en la gráfica que cada álabe tiene dos curvas de presión, una que hace referencia a la parte exterior y otra que hace referencia a la parte interior del álabe y segundo, se percibe que cada par de curvas tiene una presión asociada; si la presión dominante es la baja, esa zona del álabe será extradós y si la presión dominante es la de alta, será intradós.

En vista de las gráficas obtenidas se observa que en las posiciones A y C, se produce una superposición de entre las líneas que representan al álabe 1 y 2, en la posición A y entre las líneas que representan al álabe 2 y 3, en la posición C. Este fenómeno se debe a que la posición en el eje x, del álabe 1 y 2 es la misma para 30° y para 150° y en el caso los álabes 2 y 3, es la misma para 210° y para 330° .

3.2.2. Vectores de velocidad

En este apartado se exponen los vectores de velocidad para las posiciones anteriormente especificadas, empleando un rango de 0,0024 a 2 (m/s) y usando una escala de colores de 30 niveles.

A continuación, en la Figura 3-11 a Figura 3-14, se presentan dichos mapas vectoriales que permiten dilucidar qué zonas de los perfiles aerodinámicos tienen mayor o menor velocidad.

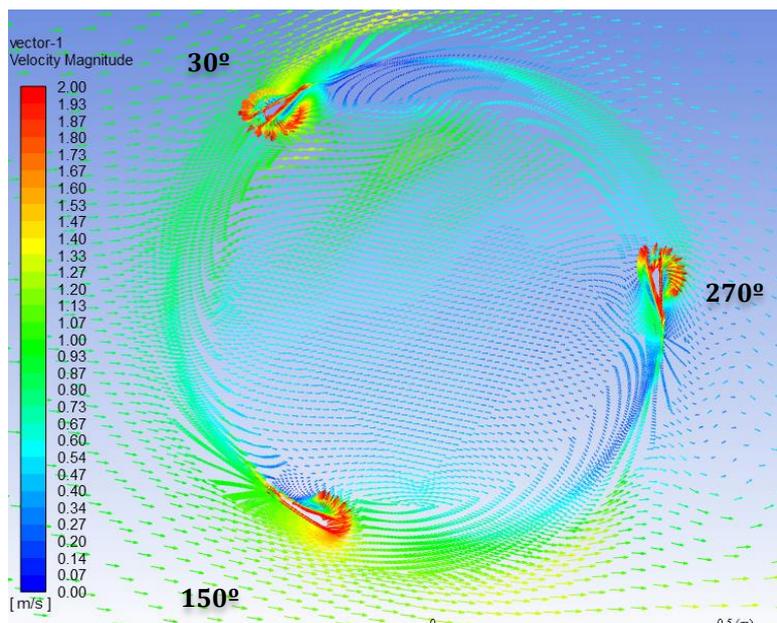


Figura 3-11 Vectores de velocidad (m/s) para el caso A (30° , 150° , 270°)

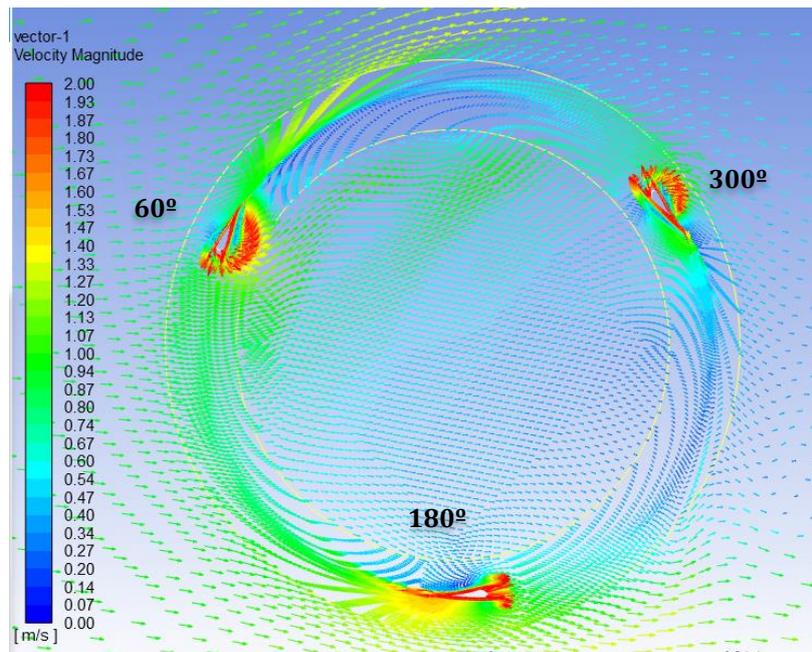


Figura 3-12 Vectores de velocidad (m/s) para el caso B (60°, 180°, 300°)

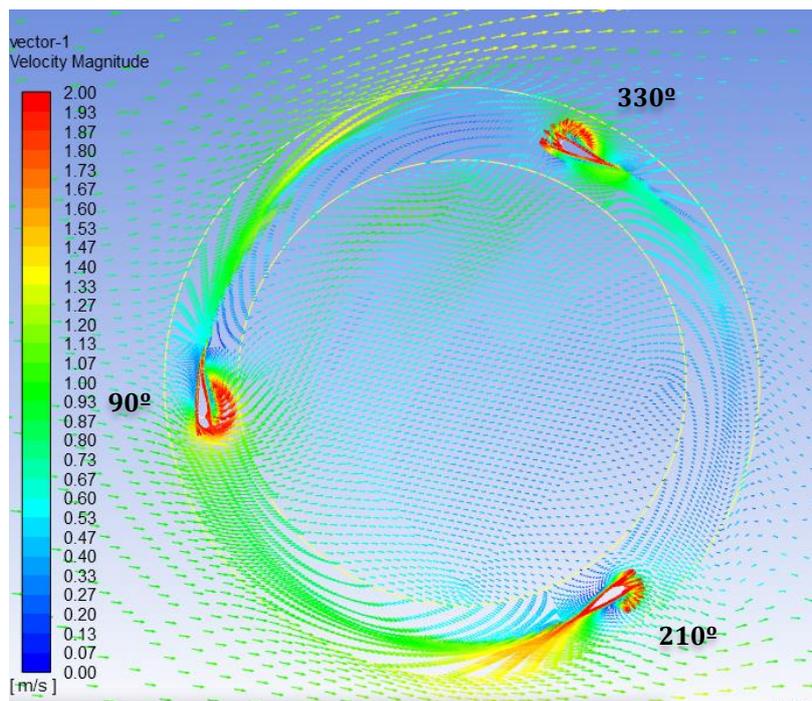


Figura 3-13 Vectores de velocidad (m/s) para el caso C (90°, 210°, 330°)

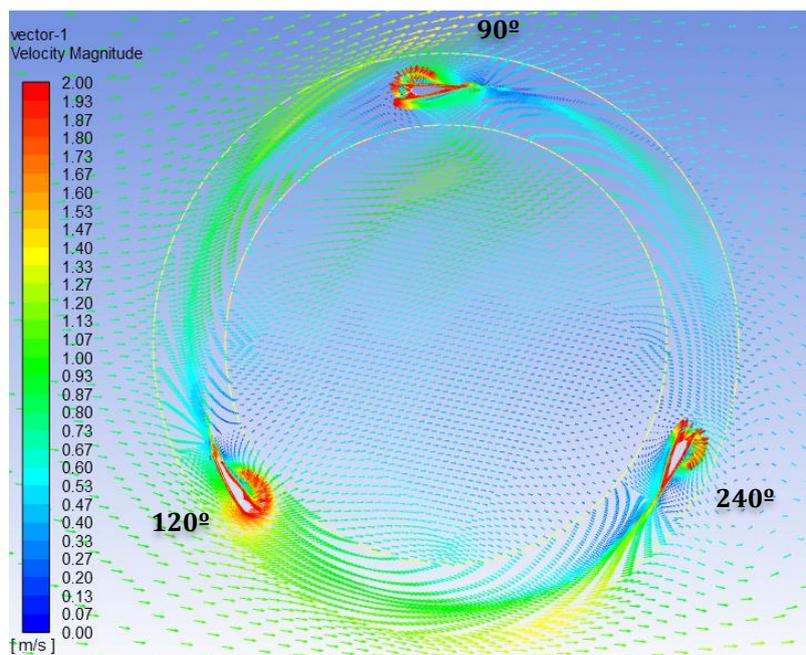


Figura 3-14 Vectores de velocidad (m/s) para el caso D (120°, 240°, 0°)

En vista de los vectores anteriormente expuestos se aprecia que, la zona del perfil aerodinámico expuesta a mayor velocidad es el borde de ataque del álabe en todos los casos estudiados.

También se observa que la posición más crítica respecto al vector velocidad es la posición B, en la que se alcanzan las mayores velocidades y se produce cuando los álabes alcanzan las posiciones de (60°, 180°, 300°). Quizá este fenómeno se produzca porque en esa posición, el álabe recibe la corriente de agua a la velocidad de 1m/s de forma más directa que en el resto de posiciones analizadas.

3.2.3. Contornos de vorticidad

La vorticidad es una magnitud física que sirve para cuantificar la rotación de un fluido y corresponde al rotacional del vector velocidad y es igual al doble de la velocidad angular. La expresión matemática que toma esta dimensión se expresa con la ecuación 3.1:

$$\text{Vorticidad} = \nabla \wedge \vec{v} = 2 \times \bar{\omega}$$

En este apartado se muestran los contornos de vorticidad para las posiciones anteriormente especificadas, empleando un rango de 0 a 20 (s-1) y usando una escala de colores de 30 niveles.

Se representan los contornos e vorticidad en las Figura 3-11 a Figura 3-14. Las zonas de mayor vorticidad o mayor velocidad angular corresponden a zonas coloreadas en rojo y las zonas de mínima vorticidad en azul.

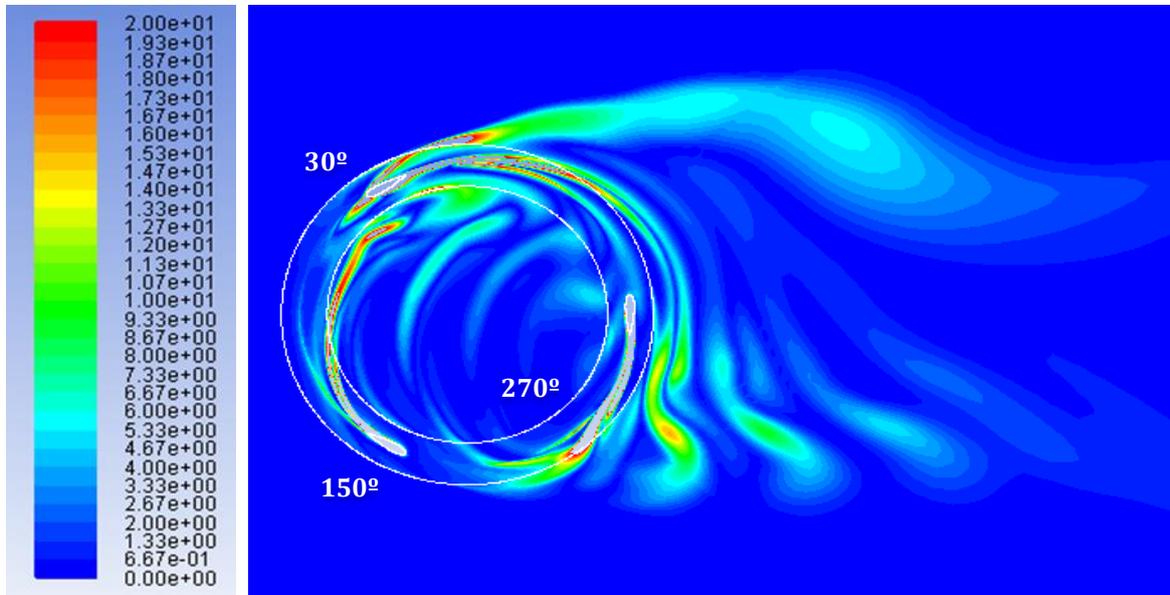


Figura 3-15 Contornos de vorticidad (1/s) para el caso A (30°, 150°, 270°)

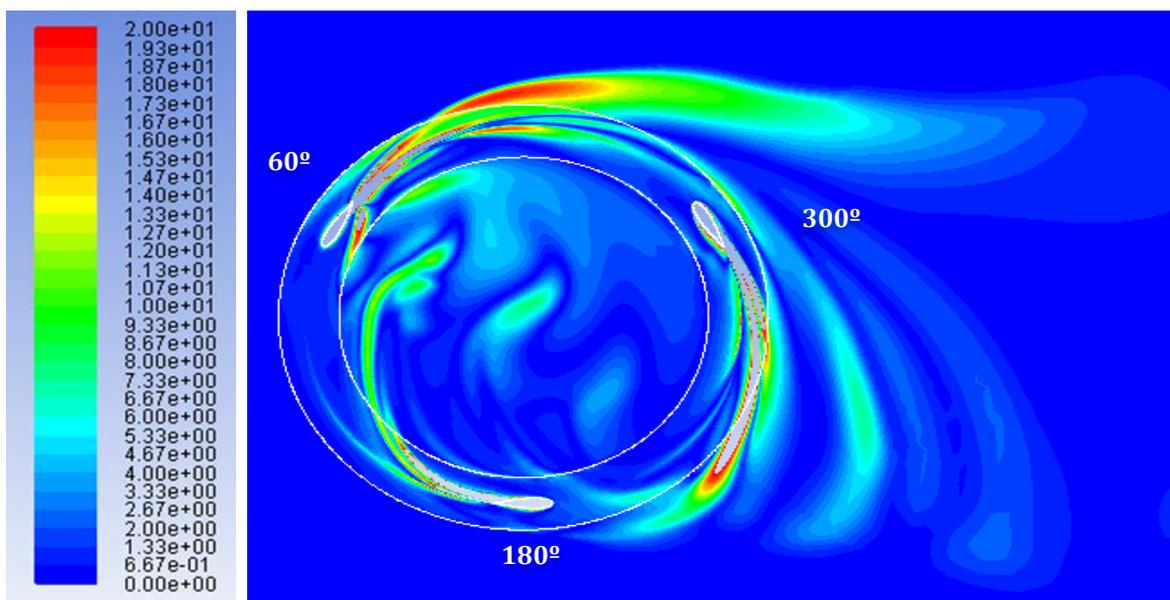


Figura 3-16 Contornos de vorticidad (1/s) para el caso B (60°, 180°, 300°)

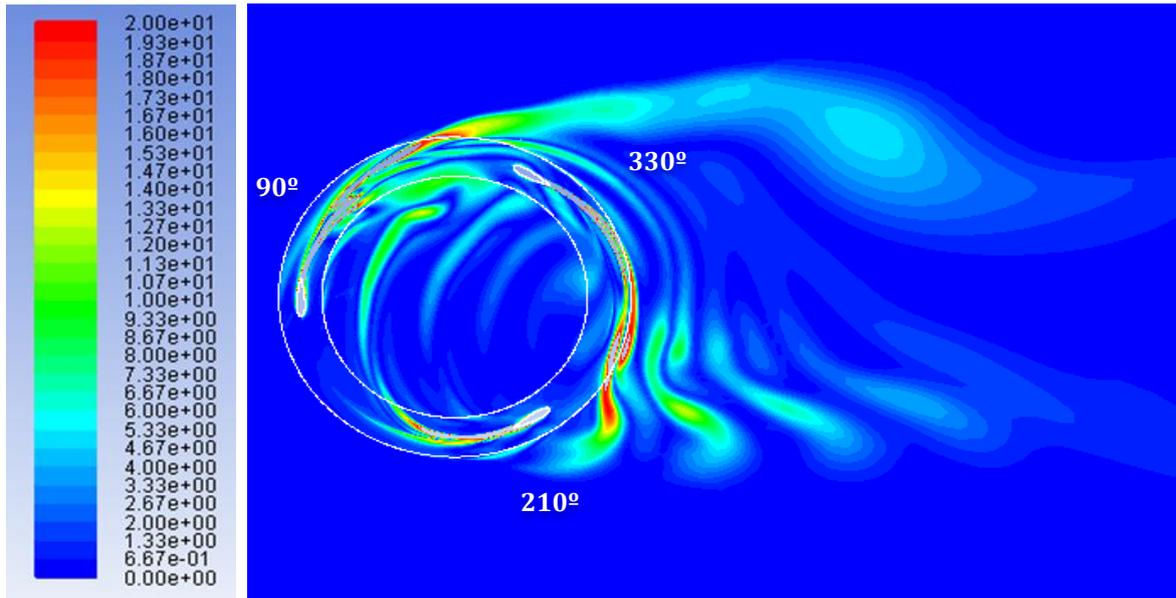


Figura 3-17 Contornos de vorticidad (1/s) para el caso C (90°, 210°, 330°)

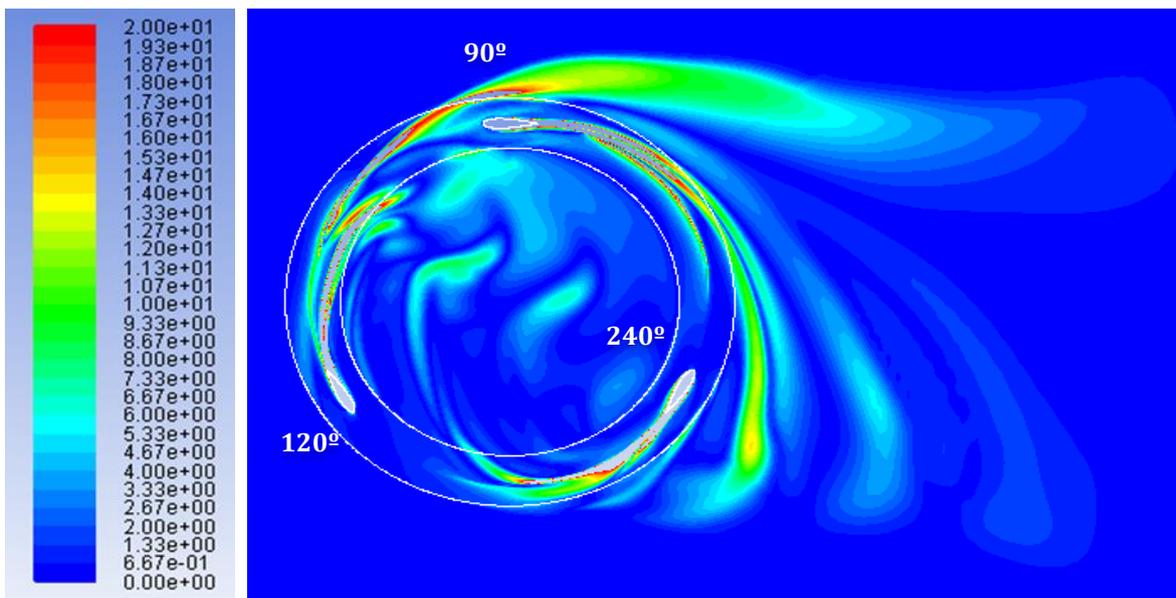


Figura 3-18 Contornos de vorticidad (1/s) para el caso D (120°, 240°, 0°)

El análisis de los contornos de vorticidad está relacionado con los contornos de presión, ya que permiten observar los torbellinos, porque estos coinciden con zonas de mínima presión y máxima velocidad.

