



UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

**ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE CAPA LÍMITE Y DE
LOS FENÓMENOS EN LA REGIÓN CERCANA A LA PARED
EN UN PERFIL HIDRODINÁMICO HELICOIDAL DE UNA
TURBINA GORLOV DE FLUJO CRUZADO A BAJOS
NÚMEROS DE REYNOLDS**

Ing. Andrés Botero Henao

Universidad Nacional de Colombia

Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica

Bogotá, Colombia

2018

**ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE CAPA LÍMITE Y DE
LOS FENÓMENOS EN LA REGIÓN CERCANA A LA PARED
EN UN PERFIL HIDRODINÁMICO HELICOIDAL DE UNA
TURBINA GORLOV DE FLUJO CRUZADO A BAJOS
NÚMEROS DE REYNOLDS**

Ing. Andrés Botero

Tesis presentada como requisito parcial para optar al título de:

Magister en Ingeniería Mecánica

Director(a):

PhD. Carlos Alberto Duque Daza

Línea de Investigación:

Dinámica de fluidos computacional y Energías renovables

Universidad Nacional de Colombia

Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica

Bogotá, Colombia

2018

Dedicatoria

Abuelita Rosita:

No entiendo muy bien a donde hemos ido

pero, gracias por llevarme contigo

Te amo.

Agradecimientos

Quiero agradecer a todo aquel que de alguna forma contribuyó a la realización de este trabajo, especialmente a Daniela Carvajal.

Resumen

El presente trabajo muestra el estudio del desempeño hidrodinámico de un perfil helicoidal sometido a una corriente de agua. Los perfiles con geometría son utilizados principalmente en turbinas mareomotrices por las mínimas condiciones de oscilación del torque que ofrece este diseño y por la disminución que esto representa en las cargas cíclicas que experimenta la turbina. Un álabe fue simulado en condición estática en 4 posiciones diferentes utilizando mecánica de fluidos computacional con una formulación transitoria en 3D y un modelo de turbulencia LES. Los resultados obtenidos se validaron con 2 trabajos de referencia mostrando similitud en la gran mayoría de variables obtenidas. Posteriormente se realizó un estudio a nivel local en las zonas consideradas críticas para determinar el comportamiento del flujo en regiones cercanas a la pared. En este análisis, los resultados fueron comparados con resultados teóricos y en general se presentan acorde a lo propuesto. La metodología de trabajo, si bien presenta similitud con los trabajos de referencia, es mas conservador, pues subpredice el torque de salida para todos los casos. Se muestra también que las zonas de torque mínimo son regiones dominadas por la recirculación de flujo, según lo muestran los resultados obtenidos.

Palabras clave: perfil helicoidal, CFD, Torque de salida, Esfuerzo cortante.

Abstract

The present work shows the study of the performance of a helical blade subjected to a water flow stream. Blades with helical geometry are principally used in tidal turbines because of their minimum fluctuating torque conditions in the sea environment and for the reduction that this fact makes on the structural loads on the turbines. One blade was simulated using CFD with transient formulation and a LES turbulence model. The results were validated against 2 reference works showing good agreement in the majority of the variables obtained. Later, an analysis in local coordinates was made in the critic zones of each case in order to determine the behaviour of the flow near the wall. In this analysis, the results were compared with theoretical results showing good agreement in general as well. The proposed model, even showing similarity with the reference works, is more conservative because it sub predicts the output torque for all cases. It is shown that the zones of minimum torque are regions dominated by recirculation, as the obtained results suggest.

Contenido

Agradecimientos	VII
Resumen	IX
Abstract	X
Lista de símbolos	XIV
1 INTRODUCCIÓN Y ANTECEDENTES	1
1.1 Caracterización de potenciales mareomotrices en el mundo	2
1.2 Turbinas mareomotrices	4
1.3 Turbina Gorlov de flujo cruzado	6
1.3.1 Dimensionamiento	7
1.3.2 Parámetros de desempeño	7
1.3.3 Características de la corriente de flujo	11
2 REVISION BIBLIOGRÁFICA	13
2.1 Modelamiento de turbinas de flujo cruzado	13
2.2 Avances experimentales	16
2.3 Modelos CFD	19
3 METODOLOGÍA Y ESTRATEGIAS DE SOLUCIÓN	28
3.1 Características del caso	28
3.1.1 Geometría del álabe	29
3.2 Dominio computacional, condiciones iniciales y de frontera	29
3.2.1 Generación de la malla	31
3.2.2 Estrategia de solución	35
3.2.3 Esquemas	37
4 PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	41
4.1 Análisis de variables globales	42
4.1.1 Estudio de convergencia	42
4.1.2 Validación del coeficiente de torque estático	47
4.1.3 Distribución de torque de salida.	48

4.2	Análisis en coordenadas locales.	51
4.2.1	Distribución de P y τ_w	55
4.2.2	Perfiles de velocidad tangencial en varios puntos del perfil	57
4.2.3	Esfuerzos de Reynolds.	61
4.2.4	Energía cinética turbulenta k	65
4.2.5	Espectros de frecuencia en los puntos sensados del modelo	69
5	CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO	74
5.1	Conclusiones	74
5.2	Trabajo futuro	76
	Bibliografía	77

-

Lista de Símbolos

Símbolos con Letras Latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
A_t	Área trasnversal	m^2	
C_o	Número de Courant	Adimensional	Ver Sección 1.3.3
C_d	Coefficiente de Arrastre	Adimensional	Ver Sección 1.3.2
C_l	Coefficiente de Sustentación	Adimensional	Ver Sección 1.3.2
C_k	Constante del Modelo de turbulencia 1	Adimensional	
C_e	Constante del Modelo de turbulencia 2	Adimensional	
K_{sgs}	Energía cinética de escalas no resueltas	m^2/s^2	
C_p	Coefficiente de Potencia o desempeño	Adimensional	Ver Sección 1.3.2
C_T	Coefficiente de torque	Adimensional	Ver Sección 1.3.2
C_{Te}	Coefficiente de torque estático	Adimensional	Ver Sección 1.3.2
R	Radio	m	
c	Cuerda	m	
N	Numero de álabes		
f	Frecuencia	hz	
g	Aceleracion Gravitacional	m/s^2	
h, z, H	Altura o Elevación	m	
k	Energía Cinética turbulenta	$\frac{m^2}{s^2}$	
l	Longitud característica	m	
L	Fuerza de sustentación	N	
p	Presión	Pa	
Re	Número de Reynolds	Adimensional	Ver Sección 1.3.3
Fr	Número de Froude	Adimensional	Ver Sección 1.3.3

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
t	Tiempo	s	DF
u^+	Velocidad Adimensional	Adimensional	$u^+ = \frac{U}{u_\tau}$
u_τ	Velocidad de Fricción	Adimensional	$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$
y^+	Distancia normal a la pared	Adimensional	$y^+ = \frac{U_\tau y}{\nu}$
W	Ancho	m	
R_{ij}	Tensor de esfuerzos de Reynolds	$\frac{m^2}{s^2}$	
U_0	Velocidad de la corriente de flujo	$\frac{m}{s}$	
U_θ	Velocidad tangencial	$\frac{m}{s}$	
U_R	Velocidad resultante	$\frac{m}{s}$	

Símbolos con Letras Griegas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
μ	Viscosidad Dinámica	$\frac{Kg}{ms}$	$\mu = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}}$
ν	Viscosidad Cinemática	$\frac{m^2}{s}$	$\nu = \frac{\mu}{\rho}$
ν_{sgs}	Viscosidad Turbulenta	$\frac{Kg}{ms}$	
ρ	Densidad	$\frac{Kg}{m^3}$	$\rho = \frac{m}{V}$
τ_w	Esfuerzo Cortante en la Pared	$\frac{Kg}{ms^2}$	$\tau_w = \mu \left(\frac{du}{dy} \right)_{y=0}$
ϕ	Ángulo de helicidad	°	
α	Ángulo de ataque	°	
σ	Relación de solidez	Adimensional	
δ	Espesor de capa límite	m	
τ_{ij}	Tensor de esfuerzos de las escalas no resueltas	$\frac{m^2}{s^2}$	

Abreviaturas

Abreviatura	Termino
<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamic

Abreviatura	Término
<i>DNS</i>	Direct Numerical Simulation
<i>LES</i>	Large Eddy Simulation
<i>RANS</i>	Reynolds average Navier Stokes
<i>Tmax</i>	Torque máximo
<i>Tmin</i>	Torque mínimo

1 INTRODUCCIÓN Y ANTECEDENTES

La energía contenida en las corrientes de mareas se ha convertido, desde mediados del siglo XX, en un objeto permanente de estudio e investigación. Se ha mostrado este recurso como una alternativa interesante para ayudar a solventar la demanda energética mundial, pues presenta ciertas bondades que otros tipos de energía no poseen como: La *Predictibilidad* del recurso, permitiendo conocer los potenciales energéticos en tiempos finitos; la no invasión de terrenos cultivables o habitables para el hombre y la implementación de prototipos más pequeños comparados con aquellos usados en la industria eólica (Niblick [26]). Según Twidell y Weir [41] el potencial mareomotriz del mundo, en zonas accesibles por el hombre, es de alrededor 100 GW, ampliándose a 3TW en todo el recurso marítimo mundial.

Las fuerzas de atracción que la luna y el sol ejercen sobre la tierra, especialmente sobre sus cuerpos de agua, son las responsables de la creación de las mareas. Estas obedecen fielmente al ciclo lunar, por lo cual está establecido que el potencial del recurso es predecible con hasta un 98 % de precisión (Benelghali [3]). La expresión que representa el potencial energético en una región de área transversal A , por la cual pasa un fluido de densidad ρ a una velocidad U_0 es:

$$P = \frac{1}{2} \rho U_0^3 \quad (1-1)$$

La Figura 1-1 muestra el potencial mareomotriz mundial. Dentro de los mecanismos propuestos para extraer la energía de las mareas se encuentran las turbinas maremotrices, que en un principio no fueron más que los diseños propuestos por las turbinas eólicas pero operando bajo una corriente de agua. Estos estudios preliminares permitieron establecer algunas diferencias respecto a esta industria y unos retos propios de fenómenos maremotrices (Marsh [20]):

1. Al ser el agua unas 1000 veces más densa que el aire, para una misma sección transversal el potencial energético de una corriente de mareas es aproximadamente 1000 veces más grande. Sin embargo, estas tienen velocidades más bajas que las corrientes de aire.

2. Los fenómenos de corrosión en los álabes y la invasión de la fauna y flora marina se presentan como las desventajas principales de este tipo de energía.
3. Es necesario caracterizar de forma particular la hidrodinámica de las turbinas maremotrices; si bien la industria eólica permitió desarrollar la base teórica, las características y dinámicas de los flujos son diferentes, impidiendo caracterizar de forma confiable las turbinas maremotrices a partir de los avances en la industria eólica.

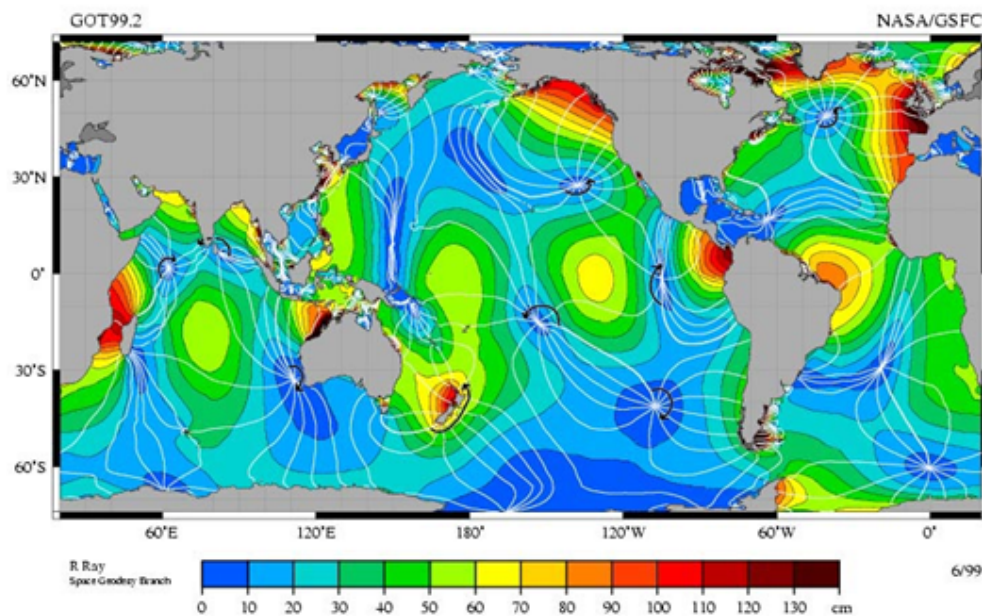


Figura 1-1: Potencial mareomotriz en el mundo. Tomado de [5]

La investigación reciente de la energía mareomotriz se ha dividido en 2 ejes fundamentales; por una parte, existe la caracterización de los sitios accesibles e idóneos para la extracción de energía; por otro lado, se encuentran las investigaciones enfocadas en diseñar los dispositivos que extraerán la energía de la corriente de flujo y la convertirán en energía eléctrica. Se mostrarán a continuación los avances más significativos en estas dos ramas.

1.1. Caracterización de potenciales mareomotrices en el mundo

Trabajos que buscan medir el potencial mareomotriz en zonas de interés se han llevado a cabo por parte de países como Irlanda, Nueva Zelanda e Iran (Plew [33], Soleimani [37] y O'Rourke

[29]). Entre los lugares interesantes para explotar este tipo de energía según estos estudios se encuentran: Qesm channel y Khour-e Duragh con capacidades de 13 y 15.8 MWh respectivamente. En el caso de Nueva Zelanda, se destacan sitios como Manakau harbor, su segundo puerto más grande, donde las corrientes de marea alcanzan velocidades de hasta $1.8 \frac{m}{s}$ y logran capacidades de hasta 7.9 Gwh. La idea de tomar como fuente las corrientes de marea para extraer de ellas energía limpia, ha permitido extender el análisis de turbinas mareomotrices a otros escenarios (Khan [12]): En los ríos, aguas abajo de estaciones hidroeléctricas (Liu [16]), en aplicaciones a escala doméstica, entre otros. El aprovechamiento de las aguas abajo de las represas mediante el uso de turbinas mareomotrices ha sido objeto de estudio mayoritariamente por el Reino Unido: Xia [43] calcula mediante métodos numéricos el potencial energético mareomotriz que se encuentra en un sector conocido como "Severn barrage", estimándolo en un rango de 13 a 16 TWh. Liu [15] muestra los desarrollos que China ha realizado en torno a energía mareomotriz y sus aplicaciones a diferentes niveles (local, fluvial, marítimo etc). En Australia se estudia con optimismo la utilización de dispositivos hidrocínicos aguas abajo de las estaciones hidroeléctricas convencionales, creando lo que se conoce como CCHS por su significado en inglés: combined-cycle hydropower system (Liu [16]). En Fiji se identifican sitios para probar turbinas y así optimizar su funcionamiento, dado su inmenso potencial mareomotriz (Goundar [9]). Estos estudios de referencia muestran que los potenciales mareomotrices se encuentran en diversas regiones del mundo y son extraíbles en escenarios diferentes al marítimo.

En Colombia se han realizado también estudios para calcular potenciales mareomotrices, especialmente en la costa pacífica (Polo [34]). Esta investigación concluye que regiones como Bahía Málaga y Bahía Solano son sitios potenciales para la extracción de energía mareomotriz pues reportan corrientes de mareas con velocidades de hasta $1,5 \frac{m}{s}$ (Fig 1-2). Este estudio establece un precedente importante a la hora de considerar útil y prometedor el estudio en estas zonas, dado que allí se encuentran pueblos que presentan un atraso muy importante en cuanto a infraestructura y bienestar, pues se reportan como zonas *no interconectadas* a la red nacional de energía eléctrica. Más recientemente, Arango [28] estudió diversas formas de energía marítima aprovechables en las costas colombianas, mostrando como la energía mareomotriz puede suplir la demanda de comunidades costeras, especialmente en la bahía de Buenaventura.



Figura 1-2: Ensenada catripe, costa pacífica colombiana

1.2. Turbinas mareomotrices

Las turbinas mareomotrices son los principales dispositivos encargados de extraer la energía de las corrientes de marea; son turbomaquinas de reacción que utilizan la sustentación como su fuerza motora. Dicha fuerza se crea cuando un fluido pasa alrededor de un perfil, y crea diferencias de presión en él. Esta naturaleza motora de las turbinas mareomotrices hacen que los diseños del álabe sean de vital importancia para maximizar esta fuerza y así mismo la eficiencia operativa de la turbina. Algunos de sus diseños son modelos de turbinas eólicas con cambios específicos en su geometría que buscan mejorar las condiciones de funcionamiento en el mar oscilante, siendo los diseños de la Figura 1-3 los más comunes:

Una de las características que más influye en el desempeño de las turbinas mareomotrices es su orientación respecto al flujo. Las turbinas de flujo **axial** tienen su eje de giro paralelo a la dirección del flujo (Figura 1-4a). Por su parte, las turbinas de flujo **cruzado** tienen su eje perpendicular a la dirección del flujo (Figura 1-4b). Las diferencias más marcadas entre los dos tipos son:

- a) Las turbinas de flujo axial poseen mejores eficiencias que las turbinas de flujo cruzado, pero para ello, deben operar a altas velocidades, lo que las vuelve propensas a cavitación.
- b) Las turbinas de flujo cruzado pueden funcionar *sin importar el sentido del flujo*. Además poseen ventajas constructivas y de montaje respecto a las turbinas de flujo axial, esto

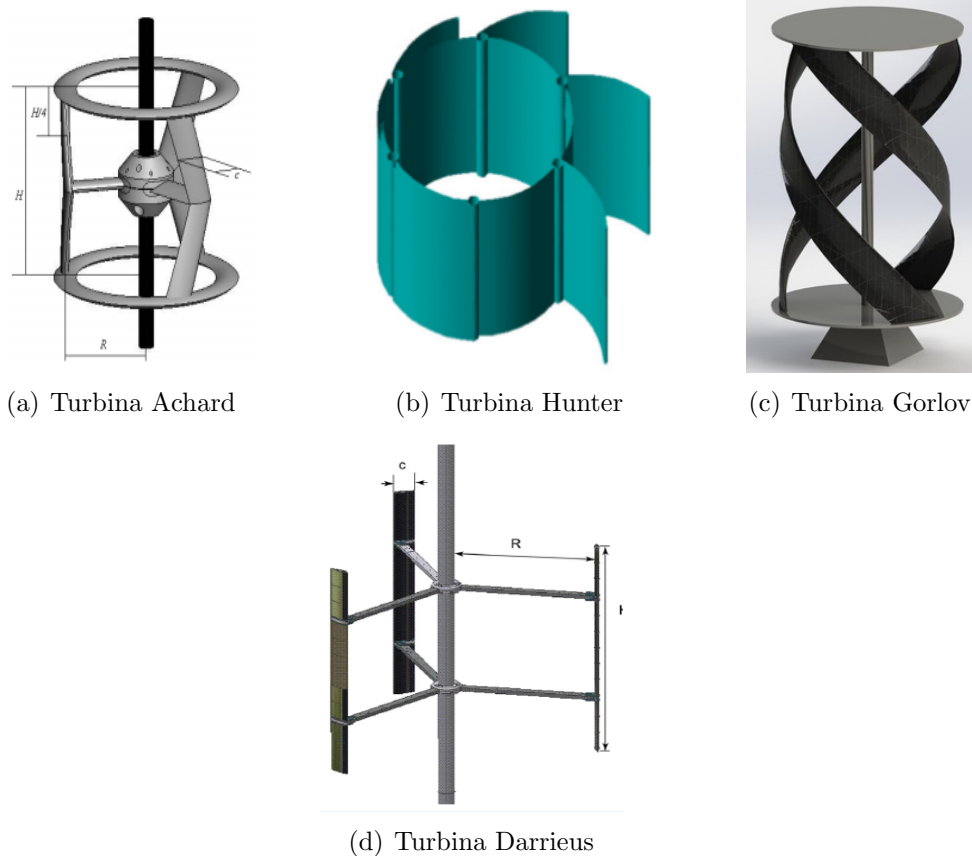


Figura 1-3: Tipos de turbinas de acuerdo al diseño de sus álabes. "a" tomado de [7], "b" tomado de [44], "c" tomado de [30] y "d" tomado de [4].

porque al eje estar orientado de forma perpendicular los generadores eléctricos y las cajas de reducción, en caso de ser necesario, se disponen en la parte superior de la turbina, lo que facilita las operaciones de mantenimiento.

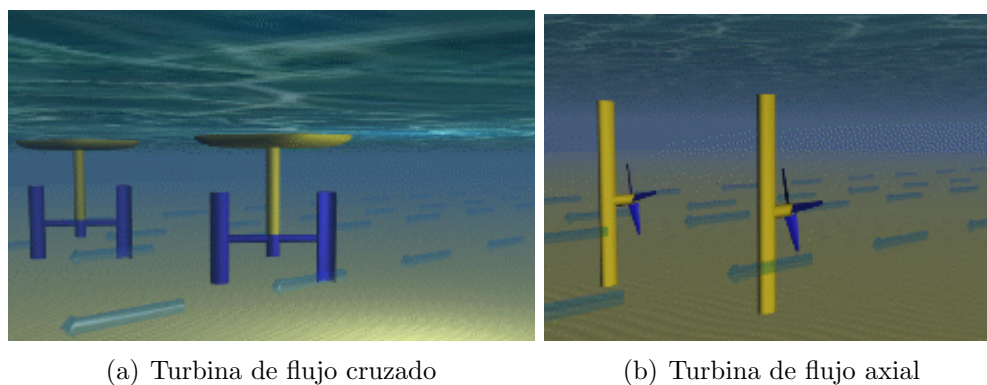


Figura 1-4: Orientación de las turbinas mareomotrices. Tomado de [17]

1.3. Turbina Gorlov de flujo cruzado

Alexander Gorlov patentó en 1998 lo que hoy se conoce como turbina Helicoidal o turbina Gorlov. Su particularidad es el diseño de los álabes con la intención de reducir las fluctuaciones en el torque creadas por la inestabilidad del medio y las cargas estructurales cíclicas o de fatiga presentes en la turbina (Gorlov [8]). Este interesante diseño ha sido permanentemente analizado desde su creación, pues si bien las ventajas operativas permiten considerar su implementación a escala industrial, la reducción en la eficiencia generada principalmente por la naturaleza helicoidal del perfil y las complejas interacciones hidrodinámicas, no permiten aun considerarla como una tecnología consolidada.

El triángulo de velocidades para un perfil hidrodinámico se muestra en la Figura 1-5. La velocidad de la corriente incidente se denomina U_0 , la de rotación del perfil (o turbina) U_θ y la velocidad resultante U_R cuya expresión es:

$$U_R = \sqrt{(U_0 + U_\theta \cos\theta)^2 + (U_\theta \sin\theta)^2} \quad (1-2)$$

La dirección de las velocidades en el perfil es un aspecto importante a tener claro pues determina la dirección de las fuerzas que se ejercen y que generan el torque.

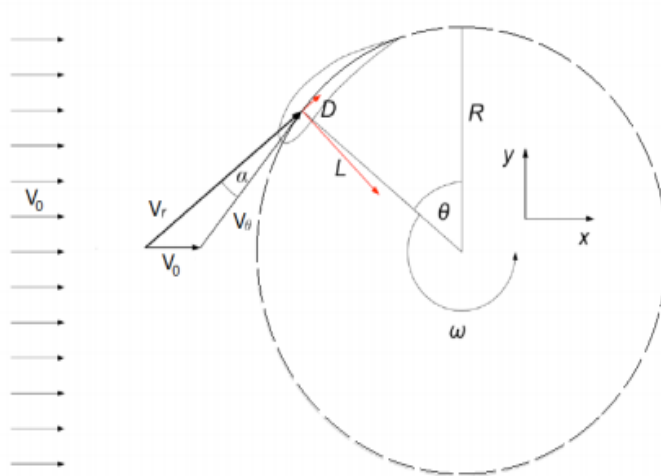


Figura 1-5: Diagrama de cuerpo libre para la sección del perfil. Tomado de [10]

1.3.1. Dimensionamiento

Al ser el perfil de la turbina Gorlov helicoidal, es necesario definir algunas medidas importantes propias de estas geometrías.

Ángulo azimutal (θ) :

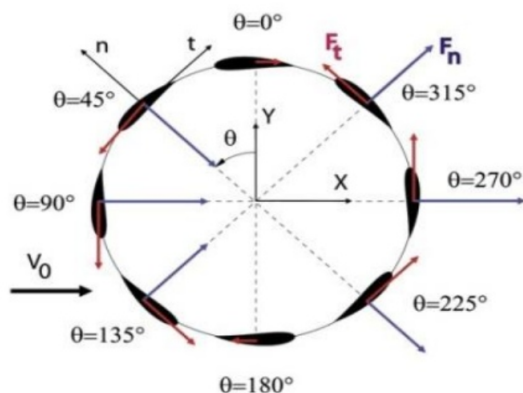
Se refiere a la posición del perfil respecto al eje de rotación (Figura 1-6a)

Ángulo de barrido:

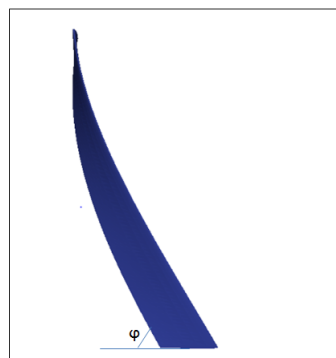
Corresponde al ángulo que recorre la sección transversal de principio al fin.

Ángulo de helicidad (ϕ) :

Corresponde al ángulo de inclinación del perfil (Figura 1-6b).



(a) Ángulo azimutal. Tomado de [26]



(b) Ángulo de helicidad

Figura 1-6: Ángulos del perfil helicoidal

El resto de dimensiones corresponden a aquellas utilizadas para describir cualquier perfil hidrodinámico, como la sección transversal, la cuerda y la altura. En el capítulo 2 se establecen dichas medidas para el caso en cuestión.

1.3.2. Parámetros de desempeño

La caracterización geométrica y dinámica de las turbinas mareomotrices se realiza a través de números adimensionales que relacionan las variables involucradas en el proceso de extracción de energía. A continuación se presentan los más importantes.

Coefficiente de potencia (C_p)

Simboliza la eficiencia operativa de la turbina, es la relación entre la potencia real que es captada por la turbina respecto de la energía que una turbina con eficiencia del 100% extraería:

$$C_p = \frac{P_{real}}{P_{ideal}} = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho A_t U_0^3} \quad (1-3)$$

Con T siendo el torque de salida en el eje.

Coefficiente de torque (C_T)

Análogo al coeficiente de potencia, muestra la relación entre el torque de salida (medido en el eje) respecto al máximo torque que una corriente de mareas puede generar en la turbina. Tiene 2 medidas, una para el torque de arranque y otra para el torque de salida en estado operativo.

$$C_T = \frac{T_{real}}{T_{ideal}} = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho A_t U_0^2 R} \quad (1-4)$$

$$C_{Te} = \frac{T_e}{\frac{1}{2}\rho A_t U_0^2 R} \quad (1-5)$$

Donde T_e hacen referencia al torque de salida en estado estático o par de arranque. La figura 1-7 muestra un diagrama de cuerpo libre con las fuerzas que actúan sobre un álabe en una turbina de flujo cruzado.

