

FACULTAD DE INGENIERIA

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

**DISEÑO Y ESTUDIO
NUMERICO DE TURBINA
HIDROCINETICA DE BAJA
POTENCIA**

AUTOR

Diego Hernán Paparazzo

DIRECTOR

Ing. Federico Bacchi

CO-DIRECTOR

Dra. Ing. Ana Scarabino

CATEDRA DE TRABAJO FINAL



**FACULTAD DE
INGENIERÍA
UNLP**


INGENIERIA MECANICA

FECHA

26.10.2018


HOJA

1 DE 161


 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	2 de 161

Índice


1. Título	5
2. Objetivo general	5
3. Objetivo particular	5
4. Alcance	5
5. Resumen capitular	6
6. Plan de trabajo	9
7. Prologo.....	10
8. Importancia del aprovechamiento energético	11
9. Historia de la turbina hidráulica	12
10. La turbina hidrocínética	13
10.1. Componentes básicos de una turbina hidrocínética	13
11. Marco teórico	16
11.1. Consideraciones relevantes sobre canales abiertos con flujo uniforme	16
11.2. Teoría de cantidad de movimiento axial.....	18
11.3. Teoría del elemento de hélice.....	22
11.3.1. Análisis vectorial y geométrico	23
11.3.2. Coeficientes de comportamiento de una hélice	26
11.4. Modelo del triángulo de velocidades	26
11.5. La cavitación y su importancia	29
11.5.1. Mecanismo de formación de la cavitación	29
11.5.2. Tipos de cavitación	31
11.5.3. Numero de cavitación y condiciones operativas de una turbomáquina.....	32
11.6. Modelos de turbulencia y su fundamento teórico	34
11.6.1. Modelo de turbulencia Realizable k- ϵ	35
11.6.2. Funciones de pared en modelos de turbulencia	37
11.7. Esquemas de cálculo utilizados	39
11.8. Estructura del modelo y consideraciones aplicadas	41
11.8.1. Tipo de elemento utilizado.....	42
11.8.2. Modelos de zona rotante utilizados	43
11.8.3. Características de las interfaces utilizadas	44
11.8.4. Características del modelo físico.....	44
12. Análisis de parámetros geométricos en turbinas hidrocínética	46
12.1. Selección del perfil adecuado	46
12.1.1. El perfil hidrodinámico y sus partes	46

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	3 de 161

12.1.2.	Eleccion del perfil	47
12.2.	Determinación del número de alabes.....	51
12.3.	Estimación de parámetros del flujo en canal abierto	52
12.4.	Condiciones de funcionamiento teóricas.....	53
13.	Geometría de la turbina hidrocínética	54
13.1.	Diseño del rotor	54
13.2.	Diseño del alabe	56
13.2.1.	Aplicación de teoría del triángulo de velocidades	56
13.2.2.	Aplicación de la teoría de cantidad de movimiento axial.....	57
13.2.3.	Aplicación de la teoría del elemento de alabe.	59
13.3.	Coefficientes adimensionales de la turbina hidrocínética	60
13.4.	Diseño de la carcasa	62
13.5.	Estructura de sujeción	63
14.	Geometría de los dominios de mallado	66
14.1.	Geometría de los dominios de mallado para el estudio del perfil E-210	66
14.1.1.	Características del entorno.....	66
14.1.3.	Modelado de geometrías.....	67
14.3.	Geometría de dominios de mallado para el estudio de la turbina hidrocínética ...	69
14.3.1.	Sectorización del dominio	69
14.4.	Subdivisión de malla externa	75
14.5.	Generación de malla externa con estructura de sujeción	77
14.6.	Mallado del dominio del canal.....	78
14.7.	Generación de malla externa sin estructura de sujeción.....	79
14.8.	Mallado del rotor	80
14.8.1.	Influencia de la velocidad de rotación en la distribución de la malla	83
15.	Simulación en CFD	86
15.1.	Simulación del perfil E-210	86
15.1.1.	Procedimiento	86
15.1.2.	Secuencia de estudio	87
15.2.	Simulación de la turbina hidrocínética y sus partes.....	88
16.	Análisis de resultados de simulaciones	89
16.1.	Resultados obtenidos de simulaciones del perfil E-210	89
16.1.1.	Simulaciones de modelos monofásicos.....	89
	Simulaciones de modelos multifásicos	90
16.1.2.	Resultados de modelos multifásico próximos al punto de operación	90
16.2.	Resultados obtenidos de simulaciones de turbina hidrocínética.....	106
16.2.1.	Simulaciones de modelos estacionarios.....	106
16.2.2.	Simulaciones de modelos no-estacionarios.....	117
17.	Conclusiones.....	140
17.1.	Coefficientes adimensionales de turbomáquinas	140
17.2.	Comparación de resultados de simulaciones numéricas y teóricos	140
17.3.	Análisis de resultados de simulaciones.....	141

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	4 de 161

18. Trabajos futuros	142
19. Anexo	143
19.1. Geometrías y dominios de mallado del perfil E-210	143
19.1.1. Modelado de geometrías.....	143
Modelado de mallas	145
19.2. Geometrías y dominios de mallado de turbina hidrocínética	150
19.2.1. Modelado de geometrías.....	150
19.2.2. Visualizaciones del modelo	157
20. Bibliografía y documentos de referencia.....	159
21. Glosario.....	160

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	5 de 161

1. Título

Diseño y estudio numérico de una turbina hidrocínética de baja potencia

2. Objetivo general

El objetivo general del presente trabajo radica en el diseño y estudio numérico de una turbina hidrocínética de baja potencia mediante C.F.D.

3. Objetivo particular

El objetivo particular del diseño paramétrico y estudio numérico de una turbina hidrocínética de baja potencia, radica en la aplicación de teorías conocidas en la Mecánica de Fluidos para la obtención de la geometría en contacto con el fluido, determinación de las cargas asociadas y la potencia extraíble al interactuar inmersa en una corriente de canal abierto, por medio del desarrollo de modelos computacionales y el uso del software Ansys 19 y sus complementos aplicados al C.F.D.


4. Alcance

El alcance del siguiente trabajo contempla el diseño paramétrico de la geometría exterior de una turbina hidrocínética, mediante la aplicación de las teorías conocidas en la rama de la Mecánica de los Fluidos y de la Mecánica Computacional, incluyendo en el diseño temas relacionados con la geometría de alabes que componen el rotor, el cubo que los contiene, y la carcasa a la que están unidos, junto con su estructura de sujeción que la mantiene inmersa en el fluido.

El diseño de los alabes y del rotor que los contiene, que son los componentes fundamentales para la extracción de energía de una corriente de fluido, está acotado a su diseño y estudio por medio de la mecánica de fluidos y mecánica de fluidos computacional, por lo se excluye del siguiente trabajo cualquier verificación estructural, asignación de materiales, técnicas de fabricación requeridas, y análisis de costos asociados.

El diseño paramétrico de la carcasa, incluye la geometría exterior y su estudio mediante la aplicación de la Mecánica de Fluidos Computacional; excluyendo el diseño del interior y demás componentes necesarios para la conversión de la energía mecánica en energía eléctrica, cualquier verificación dimensional, diseño o selección de componentes necesarios en su interior, verificaciones estructurales, asignación de materiales, técnicas de fabricación requeridas, y análisis de costos asociados.

El diseño de soportes requeridos para mantener inmersa la turbina y su verificación, así como el estudio de canales, tanto su geometría, posición, escurrimiento y variación de caudal según estaciones anuales o según factores climáticos son temáticas que no serán desarrolladas en el presente trabajo.

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	6 de 161

5. Resumen capitular

El presente trabajo se divide en diversos capítulos.

- Prologo
- Importancia del aprovechamiento energético
- Historia de la turbina hidráulica
- La turbina hidrocínética
- Marco teórico.
- Análisis de parámetros geométricos en turbinas hidrocínéticas.
- Geometría de la turbina hidrocínética
- Geometría de los dominios de mallado
- Simulaciones en C.F.D.
- Análisis de resultados de simulaciones
- Conclusiones
- Trabajos futuros
- Anexo
- Bibliografía
- Glosario

Prologo

Primer capítulo de este trabajo, con la finalidad de ubicar a los lectores sobre la temática relacionada a las turbinas hidrocínéticas y la generación de energía eléctrica con bajas repercusiones ambientales.

Importancia del aprovechamiento energético y su impacto


Se enuncia la importancia la generación de energías limpias mediante máquinas de bajo impacto ambiental y las ventajas del aprovechamiento de los recursos energéticos disponibles mediante turbinas hidrocínéticas.

Historia de la turbina hidráulica

Es presentada una breve reseña histórica desde los comienzos del desarrollo de las turbinas hidráulicas más elementales en tiempos remotos hasta la actualidad haciendo mención de los distintos tipos de turbinas desarrollados y de sus creadores.

La turbina hidrocínética

Se desarrolla este capítulo con el fin de presentar los diferentes tipos de turbina hidrocínética, sus características principales y las partes que la componen.

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	7 de 161

Marco teórico

El marco teórico se desarrolla con el objetivo de presentar y desarrollar las teorías luego aplicadas en demás capítulos, las cuales se basan en el análisis básico de la mecánica de fluidos aplicada a cuerpos sumergidos, análisis vectorial y teorías para dimensionamiento de alabes.

Análisis de parámetros geométricos en turbinas hidrocineéticas

En este capítulo se expone el análisis paramétrico realizado de la geometría a partir de la aplicación y complementación de las distintas teorías expuestas en el marco teórico, determinando las futuras dimensiones que poseerá la turbina hidrocineética para su estudio en los capítulos siguientes.

Geometría de los dominios de mallado

A partir del capítulo anterior se realiza el modelado de la geometría C.A.D. de los distintos cuerpos a estudiar, tanto el perfil E-210 como la turbina hidrocineética y posteriormente la sectorización de las geometrías en dominios para su correcto mallado y posterior simulación.

Simulaciones en C.F.D.

En el presente capítulo se realiza una descripción detallada de los modelos utilizados para realizar el estudio tanto del perfil E-210 como de la turbina hidrocineética, condiciones de borde, y secuencia asociada al estudio numérico.

Análisis de resultados de simulaciones


Una vez obtenidos los resultados de las simulaciones a partir de los modelos desarrollados en el capítulo anterior, en el presente capítulo se detallan los resultados, se realiza un análisis de datos y se determinan parámetros importantes de funcionamiento de la turbina, contemplando todos los efectos no considerados en la idealización del modelo para su cálculo en los capítulos anteriores.

Anexo

En el anexo se presentan las gráficas de contornos de los distintos parámetros calculados, las curvas de funcionamiento del perfil E-210 y de la turbina completa, y demás ilustraciones referidas a las geometrías y las mallas utilizadas.

Bibliografía

Son enunciadas las obras citadas y consultadas para el desarrollo del presente trabajo junto a sus autores.

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	8 de 161

Glosario

Es presentado un listado de la nomenclatura utilizada para la referencia del lector sobre las expresiones desarrolladas.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA


**DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA**

26.10.18

9 de 161

6. Plan de trabajo

Plan de trabajo		Diseño y estudio numerico de turbina hidrocinética			
Nº Capitulo	Nombre de capitulo	Marzo	Abril	Mayo	Junio
Capitulo I	Prologo				
Capitulo II	Importancia del aprovechamiento energetico y su impacto				
Capitulo III	La turbina hidrocinética				
Capitulo IV	Marco teorico				
Capitulo V	Análisis de parametros geometricos en turbinas hidrocinéticas				
Capitulo VI	Geometría de la turbina hidrocinética				
Capitulo VII	Geometría de los domos de mallaado				
Capitulo VIII	Simulaciones en C.F.D.				
Capitulo IX	Análisis de Resultado de simulaciones				
Capitulo X	Anexo				

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	10 de 161


7. Prologo

En el presente trabajo de fin de grado de la carrera Ingeniería Mecánica cursada en la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de la Plata, titulado Diseño y Estudio Numérico de Turbina Hidrocinética de Baja Potencia, se enuncian los temas investigados para abordar los objetivos propuestos, junto con las teorías utilizadas para para su desarrollo y los resultados obtenidos.

El principal enfoque del presente trabajo está centrado en el diseño de una turbina hidrocinética de baja potencia mediante el uso de herramientas teóricas de diseño, diseño asistido por computadora y su posterior análisis mediante la mecánica de fluidos computacional; redactado detalladamente en una totalidad de quince capítulos organizados según su contenido y siguiendo el orden cronológico de su desarrollo.

La principal motivación en la que recayó la elección de la temática, fue el interés encontrado en la generación de energías limpias y del aprovechamiento de pequeños recursos energéticos, acompañado del interés y la actual practica en la mecánica de fluidos computacional.

El estudio numérico fue realizado en los laboratorios del Grupo de Fluidodinámica Computacional pertenecientes al Departamento de Ingeniería Aeronáutica ubicado en el grupo edilicio de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Plata, bajo la supervisión de sus directores y docentes de cátedras vinculadas a la Mecánica de los Fluidos.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	11 de 161


8. Importancia del aprovechamiento energético

En las últimas décadas la contaminación y el cambio climático se han convertido en una de las principales preocupaciones de la población mundial, por eso la sociedad se ha vuelto más consciente de que se deben encontrar soluciones para no hacer más daño al medio ambiente. A partir de este cambio, las diversas ramas de la investigación y la ingeniería se han volcado a la producción de energías renovables con el objetivo de reemplazar los combustibles fósiles desarrollando nuevos métodos de obtener energía inclinándose por el desarrollo de máquinas que aprovechen los recursos naturales inagotables minimizando los cambios en el ecosistema.

La energía renovable, es energía que se obtienen de fuentes naturales virtualmente inagotables, ya sea por la gran cantidad de energía que contienen o por el hecho de que son capaces de regenerarse por medios naturales. La energía hidráulica es la única de las energías renovables que ha tenido y tiene una importancia destacable en el abastecimiento energético mundial. Su aporte creció a lo largo de las décadas de los años 60, 70 y 80, llegando a alcanzar el 6% del consumo total.

Aunque el flujo de agua en los ríos es inagotable, los emplazamientos en donde se pueden construir centrales hidroeléctricas en razonables condiciones económicas son limitados. Por otro lado, ha aumentado apreciablemente la sensibilidad ante los efectos medioambientales de los represamientos de los ríos, lo que, unido a los elevados costos de transporte a largas distancias de la electricidad, explica el estancamiento de la producción de esta energía primaria en términos relativos.

Por otro lado el concepto de generación de energía en bajas cantidades, por medio de máquinas que no requieren la costosa infraestructura de una represa o una central de energía para la generación, se ha ido popularizando debido a sus ventajas no solo en el bajo costo, sino en la versatilidad de los equipos de generación frente a el medio en donde se instale, bajo nivel de mantenimiento y personal para operar requerido y las relativamente cortas o despreciables distancias de transporte de la energía producida, ya que estas máquinas de generación están basadas en el concepto de generar energía en donde se requiere su consumo aprovechando los recursos disponibles y sin generar cambios el medio donde se instalen.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	26.10.18
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	12 de 161

9. Historia de la turbina hidráulica

Los orígenes de las turbinas hidráulicas se remontan al antiguo Egipto, Mesopotamia y el Imperio Chino hace más de tres mil años, con el diseño de la primer rueda hidráulica con paletas, la precursora de todas las maquinas hidráulicas modernas utilizada para la extracción de energía de los cauces y pequeños arroyos; simultáneamente en la misma Era aparecieron en Persia los primeros molinos de viento, que fueron instalados por el resto de las culturas en el siglo VII de nuestra Era.

La evolución del diseño de la rueda hidráulica no tuvo grandes cambios durante los siguientes mil años, hasta que fue estudiada por el científico francés Parent (1666-1716), quien dedujo que existe una relación entre la velocidad de rotación de la rueda hidráulica y la velocidad de la corriente libre. Sin embargo las turbomáquinas no se crean hasta que Euler en 1754 expone su teoría de las máquinas de reacción, en la cual desarrolla por primera vez la *ecuación fundamental de las turbomáquinas*.

Posteriormente el ingeniero francés Claude Burdin (1790-1873) desarrolla la teoría de las turbomáquinas hidráulicas de alta velocidad, utilizando por primera vez la palabra Turbina. Años más tarde un discípulo de Claude Burdin, el ingeniero francés Fourneyron (1802- 1867), construyo por primera vez la primer turbina hidráulica de alta velocidad, construyendo luego a lo largo de su vida más de un centenar de turbinas Fuorneyron, capaces de explotar saltos mayores, siendo estas del tipo radial centrifuga, de inyección total con tubo de aspiración y escape libre.


Desde 1837 las turbomaquinas axiales de Henschel y Jonval compitieron con las turbinas Fourneyron, surgiendo otros diseños posteriores de turbinas hidráulicas realizados por Girard en 1851, la cual fue una turbina de acción de inyección total que alcanzo notable difusión en Europa.

En el siglo XIX y a principios del siglo XX nacen las turbinas Pelton y las turbinas Francis, turbinas hidráulicas modernas de generación de energía eléctrica a grandes escalas, capaces de producir energía con mayores saltos y a velocidades de rotación más altas.

Más precisamente, en 1914 es desarrollada la turbina tipo Turgo, en 1915 la turbina tipo Kaplan, y en 1918 la turbina tipo Banki. Luego a mitad del siglo XX es desarrollada la primera turbina tipo Deriaz, para luego en 1970 se crea la primera turbina tipo Bulbo.

En el caso de las turbinas hidrocineéticas, su estudio y desarrollo es reciente y data de la última década, tal es así que la primer turbina hidrocineética comercial instalada para operarse en E.E.U.U. data del año 2008.

Las turbinas hidráulicas, como ha podido notarse, son máquinas cuyo desarrollo no pertenece a las últimas décadas. Hace más de dos mil años que el hombre hace uso de ellas y poco más de un siglo que las principales casas constructoras de Europa, Asia y América realizan un esfuerzo sistemático con el objeto de perfeccionarlas. Su evolución no ha terminado sino por el contrario se ha acelerado en los últimos años ya que las necesidades de energía limpia cada día son mayores y los sitios disponibles exigen turbinas más rápidas, más compactas y sobre todo más eficientes.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	13 de 161

10. La turbina hidrocínética

La turbina hidrocínética puede definirse como una turbomáquina de acción, en la que puede subclasificarse como una turbina de flujo externo, esto significa que el flujo del cual se extrae la energía rodea por completo a la turbina, su carcasa y sus alabes, a diferencia de otras turbinas en las que la extracción de energía se realiza a partir de una corriente que es conducida hacia los alabes de la turbina a través de un distribuidor, por lo que se requiere una infraestructura mayor y en la gran mayoría de los casos se trata de turbinas en estaciones de generación de gran potencia situadas en represas.

Además de la gran diferencia en tamaños, potencia y caudales, las turbinas hidrocínéticas, como su nombre lo indica extraen energía del agua, pero no lo hacen como la mayoría de las turbinas que se encuentran en las centrales hidroeléctricas, en donde la energía extraída es función de un salto de presión aprovechando netamente la energía potencial disponible, sino que la energía aprovechable viene de parte de la velocidad de la corriente y su energía cinética, siendo la energía potencial disponible en el canal inaprovechable desde el punto de vista de la extracción pero fundamental para establecer el caudal a partir de una pendiente propia de su construcción y de la geografía en la que se hallan.


Del mismo modo que en la aerogeneración, existen turbinas hidrocínéticas de eje horizontal y de eje vertical, de las que son más comunes las de eje horizontal debido a su mayor eficiencia y la geometría del alabe con la que se las puede equipar, aumentando el alargamiento de los mismos hasta el punto de existir gran similitud con los aerogeneradores, alcanzando un área de barrido superior y por lo tanto extrayendo aún más potencia, aunque su gran diferencia con la aerogeneración es la densidad energética disponible en una corriente de aire y una de agua, siendo muy superior en corrientes de agua.

10.1. Componentes básicos de una turbina hidrocínética

Como toda turbomáquina, las turbinas hidrocínéticas cuentan con componentes principales como un rodete o rotor, en donde se posicionan los alabes, necesarios para extracción de la energía disponible en la corriente, pero además de esto cuentan con ciertos componentes internos imprescindibles para la conversión de la energía mecánica en energía eléctrica, de los cuales los más relevantes son descriptos brevemente en este capítulo.

Los componentes más importantes que integran una turbina hidrocínética son enunciados en la siguiente lista.

- Carcasa
- Cubo del rotor
- Alabes
- Pilón o estructura de sujeción
- Caja reductora y transmisión
- Sistema de orientación de alabes

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	14 de 161

- Generador eléctrico
- Circuitos y sistema de control asociado a la generación eléctrica

Carcasa

La carcasa de la turbina hidrocínética, es uno de los componentes más importantes, debido a que en su interior, es portadora de todos los demás elementos descriptos y aloja todos los sistemas y subsistemas en los que puede dividirse una turbina de este tipo.

El diseño de la carcasa, debe ser tal que minimice la perturbación del flujo, debido a que esta se encuentra aguas arriba del rotor que es parcialmente solidario a esta, teniendo en cuenta que las perturbaciones innecesarias al flujo por parte de la geometría no solo incrementan la resistencia de forma del cuerpo aumentando por lo tanto las cargas sobre los elementos de sujeción, sino que afectan negativamente la eficiencia del rotor aguas abajo y dependiendo de las características de la máquina y las condiciones de funcionamiento la disminución del rendimiento puede ser considerable.

Considerando lo anterior, la geometría que debe utilizarse como partida corresponde a la de cuerpos fuselados, con curvas suaves y evitando la presencia de aristas o bordes pronunciados.

Cubo del rotor


El cubo del rotor, es el elemento mecánico en donde se mantienen solidarios los alabes, cuya geometría simple debe ser por las mismas razones que se enunciaban anteriormente de continuidad con la carcasa, de modo que debe poseer un radio variable en el eje longitudinal manteniendo simetría radial en ese eje. Las funciones del cubo del rotor son netamente estructurales.

Alabes

Los alabes, o comúnmente también llamados palas, son elementos que están diseñados netamente para extraer o transferir potencia a un fluido con la máxima eficiencia posible bajo ciertas condiciones de funcionamiento analizadas a partir de las teorías aportadas por la mecánica de los fluidos, para luego transmitir esta potencia a través de las cargas generadas en sus superficies al cubo del rotor en donde son convertidas en par disponible en el eje de transmisión del mismo.

Estructura de sujeción

Las estructuras de sujeción cumplen funciones estructurales con la finalidad de mantener estanca, regular o direccionar en algunos casos a las turbinas para modificar las condiciones de funcionamiento. En ciertos casos debido a la aplicación de las turbinas y el entono en el que están inmersas es necesario reorientar ante variaciones de la dirección del flujo que generan caídas en la eficiencia.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	15 de 161

Caja reductora y transmisión

Juntos la caja reductora y el árbol de transmisión conforman el sistema de transmisión que transfiere la energía mecánica en una turbina, debido a la necesidad de modificar la velocidad de rotación del cubo del rotor a la velocidad de rotación que corresponde a la frecuencia de la red aprovechable según el generador.

La eficiencia del sistema de transmisión es un factor que influye directamente en la energía mecánica disponible para su conversión en el generador, por lo que debe ser lo más alta posible.

Sistema de orientación de alabes


El sistema de orientación de alabes es un dispositivo mecánico, que a base de un mecanismo básico de bielas y manivelas o en la mayoría de los casos levas, varían el paso geométrico de los alabes del rotor. Su finalidad es ajustar el ángulo de ataque para mantener la eficiencia de la turbina frente a variaciones de las condiciones de funcionamiento.

Generador eléctrico

Como su nombre lo indica el generador eléctrico cumple la función de convertir la energía mecánica disponible en el eje del estator en energía eléctrica a la frecuencia de la red, como costo de esta conversión de energía existen pérdidas asociadas que debido a la tecnología disponible actualmente son realmente bajas.