Los torbellinos se forman como consecuencia del desprendimiento de la capa límite, formando estelas que representan este desprendimiento. Este fenómeno produce una disminución del rendimiento del perfil aerodinámico.

La vorticidad indica la existencia de torbellinos. Observando las imágenes, se aprecia que las zonas de vorticidades negativas o cero representadas en color azul, reflejan torbellinos que giran en el sentido de las agujas del reloj; mientras que las zonas coloreadas en rojo, representan zonas de vorticidad positiva con torbellinos que giran en sentido contrario a las agujas del reloj.

A la vista de estos contornos, se aprecia un máximo de vorticidad cuando el álabe se encuentra en la posición de 60°, produciéndose una amplia estela. Esta estela no desaparece, sino que interfiere cuando los perfiles alcanzan otras posiciones como 30°, 90° o 120°.

También cabe mencionar que, existe otro máximo de vorticidad cuando el álabe se encuentra en la posición 210°. En esta ubicación se aprecian cuatro claros torbellinos, que también aparecen en otras posiciones del rotor, pero de forma leve.

3.2.4. Contornos de turbulencia

En este apartado se explican los contornos de la tasa de disipación específica de energía turbulenta de la turbina para las posiciones anteriormente especificadas, empleando un rango de 0,7 a 100 (s⁻¹) y usando una escala de colores de 30 niveles.

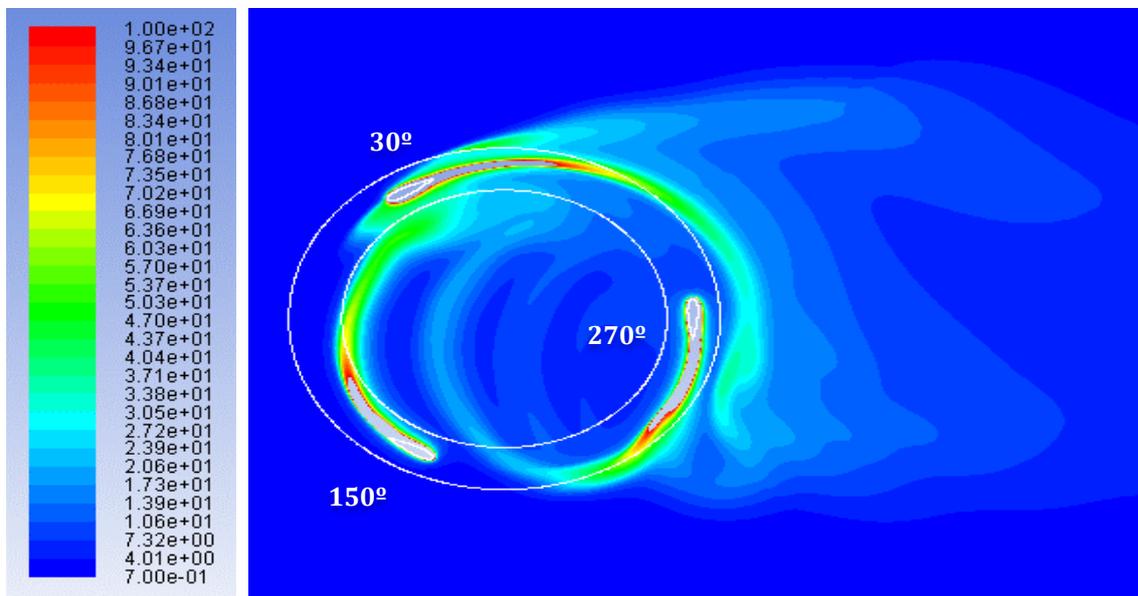


Figura 3-19 Contornos de disipación de energía turbulenta (1/s) de energía turbulenta para el caso A (30°, 150°, 270°)

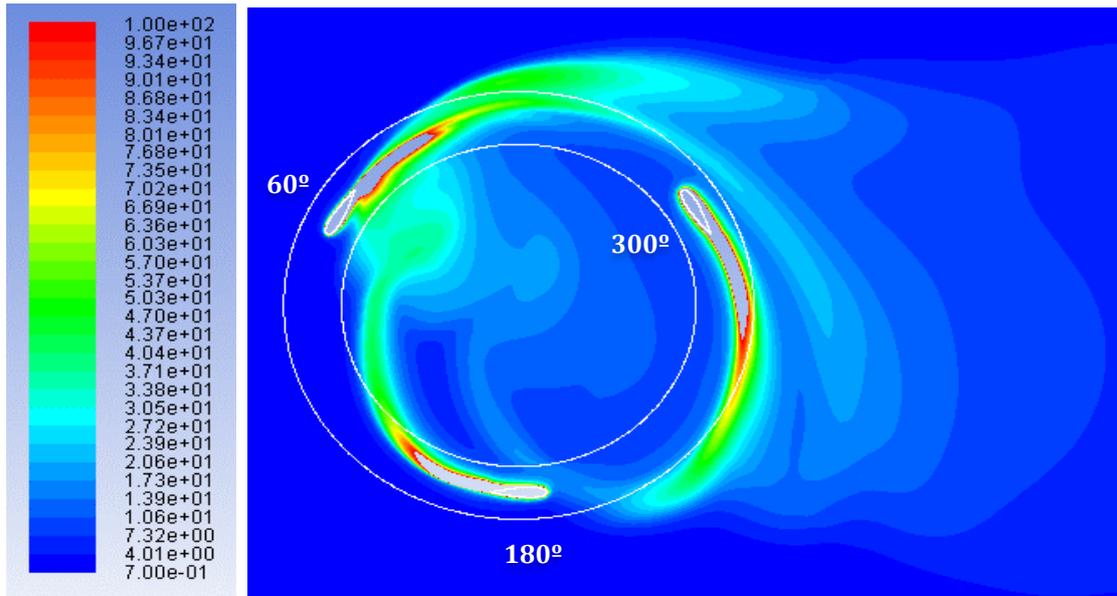


Figura 3-20 Contornos de disipación de energía turbulenta (1/s) para el caso B (60° , 180° , 300°)

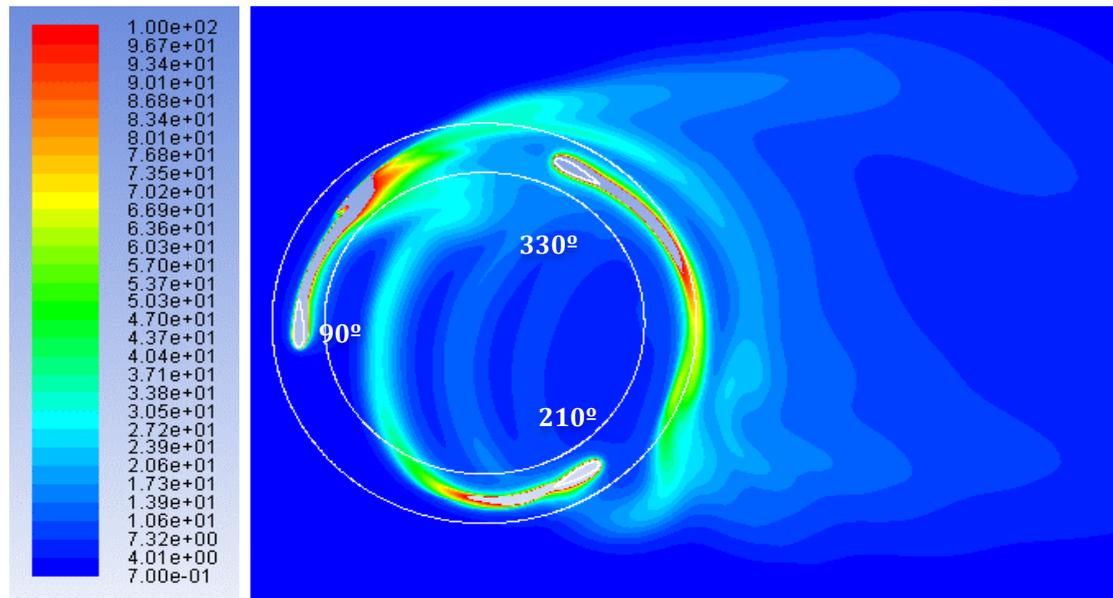


Figura 3-21 Contornos de disipación de energía turbulenta (1/s) para el caso C (90° , 210° , 330°)

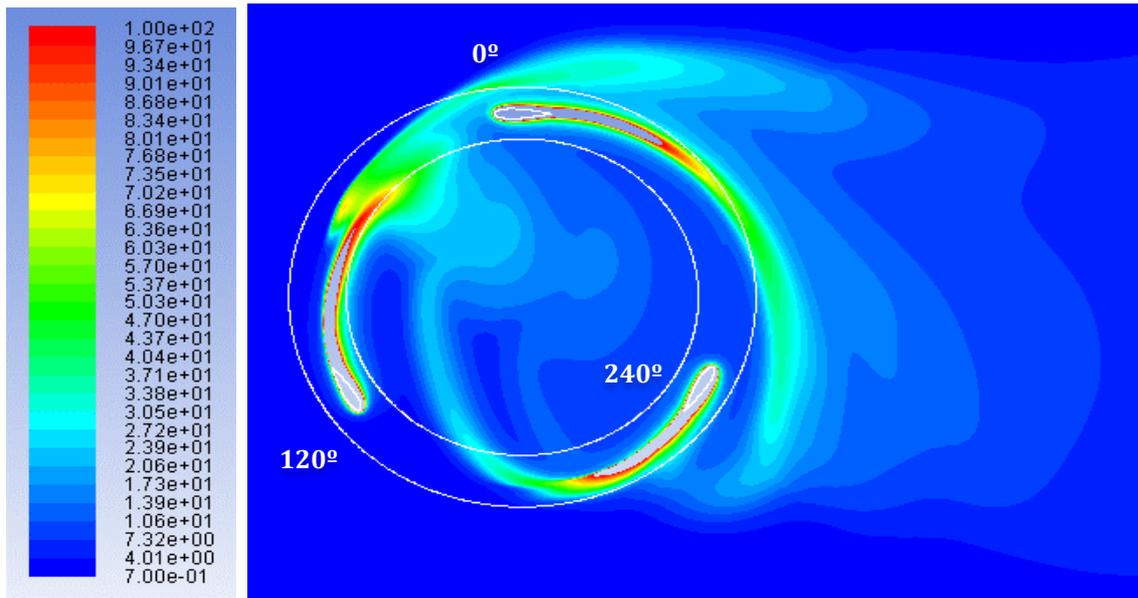


Figura 3-22 Contornos de disipación de energía turbulenta (1/s) para el caso D (120°, 240°, 0°)

De la Figura 3-19 a la Figura 3-22 se aprecia que la máxima turbulencia se produce en el punto opuesto al borde de ataque del perfil, mientras que en el borde de ataque la turbulencia es nula. Esto se debe al desprendimiento de la capa límite y formación de la estela.

3.3. ANÁLISIS DE LA VALIDEZ DE LOS RESULTADOS

Para poder asegurar la veracidad de las soluciones obtenidas hay que tener en cuenta diferentes criterios que ayudan a analizar de forma objetiva las simulaciones. Estas pautas son:

- Los residuales: se ha establecido que el error relativo debe ser menor que 10^{-3} en todas las simulaciones realizadas. Con esta opción se acota el error cometido.
- La periodicidad y convergencia: son características imprescindibles para asegurar la validez de los resultados. Resulta fundamental obtener una tendencia periódica en los resultados, que se logra cuando la simulación avanza en el tiempo. Al principio se obtiene un comportamiento oscilante hasta que la solución se estabiliza y muestra un comportamiento periódico.

A continuación, se presenta la Figura 3-23, obtenida en el punto de diseño, que ilustra el registro del momento instantáneo y permite representar el coeficiente de momento (C_m) frente al tiempo.

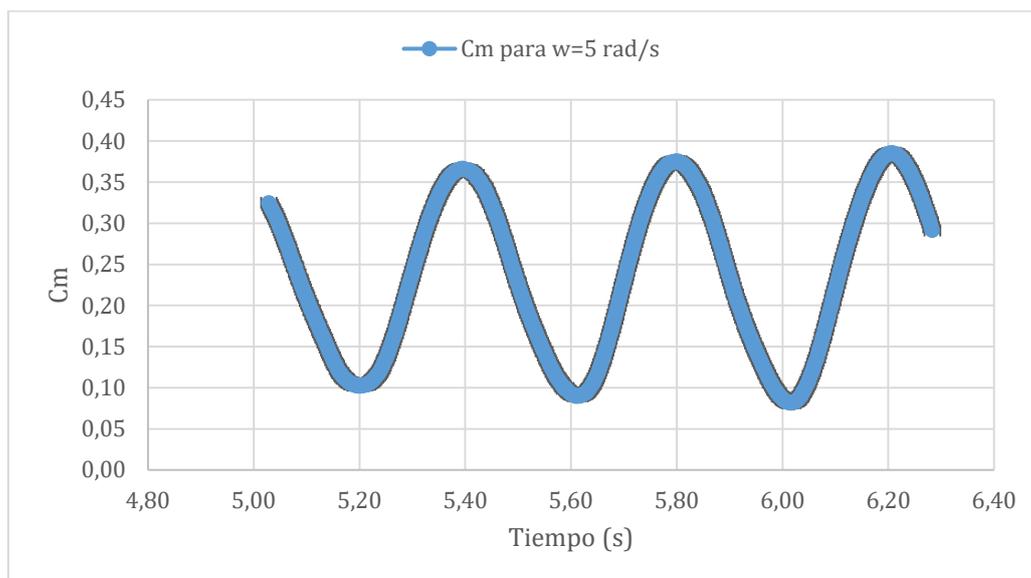


Figura 3-23 Coeficiente de momento instantáneo para $w=5$ rad/s

Es importante mencionar que no sólo se obtiene periodicidad de los resultados analizando el punto de diseño, sino también en el resto de puntos que conforman la curva característica. Estos no se muestran por simplicidad y porque en todos los casos el comportamiento es periódico para cada velocidad angular analizada.

En todos los casos se sigue una tendencia periódica y que el número de vueltas completas realizadas es de tres, lo que corresponde a 1200 *time steps*.

- y^+ : este parámetro refleja si la primera celda se sitúa dentro de la subcapa laminar o dentro de la subcapa logarítmica o inercial.

Cerca de las paredes el patrón de flujo se perturba por la presencia de un sólido en contacto con el fluido dando lugar a la capa límite, una región donde los efectos de la viscosidad son importantes. La capa límite se divide en dos regiones: capa interna, formada por las subcapa laminar y logarítmica, y capa externa.

Si el valor del y^+ es menor a 5, la primera celda en contacto con un sólido se sitúa en a subcapa laminar, donde se elige el modo *Enhanced Wall Treatment* y si es mayor a este valor, se sitúa en la subcapa logarítmica o inercial donde se elige la opción *Standard Wall Function*.

Este criterio es válido para modelos de turbulencia k - ϵ . Otros modelos como k - ω exigen directamente que el valor del y^+ sea menor que cinco.

En Figura 3-24, se muestra una gráfica del y^+ donde se aprecia que el valor medio del y^+ es de 1 para la velocidad angular correspondiente al punto de diseño, por lo que los resultados obtenidos presentan una calidad bastante buena.