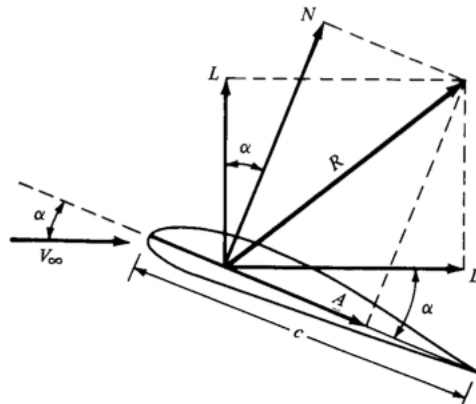


Figura 1-7: Diagrama de cuerpo libre para la sección del perfil. Tomado de [10]

La magnitud de las fuerzas de arrastre y sustentación dependen en gran medida del **ángulo de ataque** (α), definido como el ángulo que forman la cuerda del perfil con la dirección relativa del flujo. Su expresión general es:

$$\alpha = \frac{\text{sen}\theta}{TSR + \text{cos}\theta} \quad (1-6)$$

Con TSR representando la relación de velocidad: $TSR = \frac{wR}{U_0}$. El Torque se calcula entonces mediante la siguiente expresión:

$$T = R(L \cos \alpha - D \sin \alpha) \quad (1-7)$$

Coefficientes de sustentación (C_D) y arrastre (C_L)

Los coeficientes de sustentación y arrastre son las medidas fundamentales que establecen la eficiencia de la turbina, y más específicamente, la influencia del diseño del álabe en la extracción de la energía:

$$C_L = \frac{L_{real}}{L_{ideal}} = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho A_t R (U_R)^2} \quad (1-8)$$

$$C_D = \frac{D_{real}}{D_{ideal}} = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho c R (U_R)^2} \quad (1-9)$$

Relación de velocidad:

Es la relación entre la velocidad de operación de la turbina respecto a la velocidad del flujo incidente:

$$TSR = \frac{wR}{U_0} \quad (1-10)$$

Donde w es la velocidad angular, R es el radio de la turbina y U_0 la velocidad de entrada del flujo. Este parámetro es fundamental para caracterizar el desempeño de las turbinas de flujo cruzado en estado rotativo.

Relación de aspecto:

Establece la relación entre la altura y el diámetro de la turbina, como se observa en la figura 1.8. Niblick [26] estima que el coeficiente de torque estático es inversamente proporcional al torque de salida estático.

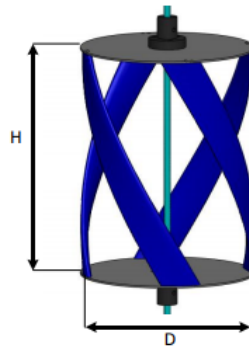


Figura 1-8: Relación de aspecto. Tomado de [10]

Relación de solidez:

Hace referencia a la porción del área transversal que es material de la turbina y al excedente que es espacio libre. Altas relaciones de solidez (>0.3) mejoran las condiciones de autoarranque y corren el punto de desempeño máximo de la turbina a TSR más bajas, lo contrario ocurre para relaciones de solidez bajas (<0.15). Shiono [36] define rangos óptimos relaciones de solidez (0.3-0.4) para una gama amplia de configuraciones de flujo. Su valor permite asumir que el flujo de la turbina se da en corriente libre, o que este no se afecta por las paredes del canal. En general, valores de relación de solidez $< 0,3$ son válidos para considerar condiciones de canal abierto.

$$\sigma = \frac{Nc}{2\pi R} \quad (1-11)$$

En esta expresión N es el número de álabes de la turbina, c es la longitud de la cuerda del perfil y R el radio de la turbina.

Adicional a estos parámetros, es necesario definir las características del flujo ya que estas son determinantes para el análisis dinámico:

1.3.3. Características de la corriente de flujo

Número de Reynolds (Re):

Es la medida más importante para determinar el régimen de flujo. Se presenta como la relación entre fuerzas inerciales y fuerzas viscosas:

$$Re = \frac{U_0 l}{\nu} \quad (1-12)$$

Donde l representa una medida de longitud representativa del cuerpo y ν la viscosidad cinemática del fluido. Re altos hacen referencia a flujos turbulentos dominados por fuerzas inerciales mayoritariamente, que para flujos externos corresponde a $Re_e = 5 \times 10^5$.

Número de Froude (Fr):

Establece la proporción de las fuerzas inerciales y gravitacionales. En aplicaciones de tipo mareomotriz, valores pequeños de Fr representan superficies libres que se logran cuando las turbinas se encuentran adecuadamente sumergidas en la superficie, si esto no ocurre se producen dos efectos no deseados: Las fluctuaciones periódicas de la marea generan cargas estructurales y las velocidades incidentes variables reducen el desempeño hidrodinámico de las turbinas. El valor de Fr se calcula por la ecuación :

$$Fr = \frac{U_0}{\sqrt{gh}} \quad (1-13)$$

donde g es la aceleración de la gravedad y h la altura de las condiciones de entrada. Se ha observado que para turbinas mareomotrices valores pequeños de Fr, del orden de 0.3, garantizan una condición de superficie libre en la interfaz aire-agua (Niblick [26]).

Número de Courant (Co) :

Representa una condición de convergencia en simulaciones computacionales y muestra una relación entre el paso de tiempo respecto al tamaño de malla. Está dado por la expresión (en 1D):

$$C_o = \frac{u \Delta t}{\Delta x} \quad (1-14)$$

Donde u es la velocidad del flujo, Δt es el paso de tiempo y Δx el tamaño de celda. En general, se

busca que este número adimensional no sea mayor que 1 para obtener resultados confiables en las simulaciones.

Con estas variables descritas, se procede a continuación a mostrar los antecedentes y avances respecto al modelamiento de la turbina Gorlov de flujo cruzado, que es el caso de estudio propuesto.

2 REVISION BIBLIOGRÁFICA

En este capítulo se presentan los principales avances en el modelamiento de las turbinas mareomotrices de flujo cruzado, especialmente de la turbina Gorlov. También se revisaron geometrías diferentes al perfil helicoidal dada la necesidad de conocer las estrategias de modelamiento en la región cercana a la pared de los perfiles hidrodinámicos bajo condiciones de flujo cruzado. En general, los estudios muestran un interés mayor en analizar el desempeño global de las turbinas o de arreglos de estas en una configuración dada; sin embargo, son escasos los estudios que fijen su atención en los efectos locales de las geometrías, es decir, de los fenómenos que ocurren en la región cercana a la pared. Se consideraron en las siguientes secciones avances en modelos experimentales, numéricos y esquemas de CFD.

2.1. Modelamiento de turbinas de flujo cruzado

Los primeros modelos propuestos para estudiar el flujo de turbinas de flujo cruzado bajo el agua se basaron fundamentalmente en los avances de las turbinas eólicas. Si bien existen diferencias entre el ambiente aéreo y marítimo, el principio de funcionamiento en ambos casos es similar (Bahaj [2]). Islam [18] hizo una recopilación de modelos numéricos para predecir el desempeño global de las turbinas, entre los cuales se encuentran: **los modelos de momento**, que realizan un balance entre las fuerzas ejercidas sobre el perfil y el cambio de momento que experimenta el flujo que lo rodea. De este tipo se destacan el modelo de Templin [40] creado en 1974 y las mejoras de Strickland [39] y Parashivou [31]; este último ilustrado en la Fig 2-1. El condicionante principal de estos modelos es que solo pueden ser utilizados en sistemas estacionarios y no tiene en cuenta los efectos turbulentos.

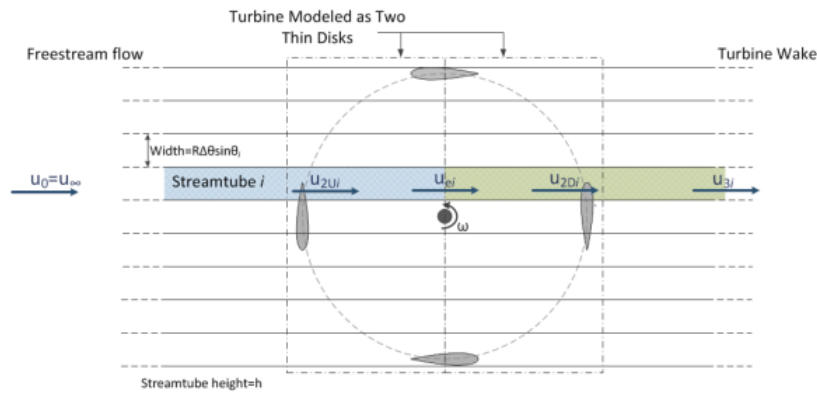


Figura 2-1: representación del modelo de momento de Parashivou [31]

Otros modelos numéricos que no utilizan estrategias CFD son los **modelos de vorticidad**, que pueden dividirse en modelos fijos y libres. La idea aquí es obtener el campo de velocidades a partir del cálculo de la vorticidad en los álabes y en la estela (Fig 2-2). Larsen propuso el método fijo [13], en el cual el álabes es reemplazado por un filamento de vórtice limitado y su fuerza es calculada utilizando la ley de Kutta-Joukowski y valores experimentales de sustentación. Fanucci [22] y Strickland [38] propusieron modelos libres que utilizan la ley de Biot-Savart para determinar las componentes de velocidad. En general, los modelos de vorticidad resultan más acertados que los modelos de momentos, pero mucho más costosos computacionalmente; además, como estos modelos se basan en flujo potencial (no viscoso), no tienen en cuenta efectos importantes como fenómenos turbulentos e interacciones fluido estructura que afectan el desempeño hidrodinámico de los álabes; por último, estos modelos dependen de información experimental para el perfil, lo cual no está siempre disponible

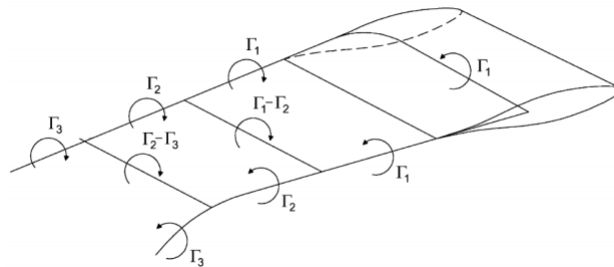


Figura 2-2: representación del modelo de vorticidad. Tomado de [38]

Por último se encuentran los modelos de cascada, que se caracterizan por calcular las fuerzas de cada álabes de manera independiente. Hirsch y Mandall [11] propusieron por primera vez este modelo para turbinas de flujo cruzado eólicas. Mandall y Burton [19] desarrollaron

una mejora sobre este método incorporando efectos de curvatura de flujo y separación, que demostró ser más acertado que los modelos de momento pero menos que los modelos de vorticidad. Son considerados como una alternativa porque no tienen problemas de convergencia y presenta mejores resultados para algunas situaciones de flujo donde los modelos de vorticidad no funcionan, como en casos donde la velocidad de rotación de la turbina sea alta en comparación con la velocidad de la corriente de flujo incidente (relaciones de velocidad altas). La representación gráfica de este modelo se presenta en la figura **2-3**.

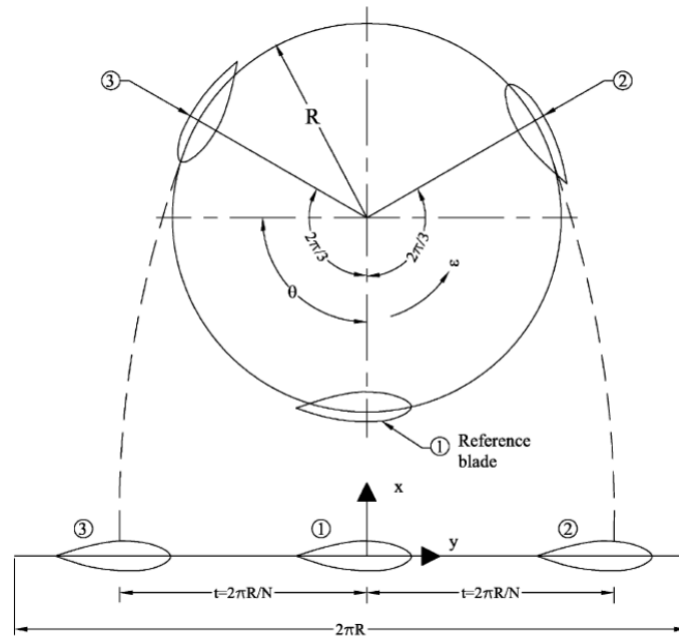


Figura 2-3: Representación del modelo de cascada. Tomado de [19]

2.2. Avances experimentales

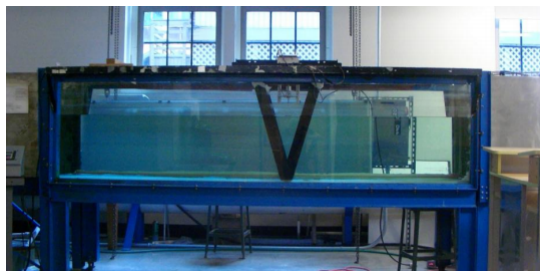
Existen pruebas experimentales en turbinas de flujo cruzado en agua documentados desde los años 80. Barry Evans de la empresa Nova Energy realizó con éxito unos reportes de proyectos y pruebas que se presentan en la figura 2.4.

Report Title
NEL-002: Water Turbine Model Trials [31]
NEL-021: Ultra Low Head Hydroelectric Power Generation Using Ducted Vertical Axis Water Turbines [32]
NEL-022: Ultra Low Head Hydroelectric Power Generation Using Ducted Vertical Axis Water Turbines [33]
NEL-038: Research and Development of a 50kW to 100kW Vertical Axis Hydro Turbine for a Restricted Flow Installation [34]
NEL-070: The Ducted Vertical Axis Hydro Turbine for Large Scale Tidal Energy Applications [35]
NEL-081: Commissioning and Testing of a 100kW Vertical Axis Hydraulic Turbine [36]

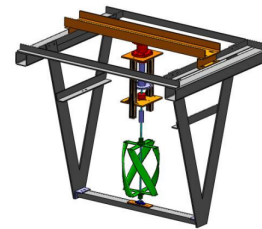
Figura 2-4: Pruebas experimentales en turbinas de flujo cruzado por Nova Energy

la mayoría de estos trabajos se realizaron con el objetivo de ver el efecto de ductos en el desempeño de las turbinas.

Adam Niblick [26] llevó a cabo estudios de tipo experimental para determinar las características operativas de varios modelos de turbina Gorlov diseñadas para la microgeneración de energía, en estado estático y rotativo (En particular, su diseño buscaba alimentar los equipos de instrumentación de la maquinaria que estudia los potenciales mareomotrices de la costa pacífica americana). Las pruebas se llevaron a cabo en un canal con una corriente de agua con velocidad no mayor a $0.8m/s$ y Re , basado en el diámetro de la turbina, de 123840. Este canal, junto con el modelo CAD del montaje se presentan en la Figura 2-5.



(a) canal



(b) modelo CAD

Figura 2-5: Imágenes del montaje experimental, Niblick [26]

Se lograron coeficientes de potencia o desempeño de hasta el 24% para turbinas de 4 álabes con perfiles NACA 0018 y radio de turbina de $0.086m$, mostrando también que la oscilación del torque se ve disminuida para este tipo de diseños, todo esto en condiciones rotativas. se determinó que la forma helicoidal del perfil mejora sustancialmente las condiciones de autoarranque, permitiendo centrar estudios posteriores en maximizar la eficiencia, la cual se encuentra aun por debajo de las turbinas de flujo axial en las que se obtienen eficiencias de hasta el 47%. Uno de los parámetros de funcionamiento más importantes que Niblick determina es el coeficiente de torque de salida, que representa de alguna forma la eficiencia de la turbina y será descrito con mayor detalle en el capítulo 3, mientras que los coeficientes de torque estático para 1 y 4 álabes se presenta en la Figura 2-6. Se dedicó un espacio al análisis de un solo álabe, con la intención de probar si existía alguna relación lineal entre el desempeño y el número de álabes, lo cual no fue validado, según la fig 2-7.

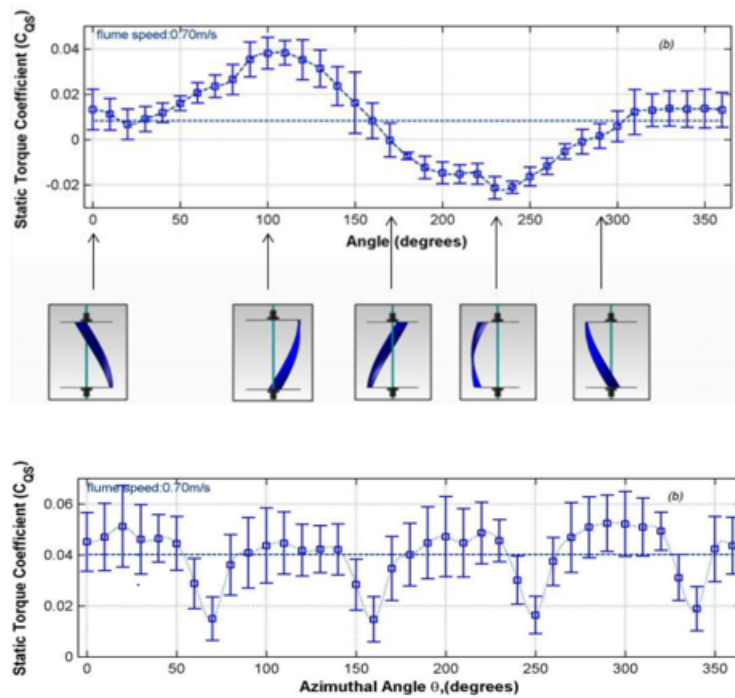


Figura 2-6: Curvas de coeficiente de torque estático para 1 y 4 álabes [26]

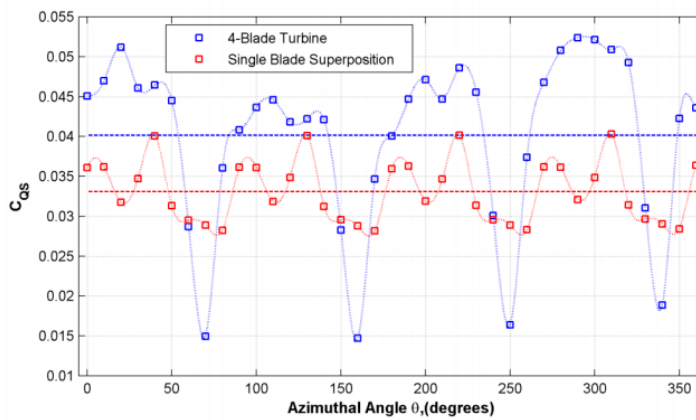


Figura 2-7: Comparación de torque de salida 1 álabe superpuesto vs 4 álabes [26]

2.3. Modelos CFD

Aún cuando los modelos numéricos simplificados han permitido obtener un mayor entendimiento de las turbinas mareomotrices de flujo cruzado, son muchas las simplificaciones y correcciones que deben hacerse para lograr su aplicación con un nivel de precisión aceptable; incluso el modelo de vorticidad, consolidado como el más preciso, se basa en condiciones de flujo potencial, y los efectos viscosos (fenómenos de pared) son obtenidos mediante correlaciones empíricas (Hall [10]). Se empezó a centrar entonces la atención en la mecánica de fluidos computacional, que permite prescindir de la mayoría de estas suposiciones, además de poder determinar los campos de interés en una formulación transitoria y tridimensional, características que si se fuesen a implementar en los modelos numéricos simplificados, necesitarían de correcciones que afectarían sustancialmente la precisión de los resultados obtenidos.

Antheaume [1] fue quien primero propuso un modelo basado en CFD para este tipo de fenómenos. Aprovecha las bondades de la formulación por CFD sin la necesidad de modelar la geometría completa del álabe; los efectos acumulativos promediados en el tiempo en los álabes producto de la rotación se determinan mediante una formulación de estado estacionario y los efectos alares se modelan mediante términos fuente obtenidos de resultados experimentales en las ecuaciones de momento. El modelo alcanza finalmente una solución estable después del proceso iterativo. Aún siendo un esquema CFD, el proceso no está exento de simplificaciones, la primera de ellas es asumir la longitud de la cuerda muy pequeña respecto a la del radio de la turbina, la segunda es que el número de álabes de la turbina y su distribución es tal que estos no se encuentran muy cerca uno del otro. Este modelo validó el desempeño de una turbina Darrieus de flujo cruzado operando a un Re de 150,000 en configuración unitaria y múltiple.

El aporte más importante del trabajo de Antheaume fue empezar a destacar las ventajas de las turbinas de flujo cruzado respecto a las turbinas de flujo axial. Entre las más importantes se encuentran:

1. Las turbinas de flujo cruzado son insensitivas a la dirección del flujo de entrada.
2. Las torres de turbinas permiten ser controladas como una sola estructura, sin necesidad de intervenirlas de manera desacoplada. Dado que las turbinas de flujo cruzado tienen su eje de rotación normal a la dirección del flujo, solo se deberá acoplar un generador a la torre de turbinas, mientras que en las torres de turbinas de flujo axial, al estar los ejes de las turbinas paralelos al flujo, estos deben contar con un sistema de transmisión de potencia o varios generadores, lo que involucraría dificultades de montaje, peso, costo, etc.
3. La aparente eficiencia reducida de las turbinas de flujo cruzado vs flujo axial, se compensan interviniendo en el diseño de la turbina, de esta forma, un perfil helicoidal en una turbina

de flujo cruzado logra sostener el valor del torque de salida casi constante, minimizando los efectos oscilatorios propios de la naturaleza de las mareas; además, las ventajas constructivas y de ensamble para la construcción de estaciones de generación, permite concluir que una estación de turbinas de flujo cruzado operará en general con mejor eficiencia que una de turbinas de flujo axial, aún cuando el desempeño unitario de las axiales supera las de flujo cruzado.

Antheaume demostró además que la eficiencia de las torres aumenta hasta 8 turbinas de flujo cruzado, lo cual corresponde a una eficiencia del 33 % (4 % más que una sola turbina). Las conclusiones en este estudio permitieron consolidar una ruta de trabajo en torno a la energía mareomotriz: por una parte, se amplió el estudio de los potenciales mareomotrices en las regiones de accesibilidad humana. Por otra parte, se empezó a prestar interes especial en las turbinas de flujo cruzado, pues usadas como estaciones, poseen una eficiencia mayor. Los fenómenos secundarios que se producen de la interacción álabe-flujo son de vital importancia y deben ser tenidos en cuentas para poder consolidar un modelo que logre aproximar sus resultados a los experimentales, sin embargo, son realmente pocos los estudios dedicados a caracterizar los fenómenos de pared que se forman en el álabe y a captar los efectos acumulativos producto de la rotación de la turbina.

Por su parte, Hall [10] realizó, mediante dinámica de fluidos computacional, la simulación numérica de la turbina Gorlov de flujo cruzado previamente estudiada por Niblick, mediante una formulación de malla móvil en 3D y un esquema RANS con un modelo de turbulencia $k - \omega SST$. Hall mostró que la imposibilidad que posee la formulación RANS para recrear de una forma acertada los fenómenos cercanos a la pared, y más específicamente el punto de separación de capa límite en los álabes, es responsable de que el torque se sobreprediga respecto al experimento, teniendo en cuenta que son los fenómenos de pared causantes de aumento en el arrastre y disminución en la sustentación. Sin embargo, dicho modelo numérico presenta resultados en las curvas de desempeño con una tendencia similar al experimento, sugiriendo con esto que es en las regiones cercanas a la pared en donde se debe enfocar el análisis en trabajos futuros, pues conociendo esta interacción se permitiría conocer bien los efectos que reducen la eficiencia operativa de las turbinas. Los resultados que presentan la Figura 2-9 son para 2 tipos de modelos en las región cercana a la pared, por una parte se consideraron las llamadas funciones de pared y por otro se empleó el modelamiento con refinamiento de malla.

Para analizar el torque de arranque, fue necesario considerar al arreglo de forma estática. Hall evaluó dos casos: Un solo álabe y una turbina con cuatro álabes. La creación de la malla en el caso de un álabe es de interés para este estudio, por ello se muestra más detalladamente ese proceso a continuación.

para la condición de 1 álabe:

- Malla estructurada
- La configuración de la malla cerca a la pared del perfil se realizó con funciones de pared y con el enfoque de refinamiento de malla con condición $y^+ = 1$
- Para esta condición (estática) se asumió que el eje central y las tapa superior e inferior afectan al flujo mínimamente, razón por la cual no se modelaron.

En la Figura 2-8 se muestra la malla creada para el caso de 1 álabe, mientras que la Figura 2-9 ilustra la malla de la región cercana a la superficie del perfil con funciones de pared y refinamiento de malla, respectivamente:

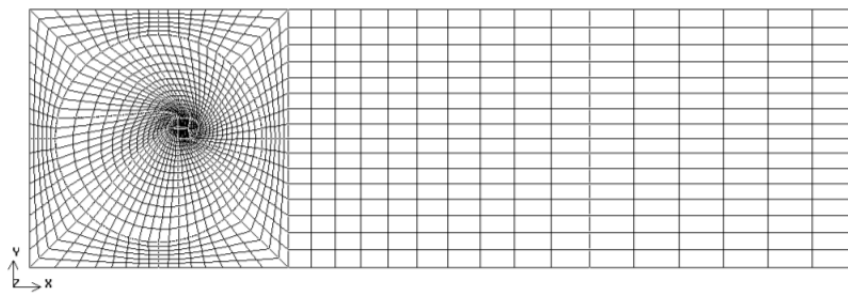


Figura 2-8: Dominio computacional [10]

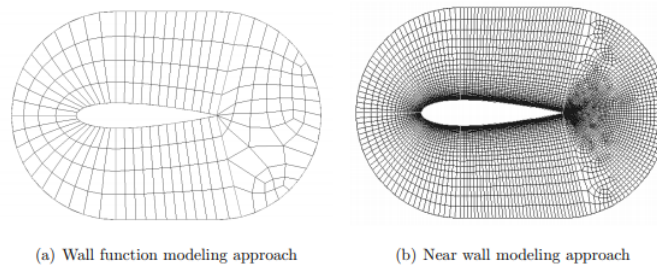


Figura 2-9: Región cercana a la pared, tipos de refinamiento [10]

La gráficas de validación del torque estático para $Re = 28000$ se presentan en la fig 2-10. En algunas posiciones azimutales, se puede observar una discrepancia entre los resultados experimentales y numéricos. Se concluyó que los modelos numéricos **sobrepredicen** el torque de salida, debido a que en las formulaciones RANS no es resuelta ninguna escala de movimiento y por el contrario todas son modeladas. Se puede ver también una mejora en la precisión del modelo cuando se utiliza el modelamiento cercano a la pared, aunque esto ocurre a costa de sacrificar mucho tiempo de simulación. Por último, se presenta en la fig 2-11 la no validación de la hipótesis de superposición que se presentó también en el trabajo de Niblick .