Circuitos eléctricos y sistemas de control

Como en toda máquina de generación, la energía eléctrica debe ser transportada a través de conductores y la regulación de la máquina para ajustarla a las variaciones de caudal y velocidad de la corriente se realiza a través de circuitos eléctricos y los sistemas de control asociados.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	16 de 161

11. Marco teórico

En el presente capítulo se presentan las teorías utilizadas para el diseño de los componentes fundamentales de una turbina hidrocínética y se realiza un análisis detallado de las variables y planteo de las diferentes hipótesis que limitan cada teoría, con el fin de a partir de los datos aportados por cada una de las teorías desarrolladas, determinar la magnitud de los parámetros fundamentales que definen el diseño de una turbina hidrocínética.

11.1. Consideraciones relevantes sobre canales abiertos con flujo uniforme


En el presente capítulo se enuncian un grupo de consideraciones relevantes sobre distintos ítems al momento de realizar una simulación sobre la geometría de un canal abierto de flujo uniforme.

En un canal abierto, por definición, la corriente no está totalmente limitada por paredes, y tiene, por lo tanto una superficie libre sujeta totalmente a la presión atmosférica. El flujo en el canal abierto, se debe no a una columna de carga externa que fuerza el movimiento en direcciones en donde la presión sea menor, sino a la pendiente del canal debido a la diferencia de alturas entre un punto que actué como fuente y otro que actué como sumidero.

Los principales tipos de canales abiertos son las corrientes naturales, entre los cuales se encuentran todo tipo de ríos y arroyos, y los canales artificiales como canales de alivio y acequias. Los canales artificiales se construyen con diversos propósitos, tales como desagües, suministro de agua o irrigación, control de inundaciones, y de aprovechamiento energético. Es necesario destacar, que a diferencia del flujo en cañerías, en donde la sección de la misma se mantiene llena para su análisis, en el caso de flujo en canales abiertos, flujo uniforme significa que la sección transversal y la profundidad de la corriente se mantienen constantes sobre cierta longitud del canal. Dicha aclaración implica que la disminución de la energía potencial debida a la caída de la elevación a lo largo del canal sea exactamente consumida por la disipación de energía que tiene como causa la fricción sobre las paredes y la turbulencia.

El flujo uniforme, termina por establecerse en cualquier canal de sección transversal y pendiente constante suficientemente largo, esto significa que en todo canal de rugosidad, sección transversal, y pendiente dadas, existe para un dado caudal, una y solo una cota de profundidad para la cual el flujo es totalmente uniforme.

A diferencia del flujo en secciones cerradas, analizado comúnmente en la mecánica de fluidos, el número de Reynolds no desempeña ordinariamente un papel muy importante en el flujo en canal abierto, dado que los efectos de la viscosidad son mucho menos importantes que los efectos de la rugosidad. En los canales abiertos, en los casos en donde el flujo es uniforme, la velocidad es constante a lo largo del conducto, el gradiente de energía y el gradiente de presión son paralelos, por lo tanto la pendiente de la superficie de la corriente de fluido y la

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	17 de 161

pendiente del lecho del canal son iguales, siendo en consecuencia la superficie de la corriente y el lecho del canal que la transporta paralelas.

A partir de las distribuciones de velocidades para distintos canales relevados, son conocidas las cotas de velocidad coincidente con la velocidad media para distintos canales, posicionándose para cualquiera de estos a 62% de la cota de profundidad medida desde el lecho del respectivo canal.

La eficiencia de un canal esta dado principalmente por la geometría de su sección transversal, es de simple análisis determinar que para una pendiente y rugosidad dadas, la velocidad se incrementa con el incremento del radio hidráulico. La sección más eficiente para un canal abierto corresponde a la sección que posea mayor radio hidráulico, pero a su vez el perímetro mojado sea el mínimo, esto se debe a que es posible transportar mayor caudal con un mínimo de superficie de contacto interactuando con la corriente y disminuyendo su energía mediante las fuerzas de fricción presentes a causa de las tensiones de corte en la interfaz fluido-pared.

Un canal abierto excavado en la tierra debe ser construido de sección trapezoidal con pendientes de talud menores que el ángulo de reposo del material de las orillas; no obstante por medio del análisis geométrico es posible determinar que en secciones rectangulares la máxima eficiencia se encuentra en secciones que posean como ancho el doble de su profundidad, y para otras secciones no rectangulares la configuración optima se obtiene con una inclinación de sus paredes a un ángulo de 30°, siendo por consiguiente el medio hexágono regular la configuración trapezoidal más eficiente.

A pesar de las condiciones de máxima eficiencia mencionadas anteriormente, en la práctica se utilizan secciones transversales cuya geometría se aparta de la condición teórica, ya sea por las ventajas constructivas o por otras condiciones que resulten convenientes, sin embargo han de usarse geometrías ovales o combinación de trapezoides con los anteriores, con la finalidad eliminar las aristas en su lecho a fin de mantener la velocidad lo suficientemente alta como para evitar la sedimentación en toda su sección.

A partir de las expresiones del área y perímetro de un canal semihexagonal puede determinarse el radio hidráulico del canal y por consiguiente el ángulo de peralte para la máxima eficiencia.


$$A = by + y^2 \tan \varphi_p$$

$$\delta = b + 2y \sec \varphi_p$$

El radio hidráulico se define como el cociente entre el área de la sección transversal y el perímetro de la misma.

$$R_H = \frac{A}{\delta} = \frac{y^2(2 \sec \varphi_p - \tan \varphi_p)}{2y(2 \sec \varphi_p - \tan \varphi_p)} = \frac{y}{2}$$

De la expresión anterior se deduce que el radio hidráulico es por lo tanto la mitad de la profundidad del canal en estudio.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	18 de 161

Luego de la expresión siguiente reemplazada en el perímetro, evaluando su derivada igualada a cero se obtiene un ángulo correspondiente al cual el perímetro es máximo.

$$P = 2\sqrt{A(2 \sec \varphi - \tan \varphi)}$$

$$\varphi_{ef.max} = 30^\circ$$

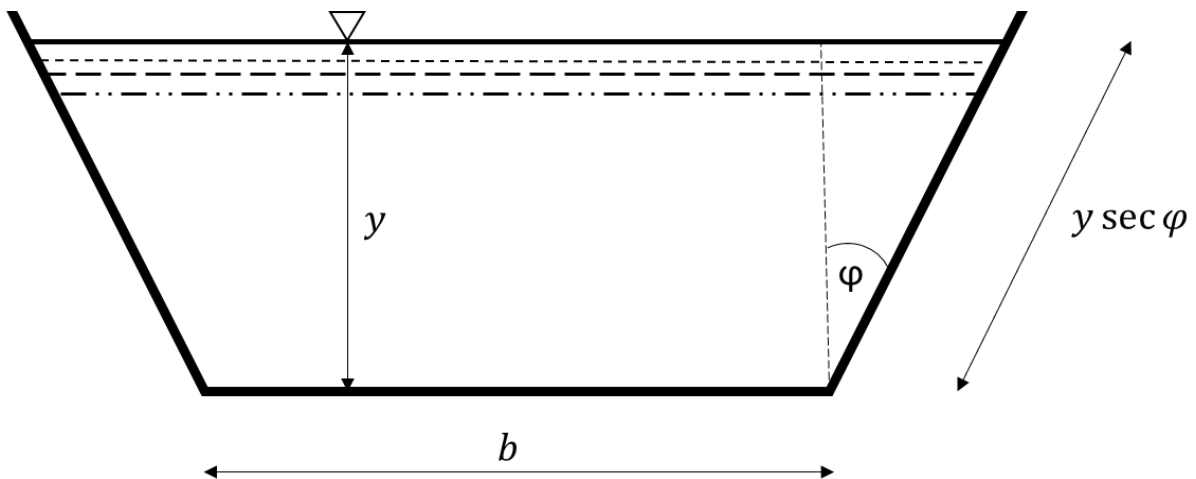


Figura 11.1-Sección transversal de un canal abierto.

11.2. Teoría de cantidad de movimiento axial


En el estudio de hélices, ya sean de uso aeronáutico, para propulsión, o extracción de energía en caso de las turbomáquinas, es de común aplicación la teoría del disco actuador.

La teoría del disco actuador está basada en la aplicación básica de las leyes de Newton en conjunto con el Teorema de Bernoulli.

A partir de los teoremas anteriormente mencionados, basándose en el análisis de la sección transversal de fluido afectada por la hélice, tanto corriente arriba como corriente abajo, se logra determinar las magnitudes de presión y velocidad mediante el planteo de un balance energético.

La teoría del disco actuador se basa en reemplazar la hélice en la teoría simple de la corriente de resbalamiento por un “disco actuante”, estacionario a través del cual se produce un cambio en la presión en el punto en el que el flujo cruza la supuesta hélice.

La teoría del disco actuador es desarrollada a partir de la aplicación de hipótesis de flujo ideal.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	19 de 161

- Se desprecia el efecto rotacional de la hélice, junto con la trayectoria helicoidal de los vórtices desprendidos de las puntas de la hélice bajo estudio.
- El flujo tanto corriente arriba como corriente abajo se supone incompresible y no-rotacional.
- El fluido cumple con las condiciones de fluido ideal en la zona exterior del volumen de control en donde se realiza el análisis energético.
- El fluido es no viscoso tanto corriente arriba como corriente abajo fuera del plano de rotación del disco.
- El flujo es rotacional y los efectos viscosos son considerados dentro del plano de rotación del disco.
- El flujo es totalmente axial.

En esta teoría se parte de las variables de velocidad y presión del flujo aguas arriba del disco, al acercarse a la cara frontal del disco la presión aumenta ligeramente debido a los efectos de rotación de la hélice, para luego al atravesar el disco la velocidad del flujo disminuirá, mientras que la pérdida de energía del mismo será expresada como un decremento de la presión.

Una vez cruzado el disco conforme al incremento de la distancia del mismo la presión comienza a aumentar nuevamente hasta alcanzar el valor inicial debido a la presencia del fluido sin perturbar fuera del volumen de control establecido para el planteo del balance energético, efecto contrario sucede con la velocidad, la cual sigue disminuyendo hasta alcanzar un valor final; por lo tanto la energía del flujo se conserva tanto antes como después de cruzar el plano del disco, mientras que al permanecer dentro del plano se produce la extracción de energía del mismo a través de la turbomáquina.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

20 de 161

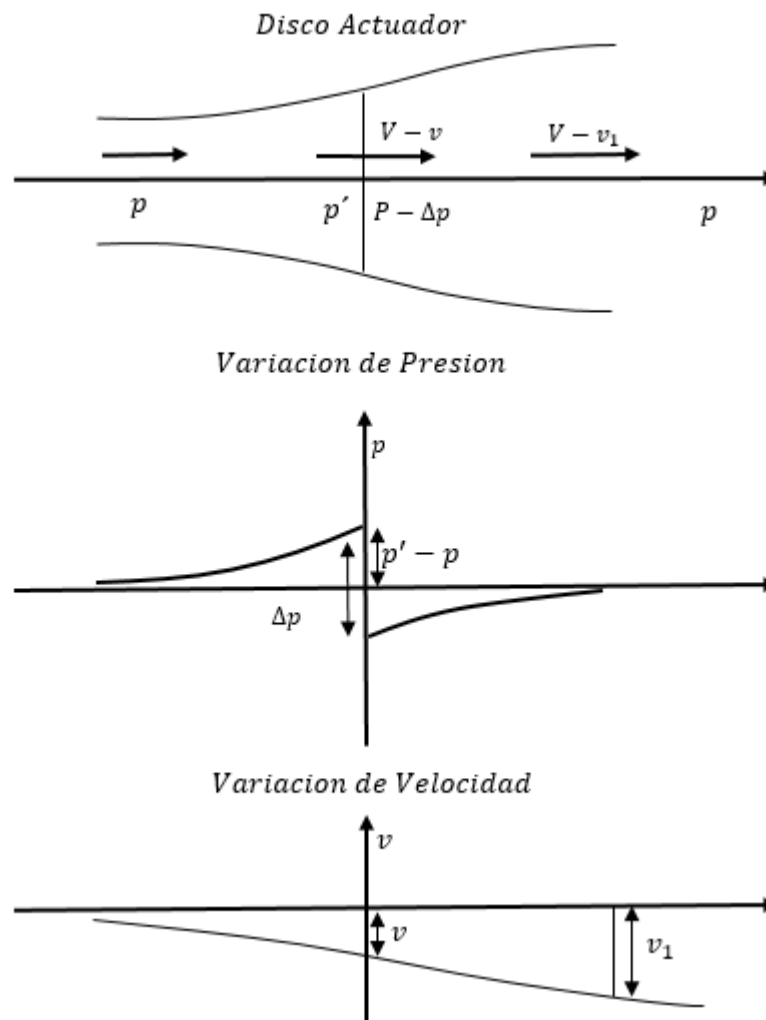


Figura 11.2-Esquema de disco actuador, variación de presión y velocidad del flujo.


A partir del planteo de la ecuación de la energía antes mencionada se obtiene el salto de presión producido en el plano del disco.

$$\Delta p = \left[V - \frac{v}{2} \right] v$$

Obtenido el salto de presión, se calcula la fuerza en la dirección axial a partir del área sobre la que actúa, la cual corresponde al empuje.

$$A_d = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$F_t = \Delta p \frac{\pi D^2}{4}$$

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	21 de 161

Según la segunda ley de Newton, la fuerza dada por el empuje, debe ser igual a la velocidad de variación de la cantidad de movimiento del fluido sobre el que actúa, dicha expresión se puede escribir en términos del caudal de la corriente de resbamiento y de la variación de la velocidad de la corriente de resbamiento antes y después de la hélice.

$$F_t = Q\rho\Delta V$$

El caudal de la corriente de resbamiento se expresa a partir de la velocidad de la corriente y la variación de la velocidad sobre el disco.

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \left(V - \frac{\Delta V}{2} \right)$$

A partir del análisis de la corriente de resbamiento se puede estimar la potencia de entregada por el fluido al disco actuador la cual se define como la fuerza del empuje y la diferencia de velocidades a través del disco.

$$P_s = \rho \frac{\pi D^2}{4} \left(V - \frac{\Delta V}{2} \right) \Delta V (V - \Delta V)$$


A medida que disminuye la velocidad de salida, mayor será la energía cinética aprovechada por los álabes dispuestos en el rotor, suponiendo un caso ideal en donde la velocidad de salida de la corriente luego del disco sea nula, se obtendría idealmente la totalidad de su energía cinética, restringiendo el paso del flujo por lo que no sería un caso aplicable, mientras que en el extremo opuesto, al maximizar el caudal no existiría decremento de la velocidad de la corriente, por lo tanto se estaría evaluando el caso en el que no existe un elemento que extraiga energía de flujo, por lo tanto la potencia transferida hacia la hélice sería nula.

Obtenida la potencia aprovechable por la hélice, puede calcularse su eficiencia ideal, la cual está limitada físicamente, y dicho límite es conocido como el "límite de Betz", el cual impone un límite de eficiencia para hélices, dado que ninguna hélice podrá tener una eficiencia superior 59.3 %, correspondiente a la de una hélice ideal.

$$C_p = \frac{P_{ext}}{P_{disp}} = \frac{P_{real}}{\frac{1}{2} \rho A V^3} \leq 0.593$$

Por lo tanto puede definirse una expresión más simple para determinar la potencia real máxima extraíble de un cauce cuyo flujo posee una velocidad uniforme y constante.

$$P_{real\ max} = \frac{16}{27} \left(\frac{1}{2} \rho A V^3 \right)$$

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	22 de 161

La eficiencia ideal no podrá alcanzarse debido que al plantear el modelo no se han considerado las siguientes pérdidas de energía ya que para su simplificación han sido supuestas nulas.

- Pérdidas de energía debidas a la rotación de la corriente del fluido aguas abajo del disco.
- Pérdidas de energía a causa de la resistencia hidrodinámica propia del perfil y de la fricción de la superficie con el fluido.
- Pérdidas de energía debidas a la interferencia entre palas y a la distribución no uniforme del empuje en el plano de la hélice.
- Pérdidas debido a la variación de las propiedades del fluido y por efectos de presencia de cavitación generadas por la descompresión local del fluido.

11.3. Teoría del elemento de hélice


La teoría del elemento de hélice se basa en el análisis de las velocidades relativas del flujo con el objetivo de diseñar correctamente cada sección del alabe a conforme se desplace sobre la envergadura. La dificultad se halla en el hecho de que cada elemento en los que sea dividido un alabe se halla a una distancia diferente del cubo de la hélice, lo que da por consecuencia que la velocidad relativa varíe con el radio de la envergadura.

Un alabe eficaz, debe poseer una sección de alabeamiento variado de modo que el ángulo de ataque sea el óptimo para cada elemento radial. Para determinar el alabeo requerido, es necesario realizar un estudio de los ángulos de ataque de cada sección en conjunto con las velocidades relativas de cada estación.

En las hélices, es preciso distinguir el paso geométrico del paso efectivo; el paso geométrico, es la medida del avance de la hélice que se obtendría si esta pudiera cortar el fluido como si fuese un sólido, es decir sin pérdidas por resbalamiento. El paso efectivo, en cambio es conocido como el avance real, coincidente con la traslación verdadera por revolución que tendría una hélice.

En la teoría del elemento de hélice, el análisis se realiza a través de las fuerzas que actúan sobre el perfil del alabe, como una sección del plano aerodinámico, manteniendo estacionario el supuesto perfil de velocidades dado por la composición vectorial de las velocidades absoluta y de rotación; dichas fuerzas sobre el elemento de hélice, son las respectivas componentes de sustentación y arrastre hidrodinámico. Dentro de las componentes de la fuerza que corresponde a la sustentación se encuentran las dos más importantes dentro del análisis para una turbina hidrocínética, la componente de sustentación tangencial y la componente axial.

El buen diseño de las turbinas hidrocínéticas requiere de maximizar la relación entre la componente tangencial de sustentación respecto de la componente de la axial, debido a que la componente tangencial es la que producirá la cupla aprovechable para la extracción de

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	23 de 161

potencia, mientras que la axil corresponde al empuje realizado por los alabes del rotor, que deberá ser soportada por la estructura de la turbina.

11.3.1. Análisis vectorial y geométrico

Para la aplicación de la teoría del elemento de hélice, se requiere realizar un análisis vectorial sobre la geometría de cada sección del alabe, debido a que si los perfiles hidrodinámicos tienen su óptimo rendimiento a ángulos de ataque relativamente bajos, se deberá corregir dicho ángulo con el fin de mantener una alta relación entre la sustentación y la resistencia generada en cada plano del análisis debido a la variación de la velocidad, dándole así un ángulo de torsión al alabe en el eje radial; además por la misma razón, el número de Reynolds se ve afectado, por lo cual se deberá también realizar correcciones sobre la cuerda del perfil para mantenerlo dentro del rango de operación para el cual fue diseñado.

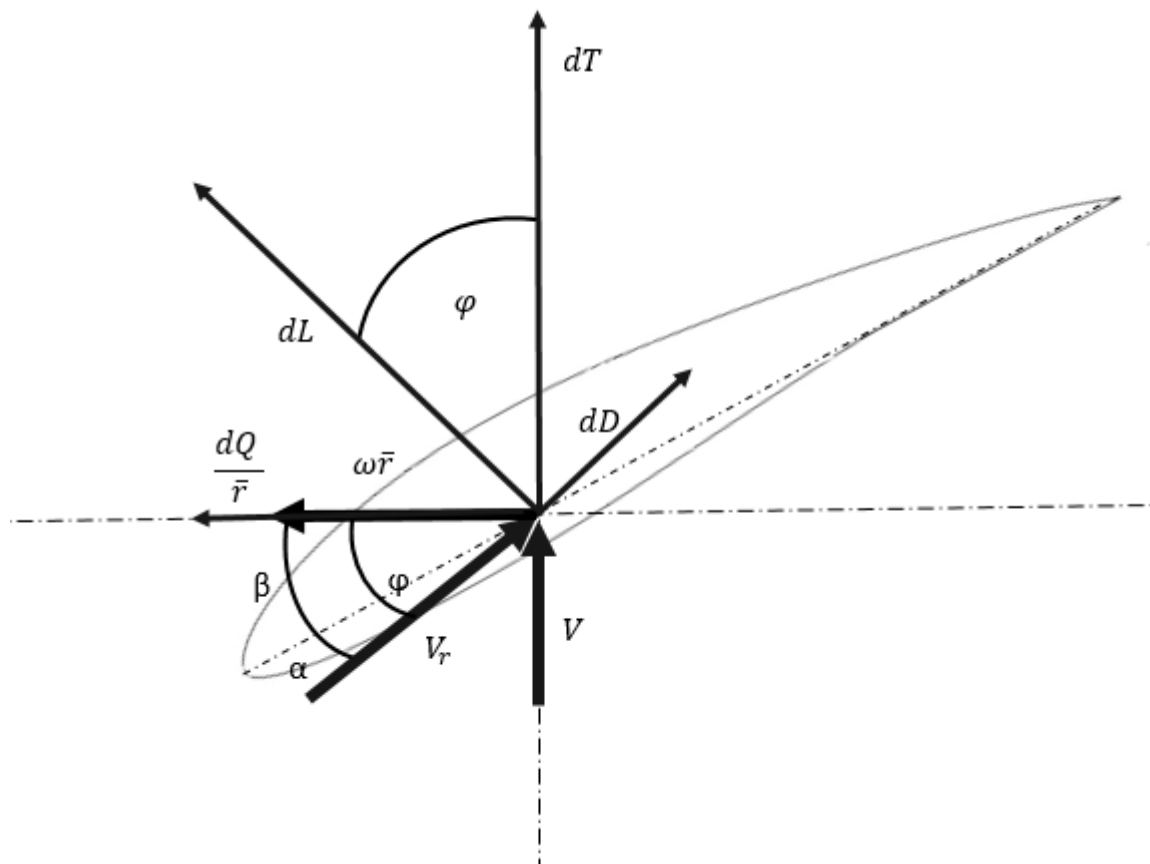



Figura 11.3-Composición vectorial de velocidad y fuerzas sobre un perfil.

A partir del planteo de las velocidades y fuerzas sobre un elemento de hélice dado, puede escribirse la sumatoria vectorial de las mismas en las direcciones de interés, dirección axil correspondiente al empuje, y dirección tangencial a la rotación correspondiente al conjunto de fuerzas que da origen al torque.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	24 de 161

$$dT = dL \cos \varphi + dD \sin \varphi$$

$$dQ = (dL \sin \varphi - dD \cos \varphi)r$$

Las fuerzas planteadas en ambas direcciones se escriben en forma diferencial con el objetivo de ser integradas a lo largo de la envergadura a partir de la cuerda.

$$dL = C_L \frac{1}{2} \rho V_r^2 C(r) dr$$

$$dD = C_D \frac{1}{2} \rho V_r^2 C(r) dr$$

Reemplazando las expresiones para la resistencia y la sustentación en las expresiones del empuje y torque.

$$dT = \frac{1}{2} \rho V_r^2 C(r) dr [C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi]$$

$$dQ = \frac{1}{2} \rho V_r^2 C(r) r dr [C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi]$$

Se debe tener en cuenta que las expresiones anteriores representan las fuerzas sobre un solo alabe, por lo tanto es posible determinar de manera análoga la fuerza y el par para una hélice de n alabes.

$$dT_n = n dT$$

$$dQ_n = n dQ$$


Reformulando las expresiones considerando n alabes se obtienen las expresiones siguientes.

$$dT = \frac{1}{2} \rho V_r^2 C(r) dr C_L \cos \varphi \left[1 + \frac{C_D}{C_L} \tan \varphi \right]$$

$$dQ = \frac{1}{2} \rho V_r^2 C(r) r dr C_L \sin \varphi \left[1 - \frac{C_D}{C_L} \tan \varphi \right]$$

La velocidad relativa puede formularse de manera que sea función de la velocidad absoluta y el ángulo formado entre el plano de rotación y la velocidad relativa.

$$V_r^2 = \frac{V^2}{\sin^2 \varphi}$$

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	25 de 161

Luego reemplazando a la expresión de la velocidad en las expresiones diferenciales de la fuerza de empuje y el par se obtiene.

$$dT = \frac{1}{2} \rho \frac{V^2}{\sin^2 \varphi} C(r) dr C_L \cos \varphi \left[1 + \frac{C_D}{C_L} \tan \varphi \right]$$

$$dQ = \frac{1}{2} \rho \frac{V^2}{\sin^2 \varphi} C(r) r dr C_L \sin \varphi \left[1 - \frac{C_D}{C_L} \tan \varphi \right]$$

Durante la formulación de las expresiones para determinar el par y la fuerza de empuje, no se ha tenido en cuenta el flujo inducido.