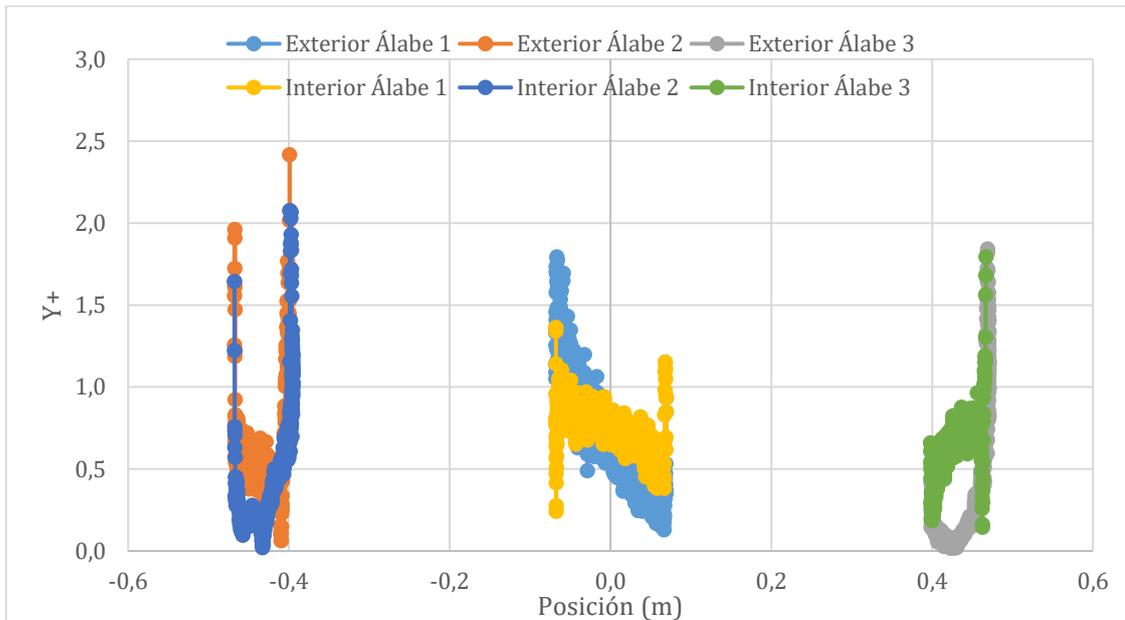


Figura 3-24 Valor del y^+ para $w=5$ rad/s

Por último, otro criterio de validez de los resultados obtenidos, es el cumplimiento de la ley de Bezt.

Dicho postulado se ha mostrado anteriormente y explica que sólo se puede obtener un 60% de energía útil en una turbina. A continuación, se presenta en la Figura 3-25, una gráfica que refleja que los resultados obtenidos siguen esta ley.

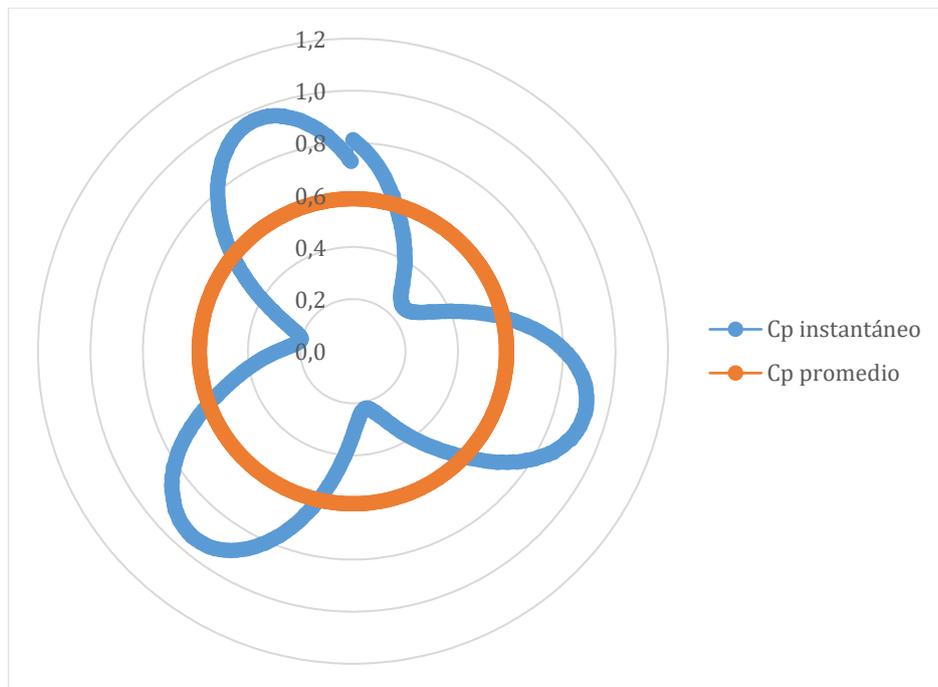


Figura 3-25 Coeficientes de potencia instantáneo y promedio para $w=5$ rad/s

3.4. SENSIBILIDAD DE LA MALLA

Para contrastar la malla de trabajo inicial es necesario compararla con otras mallas, que se obtienen a través de un refinamiento de la malla origen.

El presente estudio parte de una malla de buena calidad que consta de 176915 celdas. Inicialmente se ha obtenido la curva característica de la turbina para este número de celdas y ahora se quiere obtener de nuevo dicha curva con otras mallas. El estudio de los mallados se realiza en el punto de diseño, que corresponde a una velocidad angular de 5 rad/s.

Para proceder a la verificación, se compara la malla inicial con otras dos. La primera, es una malla depurada por gradiente de vorticidad y que permite refinar un número de 40000 celdas aproximadamente, consiguiendo un total de 300000 celdas. La segunda, es una malla depurada de forma que establece un círculo de radio 0,048 m, en el borde de salida del perfil, permitiendo refinar 220000 celdas y obtener un total de 490000 celdas. A continuación, la Tabla 3-4 recoge la información relativa a los tres mallados anteriormente citados:

Tabla 3-4 Resumen de las características de los diferentes mallados

MALLA	NÚMERO DE CELDAS
Inicial	170 Kc
Refinado 1	300 Kc
Refinado 2	490 Kc

Después de detallar el tamaño de las mallas, se procede a simular 6 vueltas más del rotor, hasta alcanzar 6500 *time steps*. Una vez obtenida esta cifra, se analiza la última vuelta, que corresponde al rango de 6000 a 6500 *time steps* y se obtienen unos valores del coeficiente de par y de potencia recogidos en la Tabla 3-5:

Tabla 3-5 Resumen de los coeficientes para los distintos refinados

MALLA	Ω (RAD/S)	ΔT (S)	TSR	C_M PROMEDIO	C_P PROMEDIO
Inicial	5,0	0,00209440	2,5	0,2341	0,5854
Refinado 1	5,0	0,00209440	2,5	0,2382	0,5955
Refinado 2	5,0	0,00209440	2,5	0,1441	0,3604

A la vista de los resultados, se razona que la mejor malla es la segunda ya que permite obtener el mayor coeficiente de potencia. Aunque cabe mencionar que la malla inicial, proporciona un valor bastante similar.

Seguidamente en la Figura 3-26 se muestra una imagen que permite apreciar el resultado de forma más gráfica. En color morado se expone el coeficiente de potencia para la malla inicial sin refinar, en granate se presenta el mismo valor tras depurar la malla mediante el primer refinado y en amarillo, tras el segundo refinado.

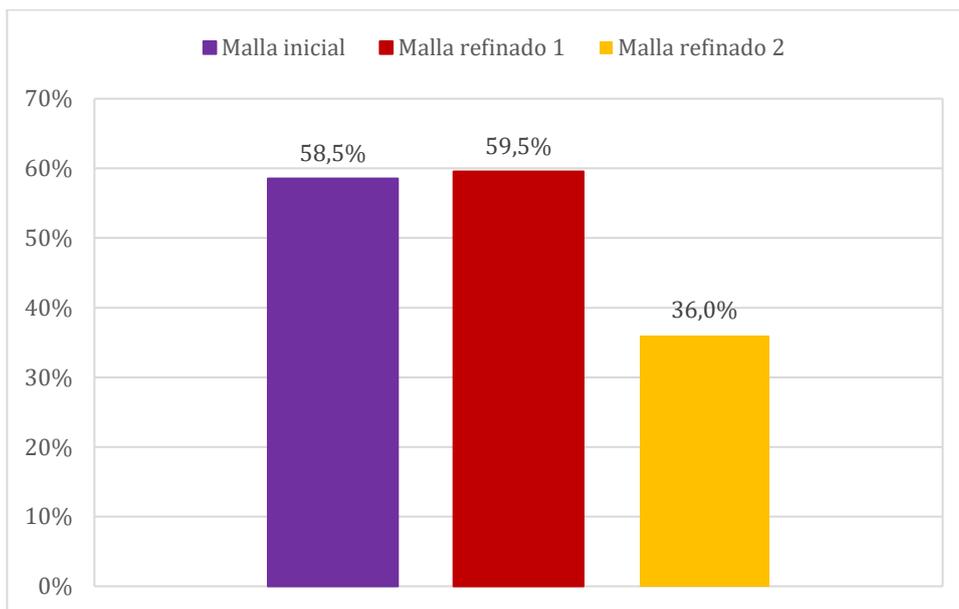


Figura 3-26 Coeficientes de potencia para los distintos mallados

3.4.1. Curva característica de los diferentes refinados

En este apartado se representan las curvas características de los dos refinados de la malla inicial. En primer lugar, se muestran los resultados obtenidos tras el primer refinado en la Tabla 3-6 y su curva característica y posteriormente, se analiza el segundo refinado.

Tabla 3-6 Valores característicos de la curva de la turbina tras el refinado 1

Ω (RAD/S)	ΔT (S)	TSR	C_M PROMEDIO	C_P PROMEDIO
1,0	0,0105	0,5	0,0922	0,0461
2,0	0,0052	1,0	0,3023	0,3023
3,5	0,0030	1,8	0,2995	0,5242
4,0	0,0026	2,0	0,3004	0,6008
4,5	0,0023	2,3	0,2723	0,6126
5,0	0,0021	2,5	0,2382	0,5955
6,0	0,0017	3,0	0,1659	0,0008

Comparando la Tabla 3-1 y la Tabla 3-7, se aprecia que los valores son bastante similares a los obtenidos tras la simulación de la malla inicial. Las diferencias se apreciarán mejor realizando la superposición de todas las curvas características, hecho que se detalla en el siguiente apartado.

Resulta interesante apreciar que alguno de los valores del coeficiente de potencia obtenidos para el refinado 1, superan el límite de Bezt; esto es debido a la aproximación bidimensional de la turbina que se realiza en la simulación.

A continuación, en la Figura 3-27 se representa la curva característica de la turbina tras el primer refinado.

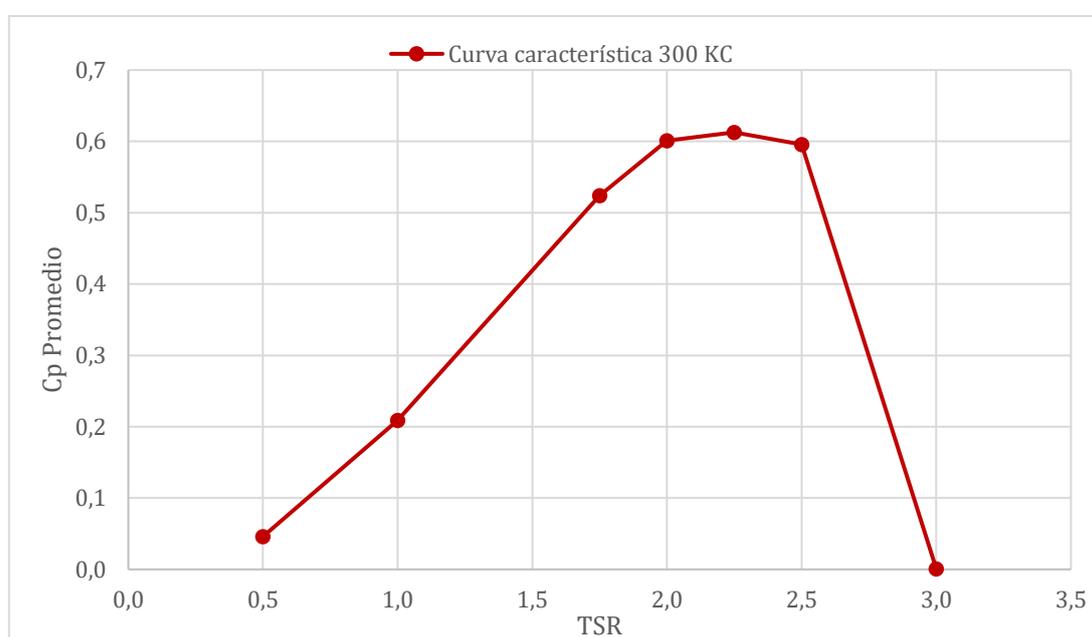


Figura 3-27 Curva característica de la turbina tras el refinado 1

En segundo lugar, se presentan los datos en la Tabla 3-7 y la curva característica en la Figura 3-28, tras el segundo refinado:

Tabla 3-7 Valores característicos de la curva de la turbina tras el refinado 2

Ω (RAD/S)	ΔT (S)	TSR	C_M PROMEDIO	C_P PROMEDIO
1,0	0,0105	0,5	0,1375	0,0688
2,0	0,0052	1,0	0,3023	0,3023
3,5	0,0030	1,8	0,3092	0,5411
4,0	0,0026	2,0	0,2521	0,5041
4,5	0,0023	2,3	0,2007	0,4516
5,0	0,0021	2,5	0,1441	0,3604
6,0	0,0017	3,0	0,1328	0,3985

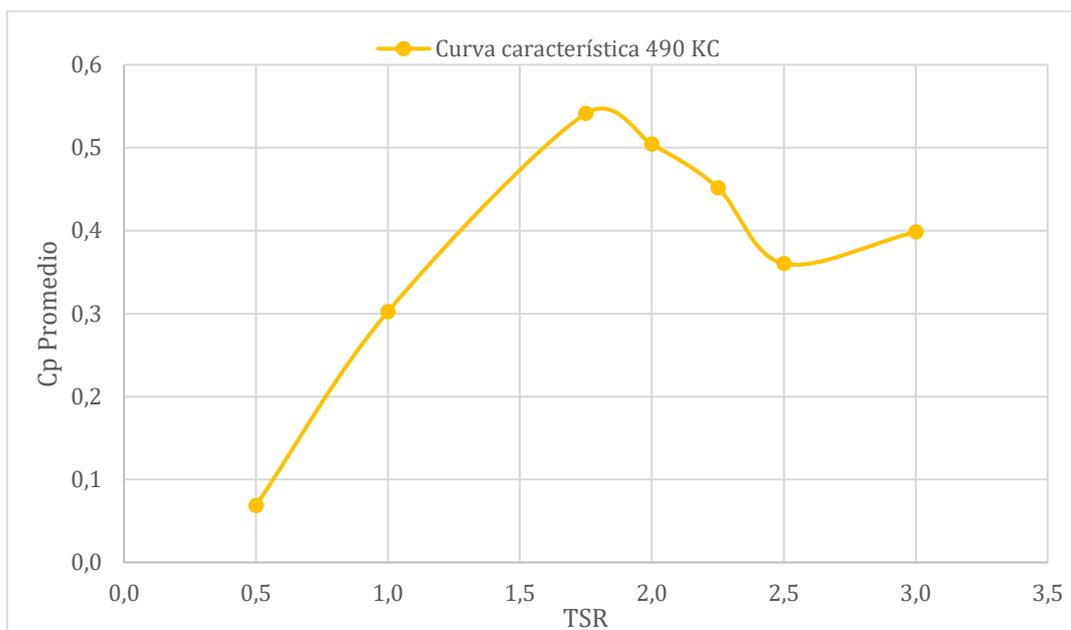


Figura 3-28 Curva característica de la turbina tras el refinado 2

3.4.2. Comparativa de curvas características

Para poder deducir cuál de las tres mallas es mejor para realizar el análisis que se propone en el presente trabajo, se decide confrontar las tres curvas características en la Figura 3-29 y elegir una de las tres para realizar dicho estudio.

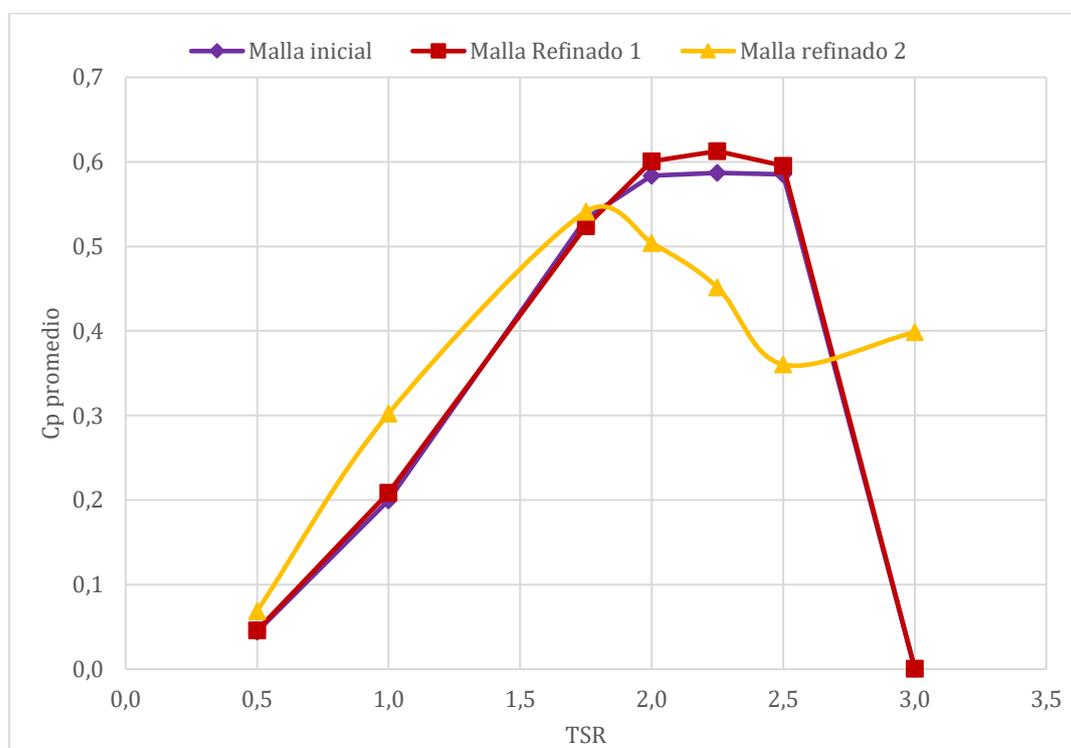


Figura 3-29 Comparativa de las curvas características

Para poder entender esta representación es necesario presentar que, la curva de color azul corresponde a la malla inicial, la roja a la malla tras el primer refinado y la verde, tras el segundo.