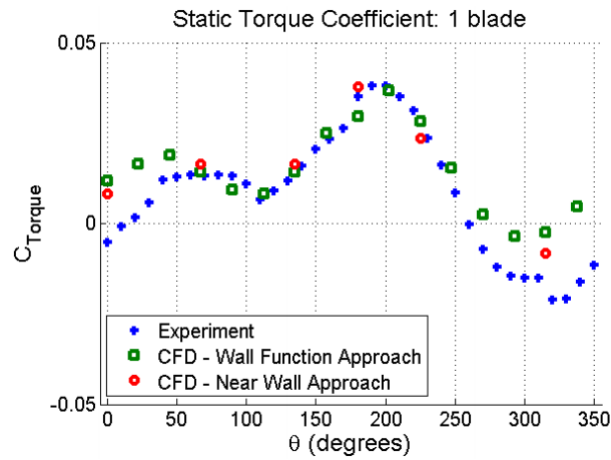


Figura 2-10: Curvas de torque y coeficiente de torque de arranque. Comparación Experimento vs simulación [10]

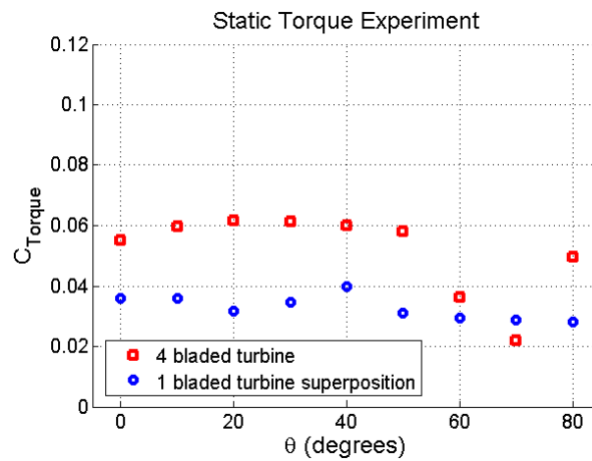


Figura 2-11: Comparación de torque de salida estático 1 álabe superpuesto vs 4 álabes [10]

En 2015, Marsch [21] simuló varios modelos de turbinas de flujo cruzado utilizando CFD, cada una con una combinación única de ángulos de helicidad y ataque, para establecer la influencia de estos en el desempeño y eficiencia de las turbinas de flujo cruzado. Estas combinaciones se presentan en la Fig 2-12.















Blade overlap (ϕ) and section inclination if not 0°	3D view	Overlap view
0°		
15° + 0°		
15° - 15°		
15° + 15°		
15° + 30°		
15° + 45°		
30°		

Figura 2-12: Posiciones de análisis [20]

Los ángulos de helicidad estuvieron en el rango de 0° a 120° utilizando el modelo de turbulencia $k - \omega$ para todos los modelos y el software ANSYS-CFX, se mostró como la salida de potencia de la turbina es inversamente proporcional al ángulo de helicidad del álabe; siendo en la turbina con ángulo de helicidad 0 (álabe recto) donde se reportaron los mayores valores de C_p (fig 2-13a). Se mostró también una reducción sustancial en las fluctuaciones del torque y las cargas cíclicas o de fatiga para las turbinas con ángulos de helicidad diferentes de 0 (fig 2-13b). Por último, en la figura 2.13c se presenta la comparación del coeficiente de momento (torque) para $\Phi = 0$ y $\Phi = 60$, mostrando una drástica reducción del torque para éste último.

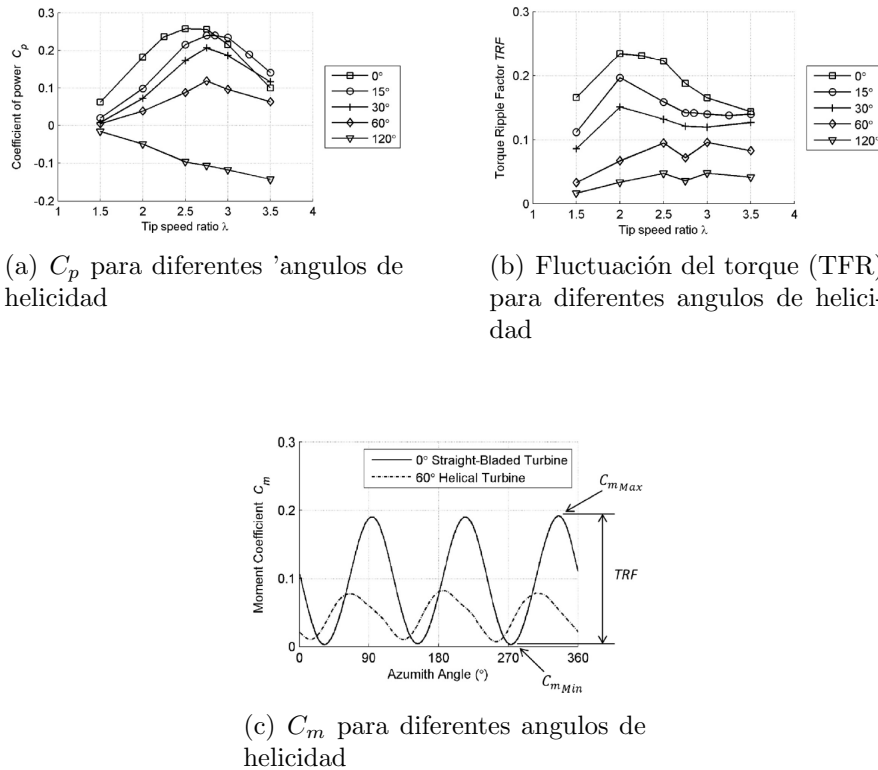


Figura 2-13: graficas representativas de Marsch [20]

Además de determinar el desempeño hidrodinámico bajo diferentes situaciones de flujo, la utilización de ductos en las turbinas también ha hecho parte de las alternativas para mejorar las condiciones de extracción de energía. Nayabi [25] presenta un estudio sobre las condiciones de operación de una turbina de flujo cruzado ductada en rangos de operación de $Re = 200000 - 500000$. Se ha de notar en este documento que los ductos funcionan como tubos venturi en los que el flujo experimenta una aceleración debido al cambio de presión aguas arriba y aguas abajo. El aumento de la velocidad de la corriente incidente crea unas condiciones adecuadas de extracción de energía que sin el ducto no existirían. Se probaron multiples geometrías con validación experimental, donde, sin embargo, no se pudo obtener un patrón claro sobre como la influencia del ducto modifica la operación hidrodinámica de la turbina. El modelo de turbulencia Spart-Allamaras fue utilizado en todas las simulaciones con un solucionador PISO para el acople presión velocidad. La variable de desempeño principal, el coeficiente de potencia, pudo ser validada frente a datos experimentales, como se observa en la figura 2-14.

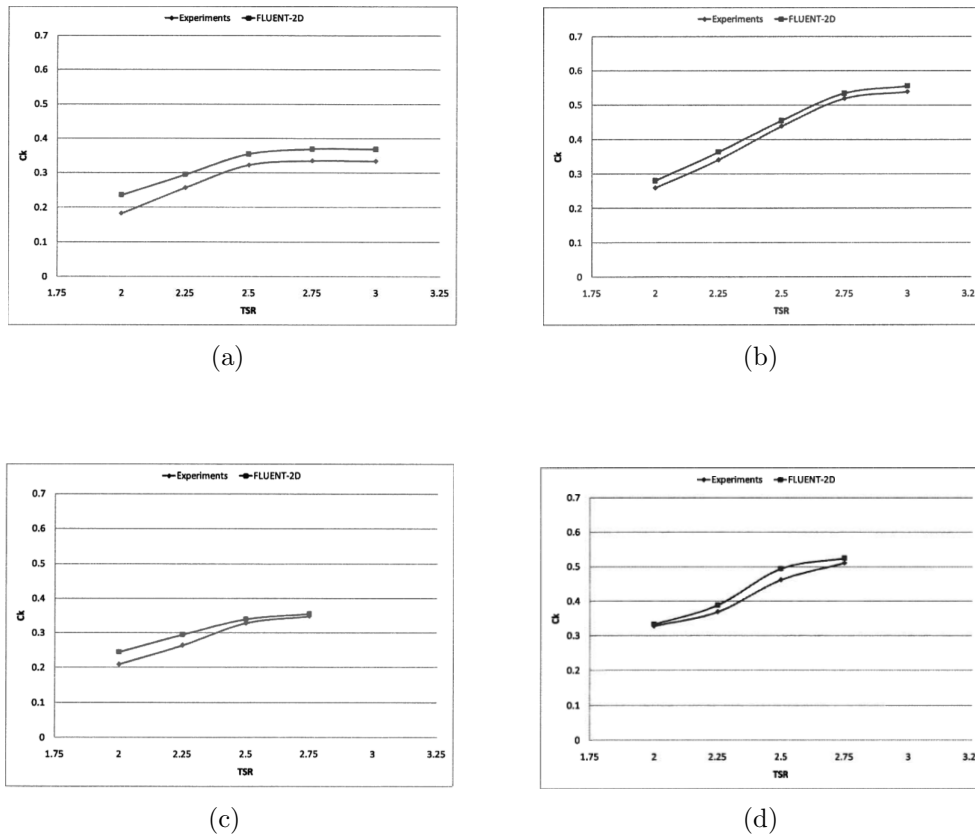


Figura 2-14: Validación experimentos vs simulaciones : a) turbina no ductada, $U_0 = 1,5m/s$. b) turbina ductada, $U_0 = 1,5m/s$. c) turbina no ductada, $U_0 = 2m/s$. d) turbina ductada, $U_0 = 2m/s$. Nayabi [25]

Osbourne [27] desarrolló un modelo CFD para una turbina mareomotriz axial con 3 álabes. mostró la validación del desempeño a diferentes relaciones de velocidad, con varios modelos de turbulencia propuestos. El modelo $k - \epsilon$ no convergió según las prescripciones de malla y condiciones de frontera (Fig 2-15) pero se pudieron comparar los resultados del modelo $k - \omega$ y SST obteniendo buenos resultados respecto a datos experimentales, como se observa en la Fig 2-16.

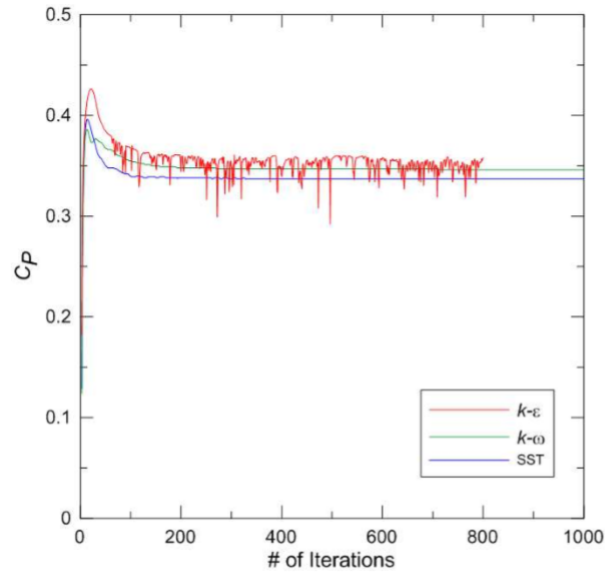


Figura 2-15: Convergencia de modelos de turbulencia [27]

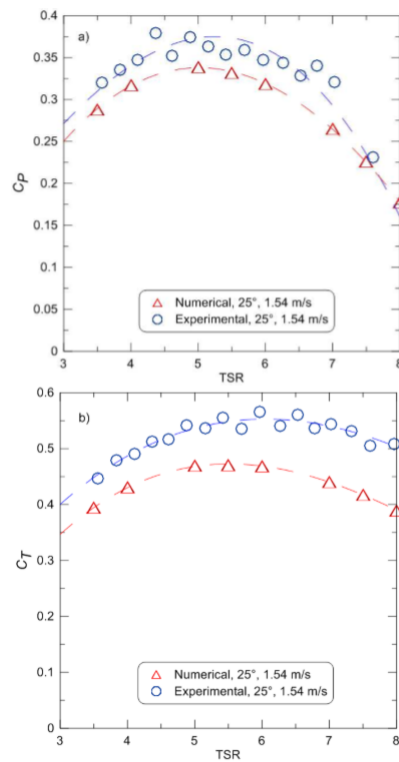


Figura 2-16: Curvas de torque y coeficiente de torque de arranque [27]

Javaherchi [24] diseñó una metodología para el modelamiento numérico de turbinas helicoidales **de orientación horizontal**. Realizó pruebas para una sola turbina y para arreglos de

ellas en diferentes configuraciones. Los modelos SRF (por sus siglas en ingles "single rotating frame") y BEM (Blade element momentum) utilizados por Javarechi buscaban capturar la dinámica rotativa de la turbina y su interacción con el flujo para una gama amplia de Re . Se logró comprobar la validez del modelo SRF en estado rotativo y de las limitaciones del modelo BEM para describir correctamente el flujo aguas abajo.

La gran mayoría de estudios centra su atención en las características de desempeño a escala global, buscando encontrar puntos de operación adecuados y parámetros de diseño que permitan incluir las turbinas mareomotrices como una tecnología viable en diversas condiciones de flujo. Sin embargo, muy pocos han sido los esfuerzos encaminados a conocer los efectos locales que tienen lugar en una geometría tan particular como un álabe helicoidal. Describir estos efectos puede ayudar a comprender las causas de algunos fenómenos hidrodinámicos indeseados presentes en estos perfiles, como son las amplias regiones de separación de capa límite y las condiciones de flujo oscilante en la estela.

3 METODOLOGÍA Y ESTRATEGIAS DE SOLUCIÓN

Una simulación numérica requiere un detallado establecimiento de las condiciones del caso de modo que se logre representar fielmente los aspectos físicos de interes. También son necesarias estrategias que permitan una solución, que dentro de las posibilidades, converga y sea estable para poder confiar en sus resultados. En este capítulo se muestra el procedimiento empleado para cumplir estos requerimientos.

3.1. Características del caso

Un perfil helicoidal de una turbina mareomotriz sometido a un flujo de agua de mar ($\rho = 1024 \frac{Kg}{m^3}$) con velocidad constante en condiciones de canal abierto es el caso de estudio. Niblick [26] y Hall [10] sirven como trabajos de referencia para el dominio espacial y la validación de resultados de las variables globales. El perfil se analizó en estado estático, lo cual corresponde a las condiciones $\alpha = \theta$ y $U_R = U_0$. La intención es encontrar en el perfil los efectos hidrodinámicos locales que disminuyen el torque de salida, y por tanto la eficiencia del diseño helicoidal. La descripción gráfica del caso se presenta en la Figura 3-1. Se simularon 4 posiciones del perfil respecto al flujo: $\theta = (0^\circ, 90^\circ, 270^\circ, 315^\circ)$ y se escogieron en regiones donde los trabajos de validación coincidían (0° y 90°) y diferían (270° y 315°). La cantidad de posiciones estuvo limitada por el recurso computacional disponible.

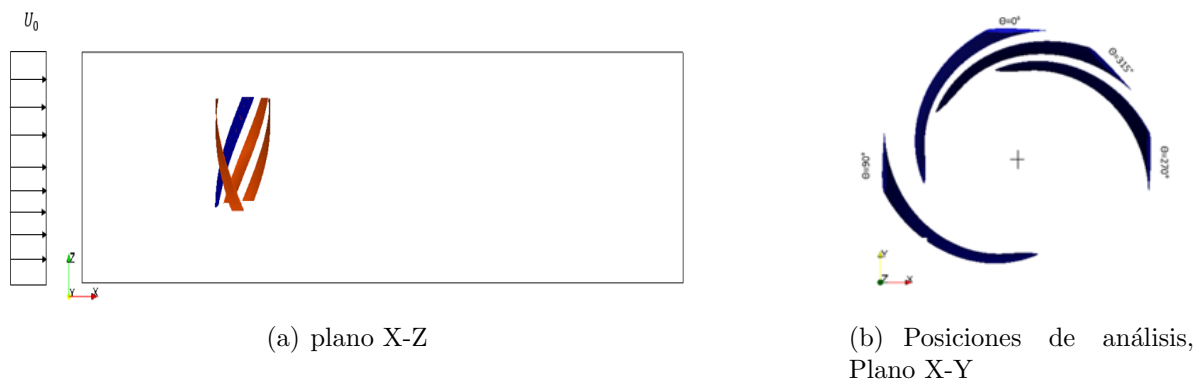


Figura 3-1: Descripción gráfica del caso

En las siguientes secciones se presentan los procedimientos para el caso base, el cual corresponde a $\theta = 0^\circ$. Los demás casos tuvieron un tratamiento similar y en donde haya habido un tratamiento diferente se especifica.

3.1.1. Geometría del álabe

El perfil NACA 0018 de la Figura 3-2 fue elegido para ser analizado en las simulaciones. Su simetría y espesor apreciable (0.18c como valor máximo) benefician el torque de salida (Shiono [36]). El dimensionamiento se hizo igual a [10] y [26] para efectos de validación. La Figura 3-2 muestra las dimensiones más importantes del perfil considerado.

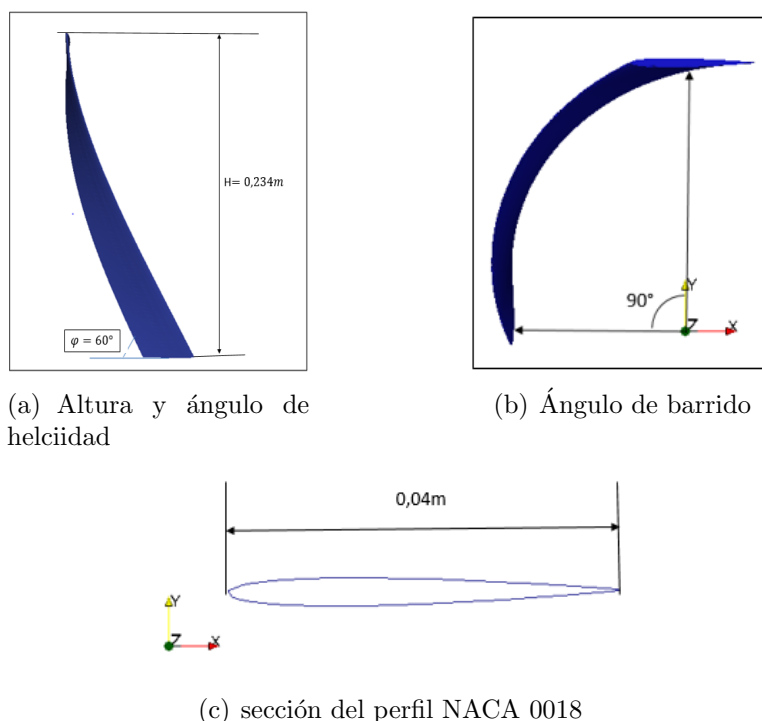


Figura 3-2: Dimensiones importantes de la geometría .

3.2. Dominio computacional, condiciones iniciales y de frontera

Las simulaciones en esta investigación se llevaron a cabo en el canal que se muestra en la Figura 3-3 y se basa en el trabajo de Hall [10] y Niblick [26]. Las medidas de esta figura están en radios de la turbina a la cual pertenece el perfil. Algunas anotaciones sobre estas dimensiones son importantes: La distancia desde la entrada hasta el perfil garantiza un perfil de velocidades a la entrada completamente desarrollado, el ancho del canal es tal que la influencia de las paredes frontal y posterior no ejercen ningún efecto sobre la corriente

principal de flujo, lo que permite suponer condiciones de canal abierto, como las que se presentan en el océano; por último, el perfil se encuentra completamente sumergido en el agua de forma que la interfaz aire-agua no incide sobre el flujo incidente. Estas consideraciones son necesarias para definir adecuadamente las condiciones de frontera.

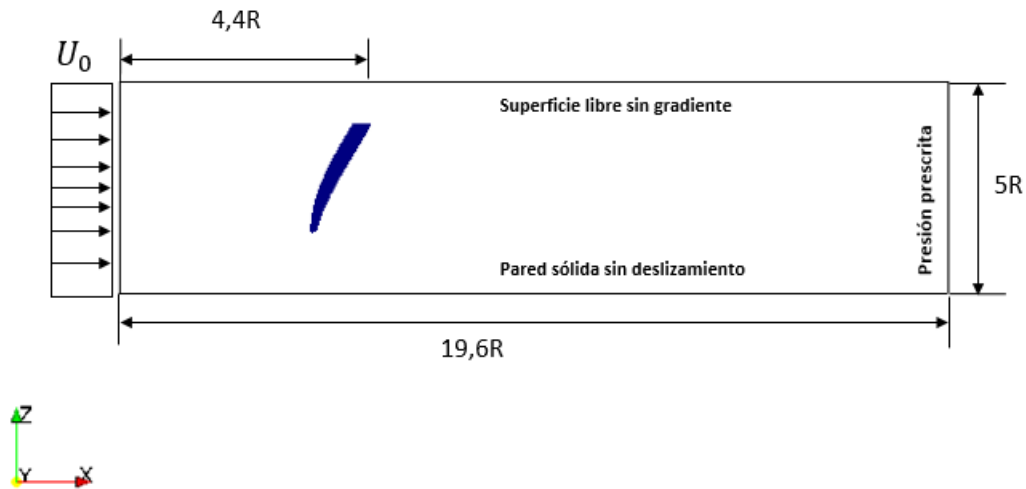


Figura 3-3: Dimensiones del dominio computacional, plano XZ

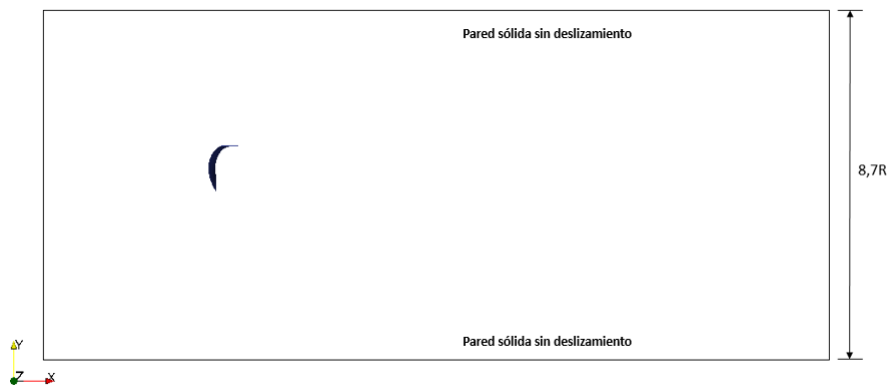


Figura 3-4: dimensiones del dominio computacional, plano XY

siendo $R = 0.086\text{m}$ el valor en este estudio. La única dimensión que se estableció diferente a [26] fue la longitud del canal, ya que en este estudio no se consideran los efectos aguas abajo del perfil con ningún fin útil. Se redujo la longitud del canal de $23.4R$ a $19.4R$ para disminuir la cantidad de celdas y por lo tanto tiempo de simulación.

Las condiciones de frontera establecidas se enumeran a continuación:

- **Superior:** Cero gradiente.
- **Inferior:** Pared sólida sin deslizamiento.
- **Frontal:** Pared sólida sin deslizamiento.
- **Posterior:** Pared sólida sin deslizamiento.
- **Entrada:** Entrada de velocidad prescrita. $U_0 = 0.7 \frac{m}{s}$
- **Salida:** Salida de presión prescrita.

La frontera superior es válida por cuanto el número de Froude (Fr), que relaciona las fuerzas gravitacionales con las fuerzas de inercia en un fluido, tiene un valor bajo, de 0.34 [10]. Esto significa que las fuerzas gravitacionales no son significativas sobre el canal y por tanto la superficie superior (interfaz agua-aire) se puede asumir como una superficie libre sin gradientes [26].

3.2.1. Generación de la malla

La creación de la malla se hizo mediante las utilidades blockMesh y snappyHexMesh de la versión 2.3.1 de OpenFoam. Mediante blockMesh, se creó una malla base de tipo estructurada, con diferentes densidades de celda a lo largo del canal como se muestra en la Figura 3-5. Esta malla será posteriormente moldeada alrededor del perfil helicoidal mediante la utilidad snappyHexMesh, que en 2 fases logra crear la malla que se muestra en la Figura 2.5.