En la teoría simple del elemento de hélice puede no tenerse en cuenta si la pala posee gran alargamiento, esto sucede cuando la envergadura es considerablemente mayor a su cuerda, como es el caso de aerogeneradores, pero en el caso contrario en palas de bajo alargamiento, la modificación del ángulo de ataque debido al flujo inducido debe tenerse en cuenta.

$$\varphi_{ef} = \beta + \alpha_{ef}$$

Es posible calcular el ángulo de ataque efectivo debido al flujo inducido mediante la combinación de las siguientes expresiones para cada estación del alabe.

Donde a y a' son los factores de inducción axial y tangencial, los cuales afectan directamente a las velocidades axial y tangencial.


$$a = \frac{1}{\left\{ 1 + \left[\frac{4 \sin^2 \varphi}{Cl \sigma \cos \varphi} \right] \right\}}$$

$$a' = \frac{1}{\left\{ \left[\frac{4 \cos \varphi}{Cl \sigma} \right] - 1 \right\}}$$

$$V_i = V (1 - a)$$

$$V_{ti} = r\omega(1 + a')$$

$$\varphi_{ef} = \tan^{-1} \left(\frac{V (1 - a)}{r\omega(1 + a')} \right)$$

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	26 de 161

11.3.2. Coeficientes de comportamiento de una hélice

El comportamiento de las hélices se mide convenientemente por medio de coeficientes adimensionales, similares a los del plano aerodinámico a excepción de que las variables de interés son la cupla, la potencia y el empuje o sustentación en la dirección axial.

Claramente una turbina hidrocínética bien diseñada, fue concebida con el fin de aprovechar la máxima energía posible del flujo incidente en sus alabes, por lo cual el coeficiente de potencia debe ser el máximo posible, manteniendo al mismo tiempo una alta relación entre el coeficiente de cupla y de empuje.

Expresión dada para la fuerza que representa el empuje axial, en función de la velocidad de rotación, el diámetro de la hélice y el coeficiente de empuje.

$$F_T = C_T \frac{1}{2} \rho A V^2$$

Utilizando las mismas variables se define la cupla y la potencia en función de sus respectivos coeficientes.

$$T = C_M \frac{1}{2} \rho A V^2 R$$

$$P = C_P \frac{1}{2} \rho A V^3$$

Otro coeficiente adimensional fundamental que debe tenerse en consideración al momento de establecer relaciones dimensionales entre turbinas, el número de Reynolds, el cual permite determinar el rango de operaciones del perfil hidrodinámico en función de la cuerda del alabe sobre el radio medio y de la densidad del fluido en el cual se encuentra inmerso para una velocidad de rotación.


$$Re = \frac{\rho \omega r_m C}{\mu}$$

Asimismo, se determina un último coeficiente adimensional para la velocidad de rotación del rotor, con el objetivo de vincular la totalidad de las variables que modifican el comportamiento de la turbina.

$$V_C = C_Q \omega R$$

11.4. Modelo del triángulo de velocidades

Si bien las teorías anteriores se formulan mediante el análisis de la variación de la cantidad de movimiento del flujo y la variación de la energía cinética, que da por resultado la transferencia de un porcentaje de la energía de la corriente hacia los alabes del rotor, estas

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	27 de 161

teorías no podrían formularse sin partir de un análisis vectorial de las velocidades sobre un elemento del alabe en el plano del perfil.

El modelo del triángulo de velocidades, es el modelo básico en el cual solo se tienen en cuenta las direcciones, sentidos y magnitudes de la velocidad a través de un análisis vectorial.

El triángulo de velocidades, como su nombre lo indica, consta de la descomposición vectorial de una velocidad relativa al perfil en componentes, tal que puedan distinguirse tanto la velocidad absoluta del fluido como la velocidad de rotación, y así determinar los ángulos que forman las distintas componentes, así como también el ángulo de paso geométrico formado entre la cuerda del perfil y su plano de rotación y el ángulo de ataque, formado entre la cuerda del perfil y la velocidad relativa.

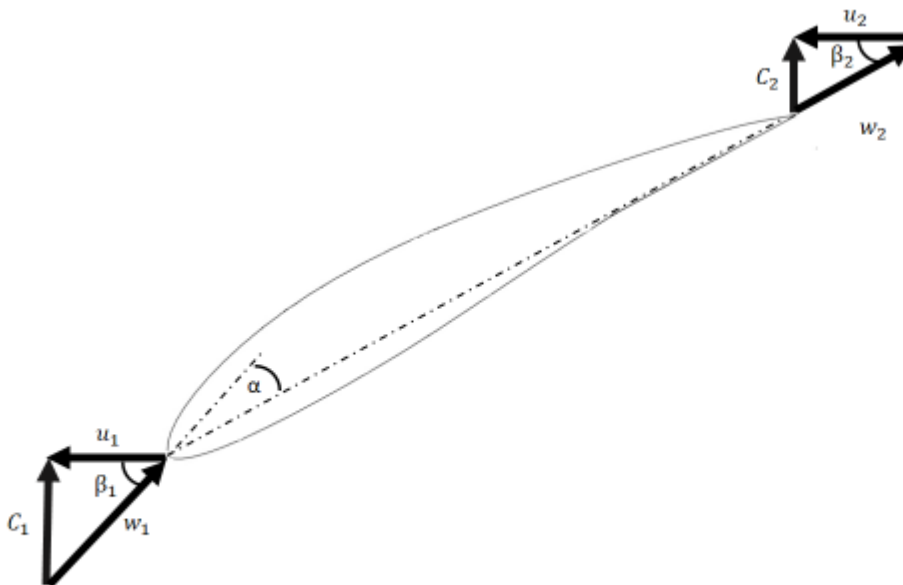



Figura 11.4-Composicion vectorial de los triángulos de velocidades de entrada y salida sobre un perfil Eppler 210.

El modelo del triángulo de velocidades es un análisis vectorial que considera la variación de las velocidades en función de los ángulos de paso geométrico de entrada y de salida en el borde de fuga, pero no tiene en cuenta el decremento de las velocidades debido a la pérdida de energía por fricción.

La teoría del triángulo de velocidades se aplica considerando las siguientes hipótesis.

- Las velocidades de entrada y salida del rotor son uniformes en sobre el plano que se analiza.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	28 de 161

- Las velocidades relativas de salida son colineales con los bordes de salida de los perfiles.
- El análisis vectorial se realiza bajo la hipótesis de flujo estacionario para una sola condición dada.

A partir del análisis vectorial se plantean las siguientes ecuaciones para la determinación de las velocidades.

$$\vec{C} = \vec{u} + \vec{w}$$

Donde \vec{C} es la velocidad absoluta de la corriente a la entrada del rotor, \vec{u} es el vector que define la velocidad de rotación, en el caso de la turbina hidrocínética es perpendicular a la velocidad absoluta, y \vec{w} es el vector que define la velocidad relativa al perfil.

Se debe definir una base o sistema de referencia para realizar el análisis, por lo cual se define una base cartesiana y siguiendo la notación definida para la entrada y salida se definen las ecuaciones necesarias.

$$C_1 = w_{1x}$$

$$u_1 = -w_y$$

Notar que las velocidades \vec{C} y \vec{u} son perpendiculares entre sí, por lo tanto.

$$u_1 \tan \beta_1 = C_1$$

Habiendo definido las ecuaciones para las componentes a la entrada pueden definirse luego las de salida.

$$C_2 = w_{2x}$$

$$u_2 = -w_{2y}$$


$$u_2 \tan \beta_2 = C_2$$

Debido a que el análisis está contenido en el mismo plano se trata de un cuerpo indeformable, la velocidad de rotación a la entrada es idéntica a la salida, y es función de la velocidad angular y la posición radial en donde se realice el estudio.

$$u_1 = u_2 = \omega r$$

El ángulo que forman la velocidad relativa al perfil con el plano de rotación, β_2 , puede determinarse geoméricamente en función del ángulo β_1 el cual puede escribirse como un incremento del mismo.

$$\beta_2 = \beta_1 + \Delta\beta_{12}$$

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	29 de 161

Suponiendo que la componente axial de la velocidad C_1 fuese nula, la velocidad de rotación u_1 sería igual y opuesta a la velocidad relativa w_1 , formando entonces un ángulo β_1 nulo entre estas.

Este análisis implica que la velocidad relativa w_1 es colineal con la cuerda del perfil pudiendo deducir que la diferencia entre ángulos de entrada y salida geométricos $\Delta\beta_{12}$ es igual al ángulo formado entre la cuerda y una recta imaginaria tangente al borde de fuga del perfil.

$$\Delta\beta_{12} = 5^\circ$$

$$\beta_2 = \beta_1 + 5^\circ$$

Obtenidas todas las incógnitas planteadas puede estimarse la energía extraída por el alabe como la variación en la energía cinética específica.

$$\Delta E = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

11.5. La cavitación y su importancia

11.5.1. Mecanismo de formación de la cavitación

La cavitación es un fenómeno hidrodinámico inestable producido por la descompresión en un fluido al ser perturbado por un cuerpo de naturaleza diferente introduciendo cambios en la velocidad, al punto de generar un cambio de fase en zonas donde la presión disminuya hasta alcanzar la presión de vaporización del mismo, formando burbujas que implosionan al trasladarse desde la zona de baja presión hacia la zona de alta presión, cambiando nuevamente de fase de manera abrupta.



 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	<p>UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA</p>	26.10.18
	<p>TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA</p>	
	<p>DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA</p>	30 de 161



Figura 11.5-Mecanismos de formación de la cavitación.

El fenómeno de cavitación depende principalmente de la temperatura del fluido, incrementándose rápidamente con el aumento de la temperatura, esto significa que para un determinado campo de presiones estacionario, en el caso hipotético a que la temperatura del fluido aumente manteniendo los valores de presión constantes en todos los puntos, la presión de vaporización aumenta siendo más propensa a formarse la cavitación en las zonas en donde exista descompresión abrupta del fluido con valores de presión relativamente cercanos a la presión de vaporización.

En definitiva, la cavitación se produce por un descenso local de la presión por debajo de la saturación del líquido que se traduce en la formación de vapor o gas y en la condensación. Esto supone que el fluido alcance su punto de ebullición del líquido a temperatura ambiente provocado por muy bajas presiones.

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	<p>UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA</p>	<p>26.10.18</p>
	<p>TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA</p>	
	<p>DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA</p>	<p>31 de 161</p>

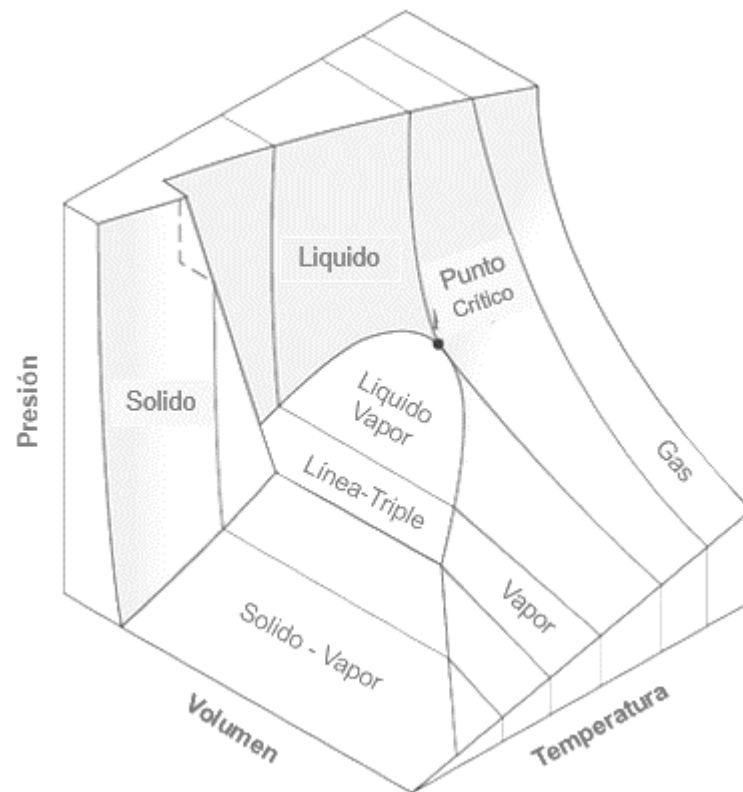


Figura 11.6-Grafico de estado del flujo de agua en función de Presión-Volumen-Temperatura


La importancia de la cavitación en los dispositivos mecánicos y perfiles hidrodinámicos se debe a los efectos generados por las implosiones de las burbujas durante el proceso de cambio de fase vapor – líquido, en el que el colapso de las cavidades libera una gran cantidad de energía a nivel localizado, provocando vibraciones que han de dañar dispositivos mecánicos, generando al mismo tiempo perturbaciones indeseadas y ruidos que acortan la vida útil de las máquinas, distorsionan y corroen las superficies de perfiles al mismo tiempo que provocan caídas de rendimiento en alabes de bombas y turbinas.

Desde el punto de vista de utilización, en los casos en donde la cavitación es inevitable, debe determinarse si un determinado diseño de máquina, aunque con algunas restricciones, puede funcionar dentro de patrones aceptables, cuando generalmente algunas máquinas sufren los fenómenos de cavitación dentro de sus rangos operacionales.

Las excitaciones debidas a la cavitación generalmente ocurren a altas frecuencias, dependiendo del tipo y del punto de funcionamiento de la máquina.

11.5.2. Tipos de cavitación

En las maquinas hidráulicas, la cavitación no es un fenómeno casual y existen distintos tipos de cavitación de los cuales algunos dependen exclusivamente de la geometría y la aparición

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	32 de 161

temprana o no de los mismos puede evitarse en la mayoría de los casos a partir del diseño correcto de los alabes y el resto de la geometría que los rodea.

Otro factor que debe tenerse en cuenta sobre la formación de la cavitación, es el contenido de aire disuelto en agua, el cual favorece enormemente la formación de burbujas originando burbujas de mayor tamaño y cantidad, mientras que por otro lado el contenido de aire disuelto disminuye la velocidad de implosión; como consecuencia habrá mayores pérdidas de energía debido a la gran densidad de burbujas, pero al mismo tiempo dichas burbujas serán menos dañinas para la superficie próxima a su implosión.

Cavitación de extradós o cara de succión: como su nombre lo indica es un tipo de cavitación que se forma en la cara de baja presión de un perfil hidrodinámico, puede producir erosiones profundas en un corto período de exposición, ya que es la forma más dañina de cavitación en máquinas hidráulicas, y se produce generalmente cuando las máquinas operan con una diferencia de presiones mayor a las de diseño.

Cavitación de intradós o cara de presión: Al igual que el caso de cavitación de extradós, es un tipo de cavitación que se forma en la cara de alta presión de un perfil hidrodinámico, puede producir erosiones graves en un corto período, produciéndose generalmente cuando las máquinas operan con una diferencia de presiones menores a las de diseño.

Cavitación por desprendimiento de vórtices de Von Karman: Es un tipo de cavitación localizada que se forma sobre el borde de salida del álabe y debida a la cavitación de los vórtices desprendidos.


Cavitación en juntas: Es un tipo de cavitación que se forma en un flujo a alta velocidad resultado de la descompresión local en hendiduras y del contacto entre dos zonas a diferente presión.

11.5.3. Numero de cavitación y condiciones operativas de una turbomáquina

La introducción del número de cavitación, tiene como objetivo cuantificar un estado para el desarrollo de la cavitación, con el objetivo de poder ser comparado para distintos diseños de turbomáquinas o distintos estados de operación para una misma máquina.

El número de cavitación es un coeficiente adimensional que determina a partir de relacionar la presión absoluta del fluido en una zona de referencia, la presión de vaporización del fluido, y la energía cinética del flujo en cuestión, un estado para la cavitación desarrollada. En el diseño de turbomáquinas es común la utilización del número de cavitación para cuantificar el estado de funcionamiento actual frente a un estado crítico de funcionamiento en donde los efectos de cavitación generan pérdidas de rendimiento en las turbomáquinas, erosión acelerada de las superficies, vibraciones y cargas dinámicas inadmisibles.

El punto de inyección, es el punto en el cual puede entenderse que comienza la formación de burbujas, e indica el aparente comienzo de la cavitación. Dicho punto de inyección es

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	33 de 161

relacionado directamente con el número de cavitación incipiente, a partir del cual puede eliminarse la cavitación o propagarse según aumente o disminuya su valor respectivamente. El número de cavitación se define como el cociente de la diferencia de presiones absoluta y de vaporización del fluido, y la energía cinética del flujo.

$$\sigma = \frac{P_{ref} - P_v}{\frac{\rho V_{ref}^2}{2}}$$

Del mismo modo se define el número de cavitación incipiente como el cociente entre la diferencia de presiones absoluta incipiente y de vaporización del fluido, y la energía cinética del flujo.

$$\sigma_i = \frac{P_i - P_v}{\frac{\rho V_{ref}^2}{2}}$$

Alcanzada la condición de operación en la que el número de cavitación es tal que la cavitación se ha desarrollado, el rendimiento de las turbomáquinas tiende a aumentar levemente debido a que la formación de burbujas es insignificante y aunque su presencia aumenta levemente la resistencia de los alabes al avance sobre el flujo también lo hace la sustentación; asimismo, con el aumento de la condición de cavitación el rendimiento de los alabes decrece abruptamente, consigo el rendimiento de la turbomáquina, aumentando la resistencia y produciéndose a la vez la entrada en perdida de los alabes. Dicha situación se expresa en la siguiente curva de rendimiento para un perfil en donde se indican los puntos ya mencionados.

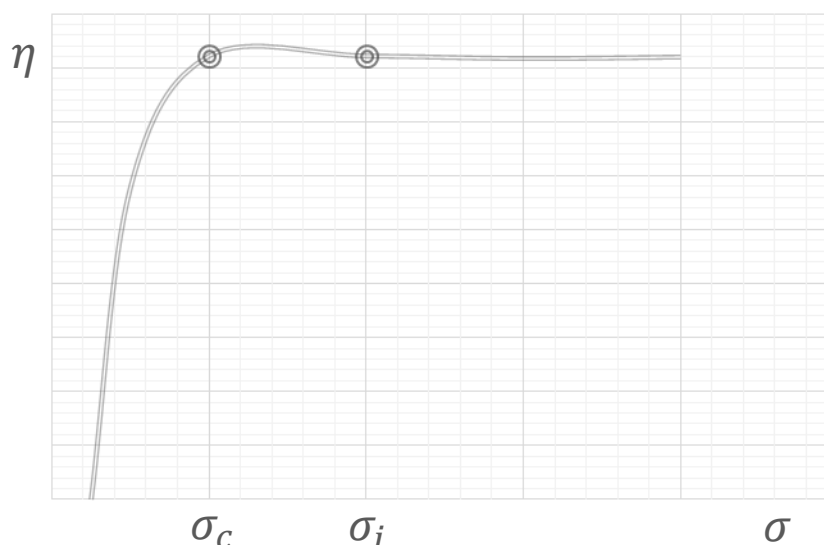



Figura 11.7-Grafico Rendimiento-Numero de cavitación, característico en perfiles y turbomáquinas.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	34 de 161

11.6. Modelos de turbulencia y su fundamento teórico


Para la resolución de la mayoría de los problemas en la mecánica de los fluidos computacional, es necesario la aplicación de modelos de turbulencia, con la finalidad de obtener un modelado del flujo que sea fiel a las características del problema que se intenta resolver, el requerimiento de utilizar modelos de turbulencia nace de la problemática de resolver campos de velocidad fluctuantes, irregulares, y no estacionarios con características no periódicas.

Dado que las fluctuaciones del flujo debido a la turbulencia se dan a escalas muy pequeñas y con una frecuencia elevada, las ecuaciones que describen el fenómeno de la turbulencia se vuelven costosas desde el punto de vista computacional, para simular problemas comunes de ingeniería, por lo tanto, las ecuaciones que describen la solución instantánea exacta deben ser manipuladas y modificadas con el objetivo de disminuir su costo computacional a través de su adaptación promediando en el tiempo y removiendo las escalas pequeñas resultando en ecuaciones que pueden ser resueltas con un costo computacional aceptable. Para lograr esto deben introducirse en las ecuaciones términos adicionales los cuales poseen variables desconocidas que deben determinarse para resolver el problema a partir de variables y cantidades conocidas.

La elección del correcto modelo de turbulencia para el modelo que se intenta resolver es un paso fundamental para durante la realización de una simulación, lo cual depende de las consideraciones físicas que se realicen al modelar el problema, el nivel de precisión requerido, los recursos computacionales y el tiempo de simulación disponible; la elección del modelo de turbulencia no solo implica lo enunciado anteriormente sino que además implica el aprovechamiento de ciertas capacidades y condiciones al aplicarlo, así como también el aceptar sus limitaciones al momento de simular el problema considerando dichas limitaciones aceptables para los resultados que se esperen obtener.

Los modelos de turbulencia comúnmente utilizados para el modelado de problemas en ingeniería son los llamados modelos basados en ecuaciones "RANS", cuyas siglas indican Reynolds-Averaged Navier- Stokes.

Los modelos basados en ecuaciones "RANS", resuelven el campo de velocidad del flujo de cualquier escala de turbulencia a partir del promediado en el tiempo de las ecuaciones de Navier- Stokes.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	35 de 161

En la siguiente tabla se enuncian los distintos modelos de turbulencia disponibles basados en ecuaciones "RANS", comparando entre si el costo computacional relativo asociado a cada uno.

Tabla 11.1-Modelos de turbulencia basados en ecuaciones R.A.N.S.

Modelo de turbulencia	Numero de ecuaciones involucradas	Costo computacional relativo
Spalart- Allmaras	1	Muy Bajo
Standard k- ϵ	2	Bajo
RNG k- ϵ	2	Medio
Realizable k- ϵ	2	Medio-Alto
Standard k- ω	2	Medio-Alto
SST- k- ω	2	Alto
Reynolds Stress Model	2	Muy Alto

11.6.1. Modelo de turbulencia Realizable k- ϵ .

El modelo de turbulencia k- ϵ , es un modelo utilizado muy frecuentemente en la industria y en aplicaciones de ingeniería para el modelado de diferentes problemas en la mecánica de fluidos computacional, debido a su gran robustez, economía de cálculo y razonable precisión para una amplia gama de flujos turbulentos, desarrollados mediante una base semiempírica y la derivación sus ecuaciones se basa en consideraciones fenomenológicas y ajuste empírico.


Existen tres variantes del modelo de turbulencia k- ϵ , las cuales poseen formas similares para las ecuaciones de transporte, pero a la vez poseen características importantes que los diferencian.

- Poseen métodos diferentes para el cálculo de la viscosidad turbulenta.
- Existen diferencias en los términos de la ecuación de ϵ .
- Difieren en el cálculo de los términos difusivos para k y ϵ .

El modelo de turbulencia Realizable k- ϵ es un modelo de desarrollo reciente que difiere del modelo estándar en dos importantes aspectos.