Comparando las gráficas se comprueba que, tras el primer refinado de la malla, los resultados son bastante similares a los iniciales y se observa que ambas curvas presentan su máximo en puntos cercanos. Sin embargo, al fijarse en la curva tras el segundo refinado, se aprecia que ésta se ha desviado hacia la izquierda, alcanzando su máximo en otro punto considerablemente distinto.

En vista de estos resultados, cabe valorar si compensa tener una malla tan fragmentada porque esta precisión se traduce en coste computacional.

3.4.3. Elección de la malla

El tipo de malla elegida es la que corresponde al refinado 1, debido a que, aunque requiere mayor coste computacional tiene algo más de precisión que la malla inicial, sobre todo en puntos cercanos al de diseño.

A continuación, se muestra en la Tabla 3-8, las potencias que se obtienen con los diferentes refinados.

Tabla 3-8 Valores característicos de la curva de la turbina tras el refinado 2

Ω (RAD/S)	P (W) MALLA INICIAL	P(W) REFINADO 1	P (W) REFINADO 2
1,0	22,2	23,0	34,4
2,0	99,9	104,5	151,2
3,5	266,5	262,1	270,5
4,0	291,8	300,4	252,1
4,5	293,5	306,3	225,8
5,0	292,7	297,7	180,2
6,0	0,4	0,4	199,2

La potencia que es capaz de proporcionar la turbina a estudio con tres perfiles NACA0020 es del orden de 300 W en el punto de diseño.

Para un modelo a escala de la turbina H-Darrieus con tres álabes, radio 0,5 m y envergadura de los perfiles de 1 m, la potencia obtenida en el punto máximo de diseño se encuentra en un rango de valores de 250 a 300 W.

CAPÍTULO 4

ESTUDIO PARAMÉTRICO

4. ESTUDIO PARAMÉTRICO.....	61
4.1. INFLUENCIA DEL GRADO DE SOLIDEZ EN HIDROGENERADORES	61
4.2. CURVA CARACTERÍSTICA PARA GRADO DE SOLIDEZ 0,5	62
4.2.1. Comparativa de curvas características en función del grado de solidez	63
4.3. PATRÓN DE FLUJO EN LAS CONDICIONES DE DISEÑO PARA GRADO DE SOLIDEZ 0,5	64
4.3.1. Contornos de presión	66
4.3.2. Contornos de vorticidad	69
4.3.3. Contornos de disipación de energía turbulenta.....	71
4.3.4. Comparativa del patrón de flujo en las condiciones de diseño en función del grado de solidez.....	73
4.4. INFLUENCIA DE LA INTENSIDAD TURBULENTO EN HIDROGENERADORES	74
4.5. CURVA CARACTERÍSTICA PARA INTENSIDAD TURBULENTO DEL 10% ..	75
4.6. PATRÓN DE FLUJO EN LAS CONDICIONES DE DISEÑO PARA INTENSIDAD TURBULENTO DEL 10%	76

4. ESTUDIO PARAMÉTRICO

Este capítulo constituye el núcleo central del proyecto y pretende arrojar luz sobre, la influencia de la geometría, el grado de solidez de la turbina y la intensidad turbulenta.

4.1. INFLUENCIA DEL GRADO DE SOLIDEZ EN HIDROGENERADORES

El objetivo de este apartado es comparar el comportamiento del rotor con otro grado de solidez.

El grado de solidez es un parámetro adimensional, que refleja la fracción de área del rotor que ocupan los álabes y depende de la geometría de la turbina, concretamente del número de álabes, de la cuerda y del radio del rotor. A continuación, se adjunta la expresión matemática ecuación 4.1 que lo define, expuesta también en el *Capítulo 2*.

$$\sigma = \frac{Z \cdot c \cdot b}{2 \cdot R \cdot b}$$

Los factores que influyen en este número adimensional son, la cuerda, de forma proporcional y el radio del rotor, de forma inversamente proporcional. El número de álabes se mantiene constante, porque se estudia la misma turbina y la longitud del álabe, no influye, al aparecer en ambas partes de la fracción.

El procedimiento que se sigue para estudiar cómo influye el grado de solidez en una turbina H-Darrieus con agua como fluido de trabajo es el que se describe a continuación.

En primer lugar, se parte de una malla que consta de 170 kC, que representa una turbina de radio 0,5 m, con unos álabes de cuerda 0,136 m, obteniendo un grado de solidez de 0,4. Esta malla es refinada mediante un proceso de refinado por gradiente de vorticidad que permite marcar 40 000 celdas y obtener 300 kC.

Posteriormente, se parte de una nueva malla que representa otra geometría distinta y proporciona un grado de solidez de 0,5. Los parámetros geométricos que se modifican para obtener este nuevo grado de solidez son la cuerda y el radio. Esta nueva malla consta de 140 kC, tamaño parecido al anterior inicial y se la somete al mismo proceso de refinado, que permite marcar 40 000 celdas, obteniendo 260 kC.

Seguidamente, se agrupan tabulados en la Tabla 4-1, todos los parámetros geométricos del perfil NACA 0020 de la nueva malla que proporciona un grado de solidez de 0,5.

Tabla 4-1 Parámetros geométricos del perfil NACA 0020 solidez 0,5

PARÁMETROS GEOMÉTRICOS PERFIL NACA 0020

Número de álabes (Z)	3
Cuerda (c)	0,104 m
Radio (R)	0,312 m
Longitud del álabe (b)	1 m
Área (A)	0,624 m
Diámetro hidráulico (D_h)	0,624 m
Angulo de Pitch (β)	0°

Una vez que se tienen las dos mallas sometidas a los mismos procesos y con tamaños parecidos, se procede a la comparación de ambas para ver cómo influye el parámetro anteriormente citado.

4.2. CURVA CARACTERÍSTICA PARA GRADO DE SOLIDEZ 0,5

En este apartado, se presenta la Tabla 4-2, que muestra las diferentes velocidades angulares que han permitido construir la curva que describe el funcionamiento de la turbina cuando el grado de solidez es de 0,5. También se tabulan los valores de la resolución temporal de cada simulación, el *Tip Speed Ratio*, el coeficiente de par promedio y el coeficiente de potencia promedio.

En el eje de abscisas se representa el *Tip Speed Ratio* y en el eje de ordenadas el coeficiente de potencia promedio, obteniéndose una especie de parábola desviada ligeramente hacia la derecha con dos cumbres.

La gráfica se ha construido con velocidades angulares pequeñas y presenta un máximo absoluto cuando la velocidad angular es de 4,5 rad/s, logrando en ese punto un *Tip Speed Ratio* de 1,4 y un coeficiente de potencia de 0,092. También se aprecia un máximo relativo cuando la velocidad angular es de 2 rad/s aproximadamente.

Tabla 4-2 Valores característicos de la curva de la turbina de estudio solidez 0,5

Ω (RAD/S)	ΔT (S)	TSR	C_M PROMEDIO	C_P PROMEDIO
1,0	0,0105	0,3	-0,0201	-0,0063
2,0	0,0052	0,6	0,0479	0,0299
3,5	0,0030	1,1	0,0299	0,0326
4,0	0,0026	1,2	0,0712	0,0889
4,5	0,0023	1,4	0,0657	0,0923
5,0	0,0021	1,6	0,0008	0,0012

A continuación, en la Figura 4-1, se presenta la curva característica cuando el grado de solidez es 0,5.

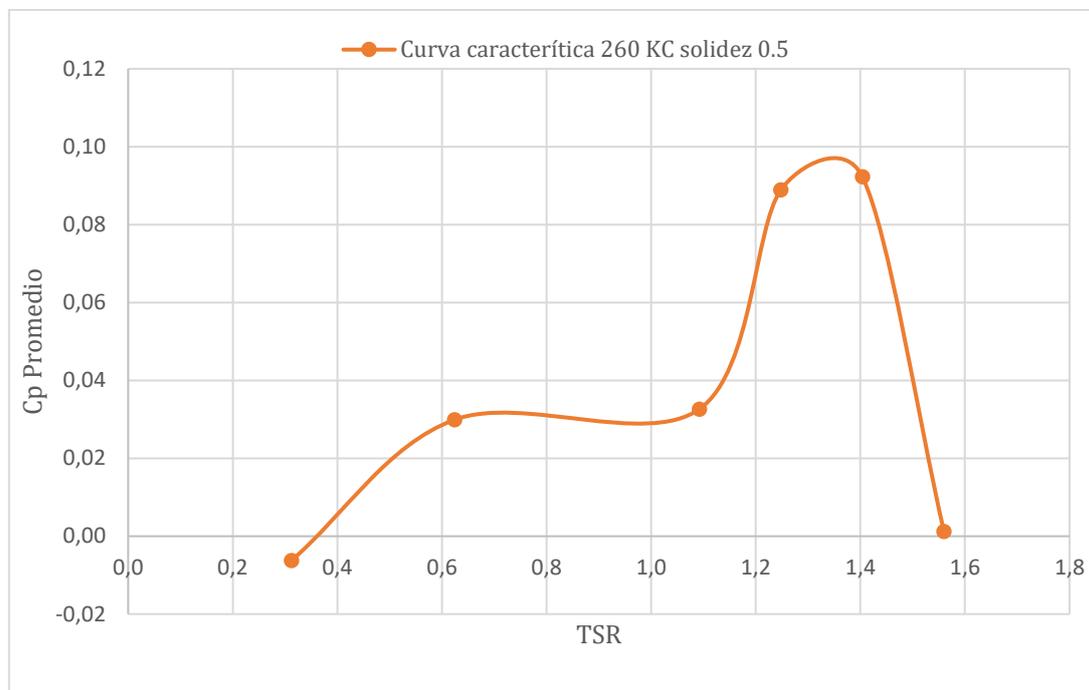


Figura 4-1 Curva característica de la turbina con perfiles NACA 0020 con 260 Kc solidez 0,5

En vista de dicha representación, se observa que el coeficiente de potencia máximo que se puede obtener es pequeño, que se cumple la Ley de Betz y que existen problemas de autoarranque cuando la velocidad angular es muy pequeña, al obtenerse valores negativos del coeficiente de potencia promedio.

4.2.1. Comparativa de curvas características en función del grado de solidez

Finalmente se procede a realizar la comparativa de las curvas características que describen el comportamiento de la turbina a estudio, cuando cambia el grado de solidez del rotor.

En la Figura 4-2 se aprecian dos curvas superpuestas, la correspondiente al grado de solidez 0,4, en color azul y la correspondiente al grado de solidez 0,5, en color naranja.

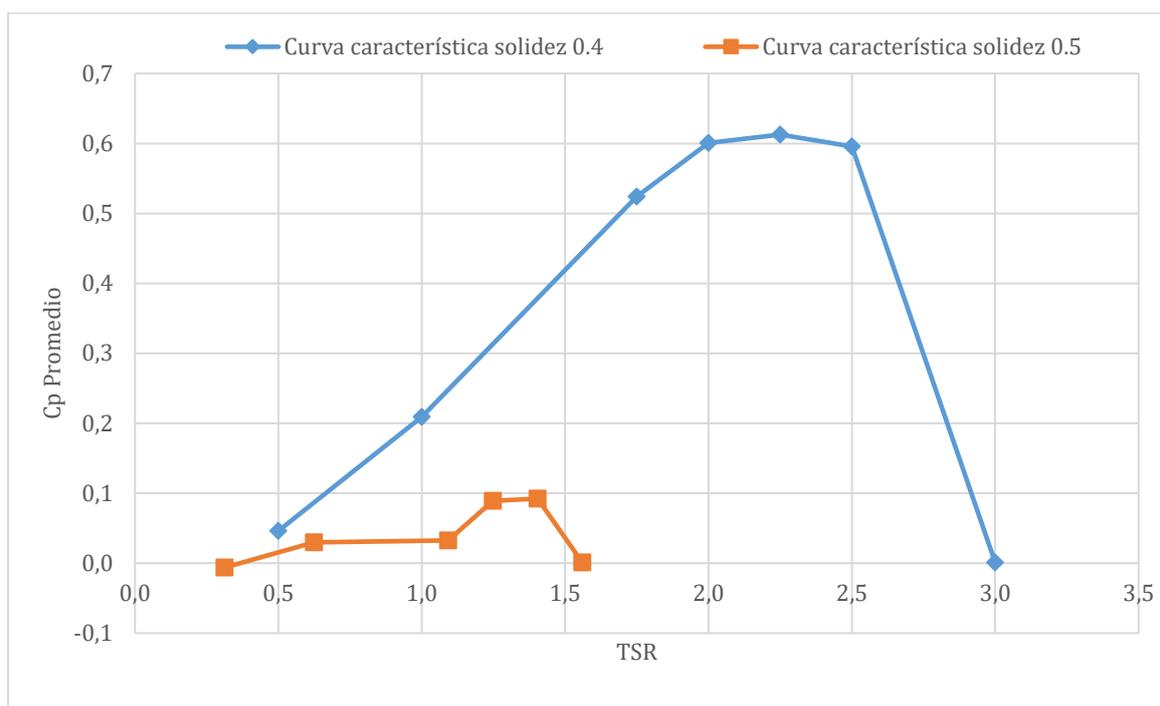


Figura 4-2 Comparativa de las curvas características para grado de solidez 0,4 y 0,5

En vista de ambas curvas se deduce que el coeficiente de potencia promedio y por tanto, la potencia que se puede obtener, es mucho mayor cuando el grado de solidez es menor.

Se puede observar que, para valores pequeños de la velocidad angular, en torno a 1 rad/s, cuando el grado de solidez es menor, no existen problemas de autoarranque, pero cuando aumenta dicho valor, el coeficiente de potencia es negativo y se produce este efecto.

También se aprecia que el aspecto de ambas curvas difiere considerablemente, de forma que para el grado de solidez de 0,4 se tiene una parábola y para el grado de solidez 0,5, la gráfica presenta un máximo relativo, a parte del máximo absoluto.

Por último, cabe mencionar, que el punto de diseño disminuye de forma pequeña cuando aumenta el grado de solidez, siendo de 5 rad/s, cuando la solidez es de 0,3 y siendo de 4,5 rad/s, cuando la solidez es de 0,4.

4.3. PATRÓN DE FLUJO EN LAS CONDICIONES DE DISEÑO PARA GRADO DE SOLIDEZ 0,5

En esta sección, se analiza el patrón de flujo, empleando para ello los contornos de presión, de vorticidad y de disipación de la tasa de energía cinética turbulenta.

Dicho estudio se realiza en las condiciones de diseño, que para esta nueva malla con grado de solidez 0,5, corresponden a la simulación realizada para una velocidad angular de 4,5 rad/s con un TSR=1,4.

A continuación, se muestran instantáneas del flujo en las posiciones representativas, que se han obtenido simulando cinco vueltas del rotor para la velocidad de 4,5 rad/s.

El modo de obtener estas gráficas, ha sido simular 5 vueltas del rotor que corresponden a 3000 *time steps*, fijarse en la última vuelta que va desde 2400 a 3000 *time steps* y simular un cuarto de vuelta a mayores para obtener 3150 *time steps*.

Seguidamente, en la Tabla 4-3, se indican las posiciones más representativas de los álabes, que son iguales a las elegidas en el caso anterior, cuando se representa el patrón de flujo para un grado de solidez de 0,4.

Tabla 4-3 Time steps para determinadas posiciones solidez 0,5

CASO	POSICIÓN	TIME STEPS
A	30°, 150°, 270°	3050
B	60°, 180°, 300°	3100
C	90°, 210°, 330°	3150
D	120°, 240°, 0°	3000

La elección de las posiciones características se realiza teniendo en cuenta que el comportamiento de la turbina es periódico, por lo que solo es necesario analizar un giro de cada perfil hasta 120°, tomándose imágenes cada 30°.

Para poder comparar los contornos que representan el patrón de flujo en las distintas posiciones para un grado de solidez de 0,5, se emplea la misma escala utilizada anteriormente cuando se estudia el comportamiento de la turbina para un grado de solidez de 0,4.

La escala de medida usada para comparar las tres magnitudes que representan el patrón de flujo, es la que se detalla en la Tabla 4-4, empleando una gama de 30 colores:

Tabla 4-4 Escala del patrón de flujo para grado de solidez 0,4 y 0,5

MAGNITUD	VALOR MÁXIMO	VALOR MÍNIMO
<i>Presión (Pa)</i>	-15000	5000
<i>Vorticidad (s⁻¹)</i>	0	20
<i>Disipación de energía turbulenta (s⁻¹)</i>	0,7	100

4.3.1. Contornos de presión

En este apartado se procede a explicar las imágenes de la Figura 4-3 a la Figura 4-6, que ilustran la evolución de la presión a lo largo de una vuelta del rotor, en las posiciones anteriormente citadas.