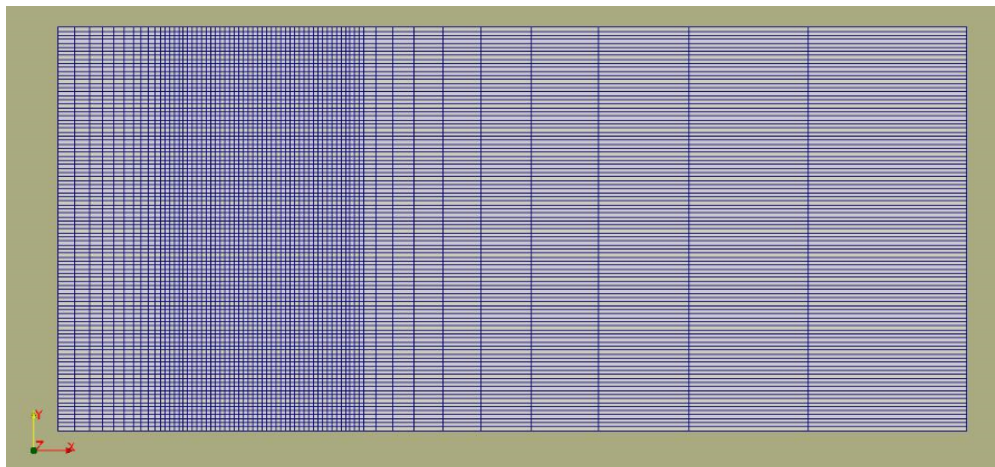


Figura 3-5: Malla estructurada base, plano XY

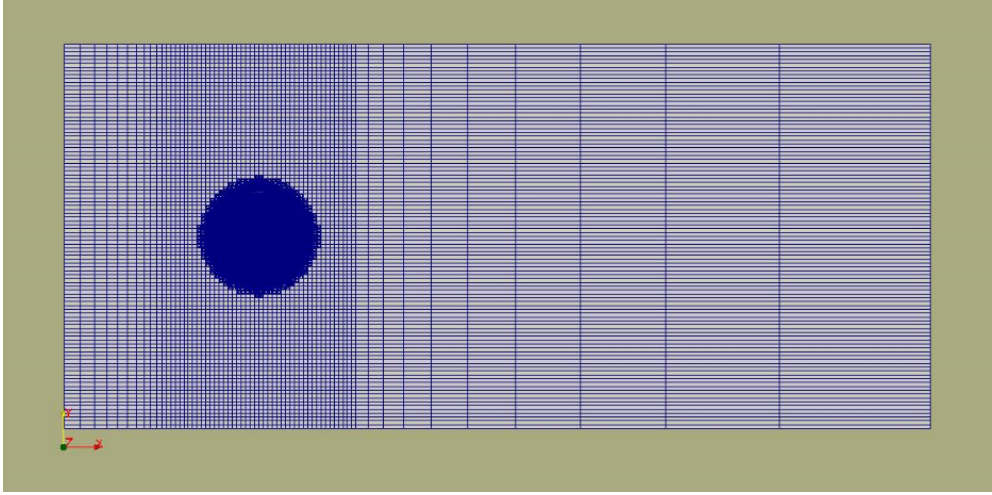
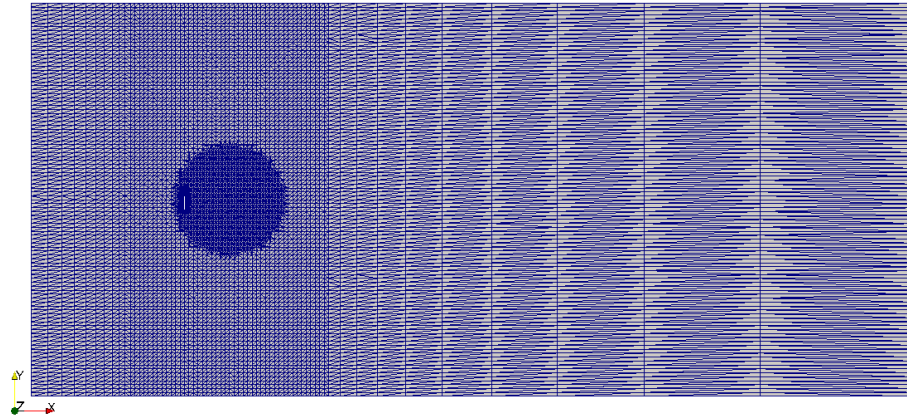
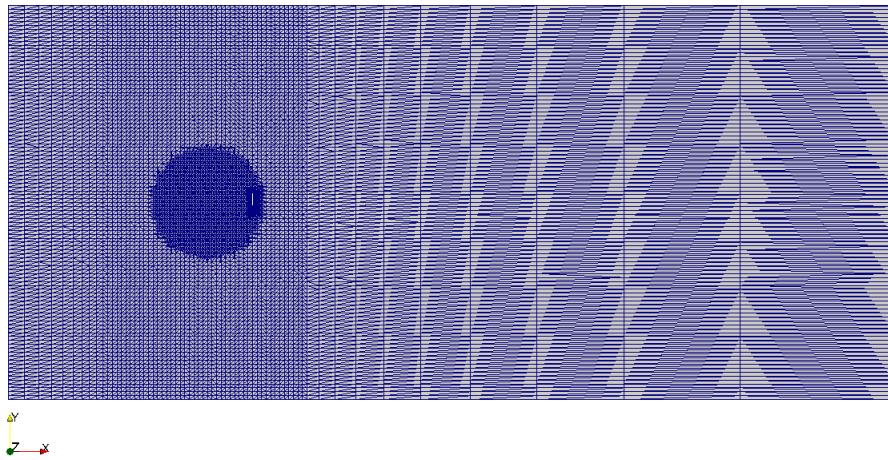


Figura 3-6: Malla final caso 0°: plano X-Y

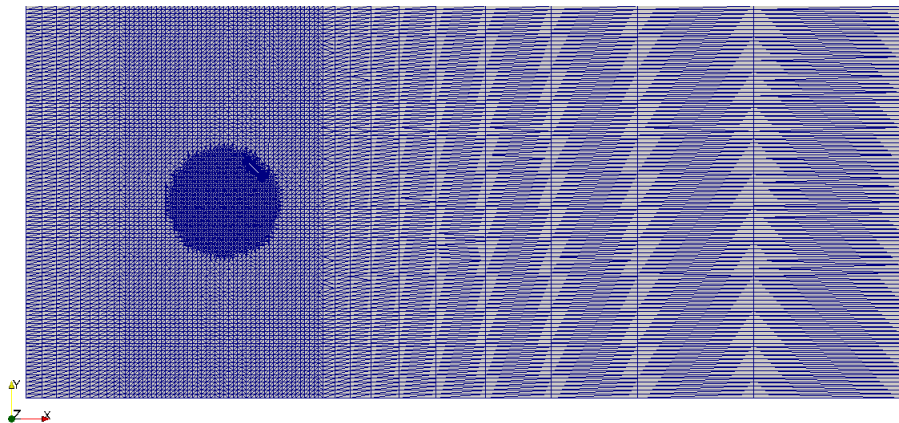
En la Figura 2.5 se muestra una superficie circular con una densidad de malla sustancialmente mayor que el resto del dominio; la idea fundamental de esta superficie de refinamiento, definida por el usuario en el proceso de creación de la malla, es tener una mejor resolución en las zonas cercanas al perfil, pues la superficie de refinamiento tiene la dimensión del diámetro de la turbina. El perfil a su vez es definido con un nivel de refinamiento específico, permitiendo que las celdas alrededor de la superficie del perfil sean más finas. Las mallas para las 3 posiciones restantes del perfil se presentan en las Figuras **3-7** y **3-8**.



(a) Malla final Caso 90°



(b) Malla final Caso 270°



(c) Malla final Caso 270°

Figura 3-7: Mallas generadas: Plano x-y

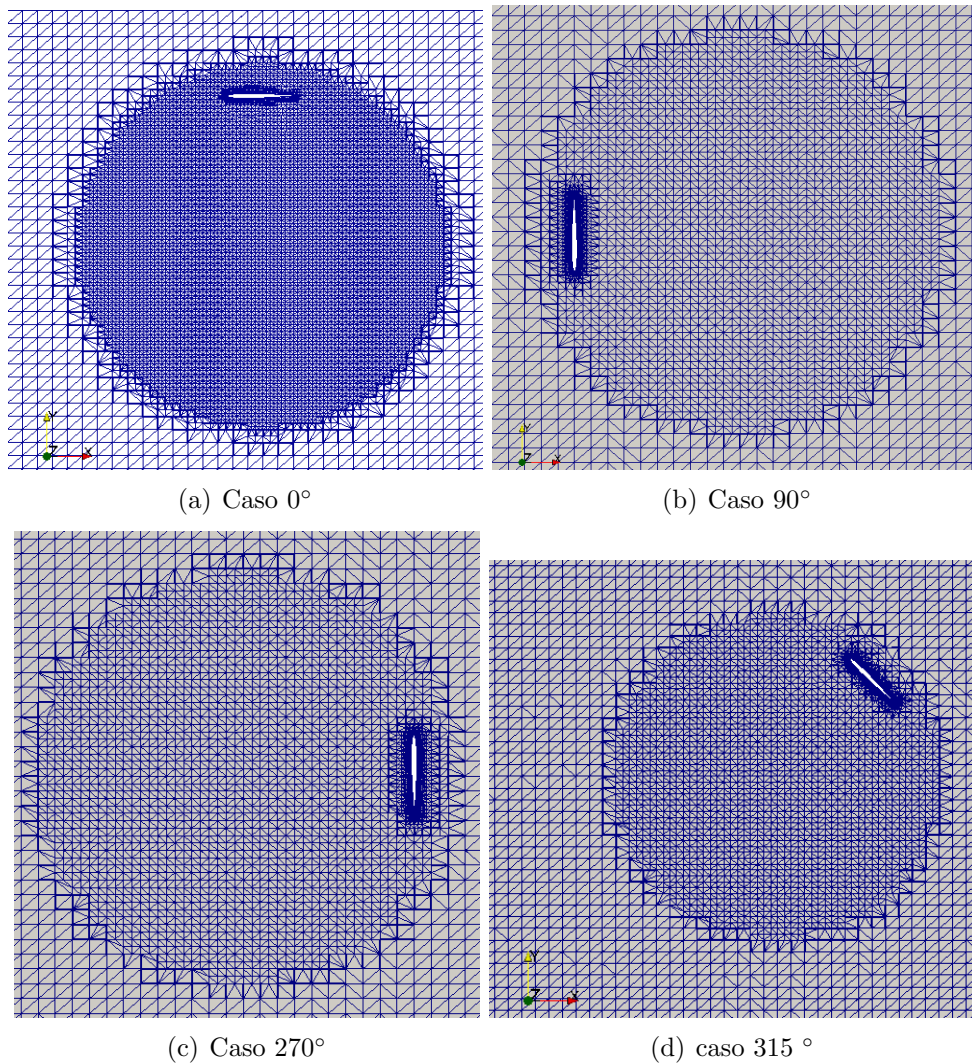


Figura 3-8: Malla en la región de la turbina

Mediante la herramienta de inspección checkMesh se permite validar la calidad de la malla mediante la inspección de varios criterios importantes para el caso de estudio:

a. **No ortogonalidad:** En la Figura 3.2.1 se muestran los centroides P y N de 2 celdas unidos por una línea recta y la cara f, que ambas celdas comparten. La no ortogonalidad se define como el ángulo formado entre la línea que une a los centroides de las celdas el vector normal a la cara que dichas celdas comparte.

b. **Sesgo (Skewness):** Apoyados en la misma figura, el sesgo se define como la distancia que hay entre el punto medio de la cara compartida por ambas celdas y la intersección de la

línea que une los centroides con dicha cara.

c. **Concavidad:** Medida de los ángulos internos de la celda (Figura 3.2.1).

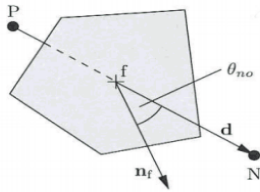


Figura 3-9: No ortogonalidad.

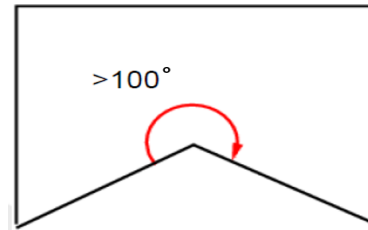


Figura 3-10: Concavidad.

La tabla[1] presenta los parámetros de calidad de malla para los 4 casos:

parámetro	0°	90°	270°
Número de celdas	2504103	2679909	2679897
Celdas en perfil	32332	810689	810685
maximo sesgo	3,72	2,32793509	2,32794022 .
no ortogonalidad	61,1540246	62,2673768	62,2675036

Cerca del 98% de las celdas se construyeron de forma hexahédrica, las celdas restantes son una combinación de prismáticas y tetrahédricas; la herramienta snappyHexMesh genera mallas únicamente de tipo no estructurado tomando como punto de partida la malla base, que es de tipo estructurado. A partir de este estudio, mediante un proceso iterativo, y teniendo como objetivo mejorar las características de la malla, se estableció que el número de celdas de la malla base que cortan la geometría, y el nivel de refinamiento previo que se defina en esta fase (blockMesh), son los parámetros fundamentales para que snappyHexMesh logre en las fases posteriores crear la malla adecuada para garantizar resultados acertados en las simulaciones. Este criterio se mantiene válido para los 4 casos analizados.

3.2.2. Estrategia de solución

En 3 dimensiones, las ecuaciones de Navier Stokes tienen 4 incógnitas: Presión (p) y las tres componentes de velocidad (U_i). Para un fluido incompresible, la ecuación de energía no es resuelta y el sistema se reduce a las ecuaciones de continuidad y momento. La solución analítica de este sistema de ecuaciones es complicada. Por una parte, se encuentra la no linealidad en el término convectivo de las ecuaciones de momento ($\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j}$). Además, la ecuación

de continuidad no aporta información útil sobre la presión y por último, la densidad en fluidos incompresibles es constante y no está relacionada a la presión, por lo tanto, la ecuación de estado de los gases ideales, utilizada como ecuación auxiliar de la presión, no es válida (Versteeg [42]). Además, al ser este un caso de flujo turbulento, es necesario trabajar con variables promediadas en el tiempo debido a las fuertes fluctuaciones que se presentan en diversas escalas de movimiento. Las variables se descomponen en componentes promedio $\bar{*}$ y fluctuantes $*'$, de modo que $* = \bar{*} + *'$. Las ecuaciones 3.1 y 3.2 representan el sistema de ecuaciones a resolver:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3-1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial \bar{x}_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u_i' u_j'} \right] \quad (3-2)$$

La estrategia propuesta en este estudio es llevar a cabo simulaciones computacionales que recreen de manera aproximada el comportamiento del perfil sometido al flujo. Se utilizó la herramienta CFD OpenFoam, con la técnica de volúmenes finitos, comúnmente conocido como enfoque euleriano.

Se empleó el solucionador PimpleFoam de la versión 2.3.1 de OpenFoam. Se trata de un procedimiento que busca combinar los algoritmos SIMPLE y PISO, utilizados masivamente para los acoples de velocidad y presión en simulaciones numéricas. PimpleFoam es especialmente recomendado para casos transientes incompresibles con altos pasos de tiempo, dado que para cada paso de tiempo, el algoritmo se encarga de encontrar una solución en estado estable (se puede ver como un algoritmo SIMPLE para cada instante de tiempo); esta característica fue vital a la hora de considerar este algoritmo, pues mejora sustancialmente los tiempos de simulación respecto a otras alternativas [6]. El diagrama de la Figura **3-11** ilustra la ruta de acción del algoritmo PIMPLE:

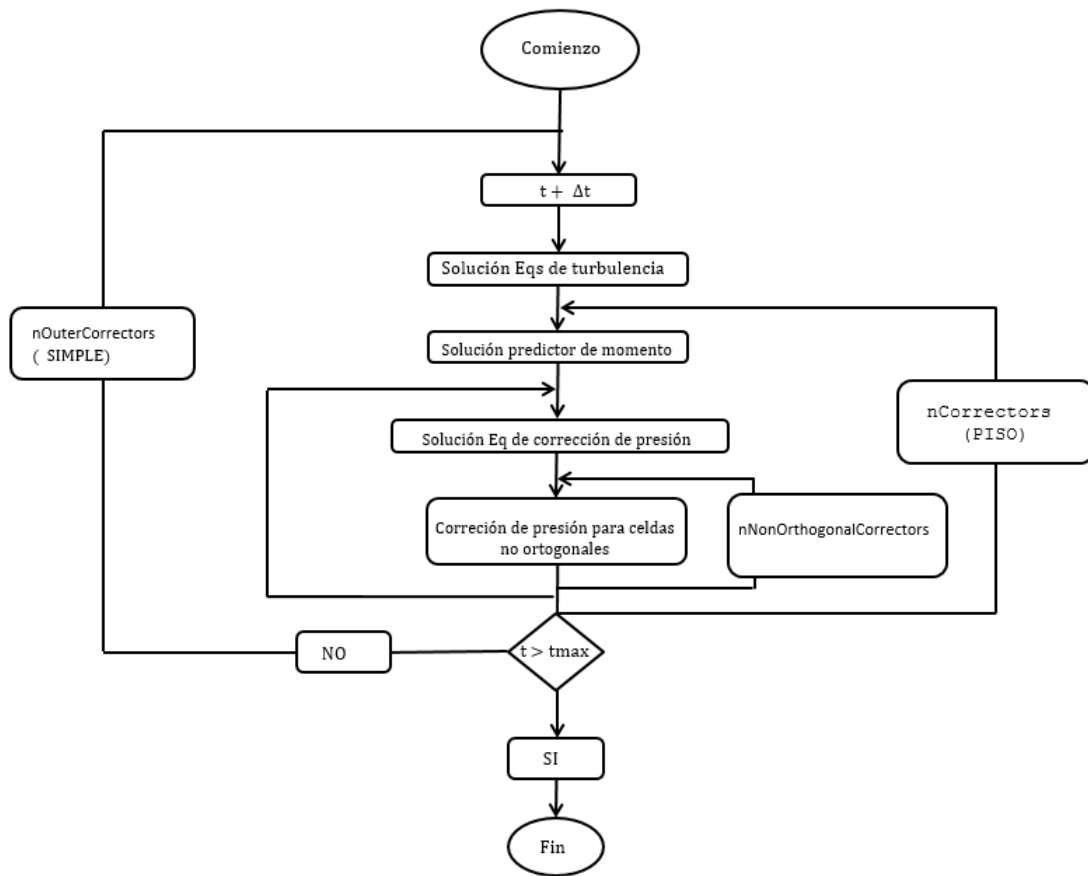


Figura 3-11: Parámetros del algoritmo PIMPLE. Tomado de [32].

Los correctores permiten mejorar el tiempo de solución y la estabilidad de las simulaciones. Por ello, se establecieron los valores de los correctores de acuerdo a las necesidades de cada caso.

El parámetro *noutercorrectors* es importante en el algoritmo PIMPLE. Permite iterar sobre todo el sistema de ecuaciones más de una vez por cada paso de tiempo. Si este valor se establece igual a 1, se tiene el algoritmo PISO.

3.2.3. Esquemas

En esta sección se muestran los esquemas de solución más importantes en este estudio.

Temporal: Se utilizó el método Crank-Nicholson de diferencias finitas. OpenFoam propone un acople entre los métodos Euler y Crank-Nicholson a través de un factor de ponderación [6] :

$$C = \begin{cases} 0 & \text{Euler} \\ 1 & \text{Crank Nicholson} \end{cases}$$

El valor del factor en este estudio fue 0.5 para todos los casos, significando un híbrido entre los 2 métodos, con la cualidad de ser *incondicionalmente estable*.

Gradientes, divergencias y laplacianos: Los términos gradiente fueron discretizados con un esquema lineal gaussiano, mientras que los términos laplacianos con esquemas gaussianos corregidos. La discretización de los términos divergencia se realizó con esquemas gaussianos limitados, lineales y upwind.

Modelamiento de la turbulencia

Los efectos turbulentos más relevantes para este estudio, especialmente la separación de capa límite, ocurren en las escalas más grandes de movimiento (espacio-tiempo). La idea en este estudio es resolver estas escalas, contenedoras en gran medida de la energía del flujo, y modelar aquellas que no contribuyan mucho a estos efectos. Dado el interés en la región cercana a la pared del perfil y su refinamiento en la malla, se necesita pensar también en el costo computacional. Para los recursos disponibles es inviable plantear un esquema de solución DNS; por otra parte, los modelos RANS han demostrado no poder describir de forma acertada los fenómenos de separación en perfiles helicoidales, dado que no resuelven ninguna escala de movimiento (Hall [10]). Los modelos LES proponen una alternativa intermedia pues resuelven las escalas de movimiento más grandes y modelan los efectos de las escalas más pequeñas, representados fundamentalmente por los esfuerzos de Reynolds ($\overline{u_{ij}'}$). Tiene un costo computacional mucho menor que una formulación DNS y posee mejor precisión que los modelos RANS. Estas características hacen a los modelos LES una opción adecuada y por tanto se optó este escenario.

De los múltiples modelos LES disponibles en la versión 2.3.1 de OpenFoam, se eligió el **oneeqddy**, comunmente usado dentro de los **modelos de viscosidad turbulenta**, los cuales hacen uso de la aproximación de Boussinesq para determinar la influencia de las escalas no resueltas en el sistema. En este modelo una ecuación de transporte para obtener K_{sgs} es formulada:

$$\frac{\partial K_{sgs}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_j K_{sgs}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \nu_{sgs}) \frac{\partial K_{sgs}}{\partial x_j} \right] = -\tau_{ij} : \bar{D}_{ij} - C_e \frac{K_{sgs}^{\frac{3}{2}}}{\partial x_j} \quad (3-3)$$

Donde:

$$\bar{D}_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right] \rightarrow \text{parte simétrica del tensor gradiente de velocidad.} \quad (3-4)$$

$$\tau_{ij} = \frac{2}{3}K_{sgs}\delta_{ij} - 2\nu_{sgs}Dev(\bar{D})_{ij} \quad (3-5)$$

Hace referencia al tensor de esfuerzos de las escalas no resueltas. La viscosidad turbulenta es obtenida por $\nu_{sgs} = C_k \sqrt{K_{sgs}} * \Delta$. Los valores de las constantes en el modelo implementado, C_k y C_e , son 0.094 y 1.048 respectivamente.

Región cercana a la pared

La condición de no deslizamiento presente en las paredes sólidas crea fuertes gradientes de los campos de flujo, en especial en la capa límite. Es necesaria una estrategia para poder recrear estas interacciones en esta región y obtener el comportamiento local del perfil, dentro de las posibilidades y recursos disponibles.

Para realizar el análisis de la capa límite, es necesario establecer nuevas cantidades adimensionales que describan los comportamiento de los campos cerca a la pared. Un nuevo número de Reynolds y^+ se calcula para identificar las regiones más importantes dentro de la capa límite.

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (3-6)$$

ν siendo la viscosidad cinemática, y la distancia normal a la pared y u_τ la velocidad de fricción, que también es una variable adimensional definida por:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3-7)$$

Los avances teóricos han permitido definir zonas de la capa límite en donde el flujo obedece a condiciones dinámicas diferentes (Pope [35]). La primera de ellas es conocida como la **capa interna**, en la que los efectos viscosos son dominantes y los inerciales despreciables; la segunda, conocida como **capa externa**, está determinada fundamentalmente por los efectos inerciales de la corriente de flujo y la geometría del perfil. Dentro de la capa interna se encuentran dos sub capas:

1. **Subcapa laminar:** En esta zona el flujo presenta un comportamiento laminar y representa la región inmediatamente contigua a la pared. La relación entre las unidades de pared es lineal y válida para $Y_+ < 5$

$$y^+ = u^+ \quad (3-8)$$

2. **Capa intermedia:** Conocida en la literatura como "Buffer layer", es la zona de transición entre la subcapa laminar y la zona logarítmica y es válida en un rango de $5 < y^+ < 30$. Esta zona se caracteriza por presentar contribuciones tanto de efectos viscosos como turbulentos y no presenta una relación definida entre u^+ y y^+ .

Aproximadamente a partir de $y^+ > 50$, comienza la capa externa de la capa límite, la cual exhibe la ley logarítmica de la pared en su primera parte. En esta región los efectos inerciales ya empiezan a dominar y los efectos viscosos se asumen despreciables. La expresión que describe esta zona es:

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln y^+ + c \quad (3-9)$$

La Figura 3-12 ilustra mejor estas regiones. En este estudio se presentan y analizan los perfiles de velocidad cercanos a la pared en líneas normales a la superficie del perfil en diferentes posiciones para determinar las zonas de recirculación de flujo y la calidad de los resultados cerca a la pared.

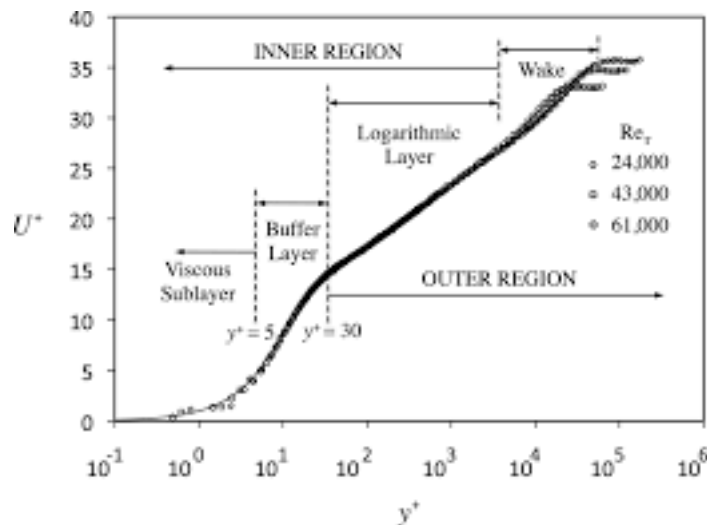


Figura 3-12: Perfil de velocidad normal a la pared. Tomado de [35].

4 PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

El desempeño hidrodinámico de un perfil helicoidal de una turbina Gorlov en 3 diferentes posiciones fue analizado. Las simulaciones se corrieron hasta obtener estado estacionario en el valor promedio de los campos para poder obtener estadísticas confiables y por tanto los valores de los campos promedio de p y U serán utilizados a partir de ahora. La primera parte de este capítulo presenta los resultados obtenidos para las variables globales de interés, es decir, la distribución de fuerzas y torque en el perfil. Estos resultados fueron comparados con trabajos de validación para verificar la exactitud de los modelos, siendo el estudio experimental guía el trabajo de Niblick [26] y el numérico el de Hall [10], que fueron realizados como parte de un mismo proyecto. El perfil fue dividido en 10 partes iguales para poder realizar un análisis diferenciado y determinar las regiones influyentes en el torque de salida, como se muestra en la Figura 4-1a. A partir de allí, se encontrarán las regiones de torque mínimo y máximo en el perfil, las cuales se presentan como zonas críticas que serán analizadas posteriormente a nivel local, es decir, en coordenadas normal y tangencial a la pared del perfil. Por su parte, para realizar el análisis temporal y de convergencia, se obtuvieron estadísticas en varios puntos cercanos a la superficie del perfil que contienen todo el registro histórico de los campos obtenidos, como se presenta en la figura 4-1b para el caso 0° .

Estos puntos se ubicaron por pares en 7 planos equidistantes que cortan el perfil a varias alturas, desde $z = 0$ hasta $z = h$, cada $\frac{h}{7}$. Uno de los puntos se encuentra en la región frontal y el otro en la región posterior o punto de salida del perfil.

El análisis a nivel local, que representa la segunda parte de este capítulo, comprende la obtención de:

- Distribución de p y τ_w .
- Perfiles de velocidad tangencial en varios puntos del perfil (ley logarítmica de la pared).
- Esfuerzos de Reynolds R_{ij} .
- Espectros de frecuencia en los puntos sensados del modelo.

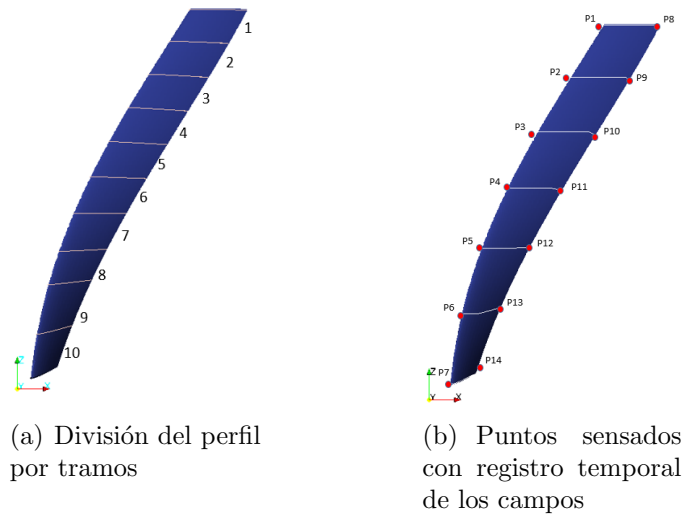


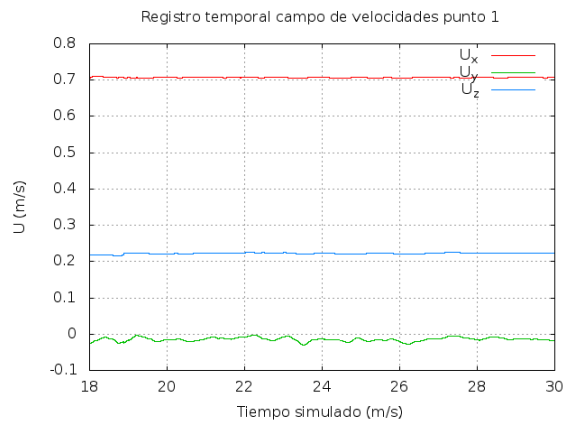
Figura 4-1: Ubicaciones importantes para la obtención de resultados

En la última parte de este capítulo, se dará un contexto físico a los resultados obtenidos, así como un análisis de la calidad de los mismos.