- Contiene una nueva formulación para el cálculo de la viscosidad turbulenta.
- Posee una nueva ecuación de transporte para la tasa de disipación ϵ , derivada directamente de la ecuación exacta de transporte para la vorticidad.

El término Realizable implica que el modelo satisface determinadas condiciones matemáticas para los esfuerzos de Reynolds, consistentemente con la física de los flujos turbulentos. Como característica más importante, cuenta con la ventaja de predecir con mayor precisión la

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	36 de 161

velocidad de propagación de corrientes planas o rotantes, brindando mayor rendimiento para flujos con rotación, capas límite con gradientes de presión adversa, separación y circulación que el resto de los modelos pertenecientes a la familia de modelos de turbulencia k-ε. Dado que el modelo es relativamente nuevo, no está claro en qué instancias el modelo Realizable k-ε supera consistentemente al modelo RNG. Sin embargo, estudios iniciales han demostrado que la variante Realizable proporciona el mejor rendimiento de todas las versiones del modelo k-ε para varias validaciones con desprendimiento de flujo y flujos con características secundarias complejas.

Una limitación del modelo Realizable k-ε es la producción de viscosidades turbulentas inconsistentes físicamente en situaciones en donde el dominio computacional posee subdominios rotativos y fijos, esto es debido a que el modelo incluye efectos extras de la rotación en la definición de la viscosidad turbulenta, a pesar de dicha desventaja el modelo presenta un comportamiento superior a la versión Standard k-ε.

A continuación se enuncian las ecuaciones de transporte para el modelo Realizable k-ε.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\epsilon} S_\epsilon - \rho C_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\epsilon \nu}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon$$


Ecuaciones de términos adicionales a las ecuaciones de transporte.

$$C_1 = \max \left[0,43; \frac{n}{n+5} \right]$$

$$n = S \frac{k}{\epsilon}$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

En las ecuaciones enunciadas anteriormente, los términos G_k , G_b respectivamente, son los términos de generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad, y energía cinética turbulenta de flotación; Y_M es el término que representa la contribución de la dilatación fluctuante en turbulencia compresible, constantes son representadas por los términos C_2 , $C_{1\epsilon}$; y finalmente los números de Prandtl para k y ε son representados mediante σ_k , σ_ϵ respectivamente.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	37 de 161

11.6.2. Funciones de pared en modelos de turbulencia

La presencia de las paredes de cuerpos inmersos en fluidos afectan significativamente el desarrollo de los modelos de turbulencia, claramente el campo de velocidades es afectado por la presencia del cuerpo, pero en las simulaciones debe respetarse la condición de no deslizamiento sobre las paredes de los cuerpos.

El modelado del flujo en las paredes impacta significativamente en la fidelidad de las soluciones numéricas, dado que las paredes son las principales generadoras de vorticidad y turbulencia, sobre todo debido a que es allí donde las variables del flujo sufren cambios significativos por la existencia de gradientes importantes de velocidad y presión.

La región de dominio cercana a una pared, puede ser dividida para su análisis en tres capas, la subcapa viscosa, la capa intermedia o de transición, y la capa externa o de flujo totalmente turbulento.

La subcapa viscosa, es la capa de fluido más cercana a la pared, en donde el flujo es totalmente laminar y los efectos viscosos predominan y tienen roles importantes en las ecuaciones de cantidad de movimiento y transferencia de calor.

La capa intermedia, como su nombre lo indica, es la capa de fluido situada entre la subcapa viscosa y la capa de flujo turbulento desarrollado, donde los efectos de la viscosidad y de la turbulencia son igualmente importantes en las ecuaciones que describen el flujo.

Por último, la capa externa, es en donde los efectos de la turbulencia son los más importantes debido a la distancia con la pared los efectos de la viscosidad disminuyen, esta capa es coincidente con la zona más alejada a la pared dentro de la capa límite de fluido.


Las funciones de pared son una colección de funciones y formulas semiempíricas que cumplen con la función de realizar un enlace para el cálculo de variables en las celdas cercanas y en contacto con la pared de un cuerpo. Estas funciones de pared incluyen leyes para el cálculo de la velocidad media y temperatura, junto con otros escalares; y fórmulas para el cálculo de variables asociadas a la turbulencia.

A continuación se enuncian las diferentes funciones de pared disponibles para el modelo de turbulencia Realizable $k-\varepsilon$.

- Funciones de pared Standard.
- Funciones de pared Non-Equilibrium.
- Función de pared Enhanced Wall Treatment.
- Funciones de pared Scalable.

Dentro de las alternativas disponibles, es seleccionada la función de pared Scalable, la cual posee ciertas ventajas sobre algunas demás funciones de pared mencionadas.

Las funciones de pared Scalable superan uno de los principales inconvenientes del enfoque estándar de la función de pared, ya que se pueden aplicar en mallas arbitrariamente finas. Si

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	

la capa límite no se resuelve por completo, se basa en la aproximación logarítmica de la función de pared para modelar la capa límite sin afectar la validez del enfoque de función de pared Scalable.

Las funciones de pared Scalable evitan el modelado erróneo de las regiones de la capa límite al desplazar efectivamente los puntos de la malla cercana a la pared tal que se cumpla que $Y^+ = 11.126$, independientemente de la cercanía a la pared.

Entre los principales inconvenientes de las funciones de pared Standard, se destacan la falta de confiabilidad aportada en situaciones en las que las condiciones ideales que se asumen durante su derivación se alejan demasiado del comportamiento del flujo, entre otras situaciones, la hipótesis de esfuerzos de corte constantes y la hipótesis de equilibrio local son las que aún mas restringen la universalidad de su aplicación; en consecuencia, cuando el flujo está sometido a gradientes de presión severos en la zona cercana a la pared, y en situaciones en donde existe un fuerte desequilibrio la calidad de las predicciones se ve comprometida.

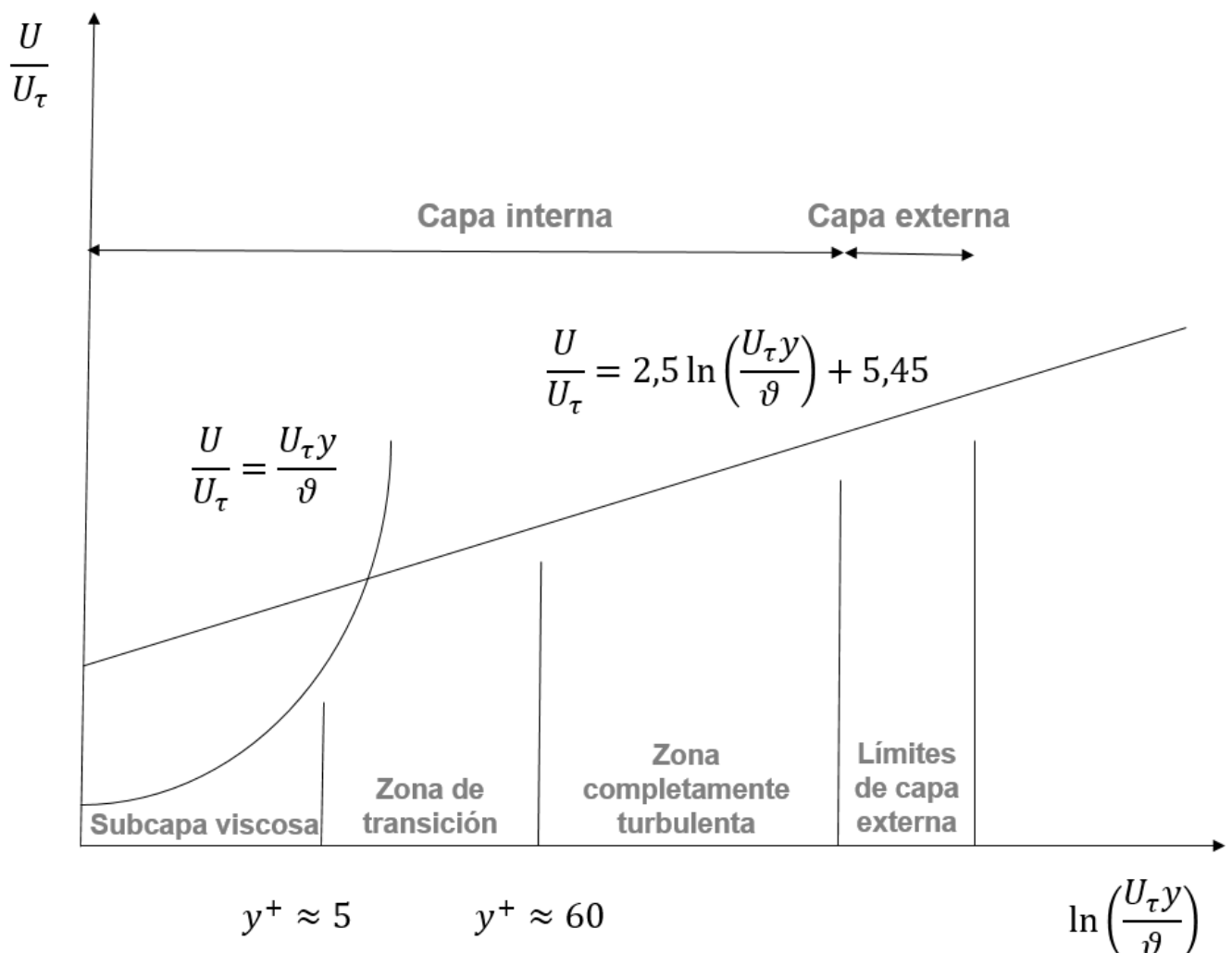



Figura 11.8-Subdivisión de la región de capa límite.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	39 de 161

En el grafico anterior se representan las distintas zonas que conforman la capa de fluido más cercana a la pared, expresando en un sistema de coordenadas semilogaritmico la ley de aproximación en la pared en función de la velocidad de fricción U_τ , el espesor de la pared y , la velocidad de la corriente U , y la viscosidad cinemática del fluido ν .

11.7. Esquemas de cálculo utilizados

En la mecánica de fluidos computacional, el esquema de cálculo, es la herramienta fundamental para la obtención de los resultados en una simulación numérica, ya que es el conjunto de ecuaciones que relaciona las variables del flujo en un dominio computacional con las celdas que lo conforman, asignándole a partir de la solución de las ecuaciones de dicho esquema valores a cada cara, o nodo de una celda según en esquema de calculo que se utilice.


En función de las ventajas que presenta, se adopta para la realización de la simulación el esquema de cálculo S.I.M.P.L.E.C., cuyas siglas significan Semi- Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent, el cual surge de la modificación de su predecesor, el esquema de cálculo S.I.M.P.L.E., un algoritmo basado en presiones desarrollado para la resolución de las ecuaciones tridimensionales en estado estacionario de Navier- Stokes, para fluidos compresibles, en combinación de un conjunto de varios modelos de turbulencia incluyendo modelos de bajo Reynolds y $k-\epsilon$.

Debido a que el método S.I.M.P.L.E.C. es una modificación del método S.I.M.P.L.E., se comprende su funcionamiento a partir de conocer el funcionamiento de su predecesor. En el método S.I.M.P.L.E., la ecuación de continuidad se convierte en una ecuación para el corregir la presión que anula la conexión entre la presión y la densidad; este algoritmo utiliza un enfoque tal que las ecuaciones se resuelven de manera secuencial, dejando para el proceso iterativo el cuidado de la no linealidad, así como también el acoplamiento de las ecuaciones.

Debido a la forma en que se realizan las correcciones de presión, son encontradas ciertas dificultades durante la resolución del campo de velocidad, por lo que existen determinadas características de este método que dieron razones para el desarrollo de mejoras dando lugar al método S.I.M.P.L.E.C.

Características principales del esquema S.I.M.P.L.E.:

- Se producen grandes correcciones en la presión que requieren de la aplicación de factores de relajación.
- Los factores de relajación dependen el problema.
- Las correcciones de velocidad suelen ser beneficiosas para el método.

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	40 de 161

- El método corrige la presión para corregir el campo de velocidades, pero este a su vez genera nuevos cambios en el campo de presiones, en caso de obtener un campo de velocidades bueno desde el punto de vista de la solución pero a su vez un campo de presiones no acorde, este generara cambios indeseados en el campo de velocidad, provocando incrementar los residuos de cálculo.
- Requiere el inicio del proceso iterativo con un campo de presiones tal que la solución no distorsione el campo de velocidad cíclicamente.

Secuencia de cálculo iterativo de variables del método S.I.M.P.L.E.:

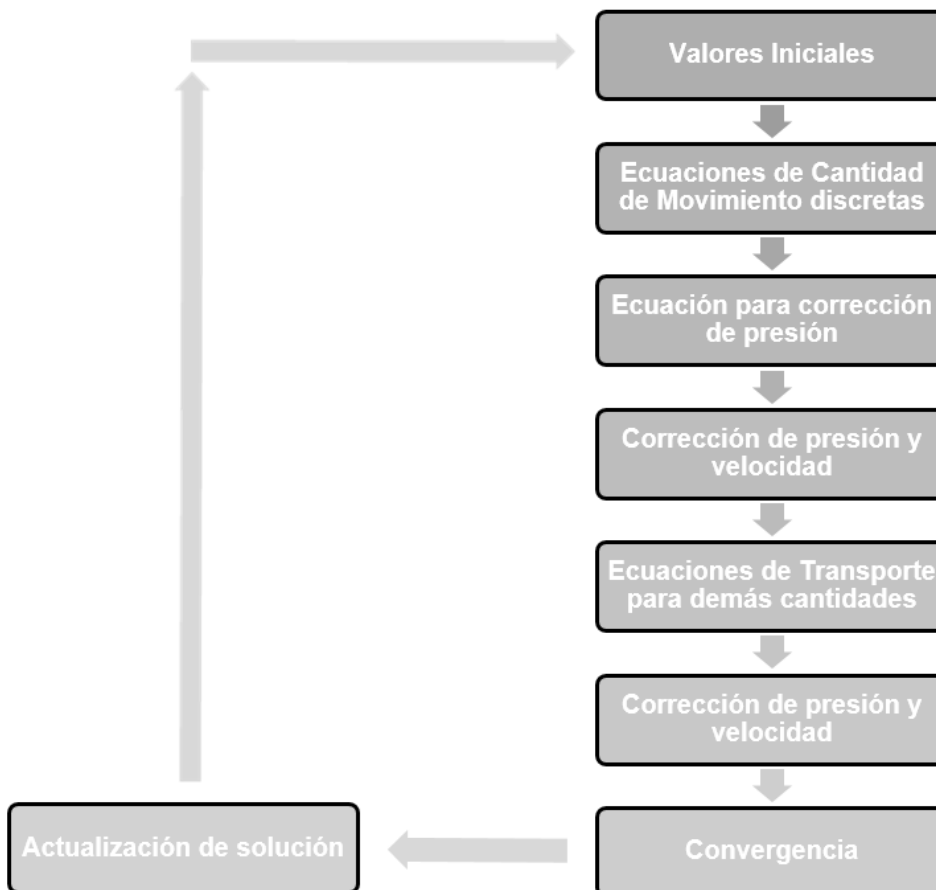



Figura 11.9-Secuencia de cálculo utilizada por el esquema S.I.M.P.L.E.

Características principales del esquema S.I.M.P.L.E.C.:

- Como característica principal del esquema se conservan los términos de corrección de velocidad pero realizando una aproximación.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	41 de 161

- Se requiere de la aplicación de factores de relajación para las ecuaciones de cantidad de movimiento.
- El método no requiere de factores de relajación para realizar las correcciones en la presión.
- Presenta la ventaja de converger más rápidamente en la mayoría de los problemas planteados que el esquema básico predecesor, alcanzando la convergencia del modelo con un ahorro de hasta 30% del tiempo de cálculo.
- El esquema no resuelve ecuaciones adicionales, como es el caso de otras variantes de su predecesor.
- El costo por iteración es aproximadamente igual al de su predecesor.
- El método puede generar cambios indeseables en el campo de velocidad al igual que el método S.I.M.P.L.E., a menos que el campo de presiones inicial sea adecuado para guiar a la solución a una convergencia rápida.


11.8. Estructura del modelo y consideraciones aplicadas

Las ventajas del C.F.D. para el diseño de turbinas radica en que brinda el control en las condiciones de borde de cierto experimento numérico, en donde en este caso es posible determinar la presión de operación, velocidad de la corriente, número de cavitación y otros parámetros del flujo para poder determinar las condiciones de operación, así como también permite idealizar y calcular diversas magnitudes relevantes en el diseño bajo hipótesis de flujo monofásico, estacionario y realizar comparaciones con resultados teóricos y además determinar la influencia de la cavitación, conociendo la posición en la geometría y el rango de presiones exacto para el cual se desarrolla y determinar la proporción de la potencia disipada por los efectos que surgen durante su formación y su presencia.

En cada celda de la extensa malla, son resueltas las ecuaciones diferenciales de conservación que describen el movimiento del fluido, aproximándose con ecuaciones algebraicas que describen el movimiento del fluido y relacionan las variables del flujo con las celdas adyacentes.

El conjunto de celdas agrupadas de forma que se represente la geometría del problema discretizada se denomina malla o grilla; la malla en un modelo numérico es de gran importancia, ya que su tamaño y calidad tienen un gran impacto en la velocidad de desarrollo de la solución y de la precisión, de tal manera que si la malla no es adecuada para resolver el problema debido al mal ordenamiento de los elementos o la escasez de los mismos puede afectar la convergencia del problema, o de lo contrario, en caso de utilizarse una malla con una discretización muy fina, puede que la solución sea alcanzada pero a un alto costo computacional.

Al momento de realizar la malla se tienen en cuenta los siguientes aspectos.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	42 de 161


- Tipo de elementos o volúmenes utilizados
- Densidad de elementos o volúmenes
- Relación de aspecto máxima entre los lados de cada elemento
- Calidad del elemento generado
- Disposición y agrupamiento de los elementos en zonas de interés
- Relación de tamaños entre elementos adyacentes
- Sesgo de cada elemento
- Utilización de técnicas de mallado estructurado y adaptativo

11.8.1. Tipo de elemento utilizado

En función de la geometría del modelo, existen limitaciones para el uso de ciertos tipos de elementos, en algunos casos depende de la geometría del modelo y en otros puede que no sea posible su utilización debido a la necesidad de mallas estructuradas o no, o su combinación en mallas híbridas.

En los casos en donde la geometría es bidimensional, los elementos que conforman la malla también lo son, estando conformada la malla puramente por elementos rectangulares, elementos triangulares o combinación de ambos.

Para el caso de geometrías tridimensionales, los elementos utilizados para la generación de mallas estructuradas son exclusivamente los hexaedros, dispuestos de manera ordenada alrededor de la geometría a la que rodea el fluido, mientras que cuando no es posible realizar una malla completamente estructurada debido a la complejidad de la misma se recurre a otras geometrías para los volúmenes que pueden ser desde tetraedros y prismas de base triangular a pirámides y poliedros.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	43 de 161

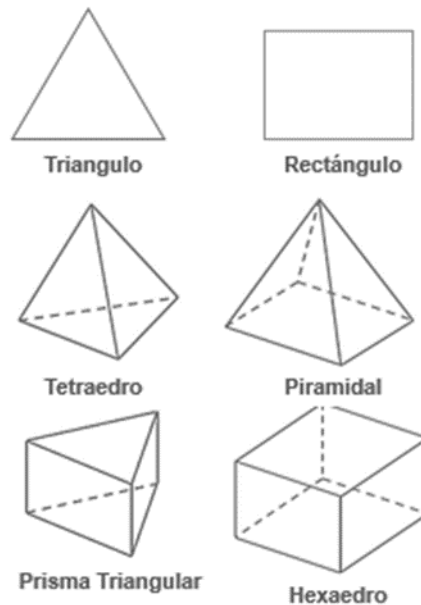


Figura 11.10-Elementos de malla disponibles para geometrías 2D y 3D.

Se debe tener en cuenta al momento de generar los dominios de mallado la posibilidad del uso de mallas multibloque, las cuales cuentan con la ventaja de ser mallas estructuradas conectadas entre sí con la finalidad de disminuir el número máximo de elementos utilizados y aumentar la precisión de la solución en donde no era posible utilizar una malla estructurada siendo una malla monobloque.


11.8.2. Modelos de zona rotante utilizados

Son utilizados para modelar el dominio perteneciente al rotor de la turbomáquina y resolver las ecuaciones necesarias en cada punto de la malla, dos modelos diferentes que permiten realizar un análisis estacionario y un análisis no-estacionario, utilizando cada uno métodos diferentes, difiriendo cada uno en términos asociados a la dinámica del flujo en sus ecuaciones.

Marco de referencia múltiple (M.R.F.)

El modelo asociado a las simulaciones estacionarias, es el modelo de Marco de Referencia Múltiple (M.R.F. Model), el cual es el enfoque más simple disponible al momento de realizar una simulación en la que existen elementos rotantes, basándose este en una aproximación al usar ecuaciones de marcos de referencia móviles.

En este método, el enfoque está basado en una aproximación en la que la malla rotante permanece fija para el cálculo en una posición específica, pero añadiendo en esa zona los

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	44 de 161

efectos de la rotación, siendo estos las componentes de las velocidades tangenciales y aceleraciones centrípeta y de Coriolis.

Modelo de malla móvil (S.M.M.).

En el caso de simulaciones no-estacionarias, el modelo utilizado involucra el uso de mallas fijas y móviles, Sliding Mesh Model, en donde se tiene en cuenta a diferencia de la formulación M.R.F., el movimiento relativo de componentes fijos y rotantes, dando lugar a la existencia de interacciones de naturaleza no-estacionaria, debiéndose de asignar un paso de tiempo cuya magnitud sea tal que permita capturar los efectos generados por la interacción entre partes fijas y rotantes. Esta formulación es la más completa y precisa para modelar elementos rotantes ya que permite analizar la fluctuación periódica de la solución en función de la rotación para el caso de turbomáquinas.

11.8.3. Características de las interfaces utilizadas

Al momento de vincular las mallas que conforman el modelo, se requiere de establecer la conexión entre las mismas mediante interfaces, las cuales son superficies entre las caras de cada malla que permiten en el caso de que los elementos en una cara de la malla no coincidan exactamente con los elementos en la cara de otra malla adyacente.

Con el objetivo de establecer dicho vínculo entre mallas y permitir conectar las celdas para el cálculo de las variables del flujo son utilizadas interfaces del tipo Non-Conformal.


Las interfaces del tipo Non-Conformal funcionan utilizando el enfoque de polígono virtual, el cual se basa en almacenar el vector de área y el centroide de las caras del polígono; la ventaja de este enfoque es que no involucra el movimiento de nodos y celdas, por lo tanto, los gradientes se corrigen para tener en cuenta el área de la cara que falta lo cual se traduce directamente en menores costos computacionales y mayor estabilidad que otros métodos.

11.8.4. Características del modelo físico

Debe definirse el modelo físico y sus características con la finalidad de establecer el enfoque de la simulación y acotar su estudio.


La gran particularidad de las turbinas hidrocineéticas, frente a otros tipos de turbinas utilizados en la generación de energía eléctrica, es la de operar mediante la extracción de energía de un flujo externo, esta evidente particularidad sugiere que las mallas utilizadas para la realización de la simulación deben ser extensas y de gran tamaño, con la finalidad de poder calcular de manera efectiva las características del flujo.

El modelado del flujo corresponde al propio del flujo turbulento, en consecuencia a la velocidad de la corriente impuesta y las perturbaciones al flujo debidas los gradientes de velocidad generados por la rotación de los alabes de la máquina, para lo cual, al momento de realizar la simulación, es necesario la aplicación de un modelo de turbulencia capaz de modelar las características del flujo, la generación de vórtices, remolinos y su evolución en el tiempo.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	45 de 161

Asimismo, para la obtención de la solución de los campos de velocidades y presiones, el modelado debe realizarse en una primera instancia bajo la hipótesis de flujo estacionario, con el objetivo de observar el comportamiento del flujo en zonas de interés y la obtención de una solución preliminar del campo de velocidad y presión para luego utilizarlos como punto de partida para la obtención de resultados de las cargas y los mencionados campos en régimen transitorio según el paso de tiempo mínimo establecido.