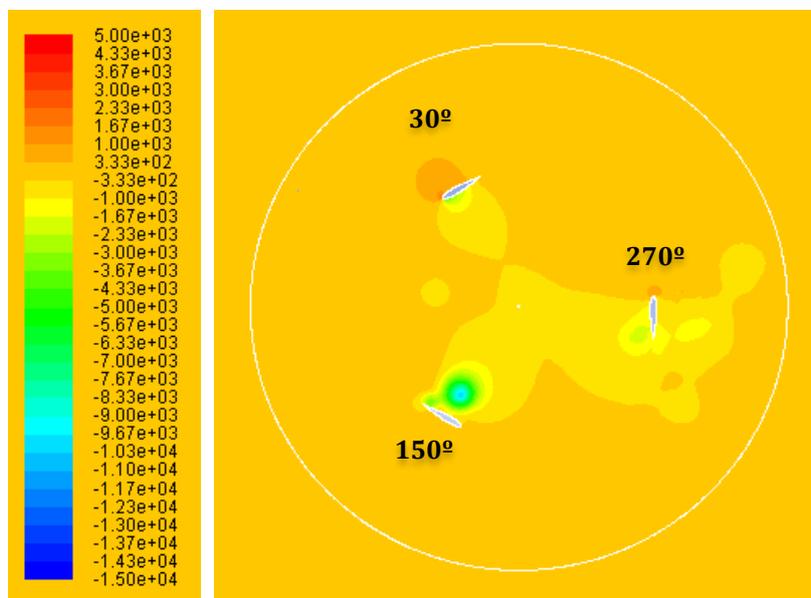


Figura 4-3 Contornos de presión (Pa) para el caso A (30°, 150°, 270°) solidez 0,5

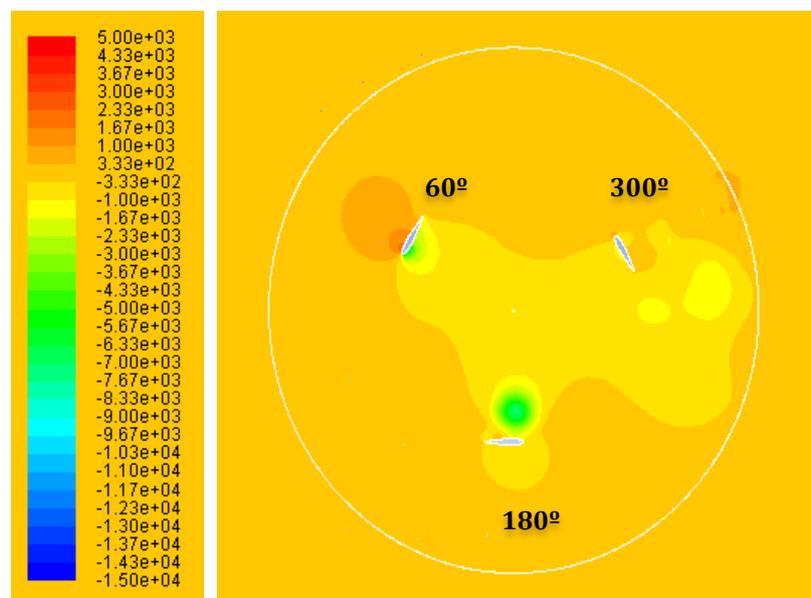


Figura 4-4 Contornos de presión (Pa) para el caso B (60°, 180°, 300°) solidez 0,5

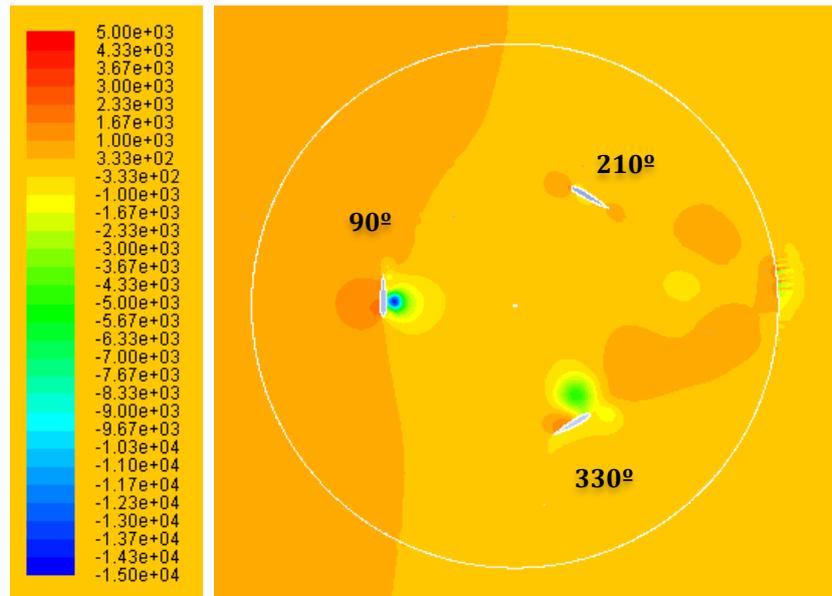


Figura 4-5 Contornos de presión (Pa) para el caso C (90°, 210°, 330°) solidez 0,5

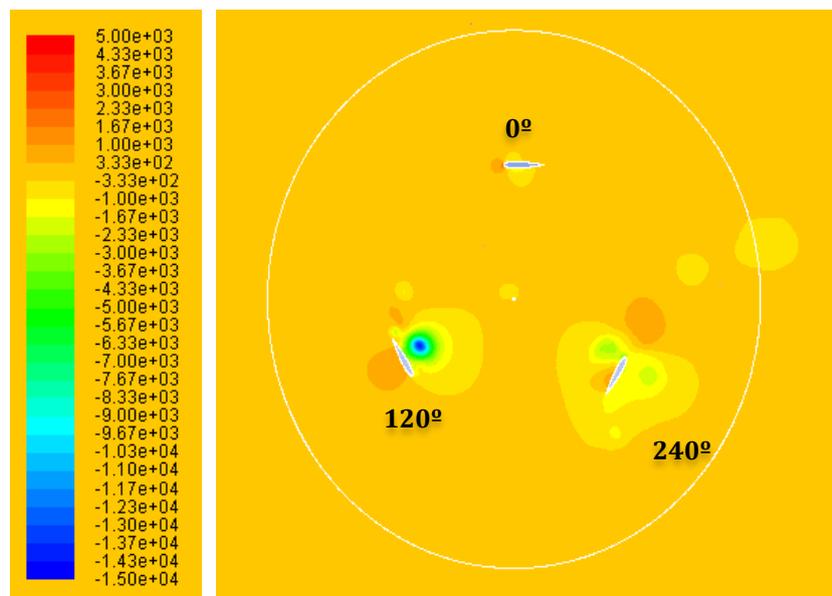


Figura 4-6 Contornos de presión (Pa) para el caso D (120°, 240°, 0°) solidez 0,5

Analizando los cuatro contornos de presión anteriores Figura 4-3 a Figura 4-6, para un grado de solidez de 0,5, se puede ver que tanto aguas arriba como aguas abajo del rotor, la presión estática es de 333 Pa, excepto cuando los álabes se encuentran en el caso C (90°, 210°, 330°).

En esta situación, se aprecia que aguas arriba, cuando el fluido entra en contacto con el primer álabé, situado en la posición de 90°, aparece una presión mayor a la entrada de la corona que toma un valor de 1000 Pa, por encima de la presión de referencia (101325 Pa).

Mirando la evolución cromática a lo largo de las distintas posiciones, en la que el color rojo representa la máxima presión y el azul la mínima, se deduce que la menor diferencia de presiones se alcanza cuando el álabe está en la posición de 0°.

Conforme a que el álabe aumenta su ángulo, se aprecia una diferencia de presiones, en la que la presión mayor se sitúa en la parte exterior del álabe y la presión inferior se sitúa en la parte inferior del álabe.

Esta situación va en aumento hasta que el álabe se encuentra en la posición de 90°, alcanzando la máxima presión en la parte exterior. Además, se aprecia una depresión considerable en la parte interna del perfil en esta posición.

Una vez pasada la zona de mayor presión exterior, el álabe continúa su recorrido, de forma que la presión exterior va disminuyendo y la depresión interior, va aumentando. Este efecto se puede observar en la Figura 4-6.

Posteriormente, se ilustra en la Tabla 4-5 la relación existente entre las posiciones de los álabes respecto a la presión que soportan. Las zonas de bajas presiones corresponden al extradós, mientras que las zonas de altas presiones corresponden al intradós. Las ubicaciones de los álabes representadas con un guion corresponden a zonas que no se puede determinar con exactitud.

Tabla 4-5 Análisis de intradós o extradós según la posición en cada instante del álabes para grado de solidez 0,5

POSICIÓN	INTRADÓS	EXTRADÓS
30°	Exterior álabe 1	Interior álabe 1
60°	Exterior álabe 1	Interior álabe 1
90°	Exterior álabe 1	Interior álabe 1
120°	Exterior álabe 1	Interior álabe 1
150°	Exterior álabe 2	Interior álabe 2
180°	Exterior álabe 2	Interior álabe 2
210°	-	-
240°	-	-
270°	Interior álabe 3	Exterior álabe 3
300°	Interior álabe 3	Exterior álabe 3
330°	-	-
0°	-	-

4.3.2. Contornos de vorticidad

En este apartado se procede a explicar las Figura 4-7 a Figura 4-10 que ilustran la evolución de la vorticidad a lo largo de una vuelta del rotor, en las posiciones anteriormente citadas.

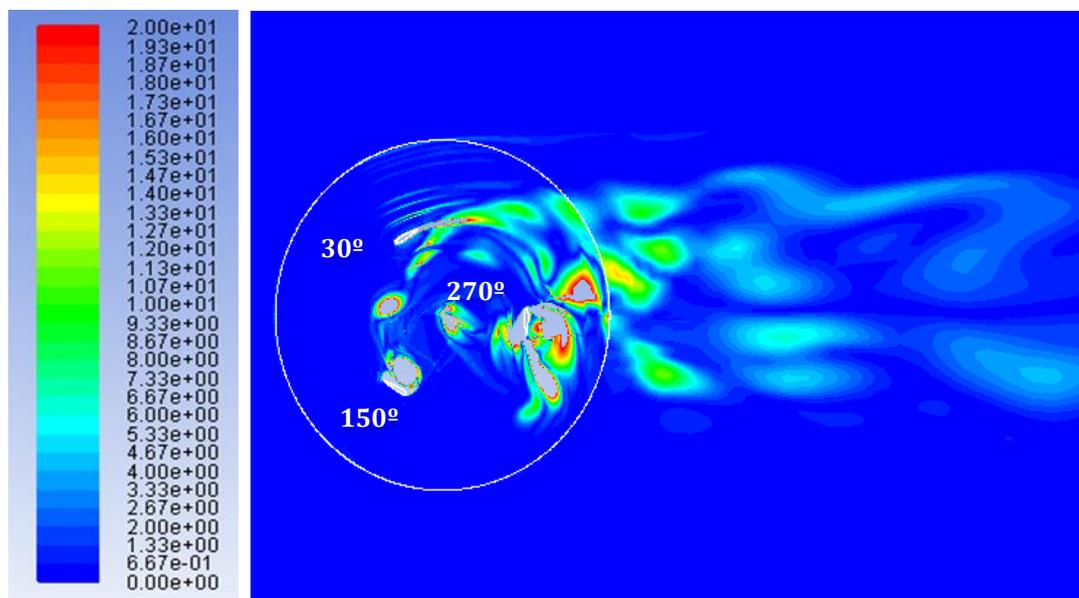


Figura 4-7 Contornos de vorticidad (1/s) para el caso A (30°, 150°, 270°) solidez 0,5

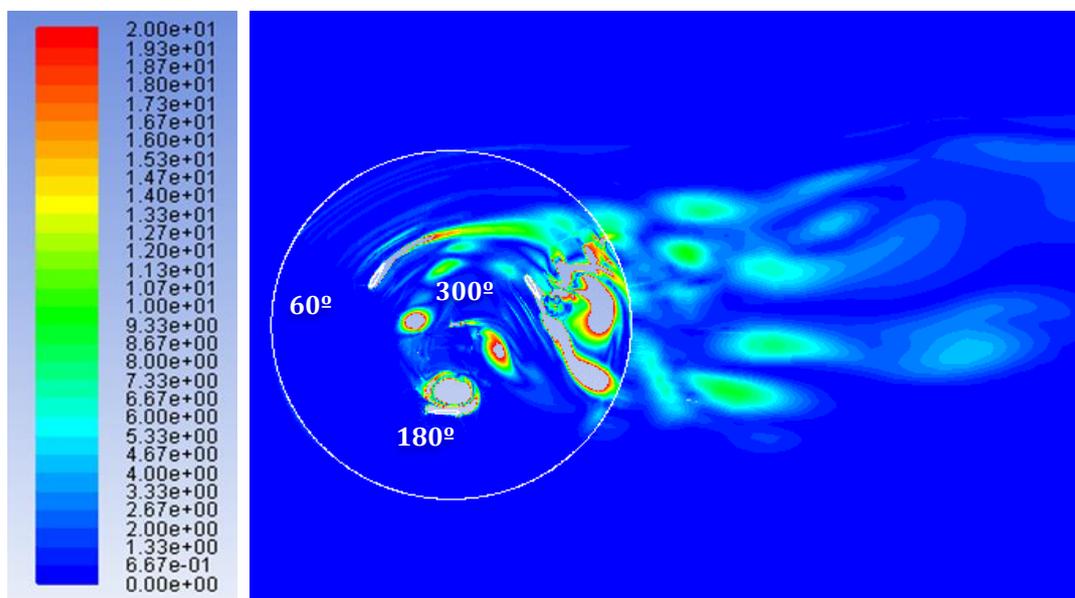


Figura 4-8 Contornos de vorticidad (1/s) para el caso B (60°, 180°, 300°) solidez 0,5

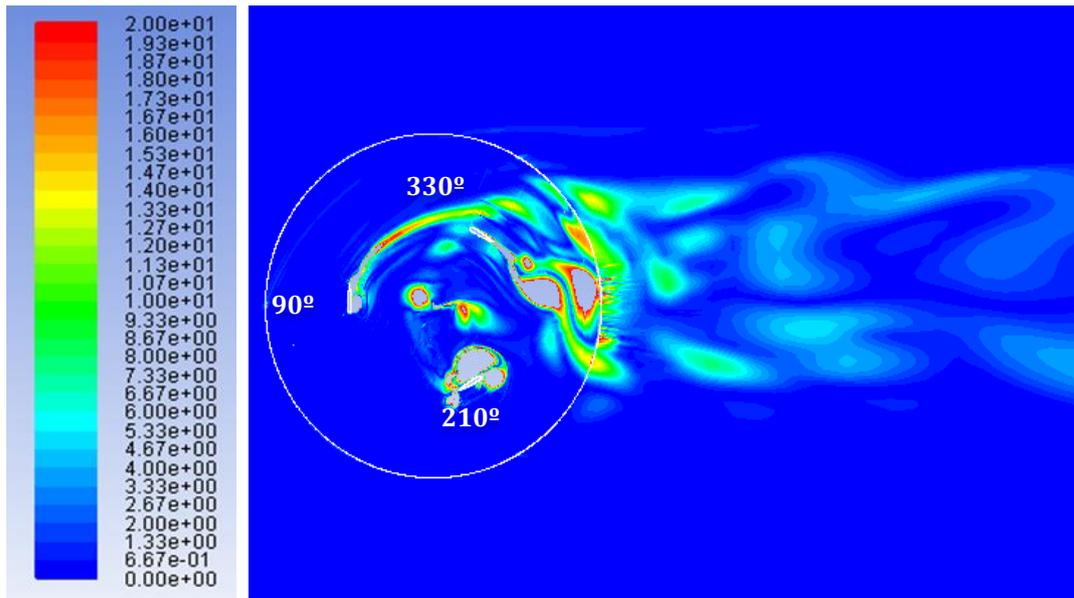


Figura 4-9 Contornos de vorticidad (1/s) para el caso C (90°, 210°, 330°) solidez 0,5

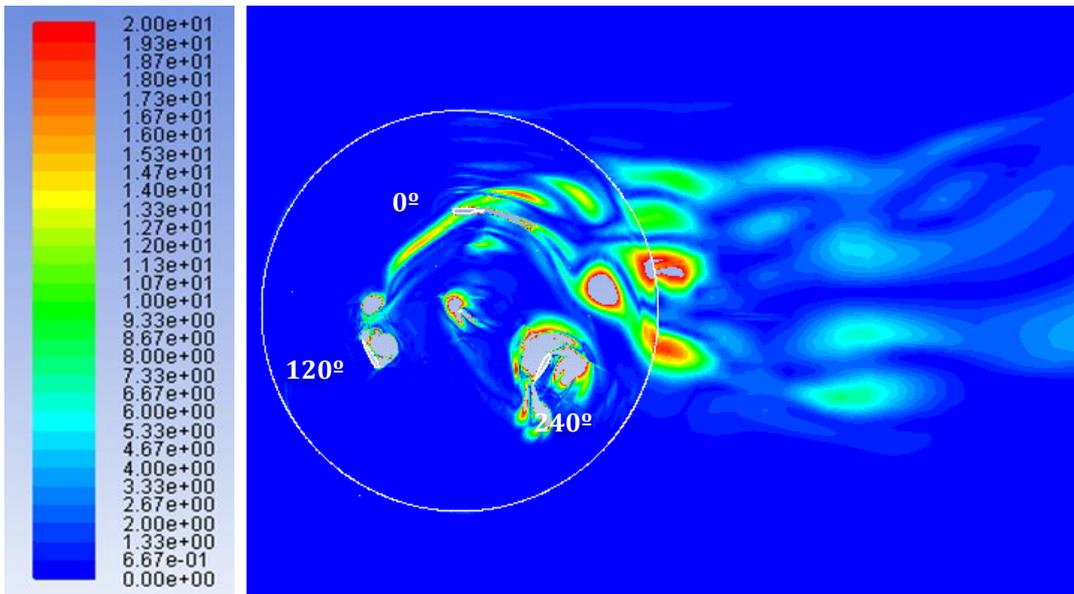


Figura 4-10 Contornos de vorticidad (1/s) para el caso D (120°, 240°, 0°) solidez 0,5

Las cuatro figuras anteriores muestran los contornos de vorticidad en las posiciones destacadas y en ellas se representa en rojo, las zonas de mayor vorticidad y en azul, las de menor. La vorticidad, como se ha explicado anteriormente en el Capítulo 3, está relacionada con los torbellinos y nos indica el sentido de giro de éstos últimos. Inicialmente el álabe se encuentra en la posición de 0°, avanzando hasta que se produce un máximo de vorticidad en la posición de 90°, produciéndose una estela.