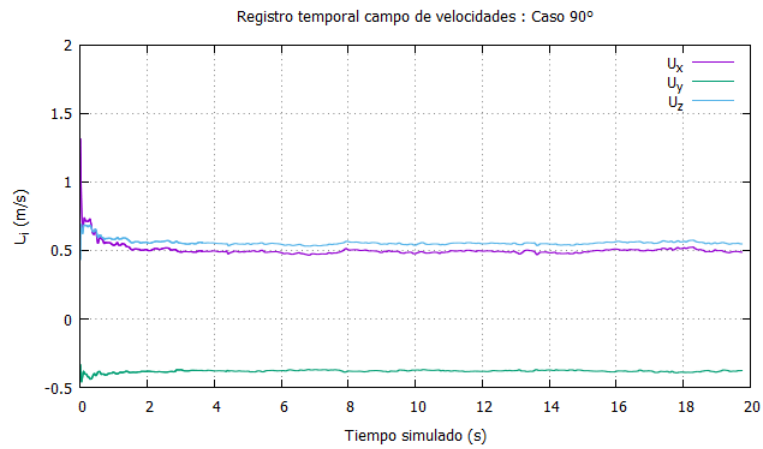
4.1. Análisis de variables globales

4.1.1. Estudio de convergencia

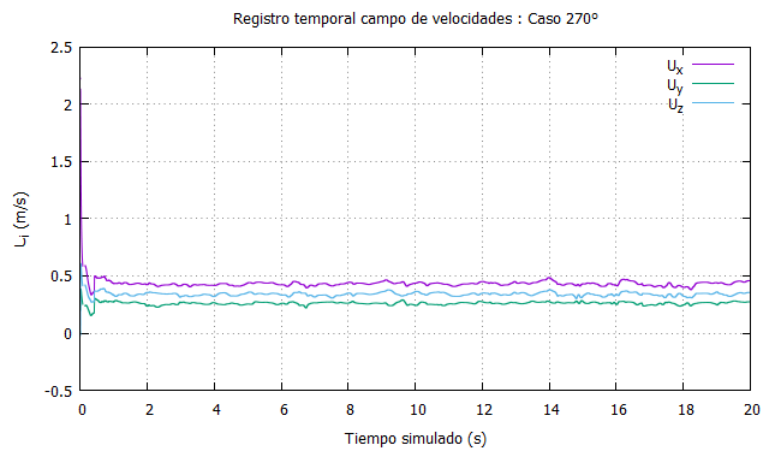
Las Figuras 4-2 y 4-3 muestran el registro histórico de los campos de velocidad y presión obtenidos en uno de los puntos específicos cercanos al perfil, pues allí se esperan largos gradientes debidos a la geometría helicoidal y la condición de no deslizamiento en la pared. Es importante anotar que el algoritmo `pimpleFoam` permite la convergencia del modelo para valores de $Co > 1$, lo que permitió modificar el paso de tiempo de cada caso según conviniera sin sacrificar significativamente la calidad de los resultados.



(a) caso 0°



(b) caso 90°



(c) caso 270°

Figura 4-2: Obtención del estado cuasiestacionario: Campo de velocidad

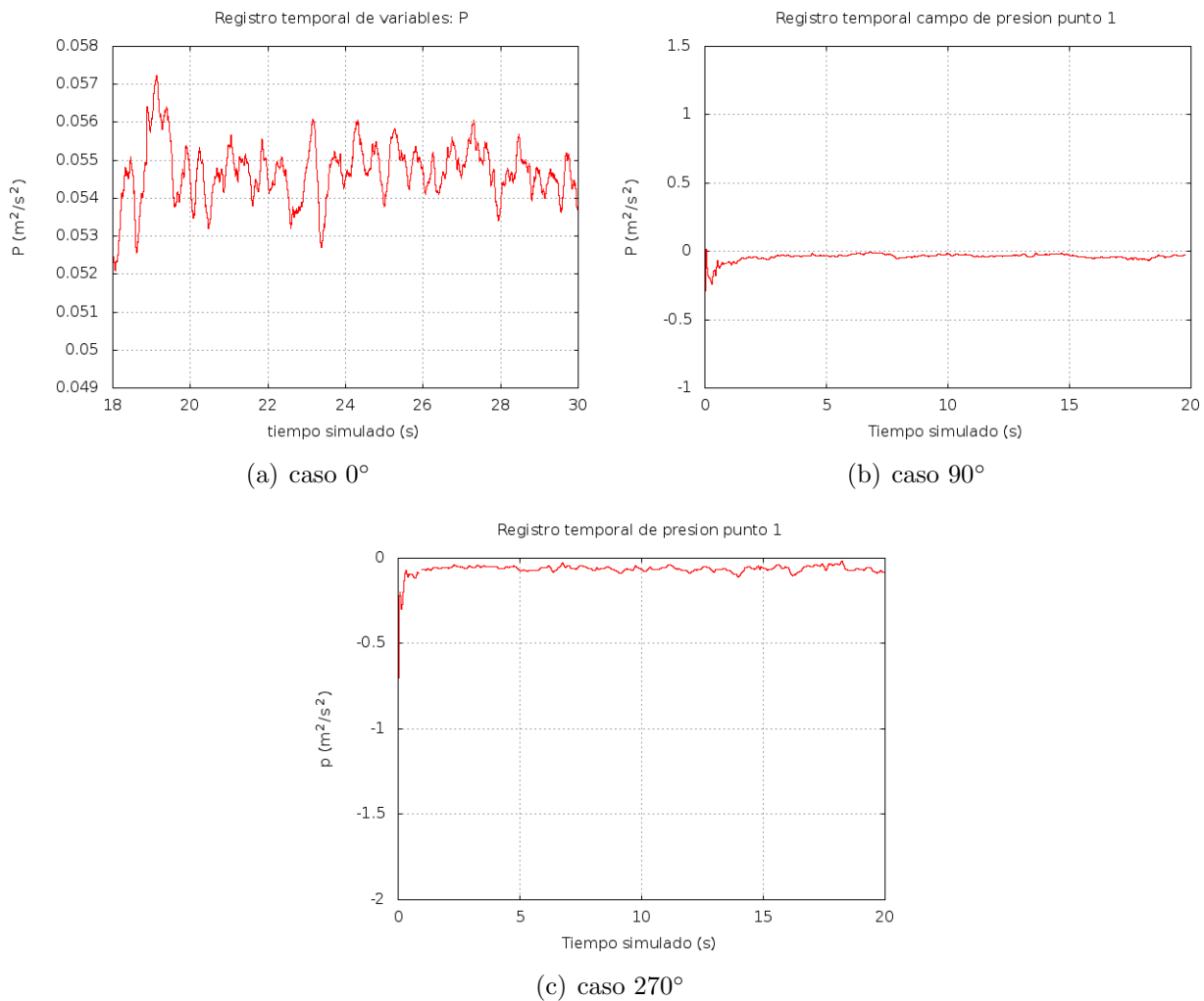


Figura 4-3: Obtención del estado cuasiestacionario: Campo de presión

Para obtener las estadísticas, la muestra se toma de forma tal que no considere el transiente inicial de la simulación, esto ocurre aproximadamente después de 1 segundo de simulación en los casos 90° y 270° . En el caso base, los resultados se registran a partir del segundo 18 y el transiente ya ha sido superado con anterioridad (no lo capta la figura).

Se propuso determinar la variación del valor promedio de los campos dependiendo del tamaño de muestra escogida. Esto se ilustra en la Figura 4-4 para p y las 3 componentes de U en el punto 1. Se puede ver cómo las variaciones al rededor del promedio se van reduciendo conforme se usa un tamaño de muestra mayor. En la sección 3.2.4 se determinan los tamaños de muestra para cada caso y se utilizan para obtener los espectros de frecuencia y las autocorrelaciones en los puntos sensados.

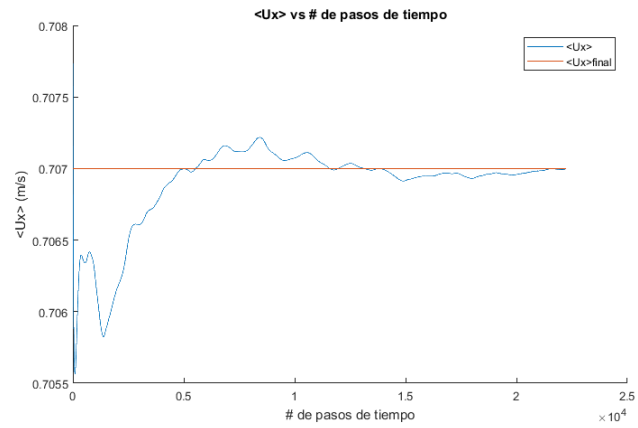
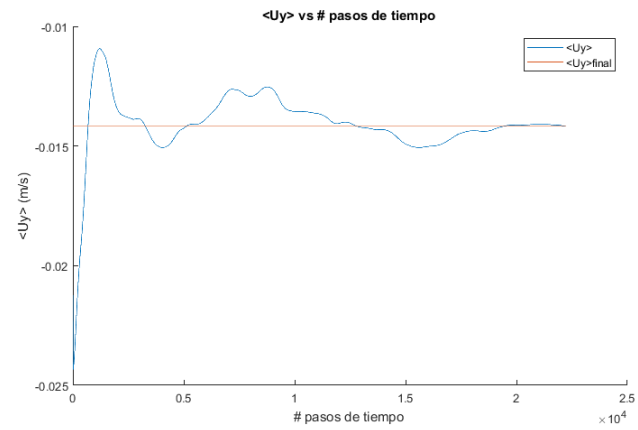
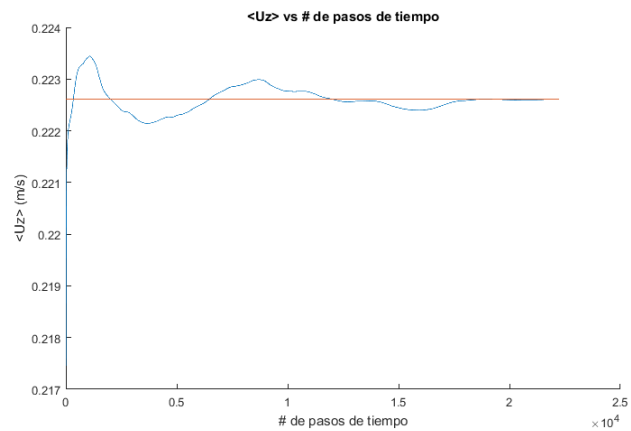
(a) caso 0° (b) caso 90° (c) caso 270°

Figura 4-4: Variación de la la velocidad promedio en el punto 1 segun el tamaño de la muestra: Caso 0°

La expresión del torque de salida en condición estática exige la determinación correcta de las fuerzas de arrastre y sustentación en la superficie del perfil. En las simulaciones se obtienen los campos de presión y velocidad promedio y adicionalmente, a través de la utilidad **wallGradU** de OpenFoam, se obtuvo el campo gradiente de velocidad en la pared. Las componentes de este campo son: $\frac{dU_i}{dn}$, siendo n la distancia normal a la celda más cercana a la pared. Con el gradiente de velocidad se obtiene el esfuerzo cortante en la pared τ_w y las fuerzas hidrodinámicas de arrastre y sustentación:

$$D = \int_A (P \sin \theta + \tau_w \cos \theta) dA \quad (4-1)$$

$$L = \int_A (P \cos \theta + \tau_w \sin \theta) dA \quad (4-2)$$

En este caso, θ representa el ángulo del vector normal a la dirección del flujo (Figura 4-6) y A el área superficial del perfil sin tener en cuenta las superficies superior e inferior. Esto último se logró cortando una región diferencial de 1 mm en la partes superior e inferior del perfil como se muestra en la Figura 4-5 para la zona superior.



Figura 4-5: Corte en la tapa superior del perfil para el caso 0°

Es importante señalar que en los solucionadores de flujo incompresible como pimpleFoam el valor de la presión se calcula como $\frac{p}{\rho}$, ya que en estas condiciones de flujo la densidad es constante. Se debe tener en cuenta este aspecto ya que el esfuerzo cortante calculado debe ser dividido por la densidad para garantizar la consistencia de unidades. Finalmente, una vez obtenidas las fuerzas en el perfil, se puede determinar el torque de salida:

$$T = R(L \cos \alpha - D \sin \alpha) \quad (4-3)$$

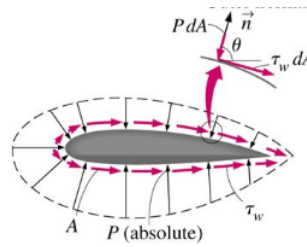


Figura 4-6: Distribución de fuerzas hidrodinámicas en el perfil: Sección transversal

4.1.2. Validación del coeficiente de torque estático

El coeficiente de torque estático en las 4 posiciones fue determinado siguiendo este procedimiento y su comparación con los trabajos de referencia se muestra en la Figura 4-7. En general, las tendencias en las regiones donde se evaluó el torque son similares. Los casos 0° y 315° se eligieron como puntos donde los trabajos experimental y numérico coinciden, mientras que los casos 90° y 270° donde no lo hacen. La limitación en los recursos computacionales no permitió comparar más posiciones; estos resultados, si bien no constituyen el análisis principal de este estudio, son necesarios para poder confiar en los campos obtenidos en las simulaciones y así poder pasar a los análisis de las zonas críticas en coordenadas locales.

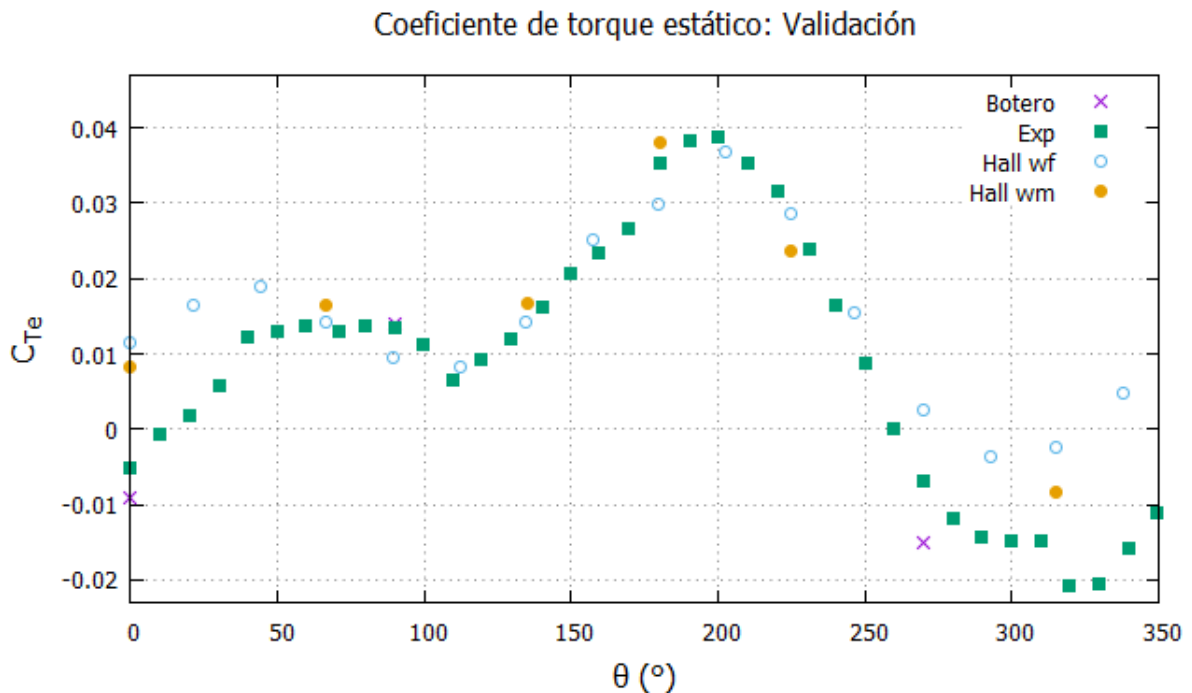


Figura 4-7: Validación del torque de salida estático

4.1.3. Distribución de torque de salida.

Las distribuciones de torque de salida para cada caso se presenta en la Figuras **4-8**, **4-9**, **4-10** y . De ellas se pueden extraer las zonas de torque máximo y mínimo y se puede apreciar que la distribución del torque en el caso 90° es inverso al del caso 270° . Estas dos posiciones están ubicadas también de manera inversa en el dominio computacional, de modo que se puede observar un comportamiento simétrico en el fenómeno estudiado.

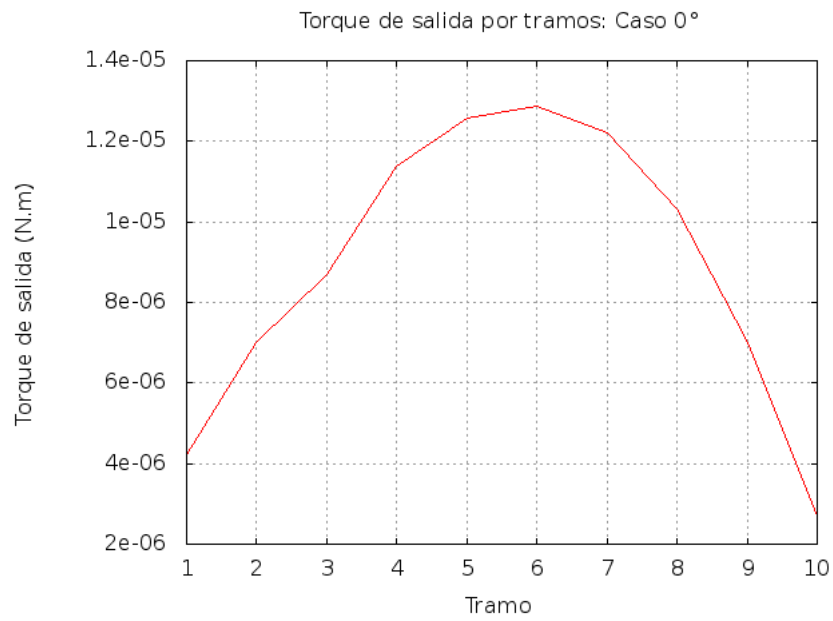


Figura 4-8: Distribución del torque de salida: Caso 0°

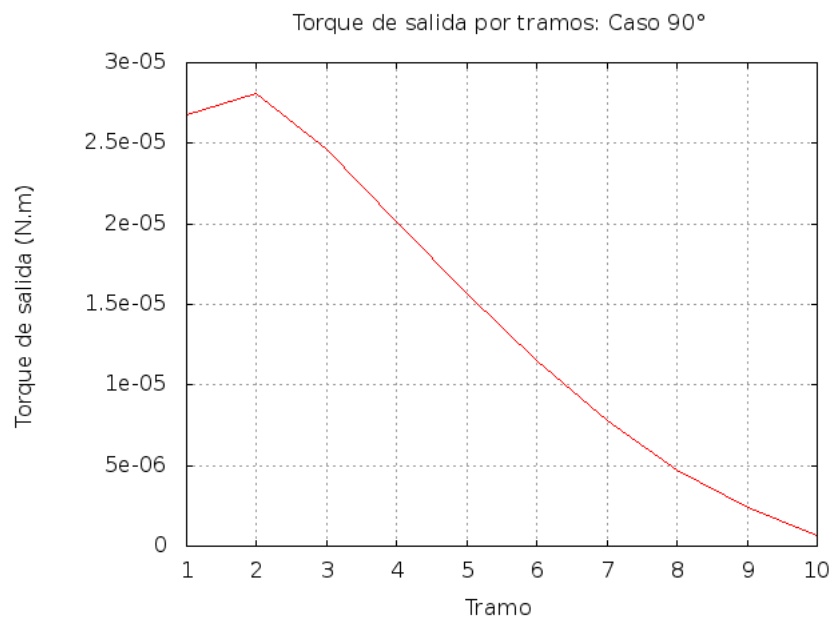


Figura 4-9: Distribución del torque de salida: Caso 90°

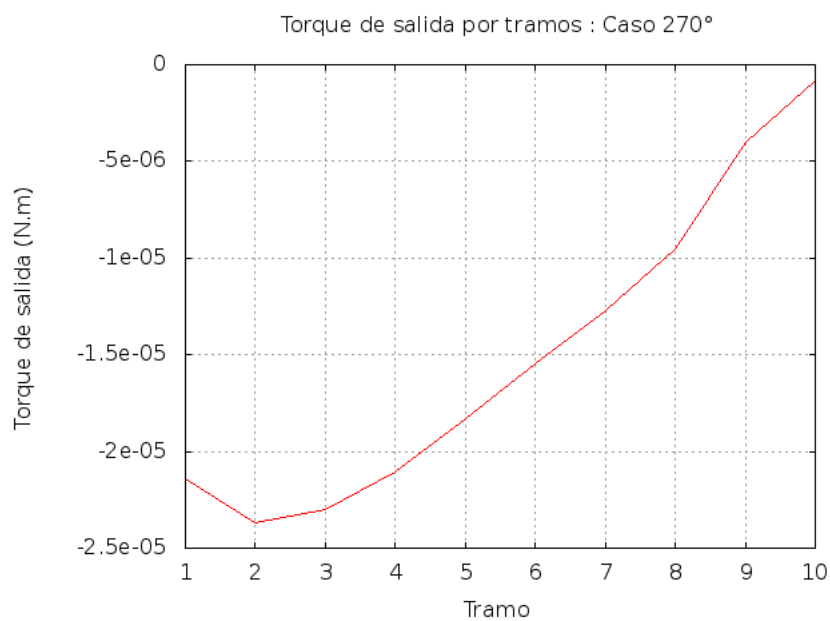


Figura 4-10: Distribución del torque de salida: Caso 270°

Caso	Tramo T _{min}	Tramo T _{max}
0°	10	6
90°	10	2
270°	2	10

Tabla 4-1: Tramos críticos para cada caso

Para cada una de las posiciones se puede determinar la influencia de las fuerzas de arrastre y sustentación:

$$T = R(L \cos(0^\circ) - D \sin(0^\circ)) = 0,086RL \quad (4-4)$$

$$T = R(L \cos(90^\circ) - D \sin(90^\circ)) = -0,086RD \quad (4-5)$$

$$T = R(L \cos(270^\circ) - D \sin(270^\circ)) = 0,086D \quad (4-6)$$

4.2. Análisis en coordenadas locales.

Las zonas de torque máximo y mínimo fueron elegidas para hacer el análisis local para cada caso. Dado que la geometría helicoidal del perfil hace difícil la obtención de la dirección normal, y por tanto de las coordenadas locales, se optó por realizar una aproximación y utilizar el plano medio de cada tramo sobre el que se van a proyectar las líneas normales a la sección del perfil y posteriormente generar las gráficas de perfiles de velocidad y esfuerzos de Reynolds. Esta simplificación permite trabajar cada tramo en 2D con las secciones transversales del perfil según la intersección de este y el plano. Las figuras **4-11**, **4-12** y **4-13** presentan los planos analizados según las zonas críticas de cada caso.