Por las mismas razones antes mencionadas, el modelo debe simularse en principio bajo la hipótesis de flujo monofásico, esto implica que no existe cambio de fase del fluido en caso de alcanzarse la presión de vaporización, lo cual implica que los campos de presiones obtenidos involucren magnitudes menores a la presión de vaporización en las zonas de presunta cavitación, permitiendo dicha hipótesis predecir las zonas de formación de cavitación con un costo computacional notablemente menor, para luego en futuras instancias modelar al flujo real bajo efectos de cavitación anulando la hipótesis anterior. Esto permite además obtener resultados que permitan determinar las pérdidas de energía y la variación en las cargas debido a los efectos disipativos de la cavitación.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	46 de 161

12. Análisis de parámetros geométricos en turbinas hidrocínética

12.1. Selección del perfil adecuado

12.1.1. El perfil hidrodinámico y sus partes

En el campo de la mecánica de los fluidos, se denomina perfil alar, a la forma que describe el contorno del área transversal de un cuerpo, que al ser inmerso en un fluido, imponiendo cierta velocidad relativa respecto del flujo, ya sea por medio de la traslación del mismo cuerpo o bien por medio de la traslación del fluido respecto del cuerpo, sea capaz de generar una distribución de presiones que dé lugar a en principio dos fuerzas, una que se opondrá al desplazamiento relativo del cuerpo y otra capaz de generar sustentación o desplazar al perfil en otra dirección.

Los perfiles hidrodinámicos, básicamente son perfiles diseñados con la finalidad de ser aplicados en cuerpos inmersos en agua, o fluidos relativamente semejantes según sus propiedades fundamentales, a diferencia de los perfiles aerodinámicos, que son diseñados específicamente para su aplicación en el aire.

Entre las aplicaciones de perfiles hidrodinámicos de mayor importancia se encuentran los utilizados en hélices propulsoras de uso náutico, bombas axiales, turbinas hidroeléctricas de tipo Kaplan y Bulbo, así como también las turbinas hidrocínéticas.


Borde de ataque: Se le denomina borde de ataque a la zona del perfil en donde existe el primer contacto con la corriente, provocando una bifurcación del flujo tanto hacia el intradós como hacia el extradós, y su forma está definida por el radio de ataque, medido en porcentaje de longitud de la cuerda, definiendo la agudeza del perfil.

Cuerda: la cuerda es una línea recta que une el borde de ataque con el borde de fuga, y es la dimensión característica de un perfil, por lo tanto el parámetro más importante.

Borde de fuga: El punto que une la curva que describe en intradós con la que describe el extradós, generalmente es representado con una forma aguda, sin embargo es constructivamente imposible de generar tanto en alabes como en alas de aeronaves y mayoritariamente se construye de forma curvada o mediante un acabado recto.

Extradós: nombre con el cual se indica la curva superior del perfil o superficie en caso de un ala o alabe.

Intradós: es la curva inferior del perfil o superficie en caso de un ala o alabe, en donde se generan presiones superiores que dan lugar a la sustentación.

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	47 de 161

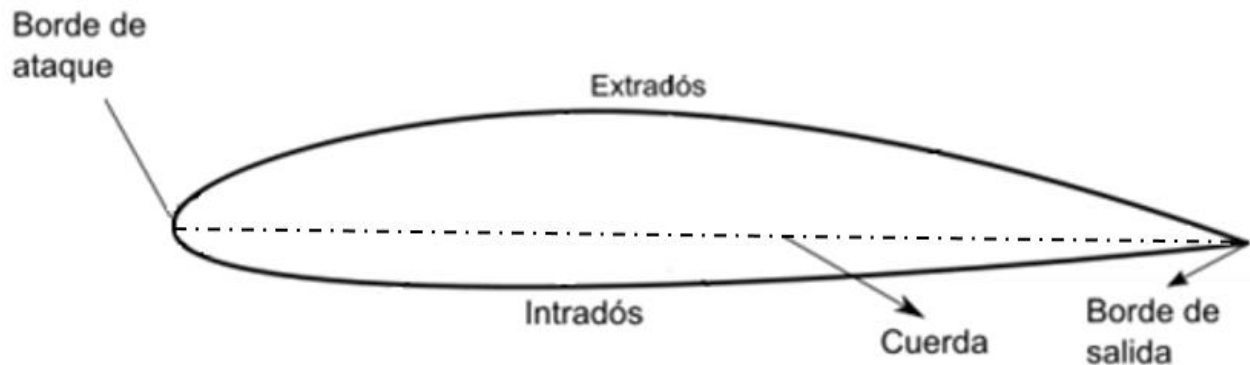


Figura 12.1-Partes más relevantes en un perfil hidrodinámico.

12.1.2. Elección del perfil

La selección de perfil hidrodinámico es una de las tareas más importantes al momento de diseñar una turbina, debido a que el conjunto de características que este reúna, van a tanto limitar como condicionar el rango de operación, por lo tanto también limitar la potencia extraíble del flujo.

En función a las características del flujo en canales abiertos, el cual se desplaza debido al efecto de la gravedad y la geometría del canal, las velocidades están limitadas a cierto rango, el cual es considerado en términos fluidodinámico como de baja velocidad, por lo cual considerando la velocidad de rotación de diseño, es necesario seleccionar un perfil diseñado para bajos números de Reynolds, el cual corresponde aproximadamente a 800.000.

El perfil seleccionado para el diseño de la turbina es un perfil hidrodinámico perteneciente a la familia de perfiles Eppler, denominado simplifadamente E-210, cuyo espesor máximo es de 13.64% de la cuerda.

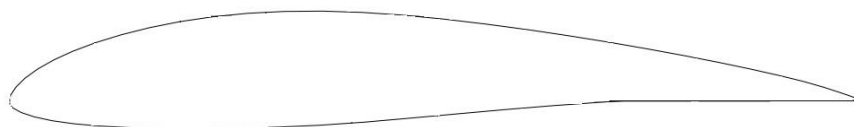


Figura 12.2-Geometría correspondiente a un perfil Eppler 210.

El perfil E-210 fue seleccionado en base a los siguientes criterios.

- Elección del perfil aerodinámico especialmente diseñado para bajos números de Reynolds y con características apropiadas a este tipo de aplicación.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

48 de 161

- Perfil hidrodinámico con coeficiente de sustentación aproximadamente constante en el intervalo de 10° - 14° .
- Buen comportamiento frente a la cavitación en el rango de operación, para el número de cavitación en el rango comprendido entre 1,8-2,3.
- Eficiencia aerodinámica en la zona de máximo coeficiente de sustentación, ya que, el diseño se puede optimizar para que la operación de la máquina tenga lugar en esta zona.
- Perfil de bajo espesor relativo con una alta relación entre la sustentación resistencia.

A continuación se representan las curvas de C_l , C_d , eficiencia del perfil en función del ángulo de ataque obtenidas mediante simulación numérica en C.F.D. bajo la hipótesis de flujo monofásico.

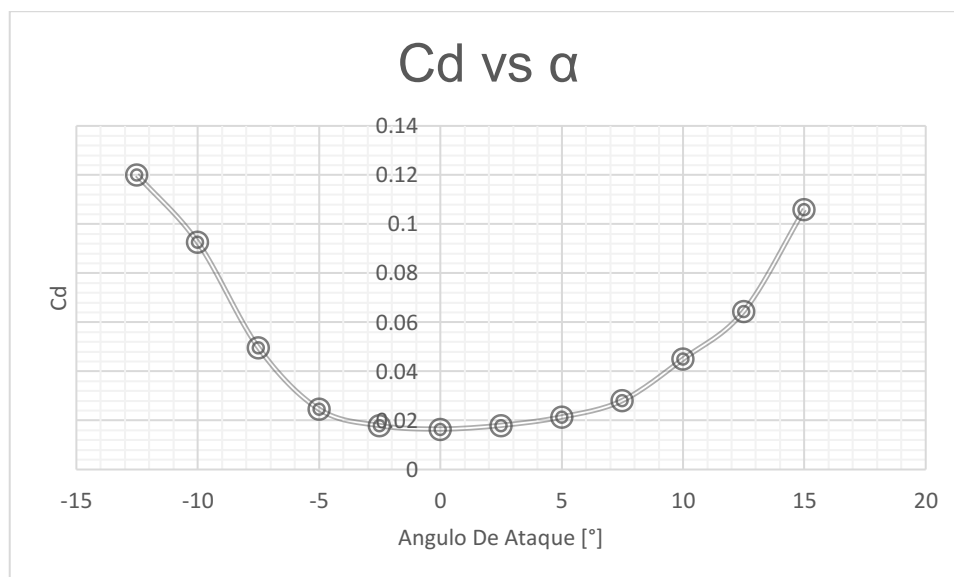


Figura 12.3-Variación del coeficiente de resistencia según el ángulo de ataque de un perfil Eppler 210.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

49 de 161

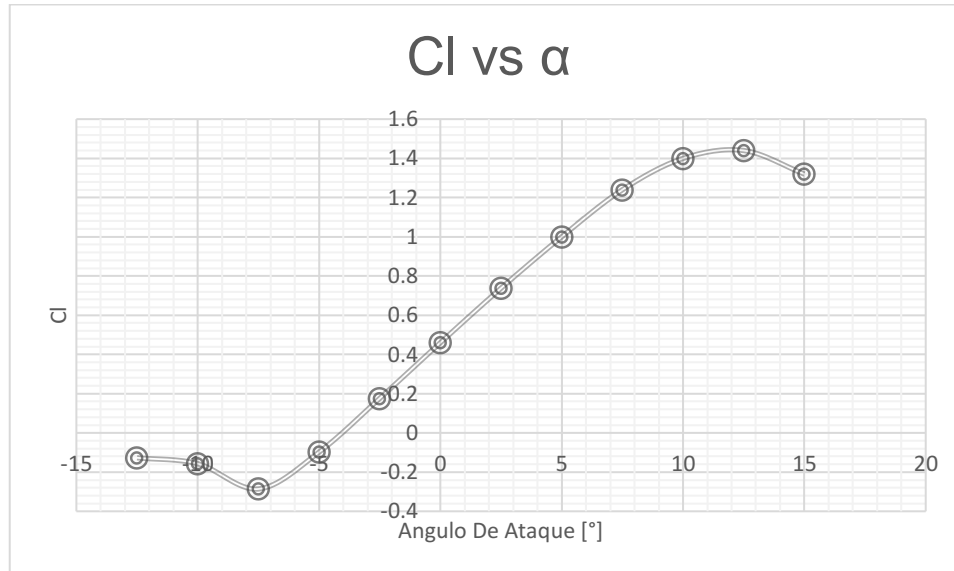


Figura 12.4-Variación del coeficiente de sustentación según el ángulo de ataque de un perfil Eppler 210.

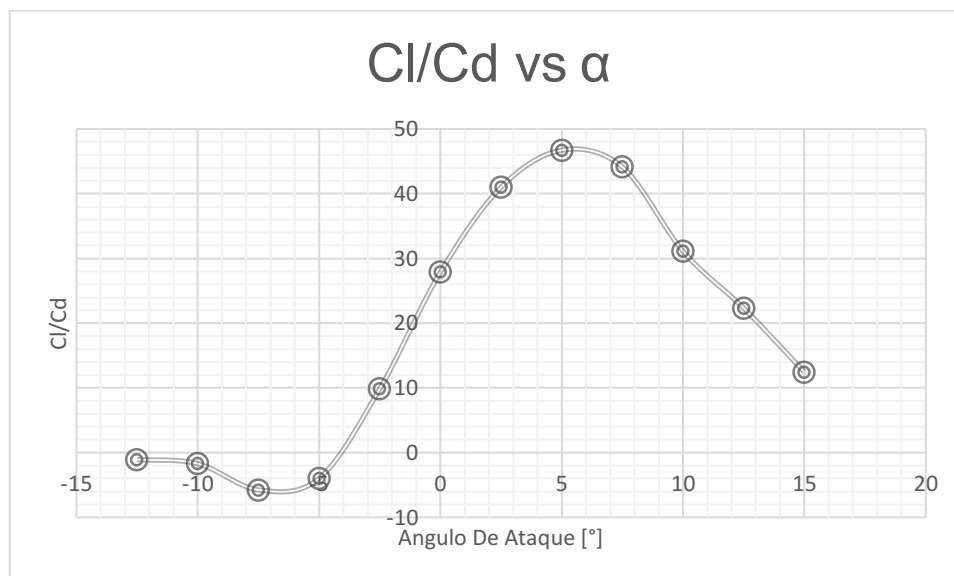


Figura 12.5-Variación del rendimiento según el ángulo de ataque de un perfil Eppler 210.

Además se utilizan las curvas obtenidas mediante simulación numérica en C.F.D. del modelo bidimensional del perfil E-210 bajo efectos de cavitación, necesarias para verificar la existencia de la variación del coeficiente de sustentación y arrastre en el rango de operación donde el número de cavitación está contenido en el rango 2-2,3.

Dentro de este rango la cavitación comienza a formarse aisladamente en la zona de baja presión del perfil, tal como puede observarse en las gráficas de C_l y C_d en función del número de cavitación, el C_l comienza a disminuir levemente dentro del intervalo mencionado, mientras que el C_d aumenta su pendiente de manera mucho más rápida.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

50 de 161

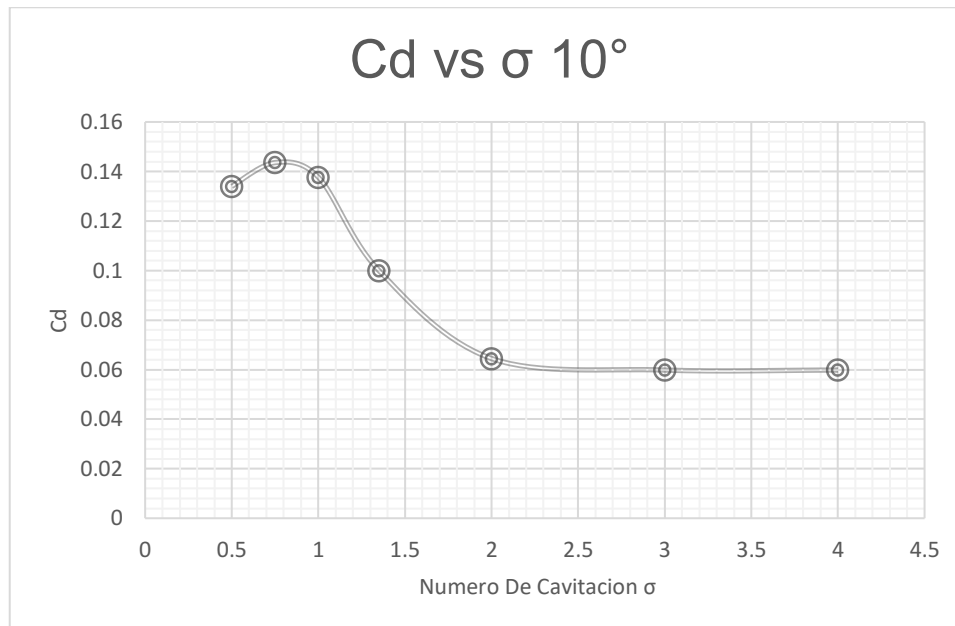


Figura 12.6-Variación del coeficiente de resistencia según el número de cavitación a 10° en un perfil Eppler 210.

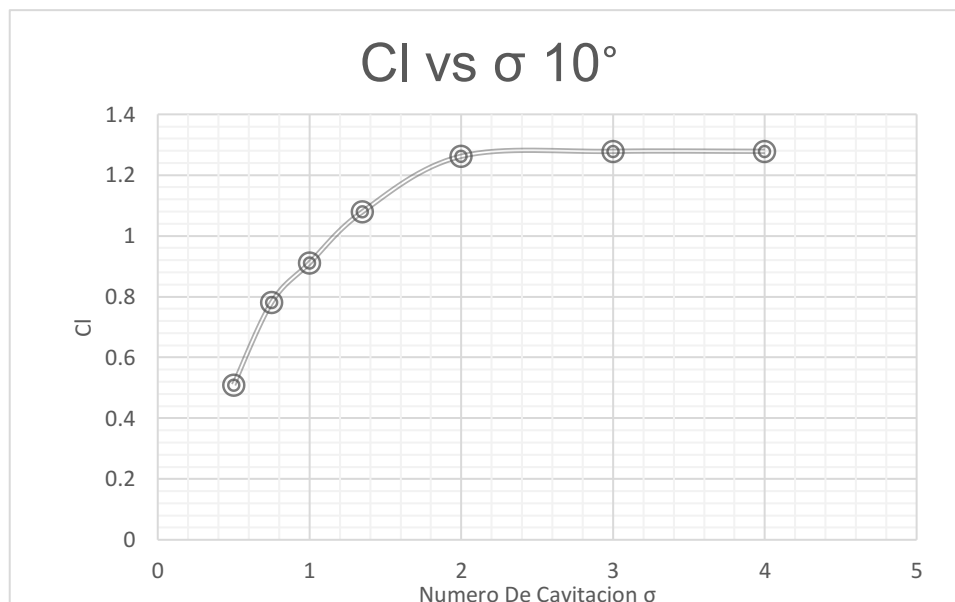



Figura 12.7-Variación del coeficiente de sustentación según el número de cavitación a 10° en un perfil Eppler 210.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	51 de 161

12.2. Determinación del número de alabes

Los alabes de una turbina son claramente la parte más importante del diseño, en donde el criterio utilizado es fundamentado por varias teorías, si bien estas teorías pueden parecer incompletas o más bien simples, son la única herramienta analítica que se posee, formuladas a partir del análisis vectorial, conceptos básicos de la fluidodinámica y las leyes de Newton para la mecánica de cuerpos.

Sin embargo una vez seleccionado el perfil hidrodinámico y diseñado el alabe asignando las dimensiones calculadas mediante las teorías citadas a toda su geometría, es necesario definir el número de alabes que formaran parte del rotor de la turbina; teniendo en cuenta que de dicho número, será función directa la potencia que pueda extraerse del flujo.


A partir del razonamiento previo, se deduce que a medida que se aumenta en número de alabes, menor revoluciones en el rotor serán requeridas desarrollar para extraer la misma potencia, lo cual genera menores cargas dinámicas que terminan siendo reflejadas en la resistencia de los materiales que se requieran para su construcción, peso de la estructura, o costos, aunque este razonamiento también está limitado por el espacio geométrico necesario para evitar la interferencia fluidodinámica entre cada uno de los alabes que afecta el rendimiento de la turbina.

La razón de la utilización de cierto número de alabes radica principalmente en la estabilidad que pueda aportar frente a posibles cambios en la dirección y velocidad del flujo, dado que no se presenta un perfil de velocidades constante en invariable en el plano de incidencia del flujo aguas arriba del rotor.

Suponiendo la utilización de un rotor que contiene solo dos alabes, debido a su orientación y a su incremento de tamaño con el objetivo de mantener la potencia de extracción invariable, la diferencia en las cargas absorbidas por cada uno es tal que es más propenso a generar cargas por inestabilidad fuera del plano de rotación que un rotor con un número de alabes impar de menores dimensiones, ya que la carga se distribuiría en el último caso de manera simétrica disminuyendo la distancia angular entre alabes con una distribución más uniforme; por esta razón se opta por la implementación de número de alabes impar, aumentando la estabilidad dinámica del rotor.

Con el fin de extraer la energía del flujo lo más eficientemente posible, los alabes deben interactuar lo máximo posible con el fluido que atraviesa el área de barrido del rotor.

Los alabes de una turbina de gran cantidad de estos, interactúan a muy baja razón de velocidad de punta, sin embargo, los alabes de una turbina de baja solidez tienen que viajar más rápidamente para virtualmente llenar el área de barrido con el fin de interactuar con todo el fluido que pasa a través del área de barrido; si la razón de punta es demasiado baja, parte del fluido que pasa a través del área de barrido del rotor viajaría sin interactuar con los alabes; sin embargo, si la razón de velocidad de punta es demasiado alta, la turbina ofrece mucha resistencia al fluido y parte de este pasará bordeándolo.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	52 de 161

Un rotor de dos alabes más ligero, con el mismo ancho de uno de tres, tendrá una razón de velocidad de punta un tercio mayor que el rotor de tres alabes.

Por lo tanto los rotores de turbinas con mayor número de alabes deben ser más eficientes, pero la interferencia de un alabe con otro imposibilita que se cumpla.

Por estas razones se opta por equipar el rotor de la turbina hidrocínica con un número impar de alabes, tres, suficiente para que aumente la estabilidad dinámica, y al mismo tiempo evite generar pérdidas en la eficiencia debido a la interferencia fluidodinámica de los mismos durante la rotación.

12.3. Estimación de parámetros del flujo en canal abierto

A partir del análisis geométrico del canal utilizado es posible determinar parámetros del flujo en dicho canal, conociendo las dimensiones del mismo.

Partiendo de la suposición de velocidad uniforme y constante, es decir, el flujo no es acelerado ni retardado, se calculan el caudal transportado a través de su sección trasversal.


La geometría del canal corresponde a un canal de lecho semielíptico con paredes orientadas con un ángulo de peralte de 40°.

En la siguiente tabla se detallan las dimensiones del canal utilizadas, junto con los parámetros del flujo calculados.

Tabla 12.1-Dimensiones del canal abierto y parámetros del flujo en el mismo.

Dimensión	Magnitud	Unidad
y	1900	mm
b	3225	mm
φ	40	$^{\circ}$
A	9,65	m^2
P_C	8351	mm
R_h	1155	mm
Q	57,9	$\frac{m^3}{s}$
\dot{m}	57796	$\frac{kg}{s}$

En general, los canales construidos con la intención de ser utilizados para abastecimiento de agua, riego, y desagües, son construidos de similares características, mayoritariamente

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	53 de 161

predominante es el uso del hormigón, como material base dispuesto en placas pre moldeadas en su totalidad, o combinación de placas pre moldeadas y hormigón en bruto para dar forma al lecho y uniones, así como también su construcción completa en hormigón en bruto.


Las fuerzas de fricción sobre la superficie de las paredes del canal son función de la rugosidad del material, las cuales se oponen al desplazamiento del fluido y deben tenerse en cuenta en una situación de diseño del canal, o así como en este caso, para el cálculo de la velocidad media del flujo sobre el mismo durante las simulaciones.

12.4. Condiciones de funcionamiento teóricas

Las condiciones de funcionamiento teóricas son definidas con el objetivo de acotar el diseño de la turbina para un punto de operación efectivo, ajustando las dimensiones de cada componente en durante el diseño para obtener un alto rendimiento alrededor de dicho punto, siendo este el punto de funcionamiento nominal de diseño, el fijar las condiciones de funcionamiento es un punto de suma importancia para establecer las condiciones de borde de la simulación.

Tabla 12.2-Condiciónes de funcionamiento teóricas de diseño.

Elemento	Magnitud	Unidad
Velocidad de corriente libre	6	$\frac{m}{s}$
Velocidad de rotación	28,8	$\frac{Rad}{s}$
Angulo de ataque de alabe	10	°
Caudal volumétrico del canal	57,9	$\frac{m^3}{s}$
Temperatura del flujo	20	°C
Sumergencia	0,850	m
Gravedad (nivel del mar)	9,806	$\frac{m}{s^2}$

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	54 de 161

13. Geometría de la turbina hidrocínética

13.1. Diseño del rotor

Como ya se ha definido anteriormente, el rotor de una turbina está compuesto por un elemento mecánico de simetría axial en donde se disponen solidariamente los alabes con el fin de convertir las resultantes de las fuerzas tangenciales al plano de rotación en par en el eje de transmisión, dicho elemento es llamado cubo del rotor.