Posteriormente también se pueden observar máximos de vorticidad en las posiciones de 240°, 270°, 300° y 330°, donde se distinguen una gran cantidad de torbellinos y zonas de máxima vorticidad.

4.3.3. Contornos de disipación de energía turbulenta

En este apartado se procede a explicar la Figura 4-11 a Figura 4-14, que ilustran la evolución de la tasa disipación de energía cinética turbulenta a lo largo de una vuelta del rotor, en las posiciones anteriormente citadas.

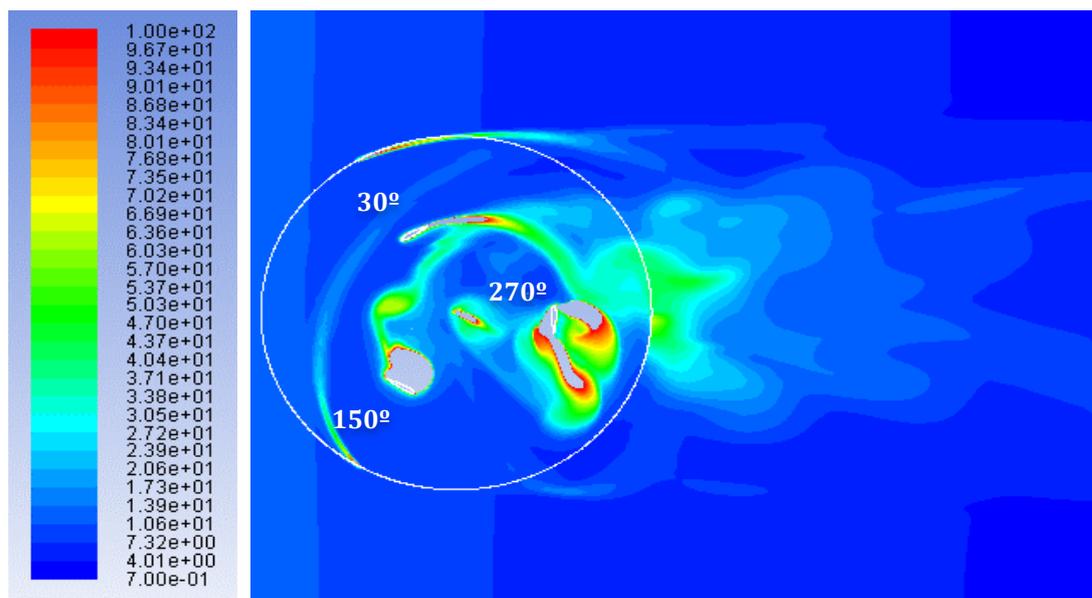


Figura 4-11 Contornos de disipación de energía turbulenta (1/s) para el caso A (30°, 150°, 270°) solidez 0,5

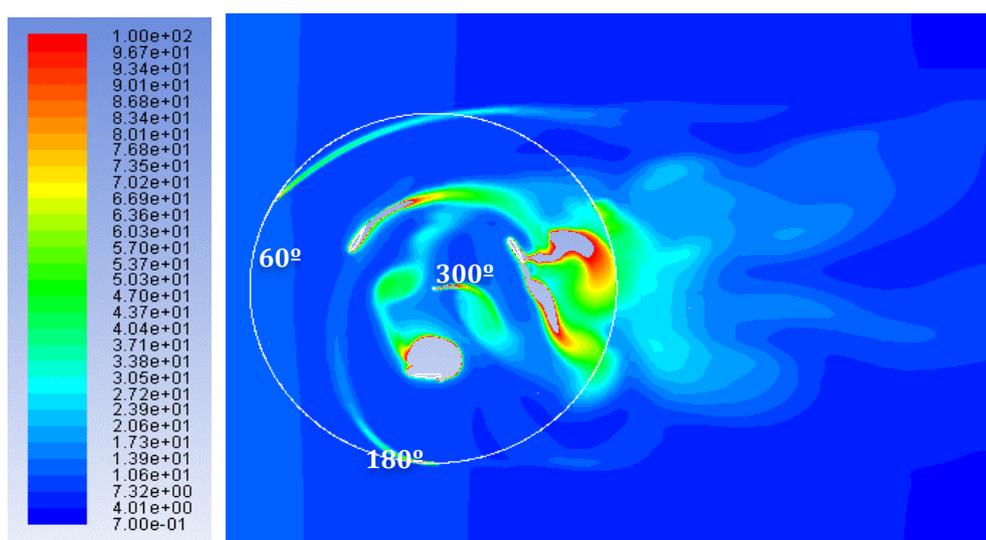


Figura 4-12 Contornos de disipación de energía turbulenta (1/s) para el caso B (30°, 150°, 270°) solidez 0,5

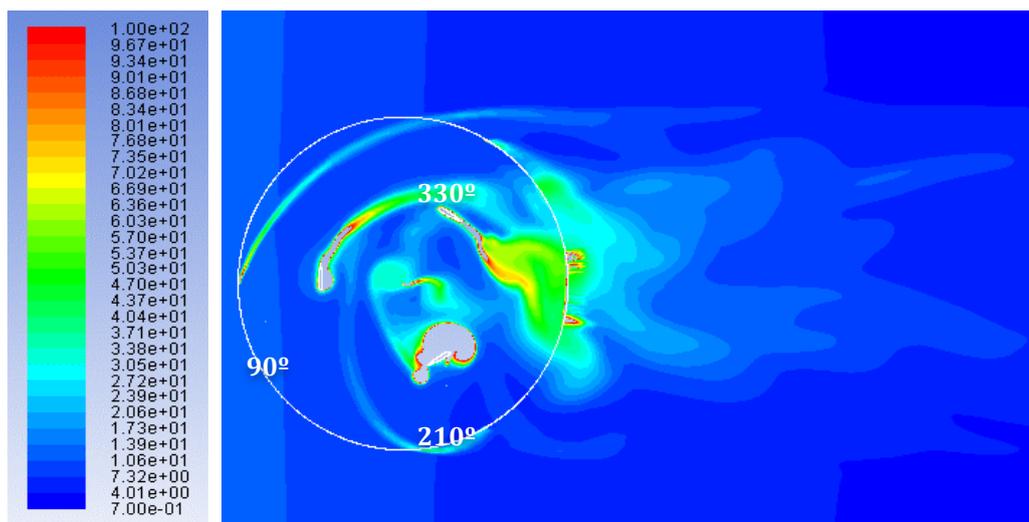


Figura 4-13 Contornos de disipación de energía turbulencia (1/s) para el caso C (90°, 210°, 330°) solidez 0,5

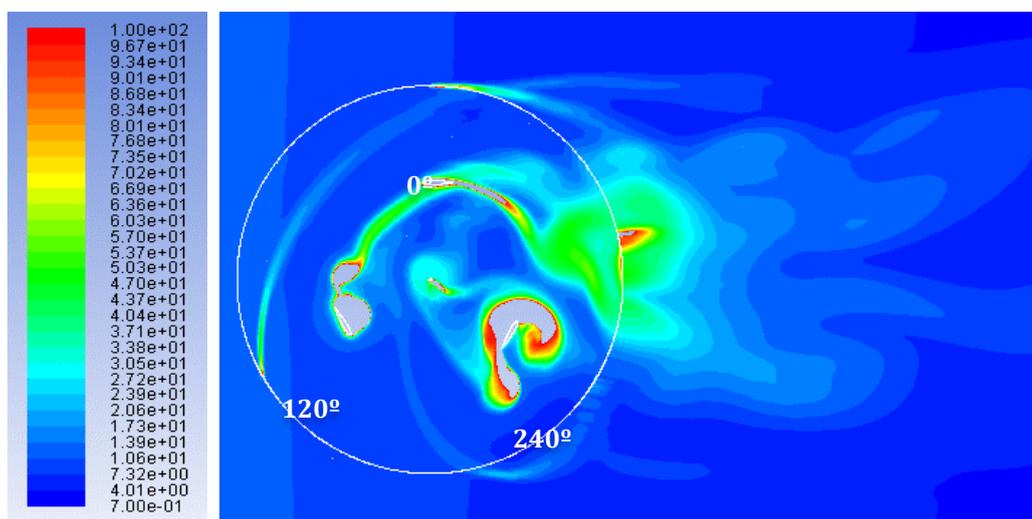


Figura 4-14 Contornos de disipación de energía turbulencia (1/s) para el caso D (120°, 240°, 0°) solidez 0,5

Estos cuatro contornos de disipación de energía turbulenta respaldan las afirmaciones mencionadas anteriormente en el apartado de *Contornos de vorticidad*.

Se aprecia una mayor tasa de disipación de energía cinética turbulenta en las posiciones de 90°, 240°, 270°, 300° y 330°.

En la primera posición mencionada, se observa la máxima turbulencia en el punto opuesto al borde de ataque, mientras que, en el resto de posiciones, se observan alrededor de los perfiles aerodinámicos.

Por último, cabe mencionar que las zonas con gran cantidad de torbellinos, disipan mayor energía, por lo que las zonas más afectadas corresponden a las posiciones en las que el fluido abandona la corona de álabes.

4.3.4. Comparativa del patrón de flujo en las condiciones de diseño en función del grado de solidez

En este apartado se procede a comentar las similitudes y diferencias encontradas en el patrón de flujo, cuando se produce un aumento del grado de solidez. Se describe por orden secuencial, evocando primero a la presión, posteriormente al módulo de la vorticidad y finalmente, a la tasa disipación de energía cinética turbulenta.

Comparando los contornos de presión para el grado de solidez 0,4 mostrado en la Figura 3-3 a Figura 3-6, en relación con los obtenidos para el grado de solidez 0,5, mostrados en las Figura 4-3 a Figura 4-6, se aprecia lo siguiente:

- Los contornos de presión sufren una reducción de valores cuando se aumenta el grado de solidez.
- Se produce una mayor concentración tanto de altas presiones como de bajas.
- Se mantiene la posición más crítica, que se produce cuando el álabe se sitúa en la posición de 90°.

Analizando el módulo de la vorticidad para el grado de solidez 0,4 mostrado en la Figura 3-15 a Figura 3-18, en relación a los obtenidos para el grado de solidez 0,5, mostrado en las Figura 4-7 a Figura 4-10, se obtiene la siguiente conclusión:

- Al aumentar el grado de solidez, los contornos de vorticidad se vuelven más caóticos, mezclándose las estelas de los tres álabes y no se aprecia con claridad el número de estelas que corresponden a cada perfil aerodinámico.

Por último, se contrastan los contornos de disipación de energía cinética turbulenta, para el grado de solidez 0,4 mostrado en la Figura 3-15 a Figura 3-18, en relación a los obtenidos para el grado de solidez 0,5, mostrado en las Figura 4-11 a Figura 4-14, obteniéndose el siguiente resultado:

- Al aumentar el grado de solidez, se aprecia un aumento considerable de la tasa de disipación de energía turbulenta.

4.4. INFLUENCIA DE LA INTENSIDAD TURBULENTO EN HIDROGENERADORES

En este apartado se procede a analizar la influencia de la turbulencia en la turbina a estudio, considerando necesario describir brevemente los dos tipos de regímenes de flujo que caracterizan el movimiento de un fluido.

El flujo laminar se caracteriza por representar el movimiento de un fluido ordenado, en el que los mecanismos de transporte son exclusivamente moleculares. Este flujo es típico de fluidos a velocidades bajas o viscosidades altas.

Por otro lado, el flujo turbulento se caracteriza por representar el movimiento de un fluido caótico, en el que la difusión es baja, la convección es alta y los cambios de presión y velocidad son bruscos y rápidos.

Un flujo se puede caracterizar como laminar o turbulento observando el número de Reynolds.

En mecánica de fluidos el estudio de la turbulencia es un fenómeno altamente complejo y normalmente el valor de la turbulencia se obtiene casi exclusivamente de datos experimentales. También se recurre a la estadística para poder establecer una escala de medida.

De esta forma se define el valor de la intensidad de turbulencia que es un coeficiente adimensional que relaciona las fluctuaciones de la velocidad con la velocidad media del flujo. A continuación, se adjunta la ecuación 4.2, expuesta con anterioridad en el *Capítulo 2* que lo define de forma matemática a través de la siguiente expresión:

$$I = \frac{u'}{u_{media}}$$

Este fenómeno físico se refleja en el software de simulación *Fluent* mediante el valor de *Turbulence Intensity*. En el estudio realizado se ha tomado un valor del 5% en todos los casos estudiados hasta el presente apartado.

4.5. CURVA CARACTERÍSTICA PARA INTENSIDAD TURBULENTO DEL 10%

En este apartado, se analiza la influencia de la intensidad turbulenta mediante la Figura 4-15.

En ella se describe la curva de funcionamiento del rotor empleando la malla inicial sin refinar de 170 Kc, con una solidez del 0,4 y con una intensidad turbulenta del 5%, comparándola con la misma malla, la misma solidez, pero con una intensidad turbulenta del 10%.

En el eje de abscisas se representa el *Tip Speed Ratio* y en el eje de ordenadas el coeficiente de potencia promedio.

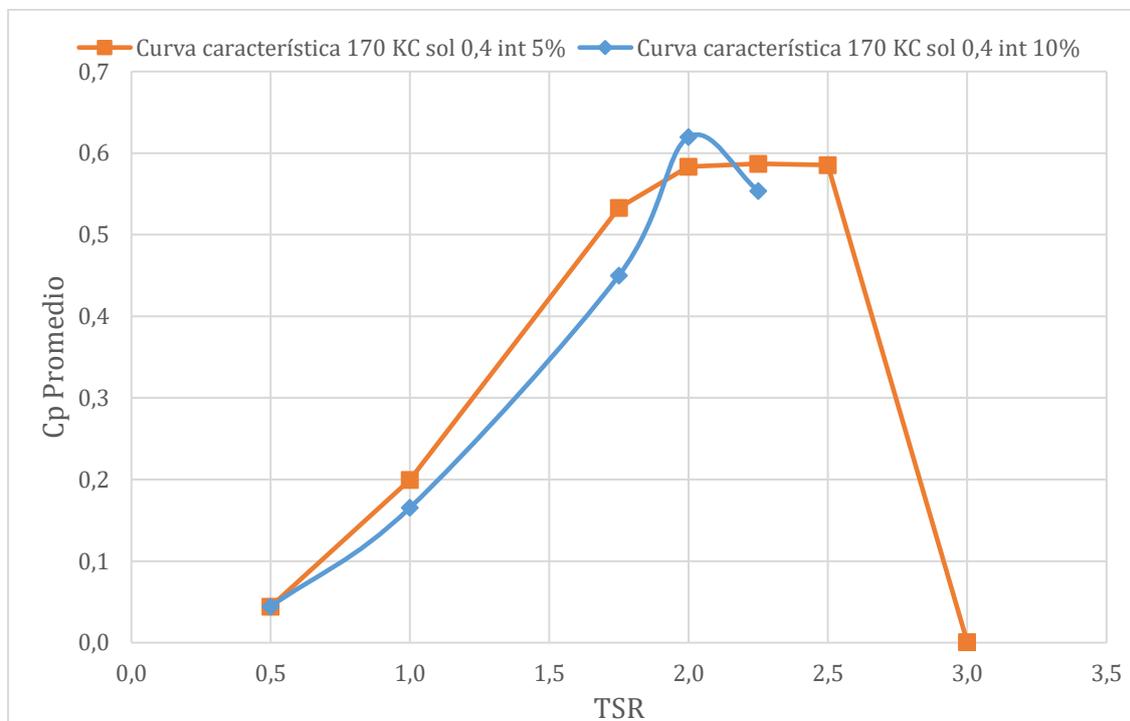


Figura 4-15 Curva características de la turbina con perfiles NACA 0020 con 170 Kc, solidez 0,4, I=5% e I=10%

Se observa que cuando aumenta la intensidad turbulenta al 10% la curva se desplaza a la izquierda, produciéndose un desplazamiento del punto máximo, que se localiza cuando la velocidad angular es de 4 rad/s, con un *Tip Speed Ratio* de 2,00 y un coeficiente de potencia de 0,61.

En vista de la gráfica, se aprecia que, en la cumbre de la curva, para una intensidad turbulenta del 10%, el coeficiente de potencia es mayor al que es posible obtener según la Ley de Betz mencionada con anterioridad. Este fenómeno se produce por considerar en el modelo numérico una turbina en 2D.

Para construir la curva azul mostrada en la Figura 4-15, se han simulado 5 vueltas del rotor con una intensidad turbulenta del 10% para cuatro velocidades angulares. El motivo de calcular un número de puntos inferior al de la curva inicial se debe a que para velocidades angulares a partir de 4,5 rad/s, se encuentra una tendencia no periódica del hidrogenerador, por lo que dichos puntos se han considerado erróneos y no se presentan en este estudio.

A continuación se presenta la Tabla 3-1 que refleja los valores de la resolución temporal entre una simulación y otra, el *Tip Speed Ratio*, el coeficiente de par promedio y el coeficiente de potencia promedio, para cada velocidad angular correspondiente a cada uno de los puntos con los que se ha construido la curva característica de la turbina cuando la intensidad turbulenta es del 10%.