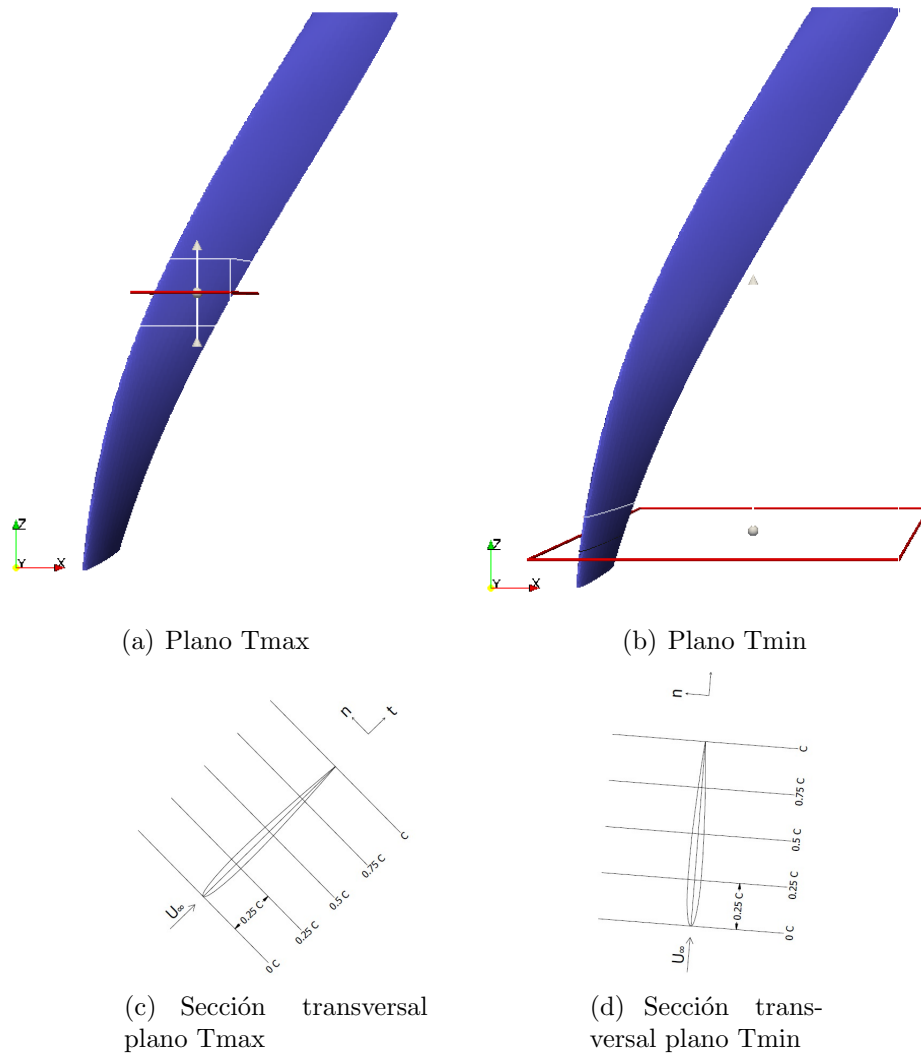


Figura 4-11: planos medios de análisis: caso 0°

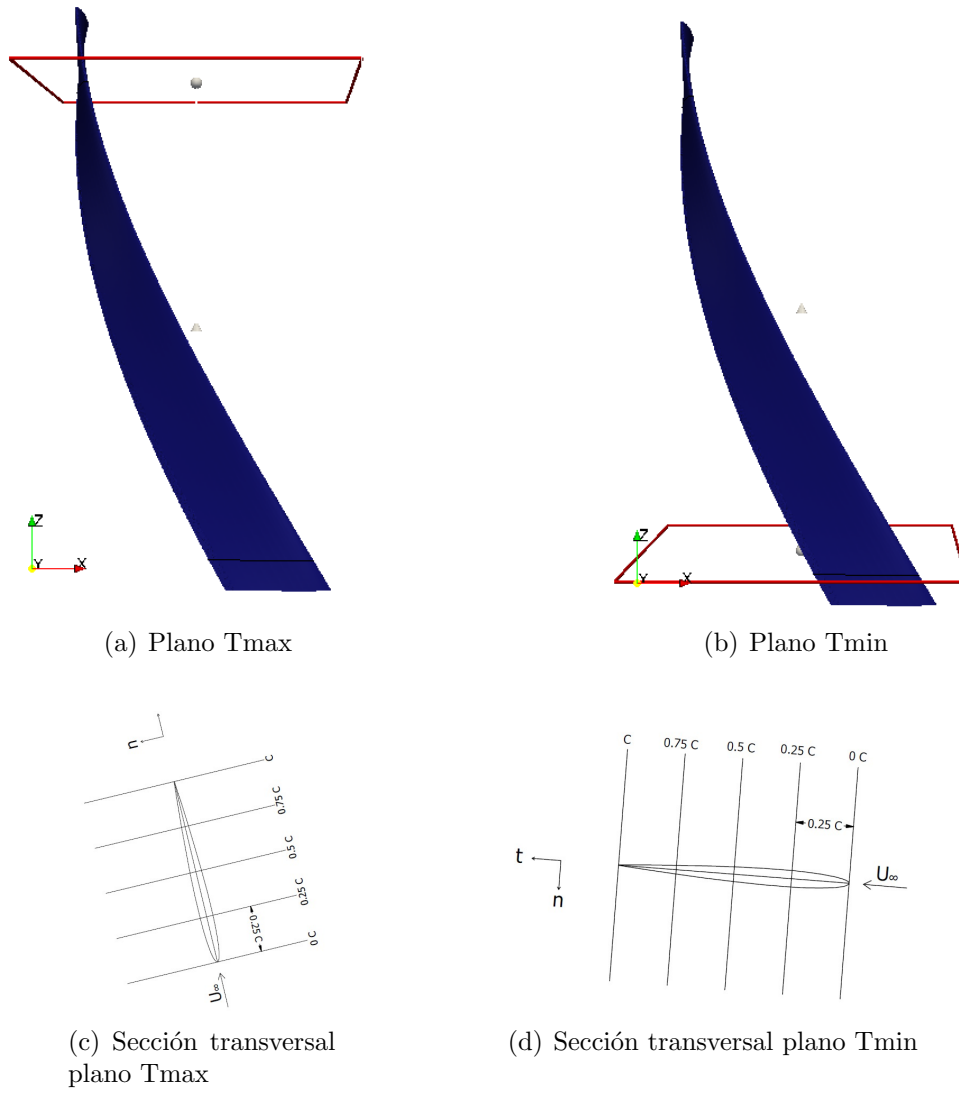


Figura 4-12: planos medios de análisis: caso 90°

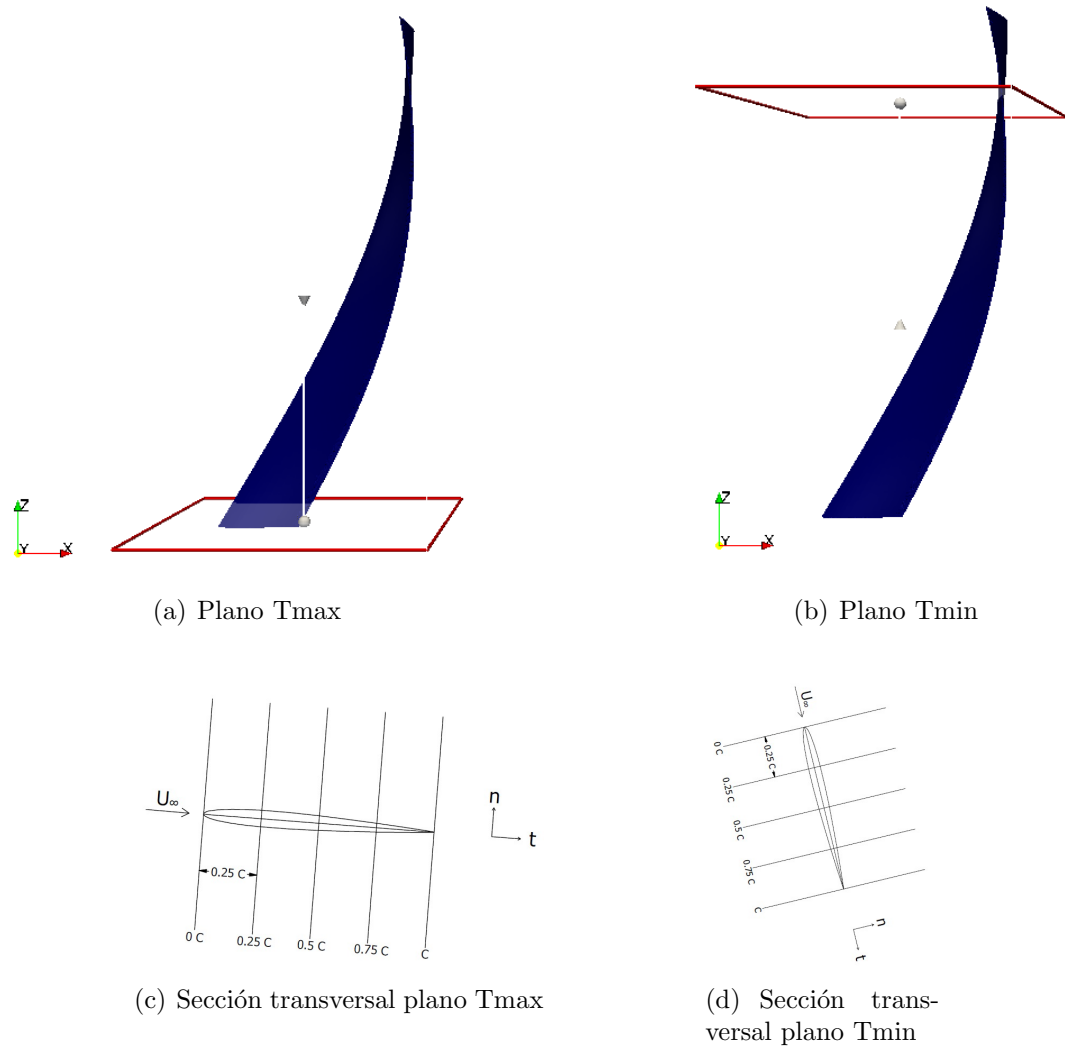


Figura 4-13: planos medios de análisis: caso 270°

Cada plano medio intersecta el perfil a un ángulo de ataque dado que determinará las coordenadas locales. La dirección tangencial será entonces paralela a la cuerda del perfil en el plano medio mientras que la dirección normal será perpendicular a esta.

4.2.1. Distribución de P y τ_w .

Las Figuras 4-14 y 4-15 muestran la distribución de la presión y el esfuerzo cortante en la pared τ_w . Cada gráfica presenta la distribución de los campos de un caso en los planos de torque máximo y mínimo, obtenidos en la sección 4.1.2; además, todas las gráficas están normalizadas con el $\%c$ en el eje x, independiente de la ubicación del plano medio para permitir comparaciones reales entre los casos.

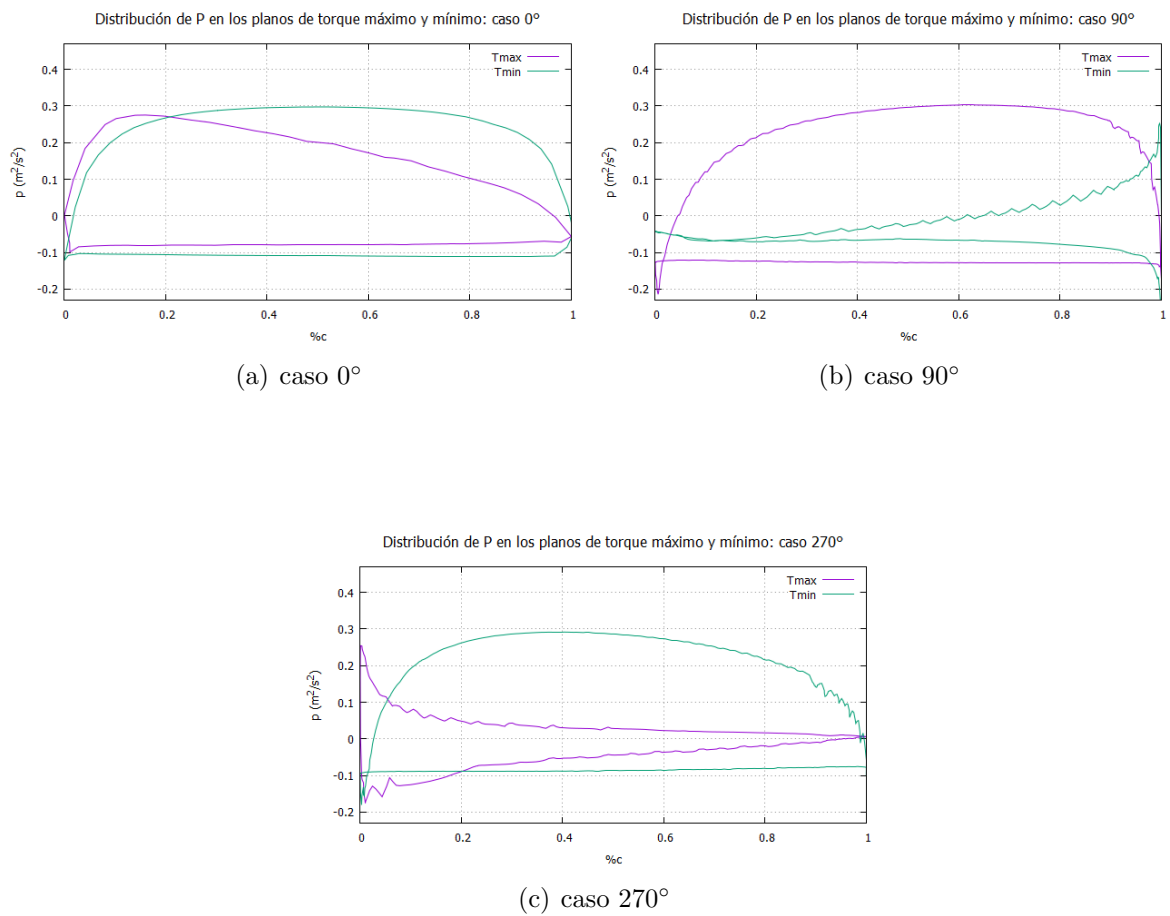


Figura 4-14: Distribución de p en los planos críticos

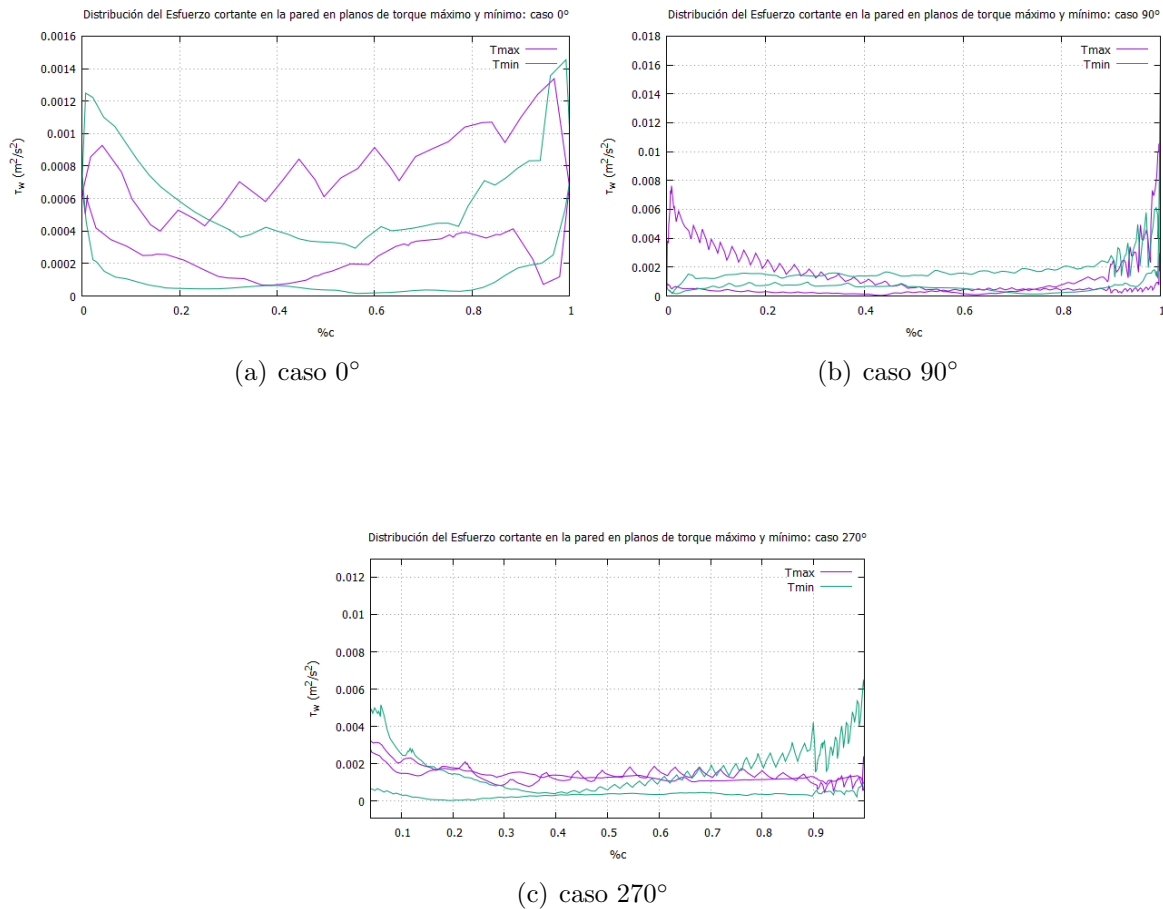


Figura 4-15: Distribución de τ_w en los planos críticos

En cada una de las gráficas presentadas anteriormente, se puede apreciar con claridad las regiones de alta y baja presión, situación que espera presentarse en estos tipos de perfiles. Adicional a esto, se puede observar las zonas en donde el esfuerzo cortante es cero que representan las zonas de recirculación y separación de capa límite. Para el caso 0° se aprecia que no existen ningún lugar alrededor del perfil donde se presentar separación. En el caso 90° se presenta en la zona de baja presión entre 0.7 y 0.8c, lo cual coincide con los perfiles de velocidad que se presentarán en la siguiente sección. Para el caso 270°, el fenómeno de separación se experimenta en el plano de torque máximo a aproximadamente 0.2c. Se puede afirmar que, en este estudio en particular, no se puede evidenciar una relación clara entre el fenómeno de separación con la distribución de torque en el perfil. Esta complejidad en el flujo se presenta fundamentalmente por la complejidad de la geometría del objeto analizado.

4.2.2. Perfiles de velocidad tangencial en varios puntos del perfil

Para cada plano medio, se definieron 5 posiciones sobre las cuales se trazaron líneas normales a la pared para ilustrar los perfiles de velocidad y así poder conocer qué tan bien resuelto está el campo de velocidades cerca a la pared; las posiciones son $(0c, 0,25c, 0,5c, 0,75c$ y $c)$. Estos perfiles de velocidades son analizados y comparados con los perfiles teóricos de velocidad para la capa límite en canal abierto obtenidos por Moser[23]. La presentación de la gráficas en la siguiente sección se dividió en 2 partes: Gráficas para la zona inferior del perfil, es decir, la región de baja presión, y gráficas para la zona superior o de alta presión, como se puede ver en la figura 4-16.

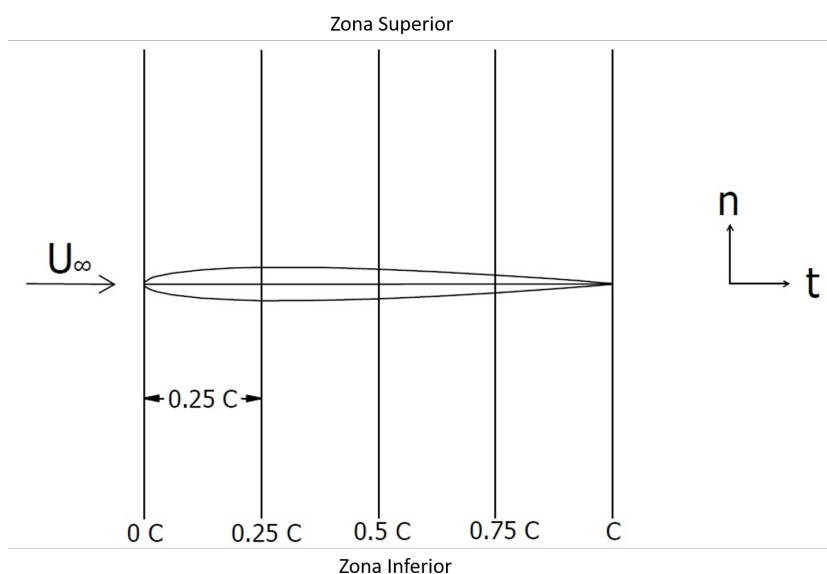


Figura 4-16: Zona superior e inferior para perfiles normales a la pared

Las figuras 4-17, 4-18 y 4-19 muestran los perfiles de velocidad tangencial para cada plano medio y cada caso normalizados en coordenadas globales, es decir, el eje y está normalizado respecto al espesor de capa límite δ y el eje x respecto a la velocidad de la corriente libre. En esta secciones se concentrará la atención en los planos de T_{min} , dado que en estas regiones es donde se presentan los fenómenos hidrodinámicos que impiden al perfil tener una eficiencia general adecuada. Las curvas fueron obtenidas para las zonas superior (alta presión) y la zona inferior (baja presión) Se puede observar de estas gráficas que se presentan zonas de recirculación de flujo que potencian la separación de capa límite, y por tanto, pérdidas de presión considerables que impactan en la eficiencia del perfil. Únicamente la zona inferior del caso 0° no presenta valores negativos en la abcisa, esto debido a la tranformación que exige el sistema de coodenadas locales en

este plano en concreto. Se puede inferir con criterio que existe una correspondencia entre la recirculación de flujo y la generación de torque en los tramos analizados.

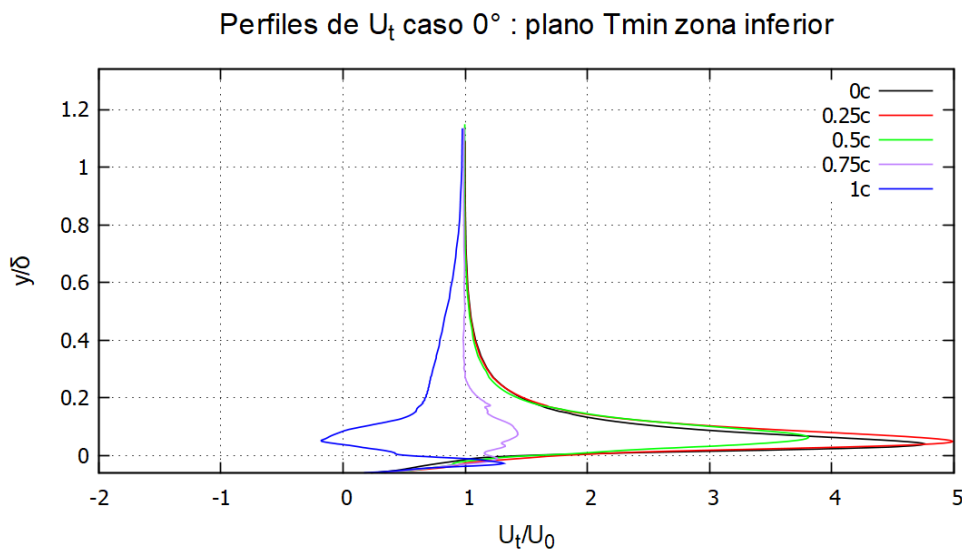
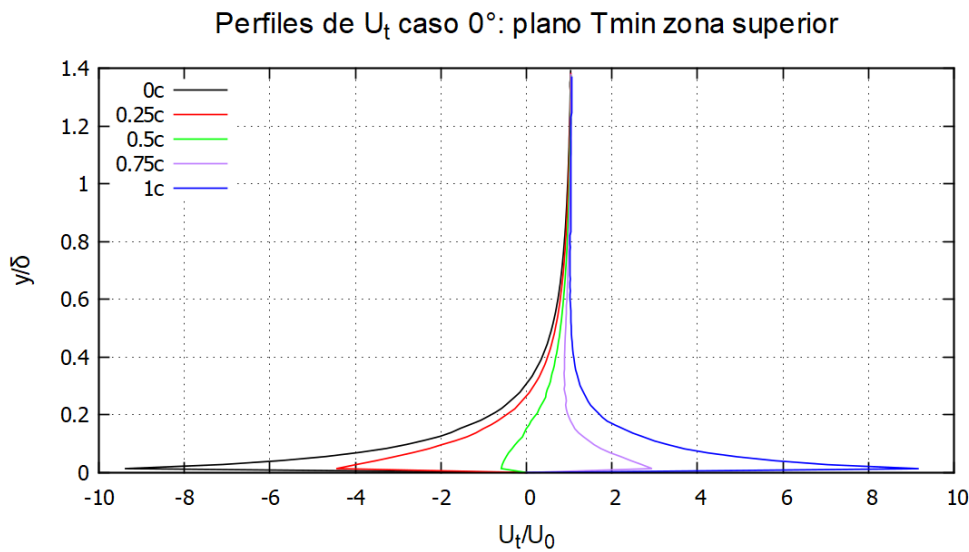
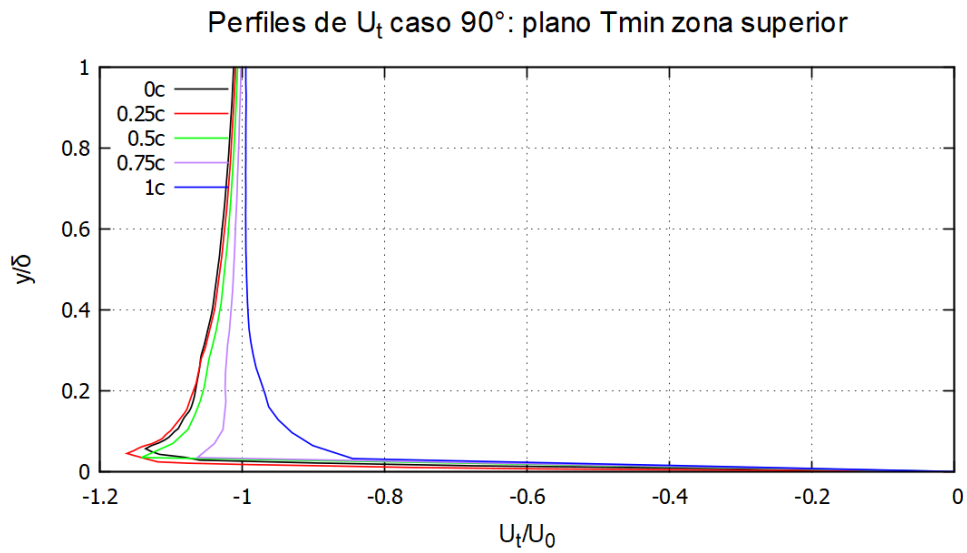
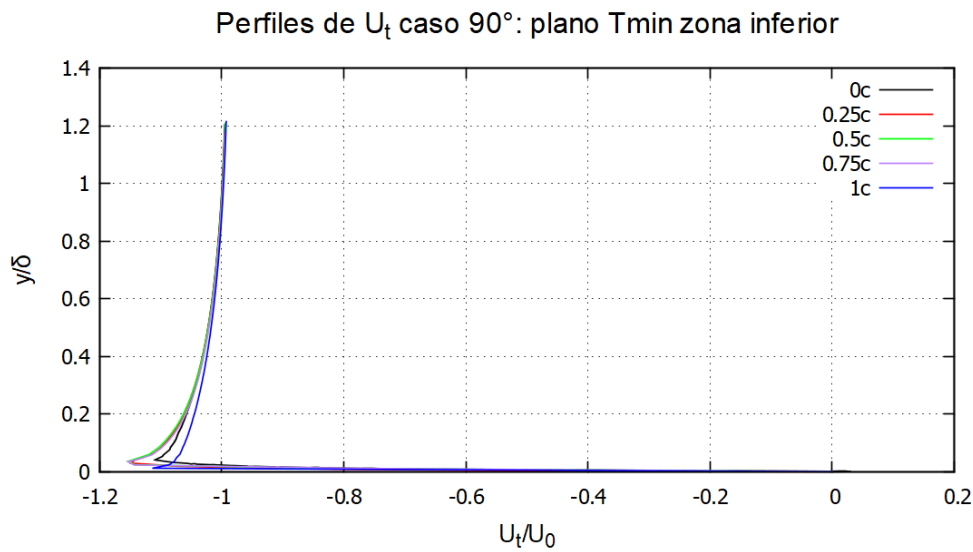


Figura 4-17: U_t en el plano medio de Tmin: Caso 0°

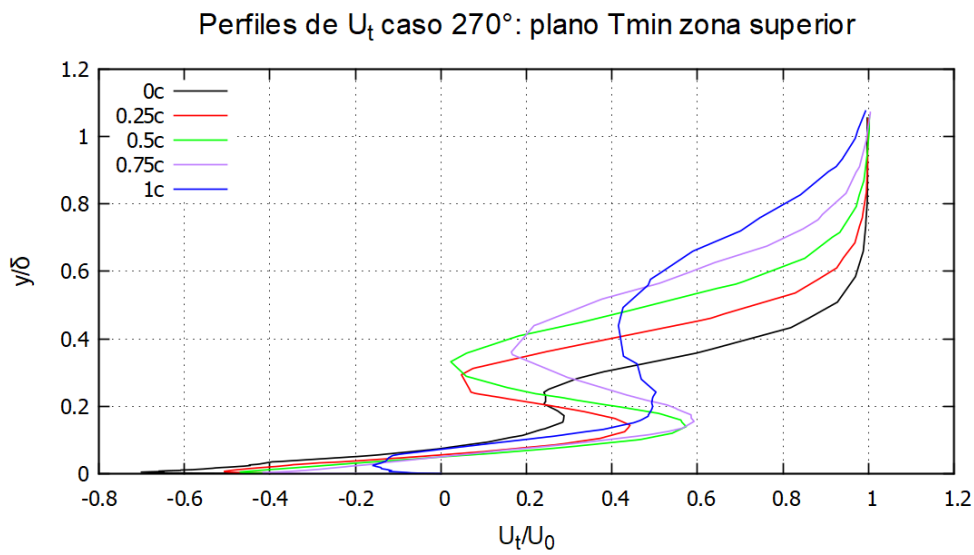


(a) Zona superior

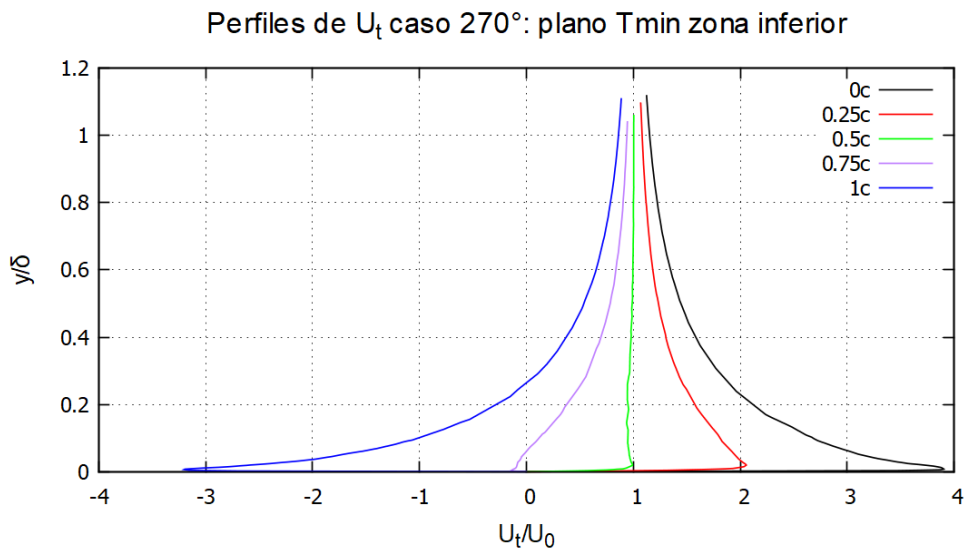


(b) Zona inferior

Figura 4-18: U_t en el plano medio de Tmin: Caso 90°



(a) Zona superior



(b) Zona inferior

Figura 4-19: U_t en el plano medio de Tmin: Caso 270°

4.2.3. Esfuerzos de Reynolds.

Las componentes del tensor de esfuerzos de Reynolds R_{ij} en 3 dimensiones son:

$$R_{ij} = \begin{bmatrix} \overline{u'_1 u'_1} & \overline{u'_1 u'_2} & \overline{u'_1 u'_3} \\ \overline{u'_2 u'_1} & \overline{u'_2 u'_2} & \overline{u'_2 u'_3} \\ \overline{u'_3 u'_1} & \overline{u'_3 u'_2} & \overline{u'_3 u'_3} \end{bmatrix} \quad (4-7)$$

las componentes de la diagonal $\overline{u'_1 u'_1}$, $\overline{u'_2 u'_2}$ y $\overline{u'_3 u'_3}$ representan esfuerzos normales aplicados sobre el volumen de control y las demás componentes son los esfuerzos cortantes aplicados sobre el contorno de dicho volumen. Este tensor es de segundo orden e implica una matriz simétrica, por tanto solo se grafican 3 componentes de esfuerzos normales y 3 componentes de esfuerzos cortantes.