Como características principales de su geometría exterior, el cubo del rotor debe verse como una continuación de la carcasa de una turbina, por lo que debe poseer una forma tal que no agregue discontinuidades en la superficie de la misma, y su diseño debe ser tal que facilite la colocación otros dispositivos en su interior tal como sellos u otros mecanismos de ser necesarios.

Teniendo en cuenta los aspectos mencionados anteriormente y que el cubo del rotor es un componente que rota a la misma velocidad que los alabes, su superficie está afectada por la pérdida de energía asociada a la resistencia de pared, por lo cual se parte de una geometría cilíndrica simple que comparte su diámetro con la carcasa en donde se sitúan los alabes, a la cual se le extiende en la dirección axial otra superficie de naturaleza troncocónica, con el objetivo de disminuir la carga de arrastre en la fuga del cuerpo manteniendo una geometría simple.

En la siguiente tabla se expresan las dimensiones del rotor parametrizadas en función del diámetro de la carcasa.

Tabla 13.1-Parametrización de dimensiones del rotor.

Dimensión	Parametrización
E	0,60
F	0,15
G	0,87
H	0,30
I	0,55
J	0,55



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

55 de 161

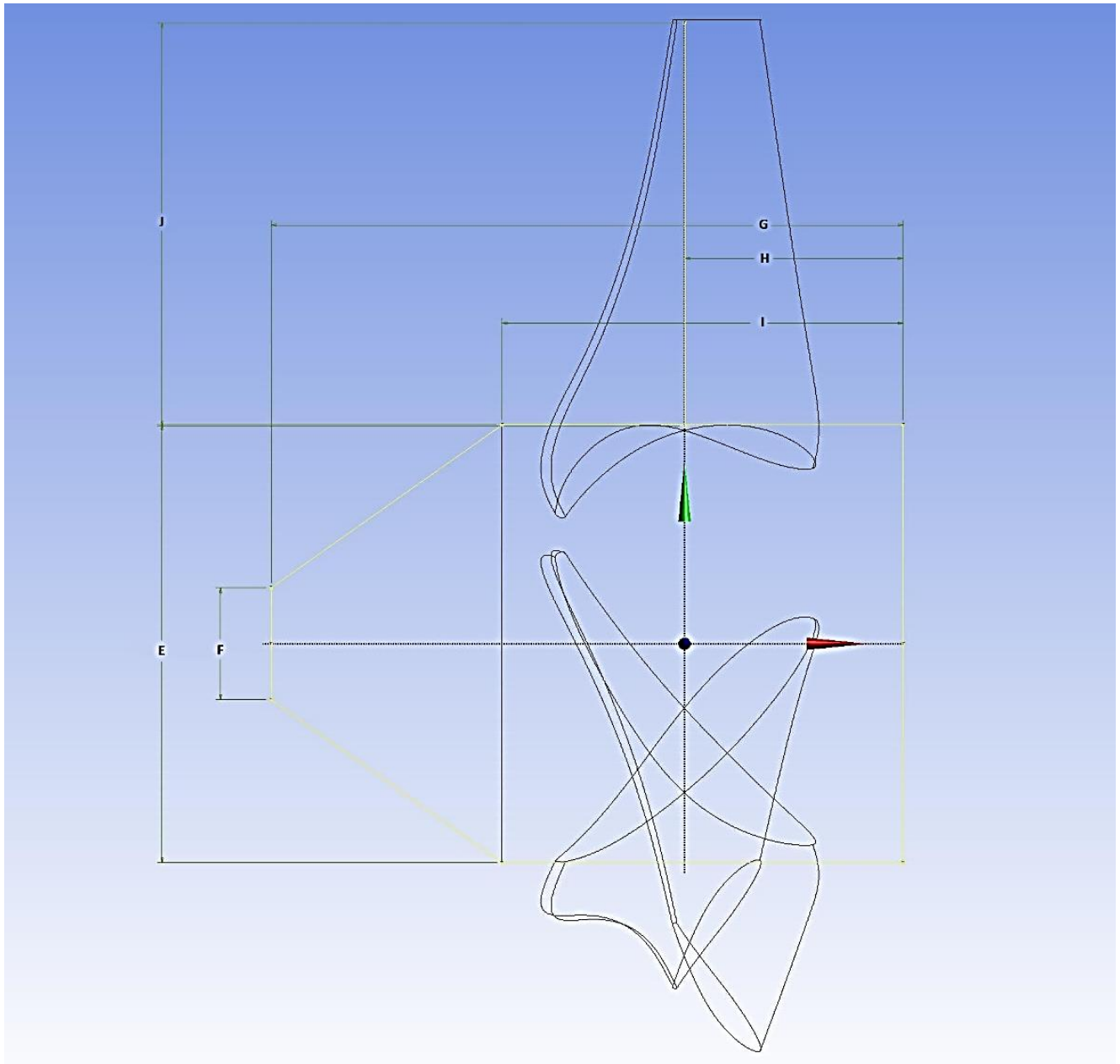



Figura 13.1-Parametrización de geometría del rotor.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	56 de 161

13.2. Diseño del alabe

13.2.1. Aplicación de teoría del triángulo de velocidades

Resultados obtenidos a partir de la teoría del triángulo de velocidades para cada estación en la que se divide el alabe para su análisis.

A partir de las velocidades media de rotación para cada estación se determina la velocidad relativa a la entrada, sus componentes en el plano y el ángulo de paso geométrico.

Tabla 13.2-Resultados obtenidos para las variables del triángulo de velocidades de entrada.


Estación i	Radio medio	u_1	C_1	w_{x1}	w_{y1}	$ w_1 $	β_1
Estación 1	0,258	7,43	6,00	6,00	-7,43	9,55	38,92
Estación 2	0,238	6,85	6,00	6,00	-6,85	9,11	41,20
Estación 3	0,216	6,22	6,00	6,00	-6,22	8,64	43,96
Estación 4	0,195	5,62	6,00	6,00	-5,62	8,22	46,89
Estación 5	0,185	5,33	6,00	6,00	-5,33	8,02	48,39
Estación 6	0,154	4,44	6,00	6,00	-4,44	7,46	53,53
Estación 7	0,128	3,69	6,00	6,00	-3,69	7,04	58,43
Estación 8	0,098	2,82	6,00	6,00	-2,82	6,63	64,81

Obtenidas las componentes de los vectores velocidad de entrada se aplica la teoría del triángulo de velocidades para la determinación de las velocidades de salida, ambas tablas expresadas en el sistema internacional de unidades.

Tabla 13.3-Resultados obtenidos para las variables del triángulo de velocidades de salida.

Estación i	Radio medio	u_2	C_2	w_{x2}	w_{y2}	w_2	β_{12}	β_2
Estación 1	0,258	7,60	7,16	7,16	-7,43	10,32	5,00	43,92
Estación 2	0,238	7,06	7,15	7,15	-6,85	9,90	5,00	46,20
Estación 3	0,216	6,38	7,15	7,15	-6,22	9,48	5,00	48,96
Estación 4	0,195	5,70	7,16	7,16	-5,62	9,10	5,00	51,89
Estación 5	0,185	5,01	7,17	7,17	-5,33	8,94	5,00	53,39
Estación 6	0,154	4,12	7,25	7,25	-4,44	8,50	5,00	58,53
Estación 7	0,128	3,24	7,37	7,37	-3,69	8,24	5,00	63,43
Estación 8	0,098	2,89	7,67	7,67	-2,82	8,18	5,00	69,81

Con la aplicación de la teoría del triángulo de velocidades se puede realizar un cálculo preliminar de las distintas velocidades y la variación del paso geométrico del alabe en función de la distancia radial media en la que se ubica cada estación.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	57 de 161

13.2.2. Aplicación de la teoría de cantidad de movimiento axial

La aplicación de la teoría de la cantidad de movimiento axial se realiza a partir de las ecuaciones ya descritas, considerando el diámetro del cubo del rotor como una dimensión preestablecida de 0,18 m.

Tabla 13.4-Resultados obtenidos para las variables de diseño en la teoría de cantidad de movimiento axial.

$D_{exterior} [m]$	$A_d [m^2]$	Caudal $Q \left[\frac{m^3}{s} \right]$	$F_T [N]$	$P_{max} [W]$	$P_{ideal} [W]$
0,30	0,05	0,18	723,82	2895,29	4877,01
0,35	0,07	0,28	1132,23	4528,92	7628,80
0,40	0,10	0,40	1603,47	6413,88	10803,93
0,45	0,13	0,53	2137,54	8550,16	14402,42
0,50	0,17	0,68	2734,44	10937,77	18424,26
0,55	0,21	0,85	3394,18	13576,71	22869,45
0,60	0,26	1,03	4116,74	16466,97	27738,00
0,65	0,31	1,23	4902,14	19608,56	33029,89
0,70	0,36	1,44	5750,37	23001,48	38745,14

El siguiente grafico ilustra la variación de la potencia ideal máxima extraíble del flujo en función del diámetro exterior del rotor; se observa que la variación de la potencia es una función cubica de la velocidad de la corriente.

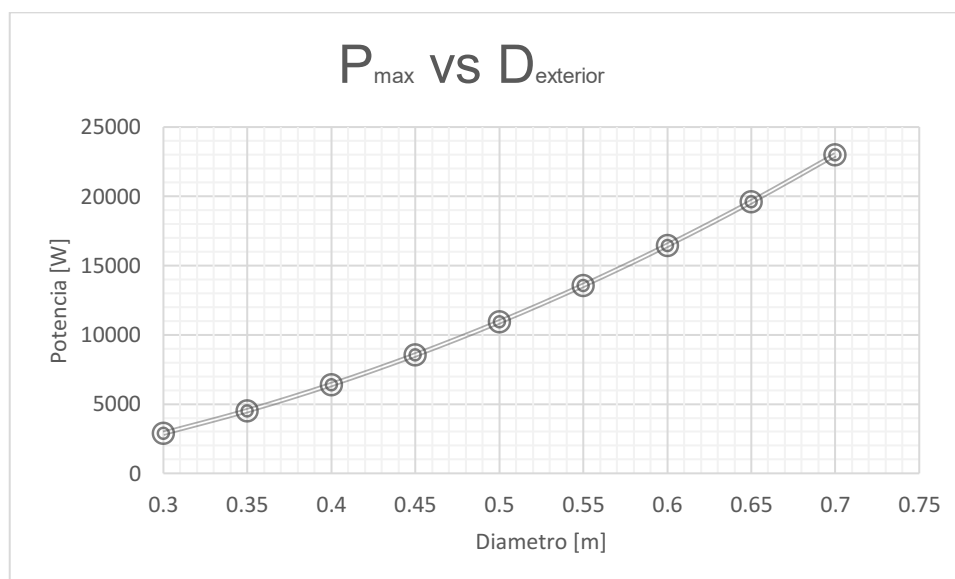



Figura 13.2- Evolución de la potencia máxima extraíble del flujo en función del diámetro del rotor.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	58 de 161

Conociendo la variación de la potencia ideal en función del diámetro se selecciona un rotor con diámetro exterior equivalente a 0,5 m, debido a que se debe considerar que la potencia calculada no tiene en cuenta muchas de los factores que generan pérdidas al momento de extraer potencia en las ecuaciones de esta teoría.

A partir del diámetro externo de rotor seleccionado se requiere calcular la fuerza axial ideal a la que está sometido el rotor en base a suponerlo como un disco rotante.


Tabla 13.5-Dimensiones de diseño del rotor de la turbina hidrocínética.

Elemento	Magnitud	Unidades
Diámetro exterior	0,18	<i>m</i>
Diámetro interior	0,50	<i>m</i>
Área disco	0,17	<i>m</i> ²

Obtenida la superficie del disco actuador se determina la caída de presión ideal que sufre el flujo a través del disco, producto de entregar parte de su energía, además de la variación en la velocidad absoluta, con lo cual a partir de la variación de la cantidad de movimiento se determina la fuerza en el eje de rotación de los alabes.

Tabla 13.6-Variables calculadas mediante la teoría de cantidad de movimiento axial.

Elemento	Magnitud	Unidades
<i>V</i>	6,00	$\frac{m}{s}$
Δv	4,00	$\frac{m}{s}$
$\frac{\Delta v}{2}$	2,00	$\frac{m}{s}$
<i>Q</i>	0,68	$\frac{m^3}{s}$
<i>a</i>	0,33	-
Δp	16000,00	<i>Pa</i>
<i>F_T</i>	2734,44	<i>N</i>
<i>P_{ideal}</i>	10937,77	<i>W</i>
<i>P_{disponible}</i>	18424,26	<i>W</i>

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	59 de 161

13.2.3. Aplicación de la teoría del elemento de alabe.

A partir de la previa división del alabe en estaciones para su diseño, se realiza un análisis y cálculo aplicando la teoría del elemento de alabe ya descrita con el objetivo del diseño del mismo, ya que esta teoría es la más completa, y su complemento con los anteriores resultados permite generar una geometría definitiva.

Como primer paso para la aplicación de esta teoría se debe partir de un diseño preliminar del alabe para su verificación, por lo cual se presentan los siguientes datos geométricos de cada estación, considerando la cuerda media de cada estación y el radio medio para su cómputo correspondiente al centroide, provenientes de integrar el área de la geometría.


Tabla 13.7-Discretización de un alabe según estaciones

Estación i	\bar{r}	\bar{C}	$\int_{r_{i-1}}^{r_i} (C(r)) dr$
Estación 1	0,258	0,074	0,0012
Estación 2	0,237	0,081	0,0017
Estación 3	0,216	0,092	0,0020
Estación 4	0,195	0,103	0,0020
Estación 5	0,185	0,115	0,0025
Estación 6	0,154	0,129	0,0023
Estación 7	0,127	0,149	0,0047
Estación 8	0,098	0,164	0,0044

Paralelamente es posible calcular para cada estación las velocidades de rotación o tangencial para cada elemento en que se divide el alabe, la velocidad relativa partiendo de la velocidad absoluta del fluido en el canal de 6 m/s y el número de Reynolds, el cual es hasta el momento el parámetro más importante de diseño del alabe, dado que permite verificar si las dimensiones utilizadas en la cuerda son las correspondientes, con un valor medio de 850.000 para las estaciones 1 a 6 que son las que extraerán la mayor parte de la energía de la corriente, por lo cual el número de Reynolds debe ser lo más cercano al valor para el cual fue diseñado y simulado numéricamente el perfil utilizado.

Tabla 13.8-Cálculo de variables relacionadas a la velocidad de rotación.

Estación i	\bar{r}	V_t	V_{rel}	Nº Reynolds
Estación 1	0,258	7,44	9,56	681856
Estación 2	0,238	6,86	9,11	716650
Estación 3	0,216	6,24	8,66	768890
Estación 4	0,195	5,63	8,23	820893
Estación 5	0,185	5,34	8,03	895052
Estación 6	0,154	4,45	7,47	931766
Estación 7	0,128	3,68	7,04	1015643
Estación 8	0,098	2,83	6,63	1053715

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	60 de 161

Luego asignando un coeficiente de sustentación y de arrastre objetivo, correspondiente a un ángulo de ataque prefijado de 10° , ángulo en el cual se obtiene el 90% del CI máximo, en donde se desea que él trabaje el perfil en cada estación, se calcula la fuerza de sustentación y de arrastre, para luego obtener el empuje axial ejercido por la totalidad de los alabes y el par ideal en el eje de la turbomáquina.

Tabla 13.9-Calculo de variables relacionadas a las cargas sobre la superficie del alabe.

Estación i	L	D	T	Q	ϕ
Estación 1	68,86	3,47	167,19	31,30	38,90
Estación 2	88,73	4,46	209,00	39,20	41,18
Estación 3	94,39	4,75	213,97	40,18	43,89
Estación 4	85,32	4,29	184,56	34,67	46,81
Estación 5	101,66	5,12	214,28	40,25	48,32
Estación 6	80,83	4,07	154,20	28,88	53,45
Estación 7	146,43	7,37	247,97	46,14	58,46
Estación 8	122,00	6,14	172,80	31,67	64,75

Así de la tabla anterior pueden extraerse como resultados globales la totalidad del par, la fuerza axial final sobre el eje de la turbina y el ángulo de torsión requerido en el alabe para mantener el ángulo de ataque configurado para las condiciones de velocidad establecidas a 10° .

Tabla 13.10-Resultados obtenidos para la condición de operación teórica según la teoría del elemento de alabe.


Elemento	Magnitud	Unidad
Empuje axial T	1563,96	N
Par Q	292,29	Nm
Potencia P	8441,34	W
Torsión alabe ϕ	8,18	$^\circ$

13.3. Coeficientes adimensionales de la turbina hidrocínética

Los coeficientes adimensionales que caracterizan a la turbina diseñada, se establecen a partir del cómputo de las variables determinadas, como velocidad de la corriente libre, área efectiva del rotor, velocidad de rotación y propiedades del fluido tales como densidad.

Tabla 13.11-Coeficientes adimensionales en turbomáquinas.

Coeficiente adimensional	Magnitud
C_T	0,4962
C_M	0,3651
C_P	0,4464
C_Q	0,8074

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	61 de 161

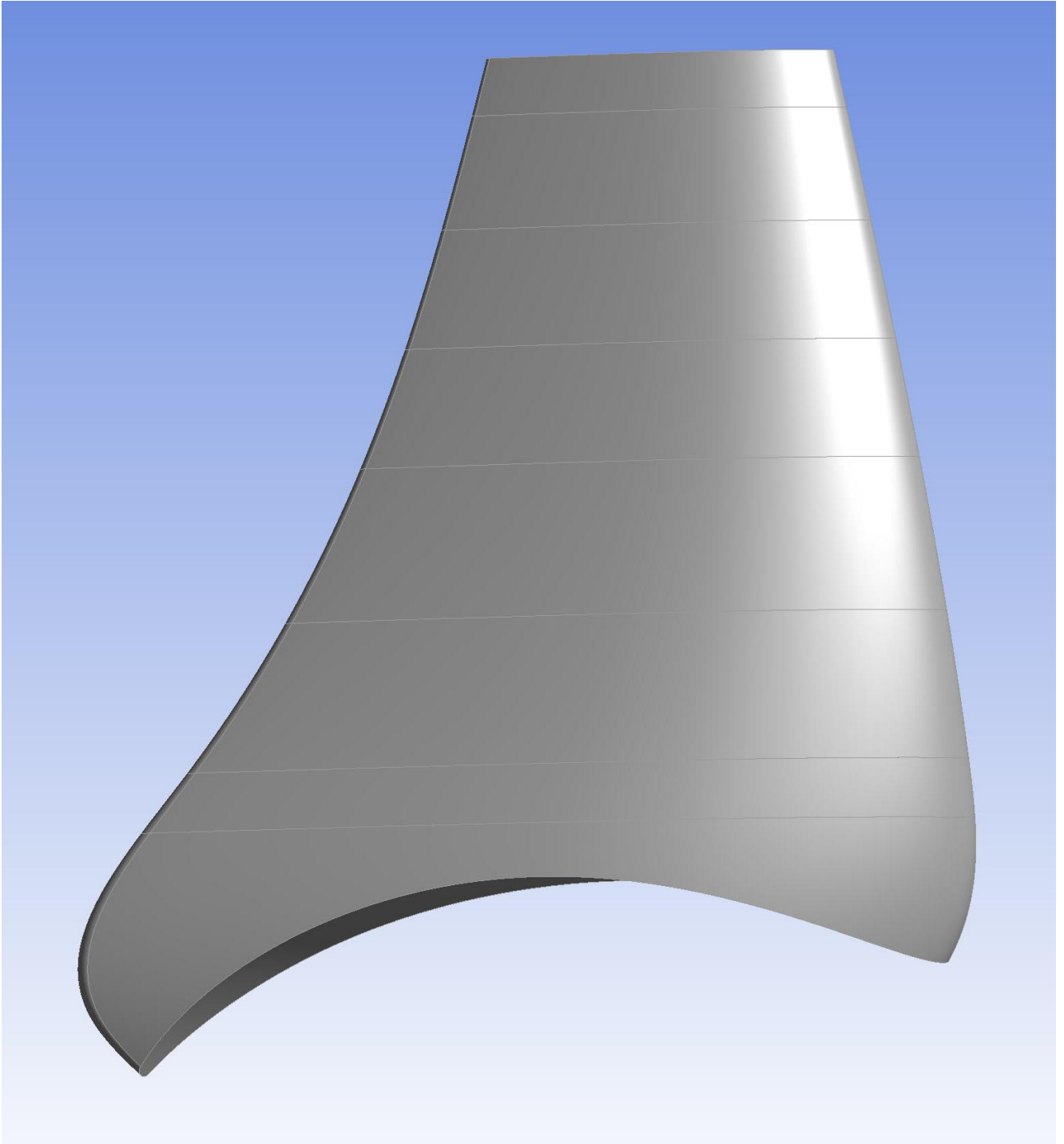



Figura 13.3-Geometría del alabe de turbina subdividido en estaciones, vista de extradós.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	62 de 161

13.4. Diseño de la carcasa

La carcasa de una turbina, a simple vista puede no parecer un componente al que se le deba prestar mucha importancia en cuanto a su geometría externa, pero no es el caso para las turbinas hidrocineéticas, las cuales se pueden clasificar como turbomáquinas de flujo externo, esto significa que el fluido del cual se extraerá energía rodea a la turbina en su exterior, lo cual dependiendo de su geometría perturba en mayor o menor medida a la corriente, disminuyendo su energía disponible antes de su llegada al rotor, además de generar cargas mayores sobre la estructura.

Para la determinación de la geometría óptima, debido a la existencia de infinitas configuraciones posibles, se ha optado por realizar un diseño preliminar y luego realizando una parametrización del mismo en función del diámetro, para ciertas dimensiones que caracterizan a la geometría y sin más análisis, pueden influir en el aumento o disminución de las cargas por arrastre. Son determinadas cuatro geometrías sobre las que se realizara un estudio en C.F.D. con el fin de determinar la geometría más favorable.

En la siguiente tabla se expresan las dimensiones generales que definen la carcasa de la turbina hidrocineética, las cuales están referidas al diámetro mayor de la misma.

Es necesario aclarar que las dimensiones parametrizadas son independientes de la totalidad de las dimensiones del cubo del rotor y del pilón que la mantiene suspendida, debido a que al momento de diseñar no es posible realizar un estudio objetivo para la comparación de los coeficientes de arrastre de un cuerpo si se varían la totalidad de las dimensiones, ya que al momento de observar cuales son las dimensiones que alteran los resultados no sería posible obtener una conclusión.

Para poder realizar dicha comparación fue prefijada la dimensión de la longitud total de la turbina igual para todos los casos.

Tabla 13.12-Parametrización de las dimensiones del cuerpo de la turbina para cada geometría.