Tabla 4-6 Valores característicos de la curva de la turbina de estudio para I=10%

Ω (RAD/S)	ΔT (S)	TSR	C_M PROMEDIO	C_P PROMEDIO
1,0	0,0105	0,5	0,0887	0,0444
2,0	0,0052	1,0	0,1654	0,1654
3,5	0,0030	1,8	0,2572	0,4500
4,0	0,0026	2,0	0,3098	0,6196
4,5	0,0023	2,3	0,2461	0,5538

4.6. PATRÓN DE FLUJO EN LAS CONDICIONES DE DISEÑO PARA INTENSIDAD TURBULENTA DEL 10%

En este apartado se estudia el patrón de flujo descrito por el rotor cuando la intensidad turbulenta es del 10% para el mallado inicial de 170 Kc en las condiciones de diseño. Estas se alcanzan cuando la velocidad angular es de 4 rad/s, teniendo en ese punto un TSR=2 y un Cp=0,61.

También cabe mencionar que, se considera relevante analizar los contornos de presión, vorticidad y tasa de disipación específica turbulenta, sólo para la posición más representativa, que se alcanza cuando los álabes se encuentran dispuestos en las posiciones de (120°, 240°, 0°).

Para realizar esta interpretación de forma válida, se obtiene el patrón de flujo empleando la misma escala de medida anteriormente usada para cada una de las magnitudes estudiadas.

Seguidamente, se muestran en la Figura 4-16 los contornos de presión, en la Figura 4-17 los contornos de vorticidad y finalmente en la Figura 4-18, los contornos de la tasa de disipación de energía específica turbulenta.

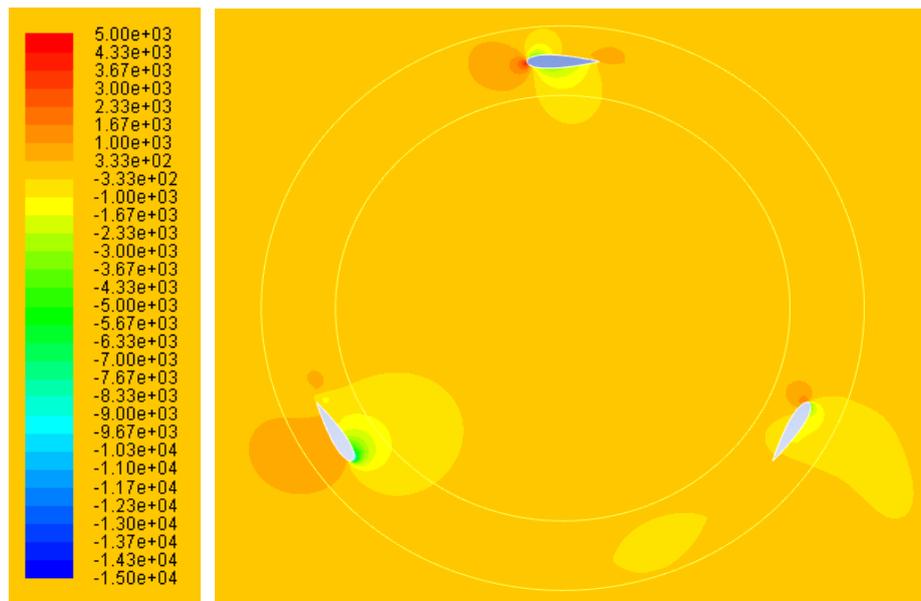


Figura 4-16 Contornos de presión (Pa) para el caso D (120°, 240°, 0°) solidez 0,4 e I=10%

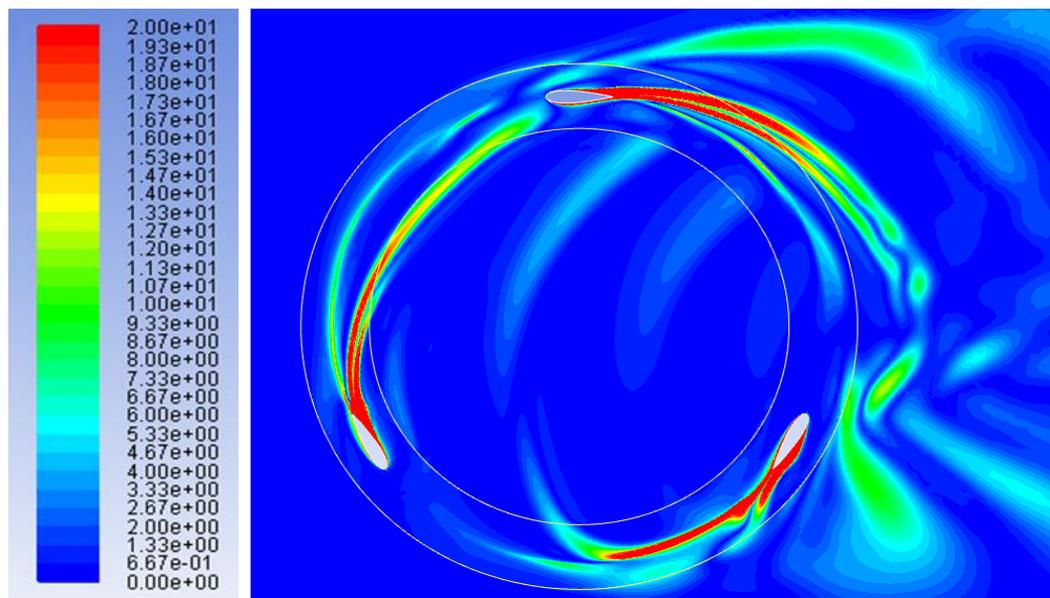


Figura 4-17 Contornos de vorticidad (1/s) para el caso D (120°, 240°, 0°) solidez 0,4 e I=10%

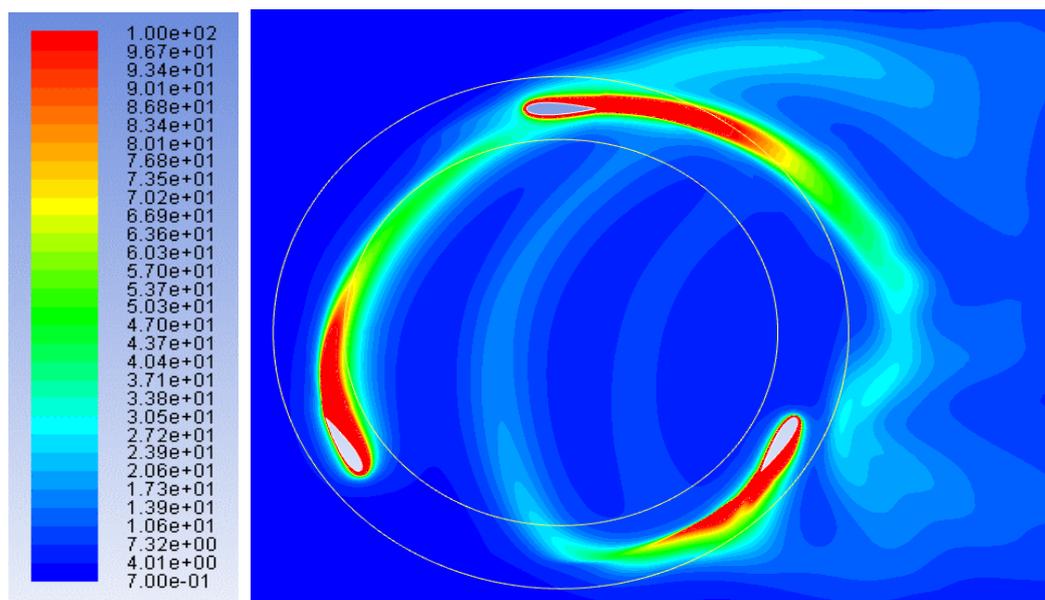


Figura 4-18 Contornos de disipación de energía turbulencia (1/s) para el caso D (120°, 240°, 0°) solidez 0,4 e I=10%

Comparando los contornos de presión de la Figura 3-6, donde la intensidad turbulenta es del 5%, con la Figura 4-16, donde la intensidad turbulenta es del 10%, se observa que la presión a la que se encuentran sometidos los álabes es mayor cuando la turbulencia es menor.

También conviene destacar que para una intensidad turbulenta del 10% se produce un descenso de la presión en una zona aislada de la corona y no en una zona próxima a los álabes, fenómeno que no ocurría anteriormente.

Finalmente, observando la Figura 3-18 y Figura 4-10 donde la intensidad turbulenta es del 5%, en relación con la Figura 4-17 y la Figura 4-18, donde la intensidad turbulenta es del 10%, se procede a la comparativa de la vorticidad y la disipación de energía turbulenta. En vista de estos contornos se aprecia una mayor vorticidad, torbellinos y mayor disipación de energía cuando la intensidad turbulenta es mayor, como cabría esperar.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	81
5.1. Comparativa con estudios anteriores.....	81
5.2. Conclusiones	82
5.3. Trabajos futuros	84

5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En esta última parte del trabajo se procede a señalar las características de los resultados obtenidos, comparándolos con otros estudios experimentales y se exponen las conclusiones obtenidas del presente estudio, proponiendo líneas de investigación futuras para profundizar más en el contenido o lograr nuevos avances.

5.1. Comparativa con estudios anteriores

En este apartado se procede a comparar en la Figura 5-1 las curvas características de los distintos grados de solidez, obtenidas de forma teórica mediante el software *Fluent*, con la curva característica de [Bachant-2014], obtenida de forma experimental, para cuantificar las diferencias existentes.

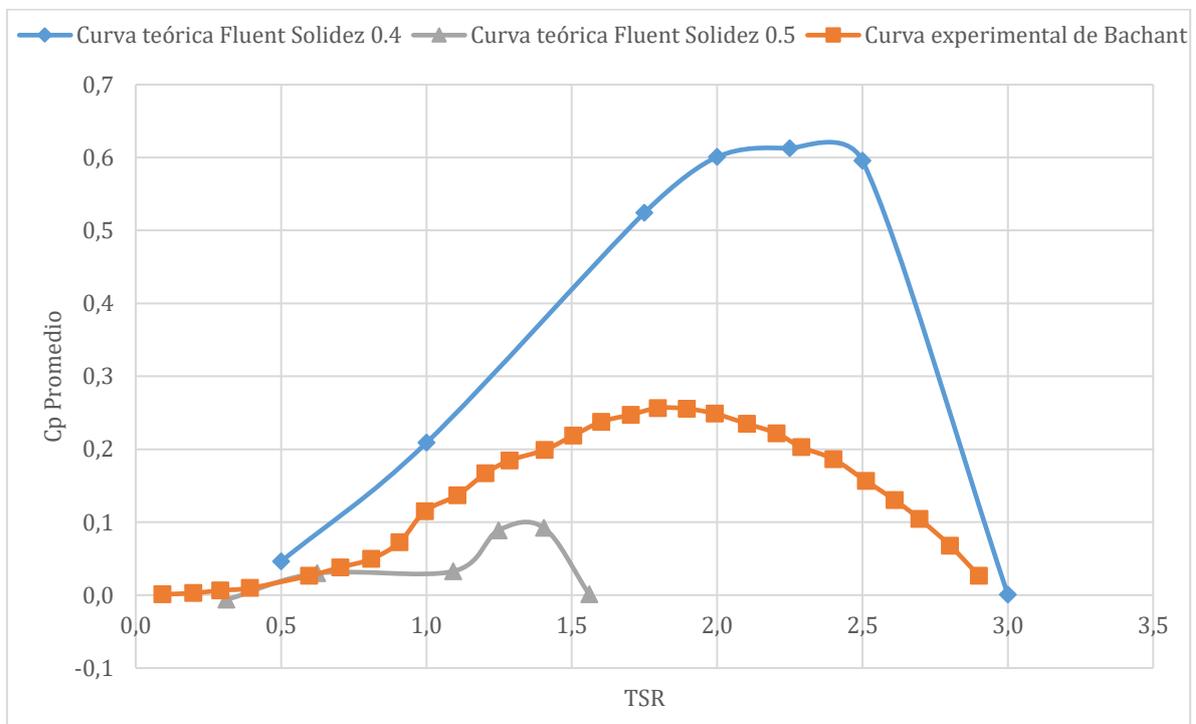


Figura 5-1 Comparativa de las curvas características para distintos grados de solidez: 0,4, 0,42 y 0,5

La curva de Bachant se ha construido de forma empírica, probando una turbina H-Darrieus de tres perfiles NACA0020 en agua, con radio 0,5 m, envergadura de 1m y cuerda de 0,14 m. También conviene destacar que se desconocen las condiciones experimentales de intensidad turbulenta del modelo de Bachant.

Las dimensiones del modelo experimental de Bachant son casi idénticas al modelo computacional creado, que reproduce la misma geometría anterior, a excepción del valor de la cuerda, que en el estudio práctico la cuerda mide 0,14 m y en el teórico 0,136 m.

Observando la superposición de las gráficas, se aprecia que la curva experimental de Bachant, cuyo grado de solidez es exactamente 0.42, se asemeja considerablemente al resultado teórico obtenido en *Fluent* para un grado de solidez de 0,4, ya que ambas, comienzan y concluyen en puntos parecidos.

En relación con la curva perteneciente al grado de solidez 0,5, se observa que se produce una desviación de la misma hacia la izquierda, reduciéndose de forma considerable la potencia que se pudo obtener.

Además, cabe mencionar que, en estudios experimentales anteriores, sobre turbinas H-Darrieus con fluido de trabajo aire, como el realizado por [Saryazdi y Boroushaki-2018], se observa también que una disminución del grado de solidez supone un aumento de la potencia obtenida.

5.2. Conclusiones

El propósito de este trabajo, detallado en el *Capítulo 1*, consiste en obtener un modelo válido de representación numérica, de una turbina H-Darrieus con perfiles NACA0020 para estudiar su curva de comportamiento y ver la influencia de la variación del grado de solidez y de la intensidad turbulenta, intentando obtener una mejora de su rendimiento. Una vez recordados los objetivos, se procede a detallar las conclusiones obtenidas de este estudio:

- Inicialmente se ha obtenido un modelo numérico, a través de software *Fluent*, que permite lograr una aproximación adecuada del comportamiento de la turbina a estudio. Este patrón ha permitido la modificación de los distintos parámetros y estudiar su influencia.
- En segundo lugar, se consigue representar una gráfica que define el comportamiento del rotor, permitiendo determinar cuál es el punto de diseño. En vista de dicha gráfica, se pone de manifiesto que se cumple la Ley de Bezt, obteniendo resultados óptimos, con rendimientos superiores al 55%. Este dato implica que la turbina se convierte en una opción muy válida en la obtención de energía eléctrica renovable, haciendo competencia a las turbinas de eje horizontal, más instaladas en la actualidad.

- Posteriormente se analiza el dominio computacional anterior y se prueban otros dominios con distinta distribución de celdas, llegando a la conclusión de que la resolución inicial es buena, pero se selecciona un modelo numérico con mayor precisión con el objetivo de lograr mejores resultados.
- Después se inicia el estudio paramétrico, que permite comparar las curvas características de la turbina modificando su grado de solidez, eligiendo el modelo numérico que proporciona mayor calidad. El avance que supone este estudio, es que se demuestra que un aumento de la cuerda y una disminución del radio de la turbina, suponen un aumento del grado de solidez, y dicho incremento, implica una reducción muy considerable de la potencia que se puede obtener de la turbina.
- También, en vista de las curvas características de la turbina a estudio para grado de solidez 0,4 y 0,5, se atisba que las condiciones de diseño cambian considerablemente, cuando lo hace el grado de solidez. Para el grado de solidez mayor, las condiciones de diseño se producen cuando el TSR es de 1,25 y el coeficiente de potencia promedio es de 0,1 y para el grado de solidez menor, este punto se desplaza hacia la derecha, obteniéndose cuando el TSR es de 2,25 y el coeficiente de potencia promedio es de 0,6.
- Seguidamente, se decide comparar la curva teórica que describe el funcionamiento de la turbina, obtenida mediante *Fluent*, para los grados de solidez de 0,4 y 0,5, con otra gráfica experimental realizada por [Bachant-2014], para el grado de solidez de 0,42. De esta comparativa se deduce que el comportamiento teórico y experimental para grado de solidez 0,4 y 0,42 es muy próximo y a medida que se reduce el grado de solidez aumenta la potencia. Además, se vislumbra una gran diferencia de comportamiento cuando el grado de solidez es de 0,5 porque el rango de TSR que se obtiene es mucho menor.
- Por último, se describe la curva de funcionamiento del rotor empleando la malla inicial de 170 Kc, con una solidez del 0,4 y con una intensidad turbulenta del 5%, comparándola con otra de iguales características, pero con una intensidad turbulenta del 10%. Este aumento de turbulencia supone un desplazamiento del punto de funcionamiento de la curva característica hacia la izquierda, un descenso de la presión en una zona aislada de la corona y un aumento de los torbellinos, vorticidad y disipación de energía turbulenta.

5.3. Trabajos futuros

Las líneas de investigación para continuar con el estudio de las turbinas de eje vertical con agua como fluido de trabajo son las siguientes:

- Creación y empleo de un modelo computacional tridimensional para el estudio de este trabajo, con el propósito de verificar los resultados de forma más realista, al no emplear la hipótesis de bidimensionalidad.
- Ampliar el rango de variación de la solidez a valores menores como 0,3, comprobando la influencia de la solidez y observar el rendimiento que tendría la turbina para estas cifras.
- Posibilidad de utilizar un sistema de autoarranque cuando el grado de solidez es alto, ya que se observan problemas de autoarranque.
- Conseguir una curva de funcionamiento periódica en todos los puntos de estudio cuando la intensidad turbulenta es mayor al 5%.
- Estudiar otros tipos de turbinas de eje vertical, como los rotores Savonius o H-Darrieus Helicoidal para aprovechar las corrientes fluviales y ver los rendimientos que son capaces de proporcionar y su posible implantación.
- Generación de un modelo real, que permita experimentar de forma práctica y posibilite la verificación de estos resultados teóricos.