Cada una de estas componentes fue graficada sobre las líneas normales de cada plano medio y se muestran en las siguientes figuras de esta sección. Los esfuerzos de Reynolds son vistos como la contribución energética de las escalas más pequeñas de movimiento que el modelo numérico es incapaz de resolver con sus resoluciones de malla y paso de tiempo. En general, las componentes del tensor se comportan similar a los resultados teóricos presentados por Moser [23] para flujo en canal. Se presentan a continuación los resultados para la línea media (0,5c) en los planos de T_{max} y T_{min} . En algunos casos, se aprecia unos picos que no coinciden con los presentados en la literatura, la razón de esto es que debido a la complejidad del flujo y de la geometría del perfil, es de esperarse la creación de estelas aguas abajo y que son capturadas por la curva, como por ejemplo las figuras 4-21a y 4-22b

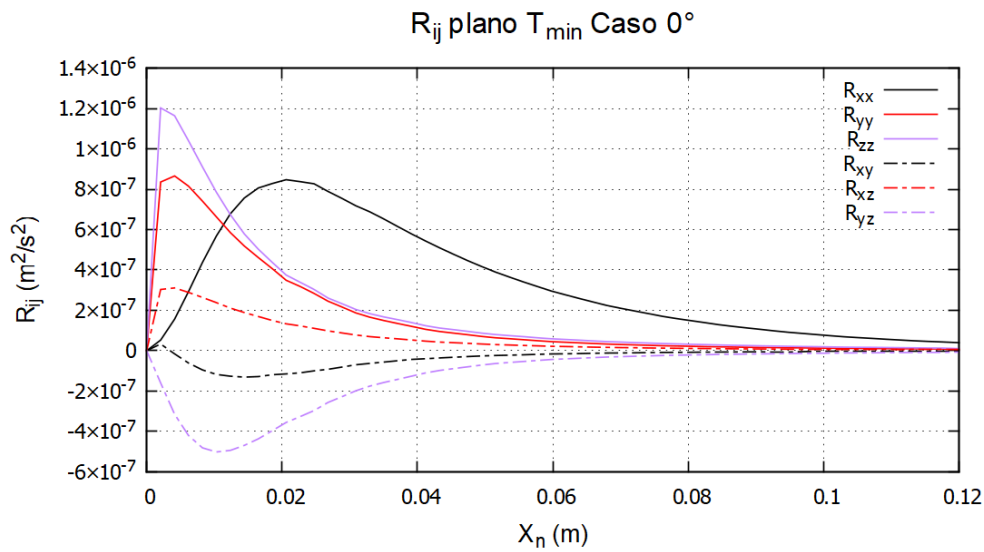
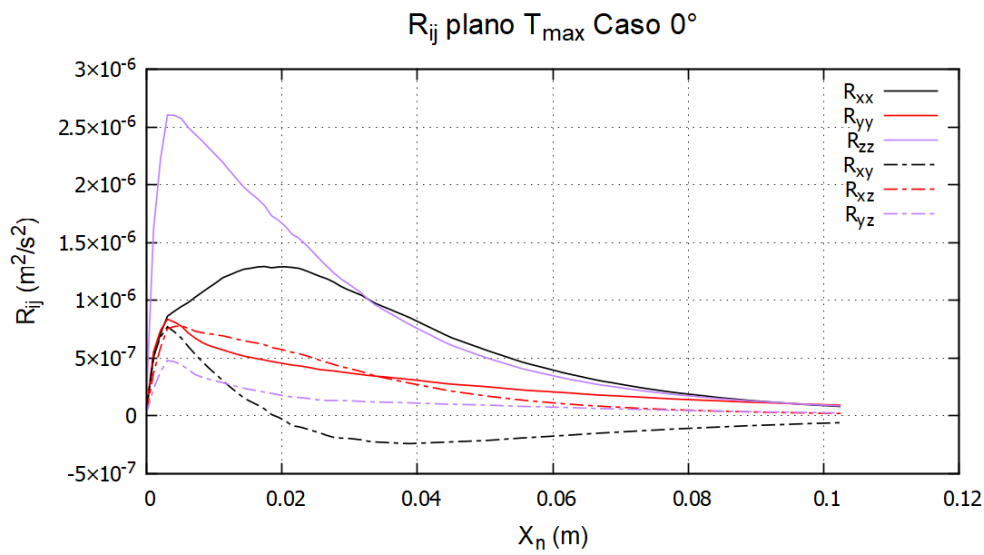


Figura 4-20: Perfiles de R_{ij} en el punto medio (0.5c): caso 0°

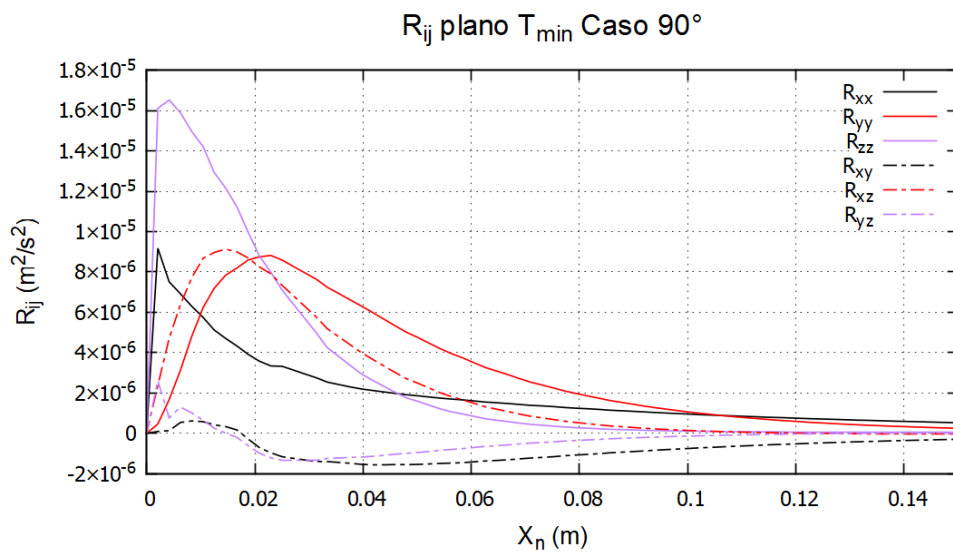
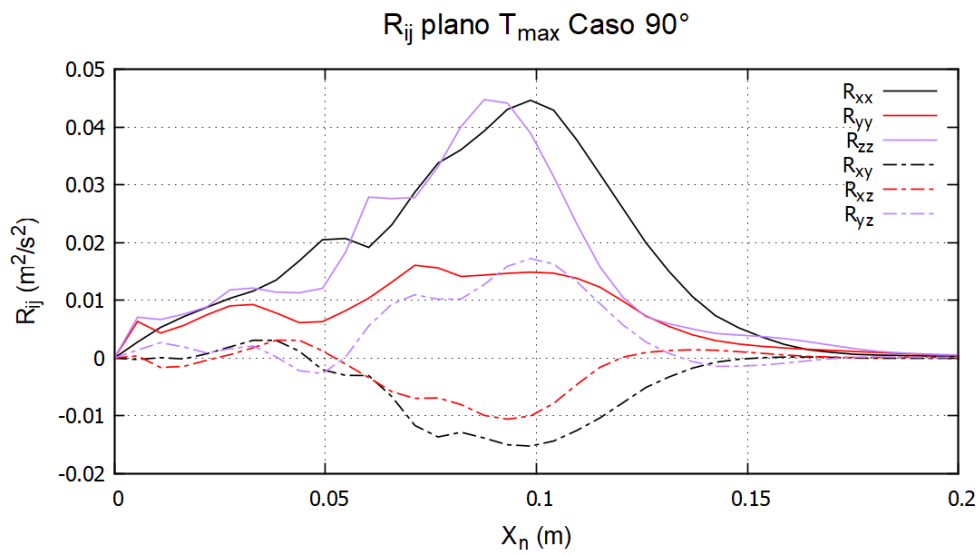


Figura 4-21: Perfiles de R_{ij} en el punto medio ($0.5c: 90^\circ$)

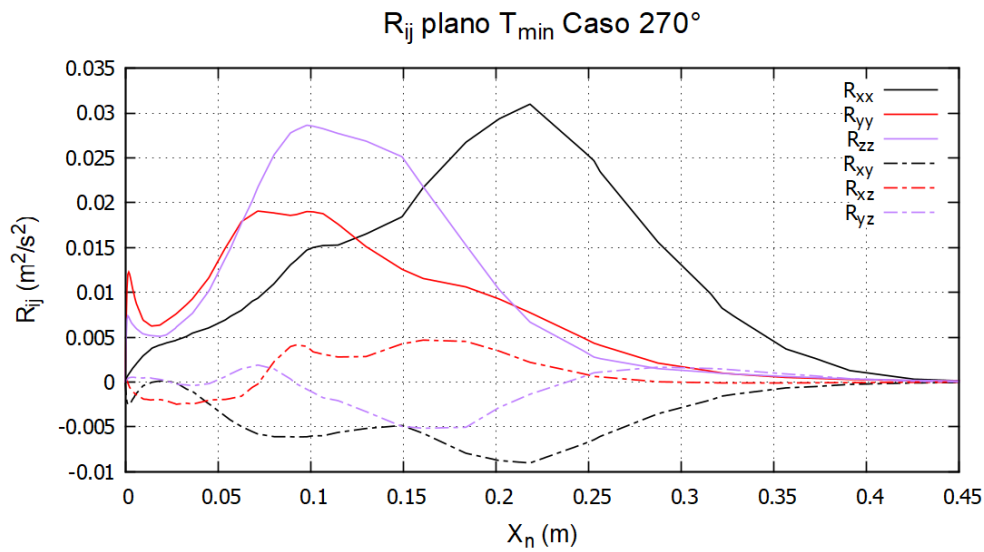
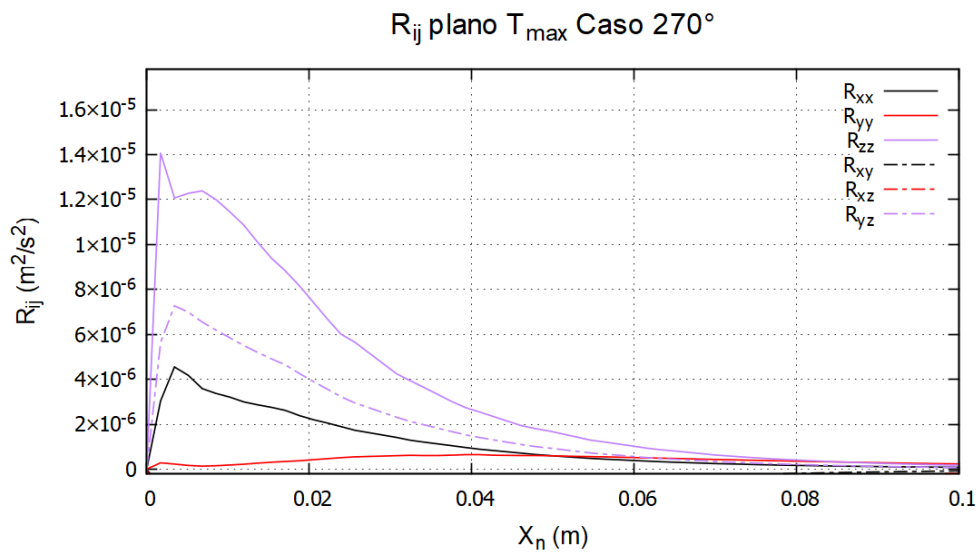


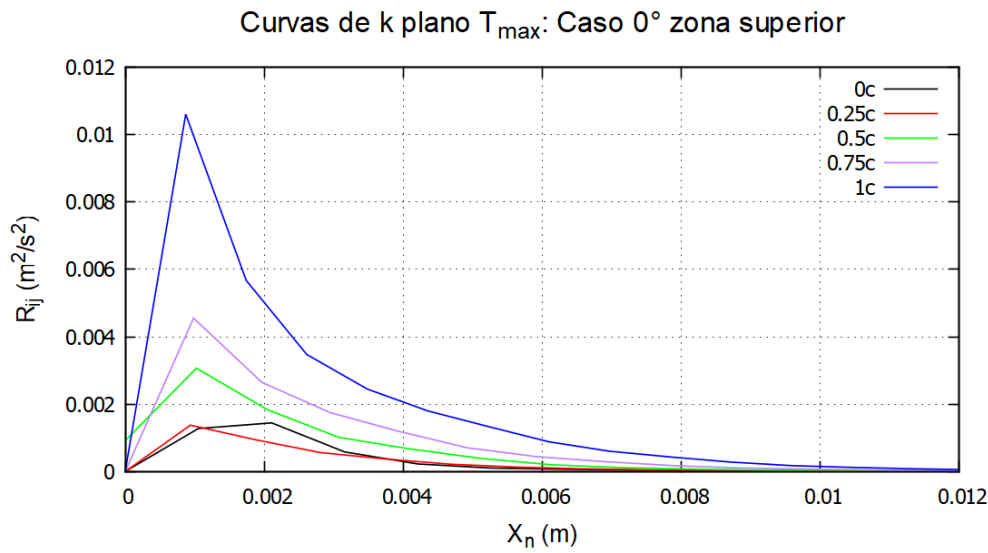
Figura 4-22: Perfiles de R_{ij} en el punto medio (0.5c): Caso 270°

4.2.4. Energía cinética turbulenta k.

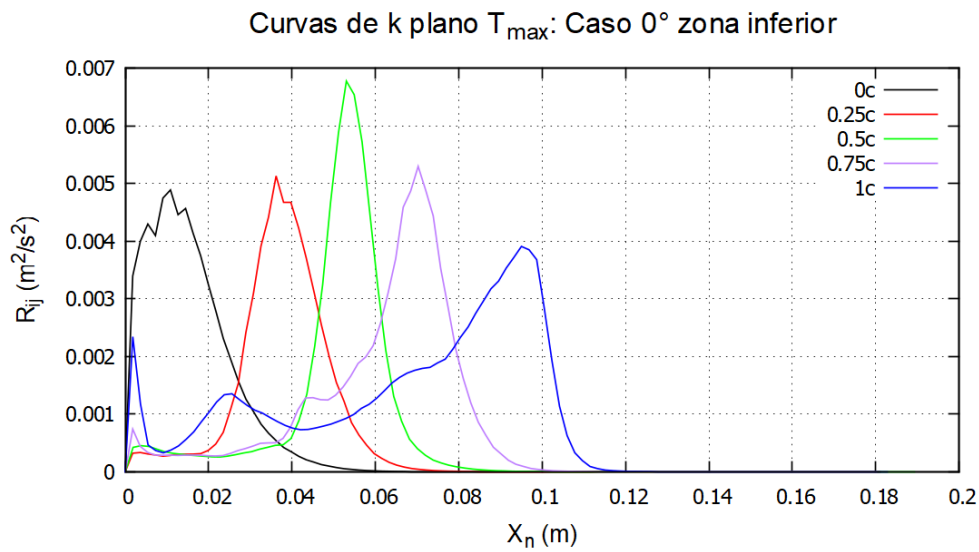
Otra variable calculada fue la energía cinética turbulenta, que depende del tensor de esfuerzos de Reynolds y está dada por la expresión 4.2.4.

$$K_{sgs} = \frac{1}{2}(\overline{u'_i u'_i} = \frac{1}{2}\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2}) \quad (4-8)$$

La energía cinética turbulenta se produce cuando La corriente de flujo, a través de un proceso físico, transfiere su energía a las fluctuaciones turbulentas por medio del fenómeno de cascada de energía, mencionado anteriormente. El paso siguiente es que estas fluctuaciones, en las escalas más pequeñas de movimiento, se disipan en forma de energía interna (calor). En las figuras **4-23**, **4-24** y **4-25** se muestra la energía cinética turbulenta de líneas normales a lo largo del perfil, en los planos de T_{max} .



(a)



(b)

Figura 4-23: Perfiles de k caso 0° en plano de T_{\max} .

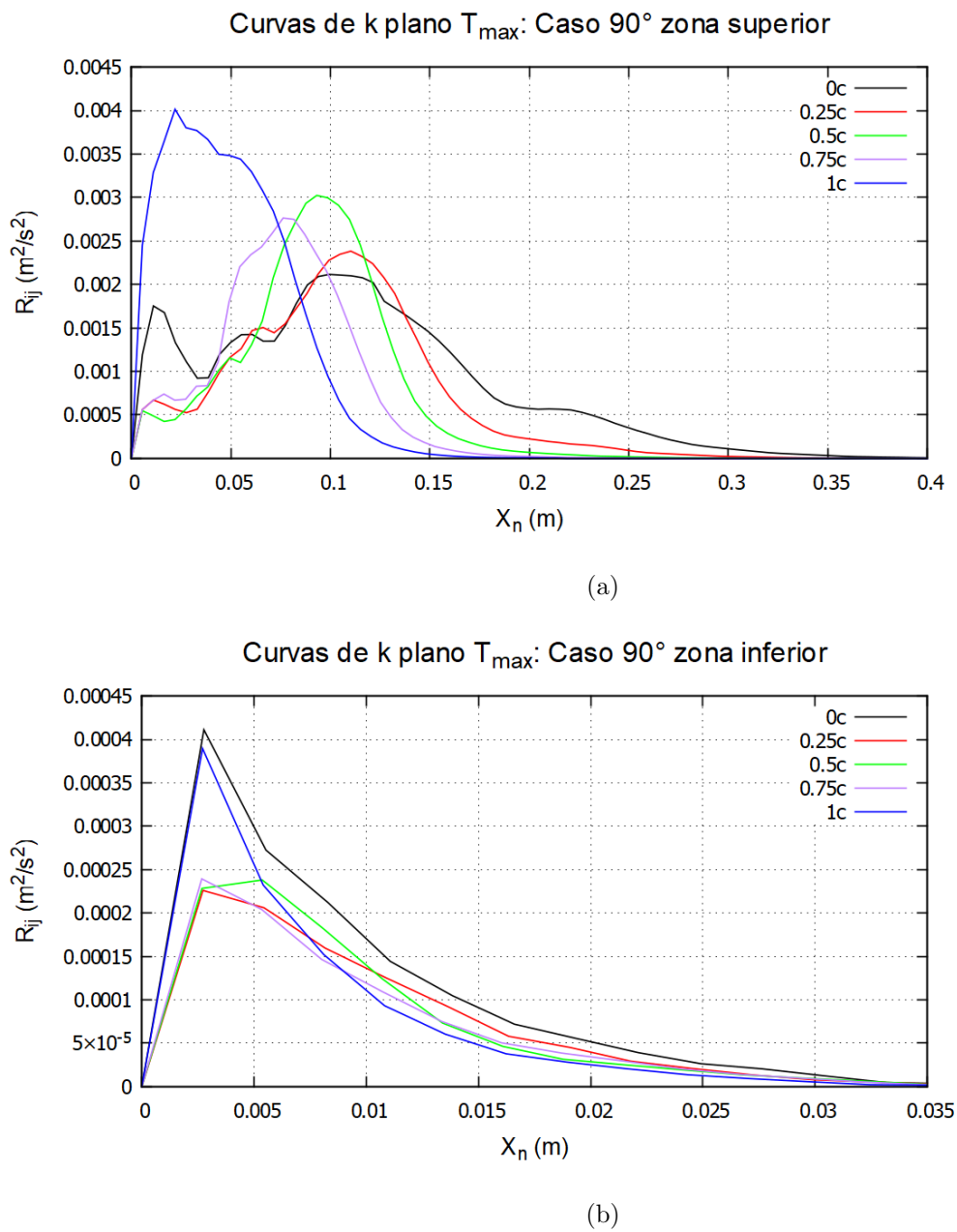


Figura 4-24: Perfiles de k caso 90° en plano de T_{\max} .

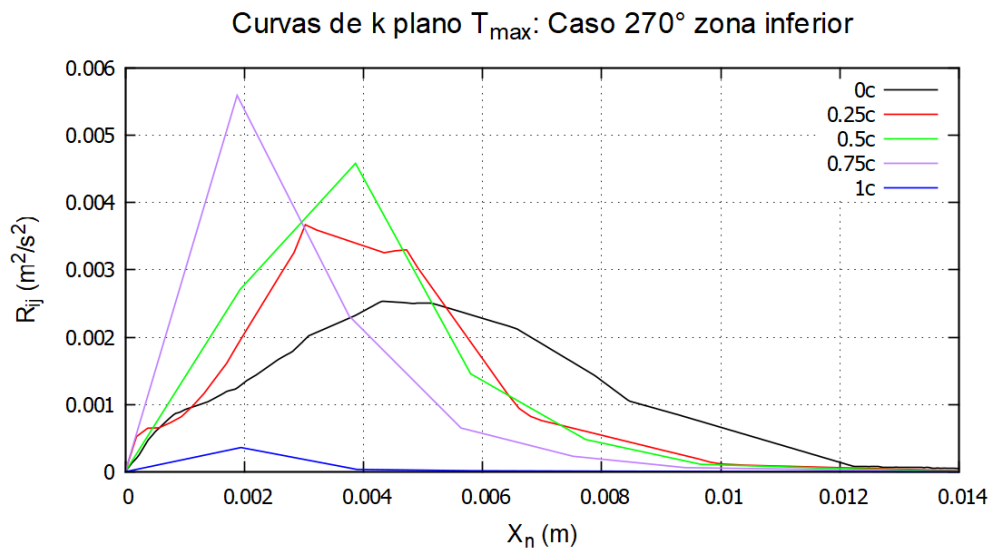
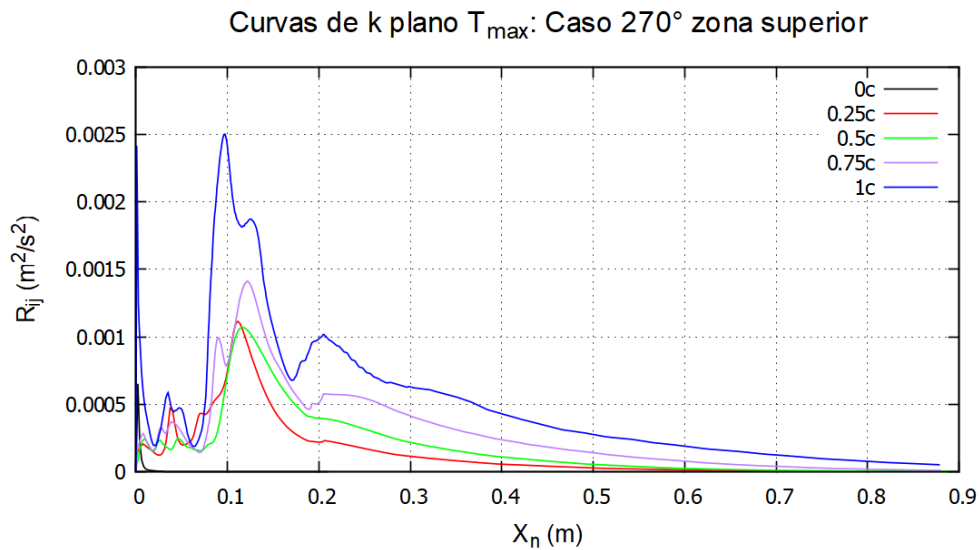


Figura 4-25: Perfiles de k caso 270° en plano de T_{\max} .

En general, los perfiles mostrados son coherentes y representan fielmente cada uno de los casos analizados. Es de esperarse que en la región cercana a la pared se encuentren los gradientes de velocidad más altos (debido a la condición de no deslizamiento impuesta por la frontera sólida del perfil), y por tanto se presenten los picos más altos en las gráficas. Nuevamente se observa que en algunas curvas, existen unos picos en

regiones alejadas de la frontera sólida que representa la energía cinética contenida en los vórtices que forman la estela.

4.2.5. Espectros de frecuencia en los puntos sensados del modelo

El análisis en el dominio de la frecuencia es importante para poder determinar cuanta energía reside en cada frecuencia. Recordemos que los flujos turbulentos contienen fluctuaciones de los campos en diversas escalas de espacio y tiempo. A través del concepto de cascada de energía se puede ilustrar mejor esta situación: En fenómenos turbulentos, el flujo de energía ocurre desde los vórtices y las estructuras energéticas más grandes, hacia los vórtices más pequeños o menos energéticos. Esto se debe a que la inestabilidad que presentan los vórtices más grandes los empieza a desintegrar en unos más pequeños y así sucesivamente hasta llegar a una escala en la que los vórtices más reducidos se disipan en forma de energía interna sobre la corriente de flujo principal. Este proceso se conoce como cascada de energía y fue introducido por Richardson en 1938. Esto implica que los espectros de frecuencia representan la distribución de energía cinética turbulenta en las distintas escalas de tiempo. Para obtener las gráficas de los espectros de frecuencia, se utilizó el registro histórico de los campos de presión y velocidad fluctuantes y el comando **Pwelch** de Matlab. La Figura 4-26 muestra el espectro de energía de U_x para el punto 1 con esta utilidad.