Dimensión	Geometría 1	Geometría 2	Geometría 3	Geometría 4
A	0,5	1	1,5	1,5
B	1,66	1,66	1,66	0,90
C	2,16	1,66	1,16	1,92
D	0,5	0,5	0,5	0,5

El siguiente gráfico esquematiza la variación de las dimensiones para cada una de las geometrías estudiadas, en las que se varió la dimensión longitudinal del cuerpo cilíndrico y cónico de la máquina justo antes del rotor, además de la cofia, la que fue evaluada tanto para una geometría esférica como para geometrías elípticas de distinta longitud de semieje.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

63 de 161

Parametrización Geométrica

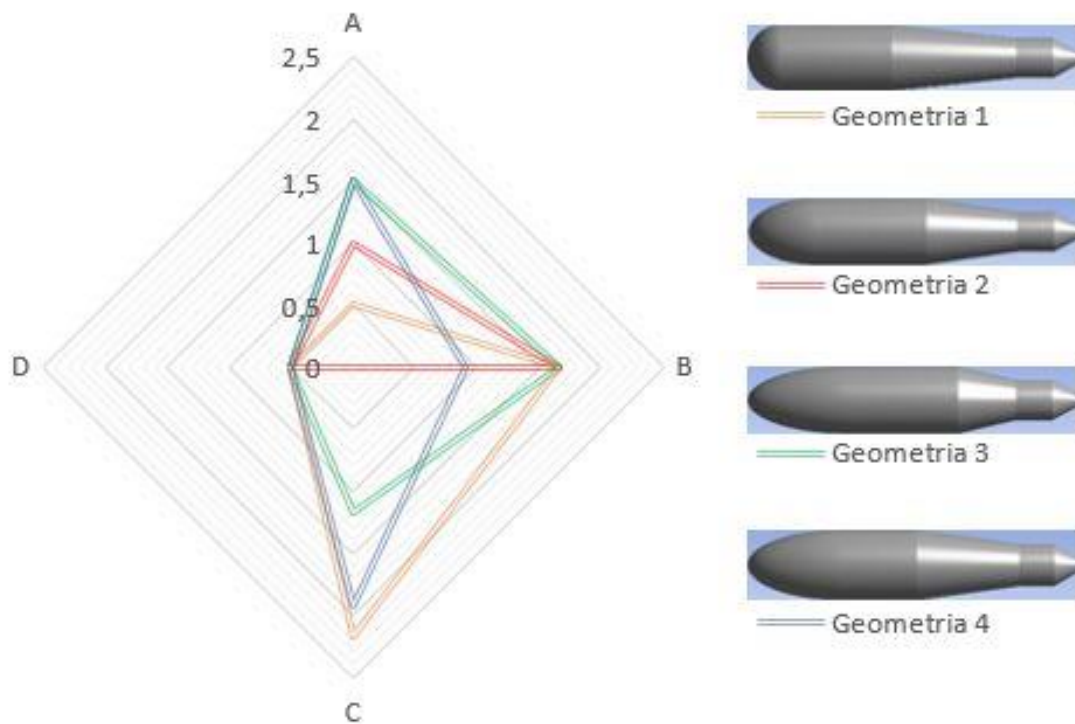



Figura 13.4-Comparación de parámetros dimensionales de cada geometría.

13.5. Estructura de sujeción

El pilón de la turbina, es un elemento de sujeción que, en el caso de turbinas de flujo externo como la diseñada, introduce perturbaciones en el flujo que pueden ser apreciables frente al cambio de rendimiento de la turbina, generando un decremento de la presión en la corriente aguas arriba del rotor producto de la succión generada en el borde de fuga de dicho cuerpo. Para evitar una excesiva perturbación en el flujo y así obtener también la menor carga hidrodinámica posible sobre la estructura, se diseña el pilón con la sección transversal de un cuerpo fuselado.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	64 de 161

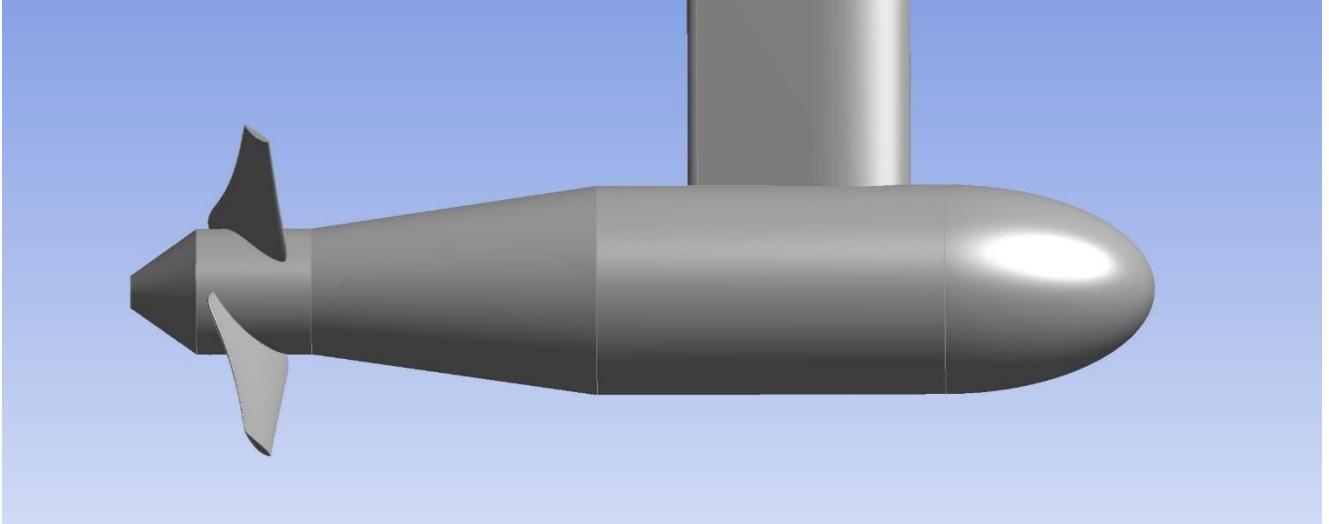


Figura 13.5-Perfil de turbina hidrocínética.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

**DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA**

26.10.18

65 de 161

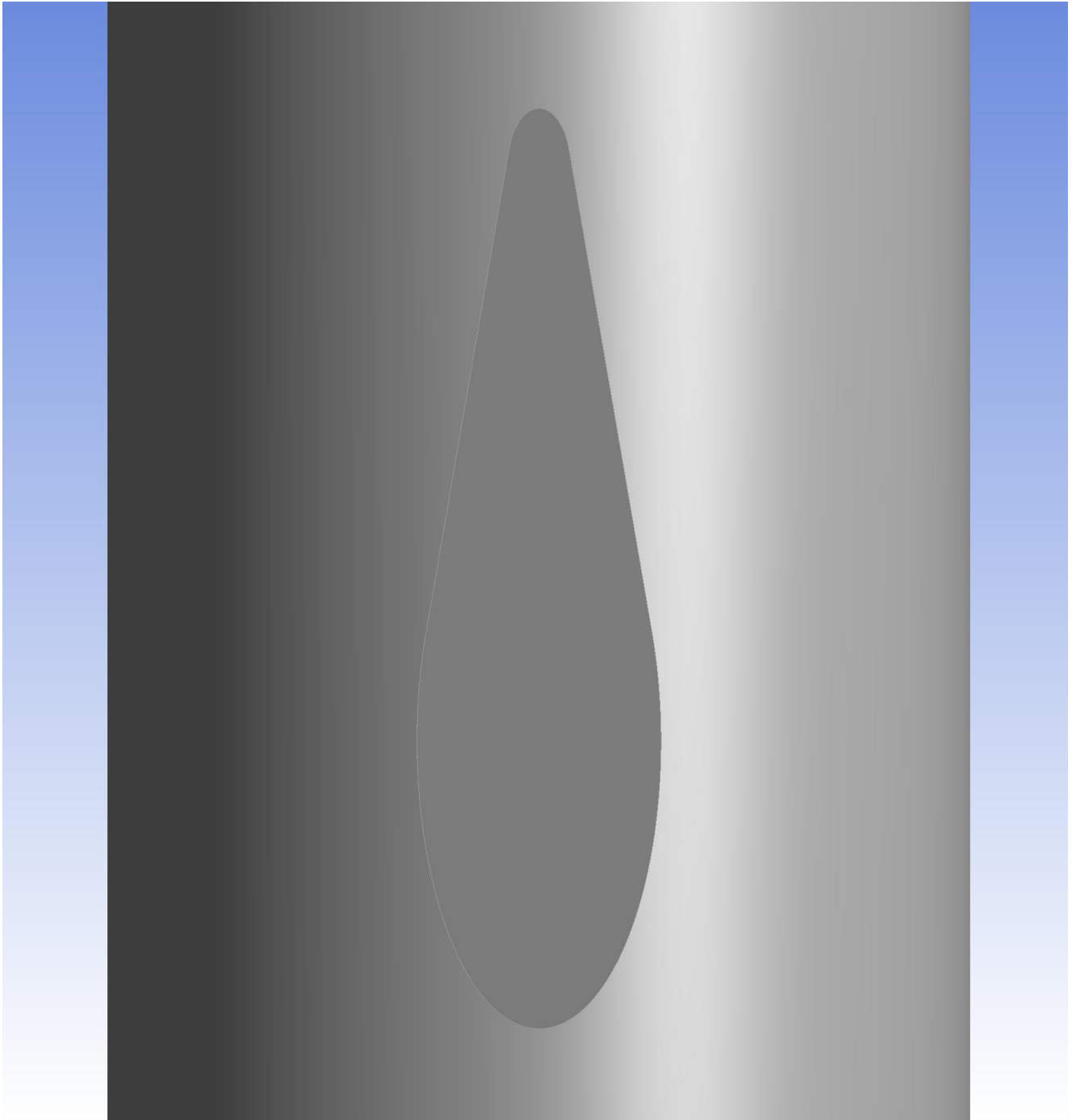



Figura 13.6-Perfil de la estructura de sujeción en vista superior de la turbina hidrocínética.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	66 de 161

14. Geometría de los dominios de mallado

14.1. Geometría de los dominios de mallado para el estudio del perfil E-210

El modelo a ensayar se basó en la simulación de una corriente libre con el objetivo de realizar mediciones de coeficientes de sustentación y arrastre, sobre un perfil hidrodinámico Eppler 210, y registrar la evolución de la cavitación sobre el mismo para diferentes ángulos de ataque y números de cavitación.

14.1.1. Características del entorno

El entorno utilizado para realizar la simulación es el propio de una corriente libre con el objetivo de simular las condiciones de operación reales sin la interferencia de las paredes del mismo sobre los campos de presión y velocidad. Dicho entorno posee una geometría rectangular, con una altura de 1350 mm y una longitud de 1500 mm.

14.1.2. Características del perfil


El perfil ensayado se corresponde con la denominación E-210 perteneciente a la familia de perfiles hidrodinámicos Eppler, el cual posee una cuerda de 69 mm, dado que se trata de un modelo bidimensional su envergadura no es de interés.

Durante el ensayo, la velocidad de la corriente se mantuvo como parámetro invariable, tomando como valor 16.6 m/s, limitando la validez del ensayo para un solo número de Reynolds correspondiente a 1140000.

Debido a la naturaleza del ensayo, el parámetro de control es el número de cavitación, el cual es función de la presión de vapor del fluido en el cual se encuentra inmerso, su respectiva densidad en fase líquida, la cual se asumió como parámetro invariable, la velocidad de la corriente, y la presión absoluta, la cual es un parámetro que necesariamente debe alterarse para lograr realizar un barrido sobre los números de cavitación que son de interés, los cuales se encuentran entre 0.5 y 4.

La relación de proporcionalidad entre el entorno de corriente libre y el perfil ensayado es igual a 19.55 veces cuerda del mismo, indicando que las paredes superior e inferior del dominio no afectaran tanto la distribución del perfil de velocidad como la del campo de presiones sobre el perfil.

Durante el ensayo computacional las mediciones fueron realizadas desde -12.5° a 12.5° con intervalos de 2.5° .

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	67 de 161

14.1.3. Modelado de geometrías

Durante el modelado de la geometría, debido a las dimensiones del dominio de corriente de agua y del respectivo perfil, se debió tener en consideración la relación de aspecto de ambos y la interacción de las paredes del dominio tanto en la evolución del campo de velocidad, como en el de presiones, debido a la cercanía de las mismas con el perfil en estudio.


Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, y debido a que la geometría del dominio está directamente relacionada con la malla, se optó por realizar una serie de geometrías y evaluarlas con el objetivo de seleccionar la configuración más conveniente para representar el problema.

El dominio del túnel de agua actualmente se modela como un rectángulo de 1350 mm de altura y 1500 mm de longitud, manteniendo una relación de aspecto de 19.55 y 21.73 respectivamente con respecto a la cuerda del perfil.

El dominio del perfil hidrodinámico es una circunferencia de 48 mm de radio, manteniendo una relación de aspecto con la cuerda del perfil de 1.39, posicionado con su centro a 600 mm de la entrada del dominio y a 900 mm de la salida, de este modo se asegura que el flujo este completamente desarrollado antes de incidir sobre la superficie del perfil, y se dispone de un túnel suficientemente largo para la evaluación del desarrollo del flujo luego de ser perturbado por el mismo.

14.2. Mallado de dominios

Debido a las características del modelo de turbulencia utilizado, mencionadas anteriormente, se procedió a la realización de mallas independientes, con la finalidad de realizar las modificaciones necesarias al momento de poner a punto la malla sin que se generen cambios en la malla adyacente.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	68 de 161

14.2.1. Mallas para la utilización del modelo de turbulencia K-ε

Las mallas utilizadas para el modelo K-ε, deben cumplir una serie de requisitos en la zona de la capa límite sobre el perfil y las paredes del túnel que limitarían su validez, debido a el modo en que este modelo de turbulencia realiza los cálculos de la evolución del flujo en dicha zona.

Las mallas realizadas disponen de las siguientes características globales:

La malla del dominio del perfil consta de una disposición de los elementos que la conforman sobre la pared, agrupados con una distribución inflacion, la cual es un mallado compuesto de tetraedros organizados de manera estructurada sobre la capa límite, el resto de la malla es realizada en tetraedros, dividida en cuatro zonas iguales con el objetivo de reacomodar los elementos de cada zona de manera independiente, y así poder realizar cambios necesarios para aumentar la calidad de la misma en las zonas de interés.


La malla confeccionada para el dominio de la corriente libre, consta de una disposición estructurada de los elementos, formada básicamente por tetraedros, dividida en 12 zonas, con el objetivo de independizar los parámetros que definen la disposición cantidad y densidad de elementos, para realizar así variaciones y correcciones necesarias en el proceso de optimización de la malla.

Algunas de sus características más generales y parámetros de calidad de la misma se detallan en la siguiente tabla.

Tabla 14.1- Características generales de malla para el estudio del perfil Eppler 210.

Características y Parámetros	Dominio del perfil	Dominio del túnel
Cantidad de nodos	12529	24790
Cantidad de elementos	12267	24500
Skewness máximo (local)	0.60	0.5
$Y_{\min}^+ - Y_{\max}^+$	30-137	-

Ambas mallas son vinculadas mediante una interfaz, circunferencia interior y exterior del dominio de corriente y perfil respectivamente, manteniendo una relación de aspecto cercana a la recomendable, tal que la relación de tamaños entre elementos en la interfaz de ambas mallas no supere el 20%.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	69 de 161

14.3. Geometría de dominios de mallado para el estudio de la turbina hidrocínética

Para la realización de la simulación de la turbina hidrocínética se han generado geometrías con dominios de mallado independientes, con la finalidad de desarrollar mallas que puedan ser modificadas en caso de requerirse sin ser necesarios grandes ajustes en las mallas aledañas con las que se mantienen en contacto.

14.3.1. Sectorización del dominio

Para lograr dicha independencia ya mencionada anteriormente se optó por dividir el dominio principal en donde se aloja la carcasa de la turbina y el rotor, debido a que la malla del rotor es considerada como una malla rotante alojada en el interior de una malla fija.

El dominio del rotor posee la geometría básica de un cilindro de diámetro considerablemente mayor a la cota máxima del diámetro del rotor, debido a que debe alojarse en su interior con cierta holgura dada por una relación de aspecto de al menos 1,5 veces el diámetro del mismo, lo cual permite la disposición de los elementos de la malla agrupándolos en las zonas de interés evitando la pérdida de información durante la simulación.

En la siguiente tabla se expresan las dimensiones del dominio cilíndrico de mallado para el rotor de la turbina hidrocínética, en la cual la relación de aspecto está dada entre las dimensiones del dominio respecto de las dimensiones del sólido mallado.

Tabla 14.2-Dimensiones del dominio para el mallado del rotor de la turbina hidrocínética.

Dimensión	Magnitud	Unidad	Relación de aspecto
Diámetro	930	mm	1,81
Longitud	290	mm	1,12

En el caso de la malla del dominio principal, en donde se aloja la carcasa de la turbina y el alojamiento cilíndrico para el dominio del rotor, es modelado mediante una geometría que permita desarrollar una malla estructurada a través del seccionamiento del mismo en cuerpos simétricos de diferentes dimensiones, generando así un dominio de mallado simétrico que permita ahorrar elementos de malla y una fácil regulación de su tamaño ajustando parámetros internos de la propia malla, pero por sobre todo mantener una alta calidad de la malla en todo el dominio.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

**DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA**

26.10.18

70 de 161

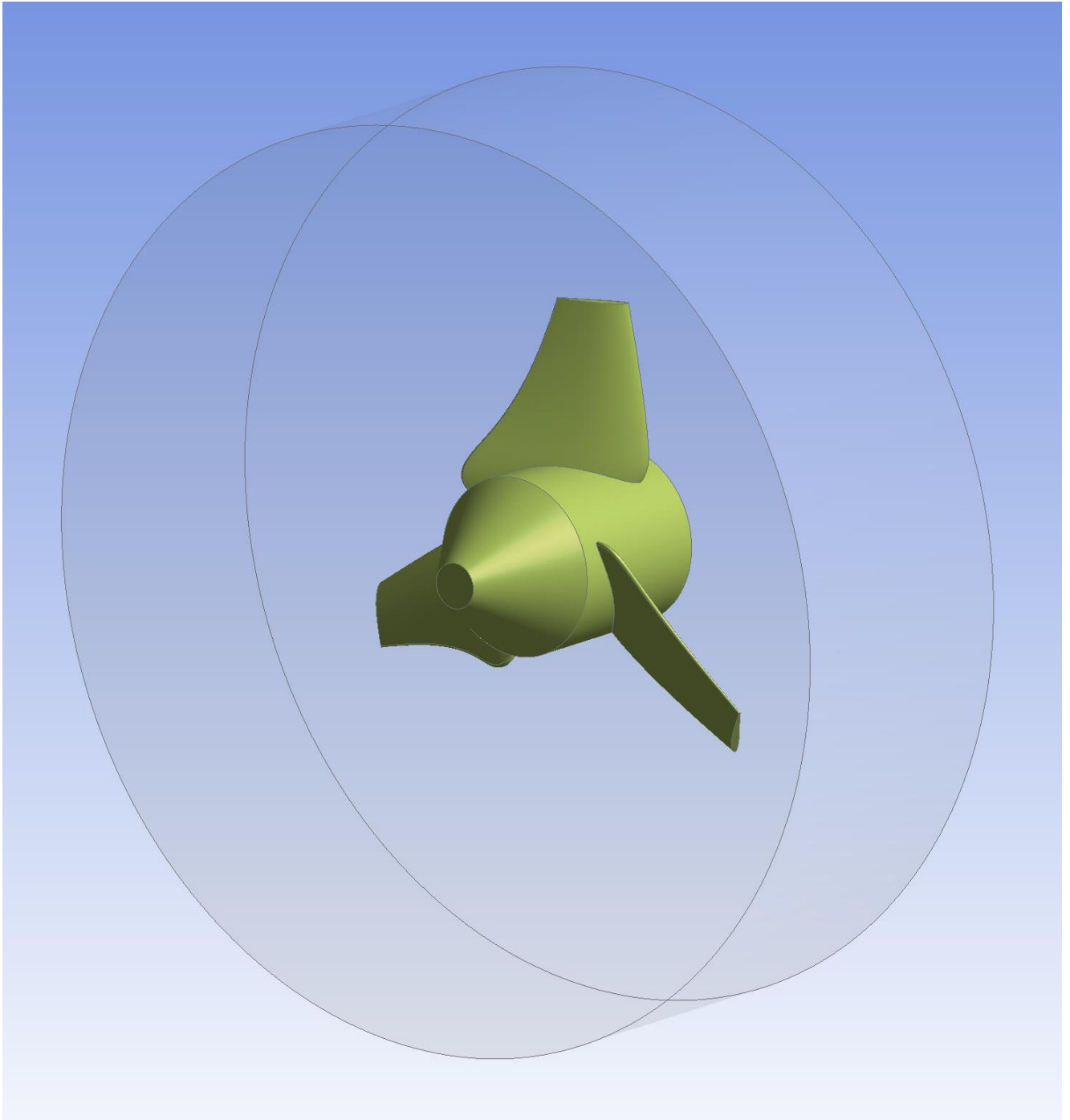



Figura 14.1-Dominio de mallado del rotor de la turbina hidrocínética.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	71 de 161

Para lograr lo anteriormente descrito, se parte de generar un cuerpo prismático, el cual se secciona mediante una superficie circular del mismo diámetro que el dominio para el rotor, y luego a través de la operación booleana entre cuerpos y seccionamiento con planos de corte se define finalmente una geometría compuesta por la suma de cuerpos cilíndricos y prismáticos que dan como resultado de su agrupamiento ordenado el prisma descrito al inicio del proceso, el cual posee dimensiones tales que permiten situar a la turbina en su interior a distancias considerablemente grandes de sus límites, considerando que debe poseerse una geometría de dimensiones tales que el flujo pueda desarrollarse totalmente sin inconvenientes aguas arriba de la turbina, y de la misma manera debe existir suficiente dominio de mallado para el posterior desarrollo del flujo luego de su interacción con la turbina.

Las dimensiones del dominio principal ya mencionado anteriormente son descritas en la siguiente tabla.

Tabla 14.3-Dimensiones del volumen de mallado del dominio principal.