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

- [Ahrtz, Fernández y Munnemann-2011]. Ahrtz, G. D., Fernández, R. D., y Munnemann, A. (2011). Diseño de una turbina eólica de baja potencia adecuada a la agresividad del clima patagónico. *Hyfusen*, 10(5), (1-6)
- [Alonso-2016]. Alonso, A. (2016). *Influencia de la solidez en un aerogenerador VAWT con rotor H-Darrieus y perfiles simétricos* (Trabajo Fin de Grado). Universidad de Valladolid.
- [Bachant y Wosnik-2014]. Bachant, P., y Wosnik, M. (2014). Reynolds number dependence of cross-flow turbine performance and near-wake characteristics. *Proceeding of the second Marine Energy Technology Symposium*, 2, (1-9)
- [Chamoso-2015]. Chamoso, E. (2015). *Modelo numérico de un aerogenerador tipo H-Darrieus usando perfiles NACA 0015 con ángulo de Pitch de menos 6 grados* (Trabajo Fin de Grado). Universidad de Valladolid.
- [Del Río-2017]. Del Río, S. (2017). *Diseño de un aerogenerador tipo H-Darrieus y estudio de la influencia del ángulo de pitch, mediante Mecánica de Fluidos Computacional* (Trabajo Fin de Grado). Universidad de Valladolid.
- [Fernández-2016]. Fernández, M. (2016). *Estudio de turbinas de eje vertical: Influencia del ángulo de Pitch en perfiles NACA 0020 con agua como fluido de trabajo y posible sistema de autorranque para aerogeneradores mediante perfiles NACA 4518* (Trabajo Fin de Grado). Universidad de Valladolid.
- [Furukawa, Watanabe, Matsushita y Okuma-2009]. Furukawa, A., Watanabe, S., Matsushita, D., Okuma, K (2009). Development of ducted Darrieus Turbine for low-head hydropower utilization. *Current Applied Physics*, 10(2), (128-132)
- [Gaywala, Shah y Patel-2017]. Gaywala, K.B., Shah, H. A., y Patel, P. T. (2017). Performance Prediction of a Straight-Bladed Darrieus Water Turbine using Multiple Stream Tube Model. *SSRG International Journal of Mechanical Engineering*, 4, (37-41)
- [González-2017]. González, A. (2017). *Análisis CFD sobre la influencia del pitch en hidrogeneradores de eje vertical H-Darrieus con perfiles simétricos NACA 0020* (Trabajo Fin de Grado). Universidad de Valladolid.
- [Khan, Bhuyan, Iqbal y Quaicoe-2009]. Khan, M. J., Bhuyan, G., Iqbal, M. T., y Quaicoe, J. E. (2009). Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review. *Applied Energy*, 86, (1823-1835)
- [Lanzafame, Mauro y Messina-2014]. Lanzafame, R., Mauro, S., y Messina, M. (2014). 2D CFD Modeling of H-Darrieus Wind Turbine using a Transition Turbulence Model. *Energy Procedia*, 45, (131-140)
- [Mathew-2006]. Mathew, S. (2006). *Wind energy*. Berlin: Springer.
- [Neary, Fontaine, Bachant, Gunawan, Wosnik, Michelen, Meyer y Straka-2014]. Neary, V.S., Fontaine, A. A., Bachant, P., Gunawan, B., Wosnik, M., Michelen, C., Meyer, R. J., Straka, W. A. (2014). Scaled Model Testing of DOE Reference Turbines. *US Department Energy*, 1, (1-7)

- [Pérez-2016]. Pérez, P. (2016). *Análisis CFD de la influencia del ángulo de pitch en aerogeneradores H-Darrieus* (Trabajo Fin de Grado). Universidad de Valladolid.
- [Raciti-2011]. Raciti, M (2011). The Darrieus wind turbine: Proposal for a new performance base don CFD. *Energy*, 36, (4919-4934)
- [Rivero-2016]. Ribero, A. (2016). *Análisis CFD sobre la influencia de la solidez en aerogeneradores H-Darrieus con perfiles asimétricos NACA 7425* (Trabajo Fin de Grado). Universidad de Valladolid.
- [Revilla-2014]. Revilla, J. (2014). *Análisis CFD bidimensional y tridimensional de turbinas de viento tipo h-Darrieus con perfiles NACA 0025. Metodología para establecer condiciones operativas* (Trabajo Fin de Grado). Universidad de Valladolid.
- [Saryazdi y Boroushaki-2018]. Saryazdi, S. M. E. y Boroushaki, M. (2018). 2D Numerical Simulation and Sensitive Analysis of H-Darrieus Wind Turbine. *Int. Enewable Energy Development*, 7(1), (23-34)
- [Versteeg y Malalasekera-2007]. Versteeg, H., & Malalasekera, W. (2007). *An introduction to computational fluid dynamics*. Harlow, England: Pearson Education Ltd.
- [Zanforlin-2018]. Zanforlin, S. (2018). Advantages of vertical axis tidal turbines set in close proximity. A comparative CFD investigation in the English Channel. *Ocean Engineering*, 156, (358-372)

WEBGRAFÍA

- [<http://www.despegamos.es>]. Última visita el 5 de mayo de 2019.
- [<http://www.diariodeleon.es>]. Última visita el 5 de mayo de 2019.
- [<https://www.elperiodicodelaenergia.com>]. Última visita el 5 de mayo de 2019.
- [<https://www.evwind.com>]. Última visita el 5 de mayo de 2019.
- [<https://www.green-mechanic.com>]. Última visita el 5 de mayo de 2019.
- [<http://www.manualvuelo.com>]. Última visita el 5 de mayo de 2019.
- [<http://www.opex-energy.com>]. Última visita el 5 de mayo de 2019.
- [<https://www.quora.com>]. Última visita el 5 de mayo de 2019.
- [<https://www.renovablesverdes.com>]. Última visita el 5 de mayo de 2019.

ANEXO 1. INFORME DEL CASO ANSYS FLUENT

Fluent

Version: 2d, pbns, sstk, transient (2d, pressure-based, SST k-omega, transient)

Release: 14.5.7

Title:

Models

Model Settings

Space	2D
Time	Unsteady, 1st-Order Implicit
Viscous	SST k-omega turbulence model
Heat Transfer	Disabled
Solidification and Melting	Disabled
Species	Disabled
Coupled Dispersed Phase	Disabled
NOx Pollutants	Disabled
SOx Pollutants	Disabled
Soot	Disabled
Mercury Pollutants	Disabled

Material Properties

Material: water-liquid (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m ³	constant	998.20001
Cp (Specific Heat)		j/kg-k	constant 4182
Thermal Conductivity		w/m-k	constant 0.6
Viscosity	kg/m-s	constant	0.001003
Molecular Weight		kg/kgmol	constant 18.0152
Thermal Expansion Coefficient		1/k	constant 0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: aluminum (solid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m ³	constant	2719
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	871
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	202.4

Cell Zone Conditions

Zones

name	id	type
corona	2	fluid
entorno	3	fluid

Setup Conditions

corona

Condition	Value
Material Name	water-liquid
Specify source terms?	no
Source Terms	((mass) (x-momentum) (y-momentum) (k) (omega))
Specify fixed values?	no
Fixed Values	((x-velocity (inactive . #f) (constant . 0) (profile)) (y-velocity (inactive . #f) (constant . 0) (profile)) (k (inactive . #f) (constant . 0) (profile)) (omega (inactive . #f) (constant . 0) (profile)))
Frame Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Reference Frame Rotation Speed (rad/s)	0
Reference Frame X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame User Defined Zone Motion Function	none
Mesh Motion?	yes
Relative To Cell Zone	-1
Moving Mesh Rotation Speed (rad/s)	5
Moving Mesh X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh User Defined Zone Motion Function	none
Deactivated Thread	no
Laminar zone?	no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone?	yes
Embedded Subgrid-Scale Model	0
Momentum Spatial Discretization	0
Cwale	0.325
Cs	0.1
Porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Relative Velocity Resistance Formulation?	yes

Direction-1 Viscous Resistance (1/m2) 0
 Direction-2 Viscous Resistance (1/m2) 0
 Choose alternative formulation for inertial resistance? no
 Direction-1 Inertial Resistance (1/m) 0
 Direction-2 Inertial Resistance (1/m) 0
 C0 Coefficient for Power-Law 0
 C1 Coefficient for Power-Law 0
 Porosity 1
 Interfacial Area Density (1/m) 1
 Heat Transfer Coefficient (w/m2-k) 1

entorno

Condition	Value
Material Name	water-liquid
Specify source terms?	no
Source Terms	((mass) (x-momentum) (y-momentum) (k) (epsilon))
Specify fixed values?	no
Fixed Values	((x-velocity (inactive . #f) (constant . 0) (profile)) (y-velocity (inactive . #f) (constant . 0) (profile)) (k (inactive . #f) (constant . 0) (profile)) (epsilon (inactive . #f) (constant . 0) (profile)))
Frame Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Reference Frame Rotation Speed (rad/s)	0
Reference Frame X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Reference Frame X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Reference Frame User Defined Zone Motion Function	none
Mesh Motion?	no
Relative To Cell Zone	-1
Moving Mesh Rotation Speed (rad/s)	0
Moving Mesh X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Moving Mesh X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Moving Mesh User Defined Zone Motion Function	none
Deactivated Thread	no
Laminar zone?	no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone?	yes
Embedded Subgrid-Scale Model	0
Momentum Spatial Discretization	0
Cwale	0.325
Cs	0.1
Porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Relative Velocity Resistance Formulation?	yes
Direction-1 Viscous Resistance (1/m2)	0

Direction-2 Viscous Resistance (1/m2) 0
 Choose alternative formulation for inertial resistance? no
 Direction-1 Inertial Resistance (1/m) 0
 Direction-2 Inertial Resistance (1/m) 0
 C0 Coefficient for Power-Law 0
 C1 Coefficient for Power-Law 0
 Porosity 1
 Interfacial Area Density (1/m) 1
 Heat Transfer Coefficient (w/m2-k) 1

Boundary Conditions

Zones

name	id	type

wall-24	24	wall
wall-23	23	wall
wall-21	21	wall
wall-20	20	wall
laterales	4	symmetry
salida	5	pressure-outlet
entrada	6	velocity-inlet
int_eje_corona	7	interface
int_corona_eje	8	interface
int_ambiente_corona	9	interface
int_corona_ambiente	10	interface
int_alabe.3	11	wall
int_alabe.2	12	wall
int_alabe.1	13	wall
ext_alabe.3	14	wall
ext_alabe.2	15	wall
ext_alabe.1	16	wall

Setup Conditions

wall-24

Condition	Value

Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5

```

Rotation Speed (rad/s)          0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)          0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)          0
X-component of shear stress (pascal)0
Y-component of shear stress (pascal)0
Fslip constant      0
Eslip constant      0
Specularity Coefficient          0
    
```

wall-23

Condition	Value
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Fslip constant	0
Eslip constant	0
Specularity Coefficient	0

wall-21

Condition	Value
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0

X-component of shear stress (pascal) 0
 Y-component of shear stress (pascal) 0
 Fslip constant 0
 Eslip constant 0
 Specularity Coefficient 0

wall-20

Condition	Value
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Fslip constant	0
Eslip constant	0
Specularity Coefficient	0

laterales

Condition	Value
-----------	-------

salida

Condition	Value
Gauge Pressure (pascal)	0
Backflow Direction Specification Method	1
X-Component of Flow Direction	1
Y-Component of Flow Direction	0
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0
X-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Y-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Z-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Turbulent Specification Method	2
Backflow Turbulent Kinetic Energy (m2/s2)	1
Backflow Specific Dissipation Rate (1/s)	1

```

Backflow Turbulent Intensity (%) 5
Backflow Turbulent Length Scale (m) 1
Backflow Hydraulic Diameter (m) 1
Backflow Turbulent Viscosity Ratio 10
is zone used in mixing-plane model? no
Specify Average Pressure Specification no
Specify targeted mass flow rate no
Targeted mass flow (kg/s) 1
Upper Limit of Absolute Pressure Value (pascal) 5000000
Lower Limit of Absolute Pressure Value (pascal) 1
    
```

entrada

```

Condition Value
-----
Velocity Specification Method 2
Reference Frame 0
Velocity Magnitude (m/s) 1
Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 0
X-Velocity (m/s) 0
Y-Velocity (m/s) 0
X-Component of Flow Direction 1
Y-Component of Flow Direction 0
X-Component of Axis Direction 1
Y-Component of Axis Direction 0
Z-Component of Axis Direction 0
X-Coordinate of Axis Origin (m) 0
Y-Coordinate of Axis Origin (m) 0
Z-Coordinate of Axis Origin (m) 0
Angular velocity (rad/s) 0
Turbulent Specification Method 3
Turbulent Kinetic Energy (m2/s2) 1
Specific Dissipation Rate (1/s) 1
Turbulent Intensity (%) 5
Turbulent Length Scale (m) 1
Hydraulic Diameter (m) 1
Turbulent Viscosity Ratio 10
is zone used in mixing-plane model? no
    
```

int_eje_corona

```

Condition Value
-----
    
```

int_corona_eje

```

Condition Value
-----
    
```

int_ambiente_corona

```

Condition Value
-----
    
```

int_corona_ambiente

Condition Value

int_alabe.3

Condition Value

Wall Motion	0	
Shear Boundary Condition	0	
Define wall motion relative to adjacent cell zone?		yes
Apply a rotational velocity to this wall?		no
Velocity Magnitude (m/s)	0	
X-Component of Wall Translation	1	
Y-Component of Wall Translation	0	
Define wall velocity components?	no	
X-Component of Wall Translation (m/s)		0
Y-Component of Wall Translation (m/s)		0
Wall Roughness Height (m)	0	
Wall Roughness Constant	0.5	
Rotation Speed (rad/s)	0	
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)		0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)		0
X-component of shear stress (pascal)	0	
Y-component of shear stress (pascal)	0	
Fslip constant	0	
Eslip constant	0	
Specularity Coefficient	0	

int_alabe.2

Condition Value

Wall Motion	0	
Shear Boundary Condition	0	
Define wall motion relative to adjacent cell zone?		yes
Apply a rotational velocity to this wall?		no
Velocity Magnitude (m/s)	0	
X-Component of Wall Translation	1	
Y-Component of Wall Translation	0	
Define wall velocity components?	no	
X-Component of Wall Translation (m/s)		0
Y-Component of Wall Translation (m/s)		0
Wall Roughness Height (m)	0	
Wall Roughness Constant	0.5	
Rotation Speed (rad/s)	0	
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)		0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)		0
X-component of shear stress (pascal)	0	
Y-component of shear stress (pascal)	0	
Fslip constant	0	

Eslip constant 0
 Specularity Coefficient 0

int_alabe.1

Condition	Value
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Fslip constant	0
Eslip constant	0
Specularity Coefficient	0

ext_alabe.3

Condition	Value
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Wall Roughness Height (m)	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Fslip constant	0
Eslip constant	0
Specularity Coefficient	0

ext_alabe.2

Condition	Value	

Wall Motion	0	
Shear Boundary Condition	0	
Define wall motion relative to adjacent cell zone?		yes
Apply a rotational velocity to this wall?		no
Velocity Magnitude (m/s)	0	
X-Component of Wall Translation	1	
Y-Component of Wall Translation	0	
Define wall velocity components?	no	
X-Component of Wall Translation (m/s)		0
Y-Component of Wall Translation (m/s)		0
Wall Roughness Height (m)	0	
Wall Roughness Constant	0.5	
Rotation Speed (rad/s)	0	
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)		0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)		0
X-component of shear stress (pascal)	0	
Y-component of shear stress (pascal)	0	
Fslip constant	0	
Eslip constant	0	
Specularity Coefficient	0	

ext_alabe.1

Condition	Value	

Wall Motion	0	
Shear Boundary Condition	0	
Define wall motion relative to adjacent cell zone?		yes
Apply a rotational velocity to this wall?		no
Velocity Magnitude (m/s)	0	
X-Component of Wall Translation	1	
Y-Component of Wall Translation	0	
Define wall velocity components?	no	
X-Component of Wall Translation (m/s)		0
Y-Component of Wall Translation (m/s)		0
Wall Roughness Height (m)	0	
Wall Roughness Constant	0.5	
Rotation Speed (rad/s)	0	
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)		0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)		0
X-component of shear stress (pascal)	0	
Y-component of shear stress (pascal)	0	
Fslip constant	0	
Eslip constant	0	
Specularity Coefficient	0	

Solver Settings

Equations

Equation Solved

Flow yes

Turbulence yes

Numerics

Numeric Enabled

Absolute Velocity Formulation yes

Unsteady Calculation Parameters

Time Step (s) 0.002094395

Max. Iterations Per Time Step 20

Relaxation

Variable Relaxation Factor

Pressure 0.3

Density 1

Body Forces1

Momentum 0.7

Turbulent Kinetic Energy 0.8

Specific Dissipation Rate 0.8

Turbulent Viscosity 1

Linear Solver

Solver	Termination	Residual	Reduction
Variable	Type	Criterion	Tolerance

-

Pressure	V-Cycle	0.1		
X-Momentum	Flexible	0.1	0.7	
Y-Momentum	Flexible	0.1	0.7	
Turbulent Kinetic Energy	Flexible	0.1		0.7
Specific Dissipation Rate	Flexible	0.1		0.7

Pressure-Velocity Coupling

Parameter Value

Type SIMPLE

Discretization Scheme

Variable Scheme

Pressure Second Order
Momentum Second Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy Second Order Upwind
Specific Dissipation Rate First Order Upwind

Solution Limits

Quantity	Limit
Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	5e+10
Minimum Temperature	1
Maximum Temperature	5000
Minimum Turb. Kinetic Energy	1e-14
Minimum Spec. Dissipation Rate	1e-20
Maximum Turb. Viscosity Ratio	100000