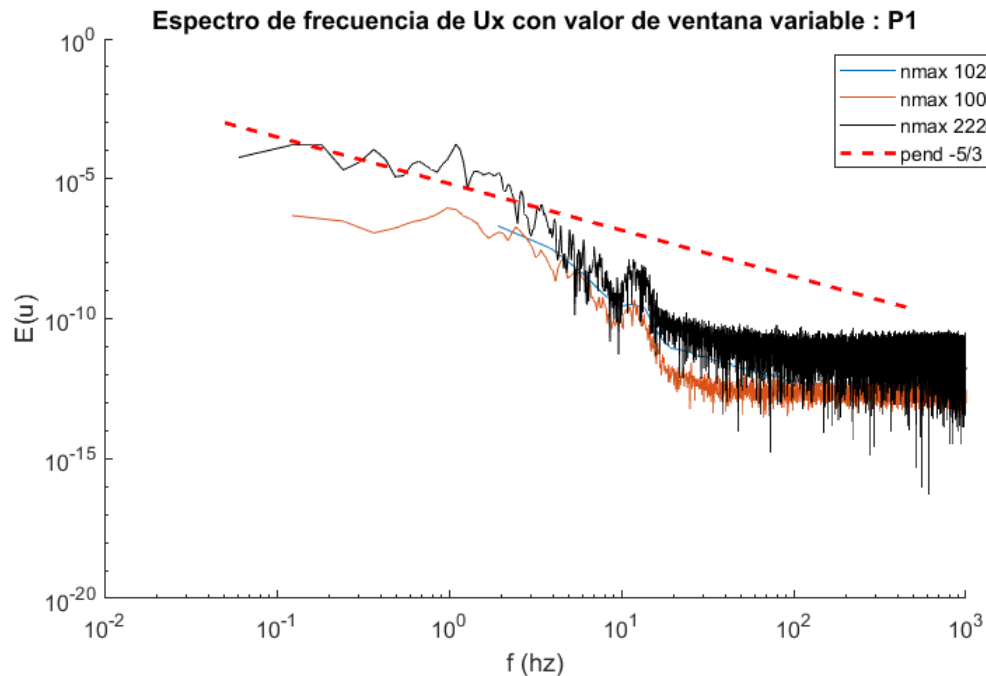


Figura 4-26: Espectro de frecuencia de U_x .

Los parámetros importantes son el número de ventana **nmax** y la frecuencia de muestreo **fs**. El primero sirve para mejorar la resolución de la operación pwelch y por tanto la definición del espectro, mientras que el segundo es el inverso del paso de tiempo empleado; este valor debe ser constante para poder estimar un espectro confiable. Como en todos los casos simulados se fue aumentando el paso de tiempo hasta un punto donde C_0 no fuera muy superior a 1 con el fin de mejorar los tiempos de corrida. Los archivos con el registro temporal poseen diferentes pasos de tiempo, por tanto, no se puede hacer un espectro de todo el archivo, si no de la region donde se sostuvo el ultimo paso de tiempo registrado en las simulaciones. El tamaño de las muestras de cada caso varió según las circunstancias de las simulaciones, así como el paso de tiempo final empleado.

Las Figuras **4-27** y **4-28** presentan los espectros de frecuencia de la magnitud del campo de velocidades para todos los puntos sensados. Las gráficas se dividen para los puntos delanteros (1 al 7) y para los traseros (8 al 14). El número de ventana **nmax** y las frecuencias de muestreo **fs** para cada componente de velocidad y presión se presentan en la tabla **4-2**.

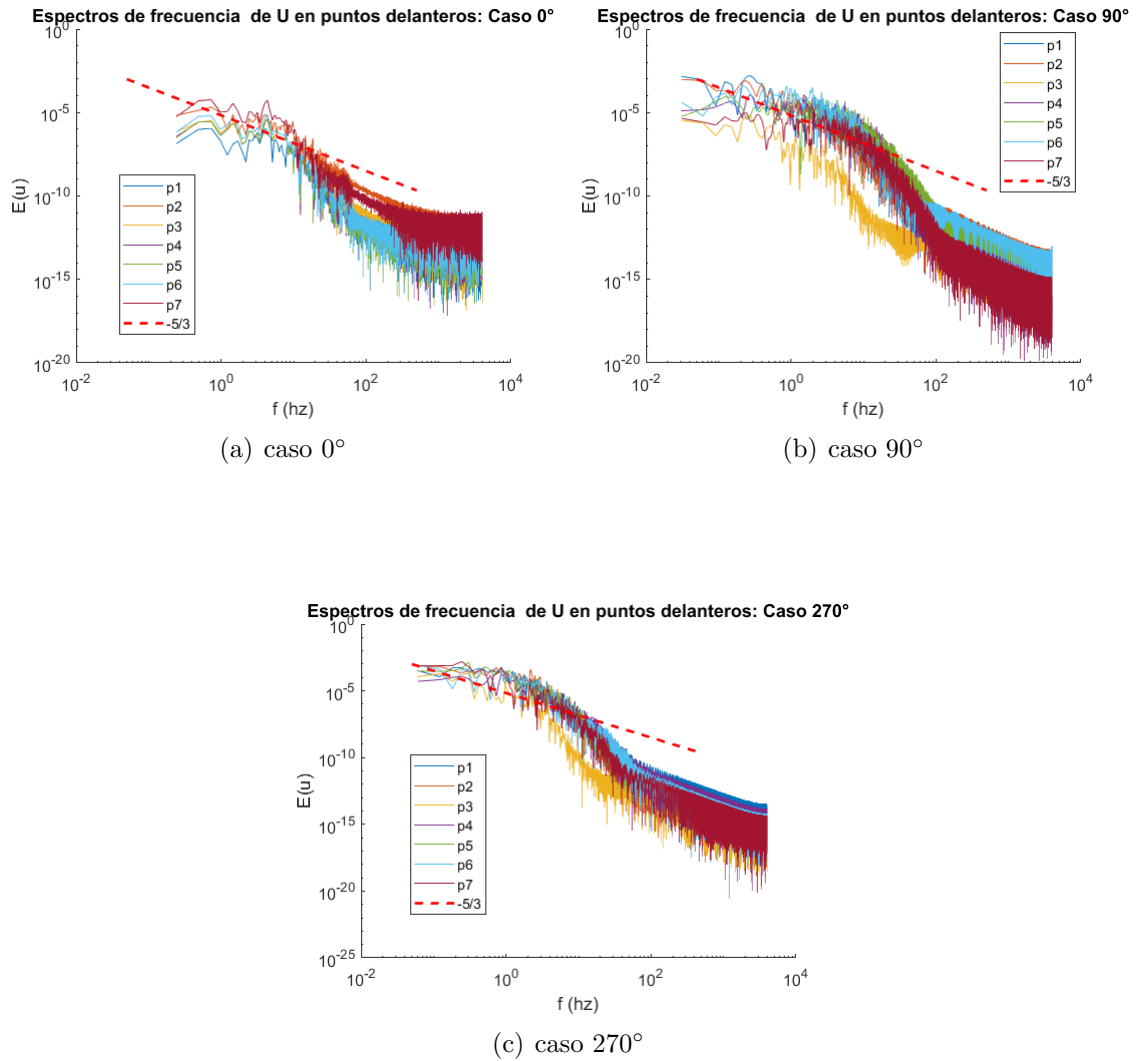


Figura 4-27: Espectros de frecuencia de U en los puntos delanteros.

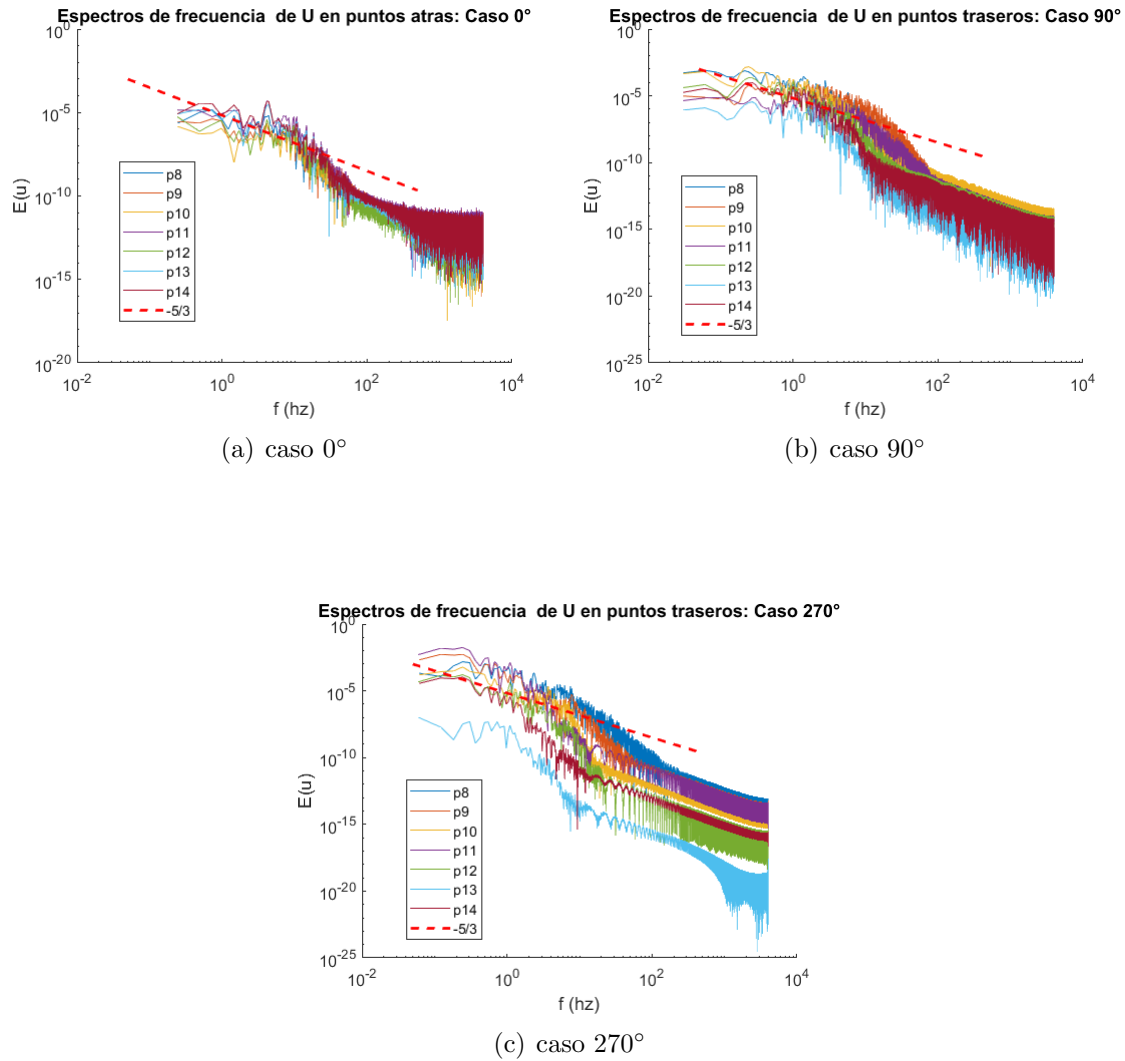


Figura 4-28: Espectros de frecuencia de U en los puntos traseros.

La línea punteada representa la pendiente de $-5/3$ que posee el subrango inercial que se muestra en la Figura 4-29.

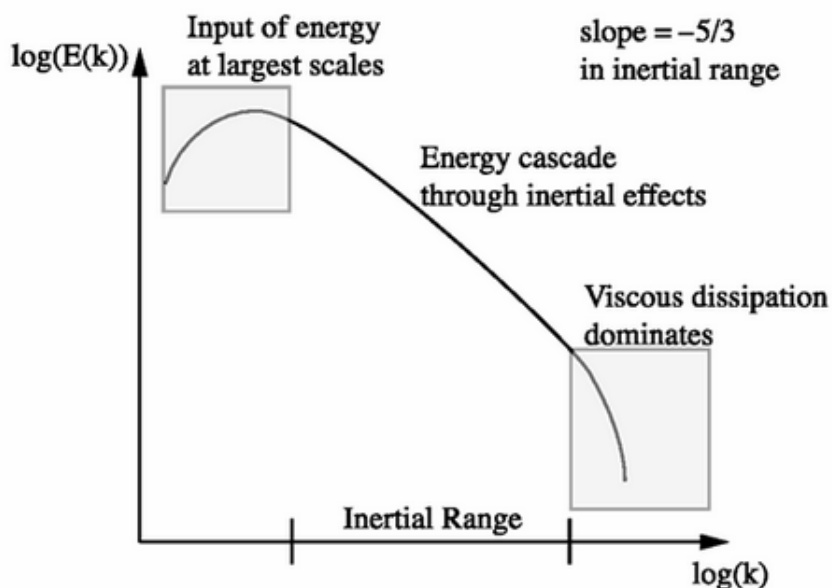


Fig. 2.1. A depiction of the observed energy cascade

Figura 4-29: Espectro de energía teórico. Tomado de [14].

Los valores de la frecuencia de muestreo para obtener los espectros con el comando Pwelch fueron:

parámetro	0°	90°	270°
Frecuencia de muestreo (hz)	2000	8000	8000
Número de ventana (nmax)	261302	157230	130169

Tabla 4-2: Parámetros del comando pwelch

Los espectros obtenidos poseen una tendencia similar al espectro teórico, mostrando el corte en el rango subinercial y confirmando que los efectos turbulentos asociados a las frecuencias más bajas (periodos más altos) pudieron ser capturados por el modelo. El espectro se le aplicó a la señal de la magnitud de la velocidad para permitir una representación fiel de una magnitud energética.

5 CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

5.1. Conclusiones

Un perfil helicoidal de una turbina Gorlov de flujo cruzado sometido a una corriente de agua de $0.7m/s$ y ubicado en varias posiciones fue analizado. El software OpenFoam fue elegido para realizar las simulaciones en una formulación CFD de tipo transitoria y tridimensional. Se estudiaron las posiciones $\theta = (0^\circ, 90^\circ, 270^\circ, 315^\circ)$ con el fin de conocer la influencia de la posición relativa del perfil respecto del flujo incidente en el desempeño hidrodinámico.

Varios resultados fueron presentados en este estudio. En primer lugar, se encuentra el análisis en coordenadas globales, el cual tuvo por objetivo validar las variables de desempeño como el coeficiente de torque estático C_{te} con los trabajos de referencia. Este primer conjunto de resultados contiene:

- Evolución temporal de los campos obtenidos.
- Validación del coeficiente de torque estático. C_{te} en todas las posiciones analizadas.
- Distribución del torque de salida en el perfil.

Las conclusiones más importantes de esta sección son:

- a) Después de superado el transiente inicial de las simulaciones, los campos de presión y velocidad instantánea en cada caso presentan un comportamiento cuasiestacionario que tiende a su promedio histórico. Si bien cada caso fue simulado durante 20 segundos para recopilar una cantidad considerable de estadísticas, se observó que el valor promedio de los campos en cada caso se empieza a exhibir constante a partir de 1 segundo aproximadamente.
- b) La validación del coeficiente de torque estático presenta buenos resultados en los casos analizados y demuestra la confiabilidad de los campos obtenidos. En general, los valores se subpredicen respecto a los trabajos de validación, aunque se presenta una similitud más estrecha con el trabajo experimental que el trabajo computacional propuesto por Hall [10], lo cual valida el modelo propuesto.

- c) Se encontró un patrón de comportamiento en la distribución del torque de salida entre los casos 90° y 270° . Este resultado es importante dado que estos casos se ubican opuestos entre si y presentan un comportamiento también en su distribución del torque.

Después de analizar los casos en coordenadas globales, se procedió a realizar el análisis en coordenadas locales. Para ello, se consideraron las zonas de torque máximo y mínimo obtenidas de la distribución del torque salida en el perfil para cada caso. Estas zonas fueron representadas por un plano medio que permitió hacer el estudio de cada zona crítica en 2D. En esta sección se obtuvo:

- Distribución de P y τ_w .
- Perfiles de velocidad normal a la pared.
- Perfiles de los esfuerzos de Reynolds R_{ij} y Energía cinética normales a la pared.
- Espectros de frecuencia

De este análisis en coordenadas locales se extrajeron las siguientes conclusiones:

- a) Las distribuciones de presión en los planos de análisis mostraron resultados coherentes. Se puede identificar en las Figuras de la sección 3.2.1 las zonas de alta y baja presión con claridad y se vuelve a identificar el comportamiento inverso entre los campos de p y τ_w de los casos 90° y 270° . Esto es consecuente con el patrón de comportamiento encontrado en la distribución del torque, dado que las fuerzas de arrastre y sustentación dependen fundamentalmente de la distribución de p y τ_w en el perfil. Cuantitativamente, el caso 90° presentó los picos más altos de p en los planos de Torque máximo, lo cual es coherente con los resultados obtenidos para el coeficiente de torque estático, en donde el valor más alto lo reporta el caso 90° ($C_{te} = 0.013$).
- b) Los perfiles de velocidad tangencial permitieron mostrar las zonas de recirculación de flujo en cada plano. Si bien las gráficas obtenidas no permiten concluir con total certeza, sí mostraron que los perfiles en los planos de torque mínimo para todos los casos presentan recirculación de flujo. Este resultado es coherente, dado que el torque del caso 270° es el más bajo y una explicación puede estar asociada a los efectos de la recirculación de flujo, como la pérdida de presión.
- c) Los valores de las componentes de R_{ij} normales a la pared presentan tendencias similares a los perfiles propuestos por Moser moser1999direct para flujo en canal abierto, los cuales sirvieron como referencia. La componente $\overline{u'_y u'_y}$, sin embargo, presenta un comportamiento negativo que no es coherente con la realidad, dado que las componentes de la diagonal de R_{ij} deben asumir siempre valores negativos. Este resultado se presenta como un aspecto a revisar en trabajos futuros. Los perfiles de la energía cinética turbulenta del sistema muestran tendencias similares

en todos los casos, reportando los valores más altos en el caso 90° , que es el caso con el mayor torque de salida reportado.

- d)* Los espectros de frecuencia de los campos obtenidos muestran resultados adecuados, confirmando que el modelo está siendo capaz de capturar los fenómenos turbulentos de bajas frecuencias. Esto es un indicativo de que la calidad del modelo es adecuada para las condiciones del caso.

5.2. Trabajo futuro

Este estudio deja varias recomendaciones y posibilidades de mejora: En primer lugar, dado el costo computacional de cada simulación, no fue posible simular el caso en más de 4 posiciones. Poder tener más puntos de comparación respecto a los trabajos de validación mejoraría sin duda el entendimiento sobre los efectos hidrodinámicos a nivel local en estas geometrías. Por otra parte, si bien el modelo LES escogido funcionó , no fue comparado con otro modelo de la misma familia. Esto permitiría conocer la influencia del modelo LES en la calidad de los resultados. Por último, se recomienda probar otros malladores debido a la dificultad de crear a través de la herramienta snappyHexMesh una malla adecuada para la geometría helicoidal.

Bibliografía

- [1] ANTHEAUME, Sylvain ; MAÎTRE, Thierry ; ACHARD, Jean-Luc: Hydraulic Darrieus turbines efficiency for free fluid flow conditions versus power farms conditions. En: *Renewable Energy* 33 (2008), Nr. 10, p. 2186–2198
- [2] BAHAJ, AS ; MYERS, Luke E.: Fundamentals applicable to the utilisation of marine current turbines for energy production. En: *Renewable energy* 28 (2003), Nr. 14, p. 2205–2211
- [3] BENELGHALI, Seifeddine ; BENBOUZID, Mohamed El H. ; CHARPENTIER, Jean F. ; AHMED-ALI, Tarek ; MUNTEANU, Iulian: Experimental validation of a marine current turbine simulator: Application to a permanent magnet synchronous generator-based system second-order sliding mode control. En: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 58 (2011), Nr. 1, p. 118–126
- [4] BERI, Habtamu ; YAO, Yingxue: Numerical simulation of unsteady flow to show self-starting of vertical axis wind turbine using fluent. En: *Journal of Applied Sciences* 11 (2011), Nr. 6, p. 962–970
- [5] CHEN, Wenshi. *Tidal Energy*
- [6] DIRECT, CFD. *OpenFoam*
- [7] GEORGESCU, Andrei-Mugur ; GEORGESCU, Sanda-Carmen ; DEGERATU, Mircea ; BERNAD, Sandor ; COSOIU, Costin I.: Numerical modelling comparison between airflow and water flow within the Achard-type turbine. En: *Sci. Bull. Politehnica Univ. Timisoara, Trans. Mech* 52 (2007), Nr. 66, p. 289–298
- [8] GORLOV, Alexander: Development of the helical reaction hydraulic turbine. En: *NASA* (1998), Nr. 19990036780
- [9] GOUNDAR, Jai N. ; AHMED, M R.: Marine current energy resource assessment and design of a marine current turbine for Fiji. En: *Renewable energy* 65 (2014), p. 14–22
- [10] HALL, Taylor J.: *Numerical simulation of a cross flow marine hydrokinetic turbine*. University of Washington, 2012
- [11] HIRSCH, Ir H. ; MANDAL, AC: A cascade theory for the aerodynamic performance of Darrieus wind turbines. En: *Wind Engineering* (1987), p. 164–175

- [12] KHAN, MJ ; BHUYAN, G ; IQBAL, MT ; QUAICOE, JE: Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review. En: *Applied energy* 86 (2009), Nr. 10, p. 1823–1835
- [13] LARSEN, HC: Summary of a Vortex Theory of the Cyclogiro. En: *Proceedings of the 2nd US National conference on Wind Engineering Research. (1975-8)* Colorado State University, 1975
- [14] LAYTON, LC Berselli T Iliescu W. *Mathematics of Large Eddy Simulation of Turbulent Flows*. 2005
- [15] LIU, Hong-wei ; MA, Shun ; LI, Wei ; GU, Hai-gang ; LIN, Yong-gang ; SUN, Xiao-jing: A review on the development of tidal current energy in China. En: *Renewable and sustainable energy reviews* 15 (2011), Nr. 2, p. 1141–1146
- [16] LIU, Yue ; PACKEY, Daniel J.: Combined-cycle hydropower systems—The potential of applying hydrokinetic turbines in the tailwaters of existing conventional hydropower stations. En: *Renewable energy* 66 (2014), p. 228–231
- [17] EUROPEAN MARINE ENERGY CENTRE LTD, The. *EMEC*
- [18] M. ISLAM, D.S.K. T. ; FARTAJ, A: Aerodynamic models for Darrieus-type straight-bladed vertical axis wind turbines. En: *Renewable & Sustainable Energy Reviews* (2008)
- [19] MANDAL, AC ; BURTON, JD: The effects of dynamic stall and flow curvature on the aerodynamics of darrieus turbines applying the cascade model. En: *Wind Engineering* (1994), p. 267–282
- [20] MARSH, George: Tidal turbines harness the power of the sea. En: *Reinforced Plastics* 48 (2004), Nr. 6, p. 44–47
- [21] MARSH, Philip ; RANMUTHUGALA, Dev ; PENESIS, Irene ; THOMAS, Giles: Numerical investigation of the influence of blade helicity on the performance characteristics of vertical axis tidal turbines. En: *Renewable Energy* 81 (2015), p. 926–935
- [22] MIGLIORE, PG ; WOLFE, WP ; FANUCCI, JB: Flow curvature effects on Darrieus turbine blade aerodynamics. En: *Journal of Energy* 4 (1980), Nr. 2, p. 49–55
- [23] MOSER, Robert D. ; KIM, John ; MANSOUR, Nagi N.: Direct numerical simulation of turbulent channel flow up to $Re \tau = 590$. En: *Physics of fluids* 11 (1999), Nr. 4, p. 943–945
- [24] MOZAFARI, Javaherchi ; TEYMOUR, Amir: *Numerical investigation of Marine Hydrokinetic Turbines: methodology development for single turbine and small array simulation, and application to flume and full-scale reference models.*, Tesis de Grado, 2015

- [25] NABAVI, Yasser: *Numerical study of the duct shape effect on the performance of a ducted vertical axis tidal turbine*, University of British Columbia, Tesis de Grado, 2008
- [26] NIBLICK, Adam L.: *Experimental and analytical study of helical cross-flow turbines for a tidal micropower generation system*. University of Washington, 2012
- [27] OSBOURNE, Nicholas: *3D Modelling of a tidal turbine-A numerical investigation of wake phenomena*, Tesis de Grado, 2015
- [28] OSORIO, AF ; ORTEGA, Santiago ; ARANGO-ARAMBURO, Santiago: Assessment of the marine power potential in Colombia. En: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 53 (2016), p. 966–977
- [29] O'ROURKE, Fergal ; BOYLE, Fergal ; REYNOLDS, Anthony: Ireland's tidal energy resource; An assessment of a site in the Bulls Mouth and the Shannon Estuary using measured data. En: *Energy Conversion and Management* 87 (2014), p. 726–734
- [30] PALACITA, Johar. *GORLOV Wind Turbine*
- [31] PARASCHIVOIU, Ion: Double-multiple streamtube model for Darrieus in turbines. (1981)
- [32] PNDAR, Mohammad-Reza ; ROOHI, Ehsan: Cavitation characteristics around a sphere: An LES investigation. En: *International Journal of Multiphase Flow* 98 (2018), p. 1–23
- [33] PLEW, David R. ; STEVENS, Craig L.: Numerical modelling of the effect of turbines on currents in a tidal channel–Tory Channel, New Zealand. En: *Renewable Energy* 57 (2013), p. 269–282
- [34] POLO, John M. ; RODRÍGUEZ, Jorge ; SARMIENTO, Armando: Potencial de generación de energía a lo largo de la costa colombiana mediante el uso de corrientes inducidas por mareas. En: *Revista de Ingeniería* (2008), Nr. 28, p. 99–105
- [35] POPE, Stephen B. *Turbulent flows*. 2001
- [36] SHIONO, Mitsuhiro ; SUZUKI, Katsuyuki ; KIHNO, Sezji [u. a.]: Output characteristics of Darrieus water turbine with helical blades for tidal current generations. En: *The Twelfth International Offshore and Polar Engineering Conference* International Society of Offshore and Polar Engineers, 2002
- [37] SOLEIMANI, Kaveh ; KETABDARI, Mohammad J. ; KHORASANI, Farzan: Feasibility study on tidal and wave energy conversion in Iranian seas. En: *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 11 (2015), p. 77–86
- [38] STRICKLAND, James H. ; WEBSTER, BT ; NGUYEN, T: A vortex model of the Darrieus turbine: an analytical and experimental study. En: *Journal of Fluids Engineering* 101 (1979), Nr. 4, p. 500–505

-
- [39] STRICKLAND, JH: A performance prediction model for the darrieus turbine. En: *International symposium on wind energy systems*, 1977, p. C3–39
 - [40] TEMPLIN, RJ: Aerodynamic performance theory for the NRC vertical-axis wind turbine. En: *NASA STI/Recon Technical Report N 76* (1974)
 - [41] TWIDELL, John ; WEIR, Tony: *Renewable energy resources*. Routledge, 2015
 - [42] VERSTEEG, Henk K. ; MALALASEKERA, Weeratunge: *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. Pearson Education, 2007
 - [43] XIA, Junqiang ; FALCONER, Roger A. ; LIN, Binliang ; TAN, Guangming: Estimation of annual energy output from a tidal barrage using two different methods. En: *Applied Energy* 93 (2012), p. 327–336
 - [44] YANG, Bo ; LAWN, Chris: Fluid dynamic performance of a vertical axis turbine for tidal currents. En: *Renewable Energy* 36 (2011), Nr. 12, p. 3355–3366