Dimensión	Magnitud	Unidad	Relación de aspecto
M	2400	<i>mm</i>	8
N	1700	<i>mm</i>	5,66
O	16000	<i>mm</i>	10,66
P	4700	<i>mm</i>	3,13
Q	9800	<i>mm</i>	6,53

Debido a las razones ya mencionadas, el dominio de la malla para el cuerpo prismático principal donde se aloja el cuerpo de la turbina, mantiene dimensiones tales que la relación de aspecto tanto a la entrada del flujo como a la salida luego de su paso por el rotor son conservadoras para el correcto desarrollo del flujo, medidas respecto de la longitud entre puntas de la turbina, mientras que para las dimensiones referidas a la sección transversal del dominio son medidas respecto del diámetro del cuerpo de la turbina.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

72 de 161

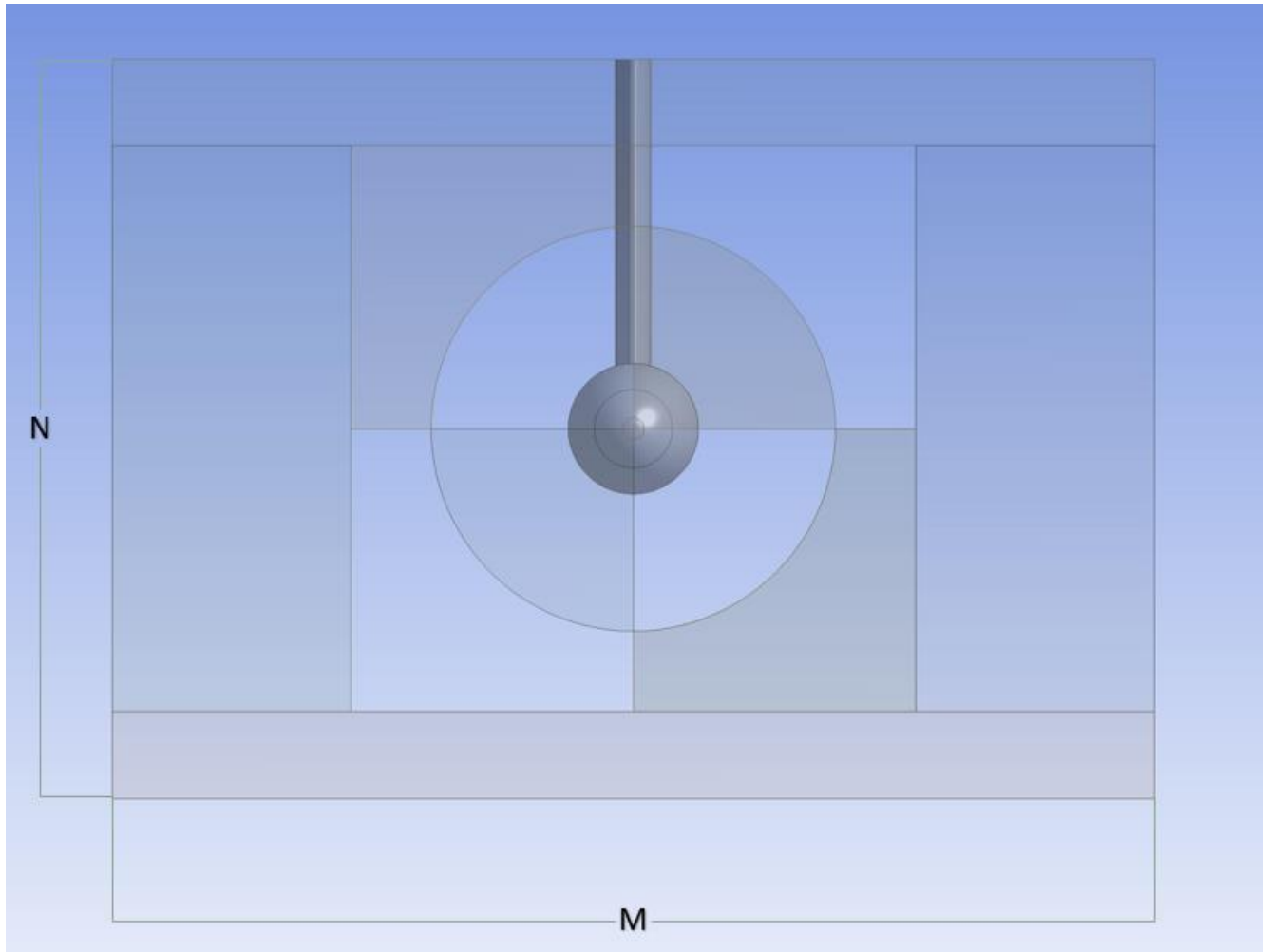


Figura 14.2-Vista frontal del dominio de mallado principal, donde es albergado el cuerpo de la turbina.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

73 de 161

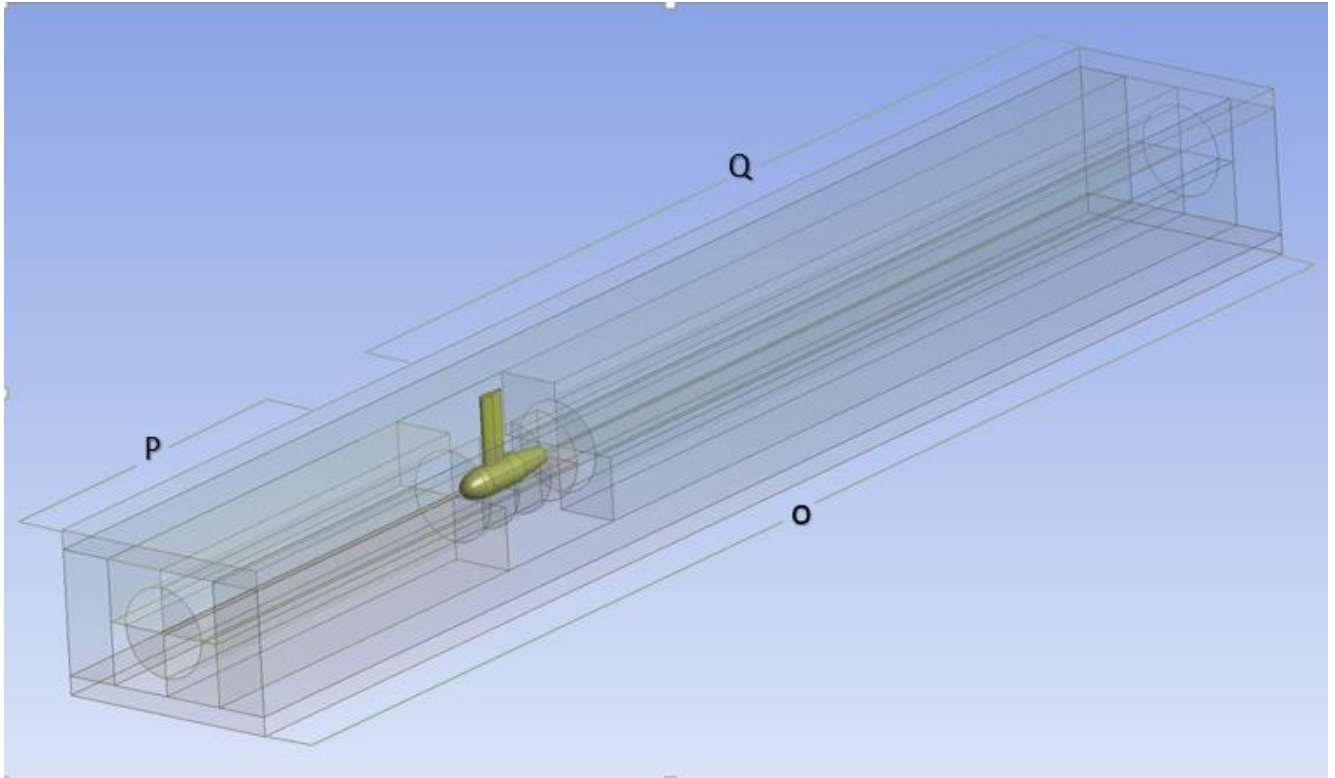



Figura 14.3-Vista en perspectiva del dominio principal de mallado.

Por último, para completar el modelo y simular el entorno en donde es inmersa la turbina hidrocínética de baja potencia para su operación, se desarrolla un dominio adicional con el objetivo de contener en su interior al dominio prismático principal y el dominio cilíndrico del rotor, en consecuencia, asignándole una geometría cuya sección transversal corresponda a una típica acequia de sección V y fondo semielíptico y su longitud total coincidente con la longitud del dominio prismático principal.

Tabla 14.4-Dimensiones del volumen de mallado del canal abierto.

Dimensión	Magnitud	Unidad
R	6478	mm
S	2400	mm
T	2206	mm
V	1700	mm
W	3225	mm
ϵ	43,56	$^{\circ}$

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	74 de 161

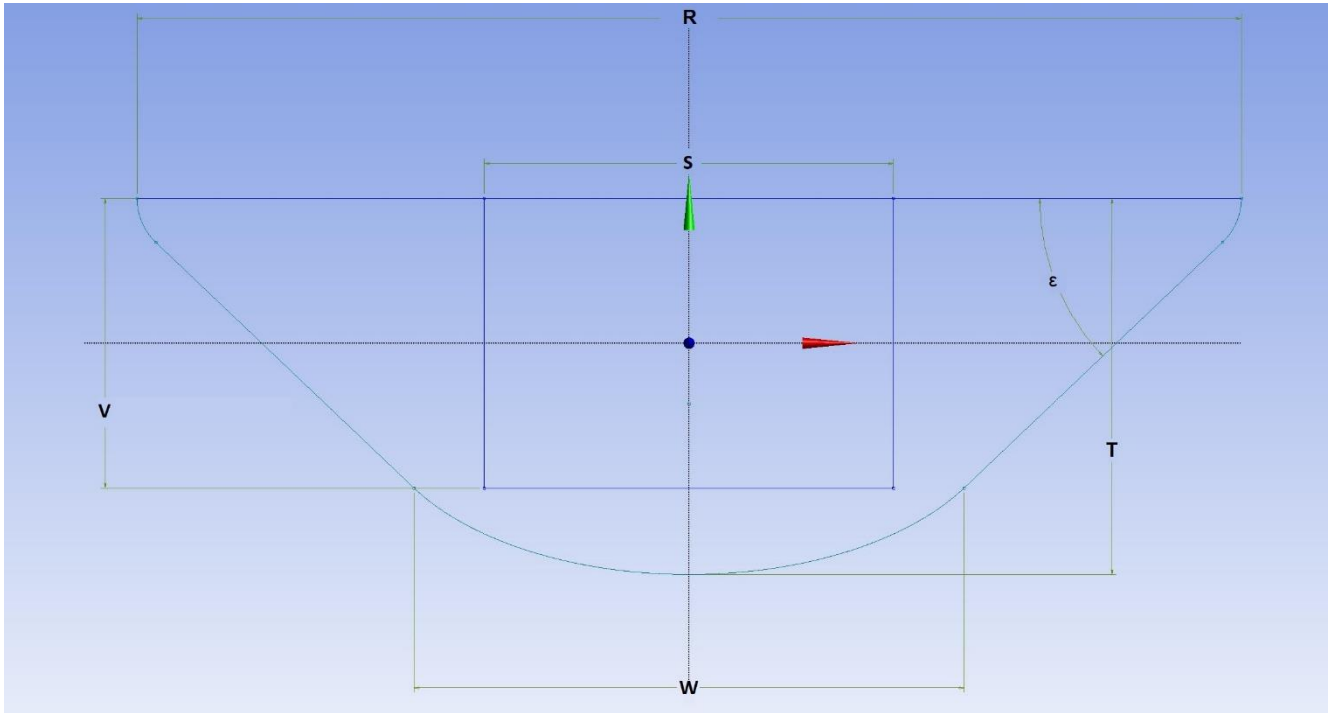


Figura 14.4- Vista frontal del canal.

El dominio perteneciente a la malla destinada al cálculo del flujo sobre el canal, se particiona en tres cuerpos en la dirección transversal, con el objetivo de realizar una malla en la que pueda ajustarse el tamaño de elemento sobre una de las caras de la sección transversal, manteniendo una transición entre tamaño de las celdas para cada dominio correspondiente al 20%, replicando luego la malla generada en dicha cara para el resto del dominio ajustando su tamaño en la dirección longitudinal, asegurando también la condición para la transición mencionada anteriormente para todas las interfaces entre dominios.

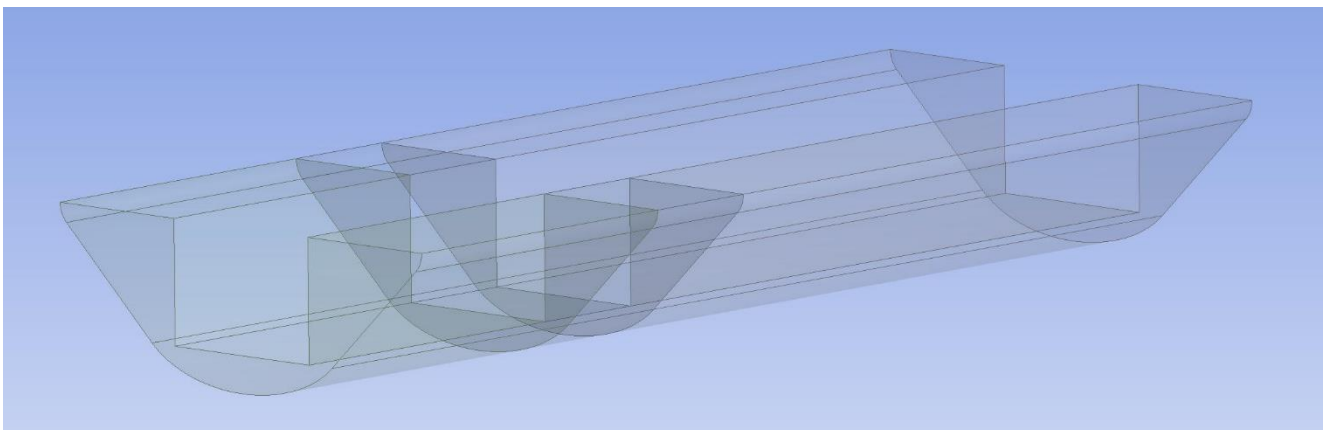



Figura 14.5-Vista en perspectiva del dominio de mallado del canal abierto.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	75 de 161

14.4. Subdivisión de malla externa

La malla externa se genera de manera totalmente estructurada, a partir del mallado de cada uno de los volúmenes en los que se ha subdividido el dominio. En esta malla se logra un ajuste del tamaño de las celdas y de las transiciones con el resto de los dominios manteniendo la malla estructurada.

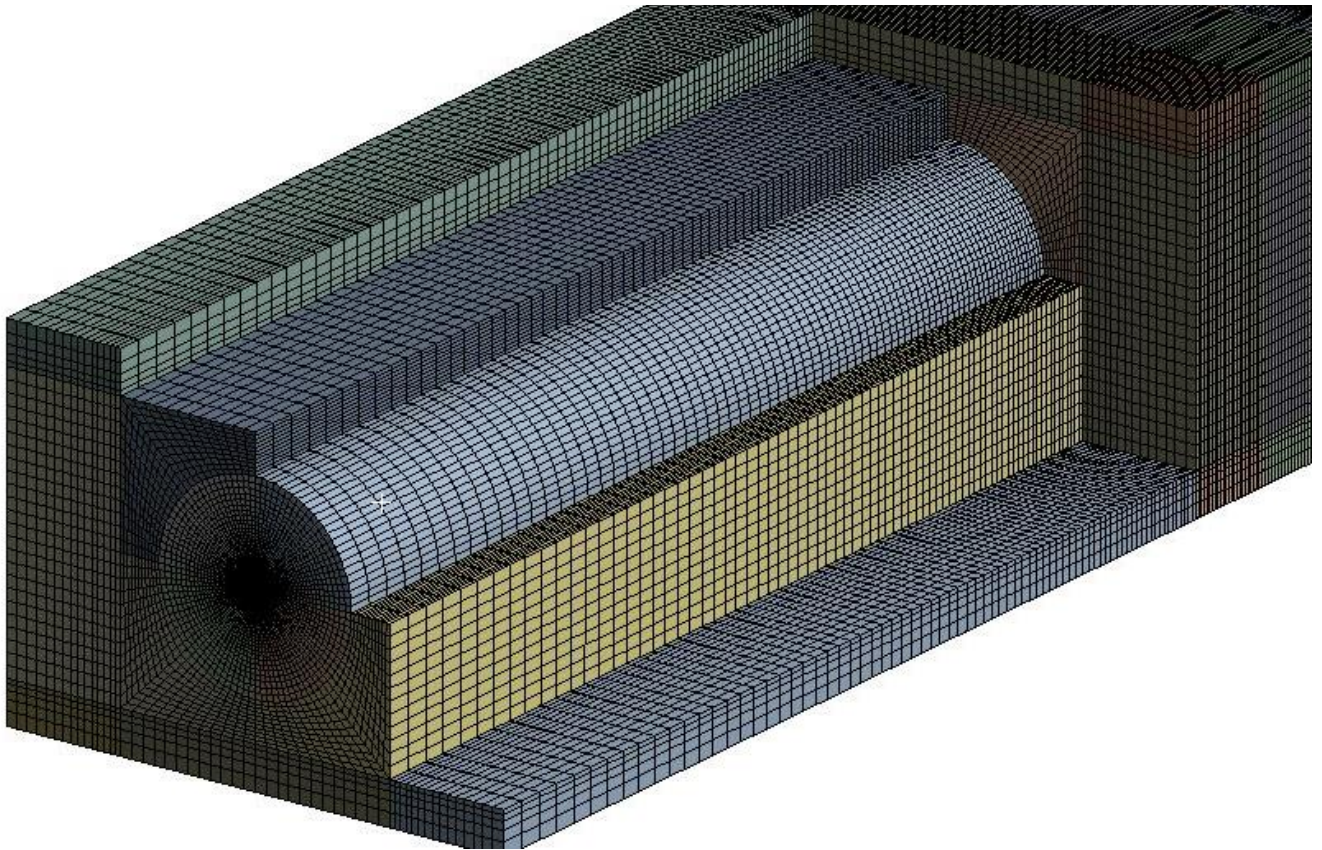


Figura 14.6-Vista en corte parcial de la malla del dominio principal de mallado.

El cuerpo de la turbina es mallado en dicho volumen, mientras que en su interior, se generan las interfaces de superficies necesarias con la malla del rotor para su posterior acoplamiento. La evolución del tamaño de las celdas en dicha malla fue controlada de tal manera que en transición entre la malla del rotor y la malla del entorno sea suave manteniendo una relación entre tamaños cercana a la unidad.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

76 de 161

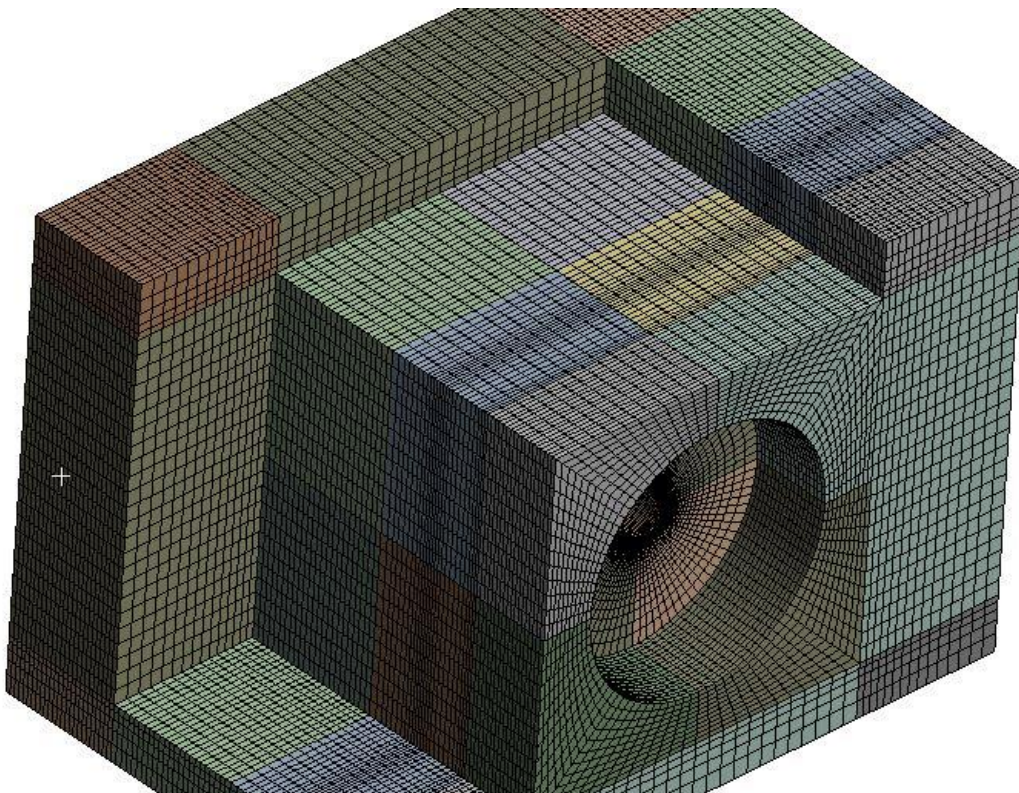
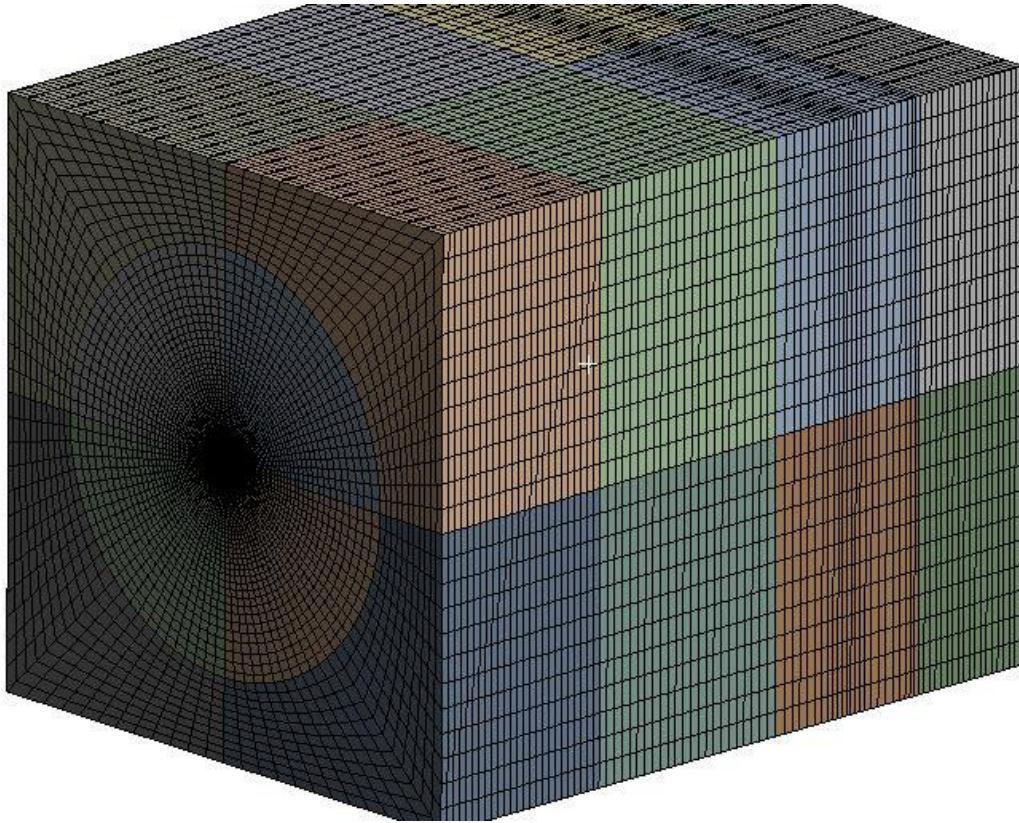


Figura 14.7-Vista en perspectiva del interior de la malla del dominio principal.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

77 de 161

14.5. Generación de malla externa con estructura de sujeción

El modelado completo de la turbina hidrocínética requiere la inclusión de la estructura de sujeción debido a los cambios que genera en los campos de presión y velocidades del rotor. Para su mallado previamente se dividió en doce cuerpos el dominio cilíndrico que rodea la carcasa de la turbina, para luego modificar la malla de dos de ellos incluyendo la estructura de sujeción, con el mismo concepto se dividió el resto de la malla externa para evitar realizar cambios en cuerpos ya mallados, manteniendo el resto de la malla estructurada.

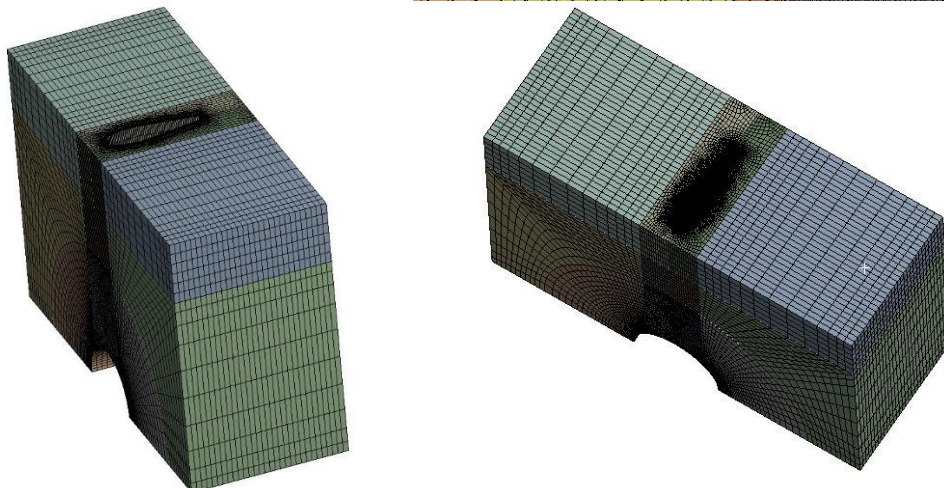
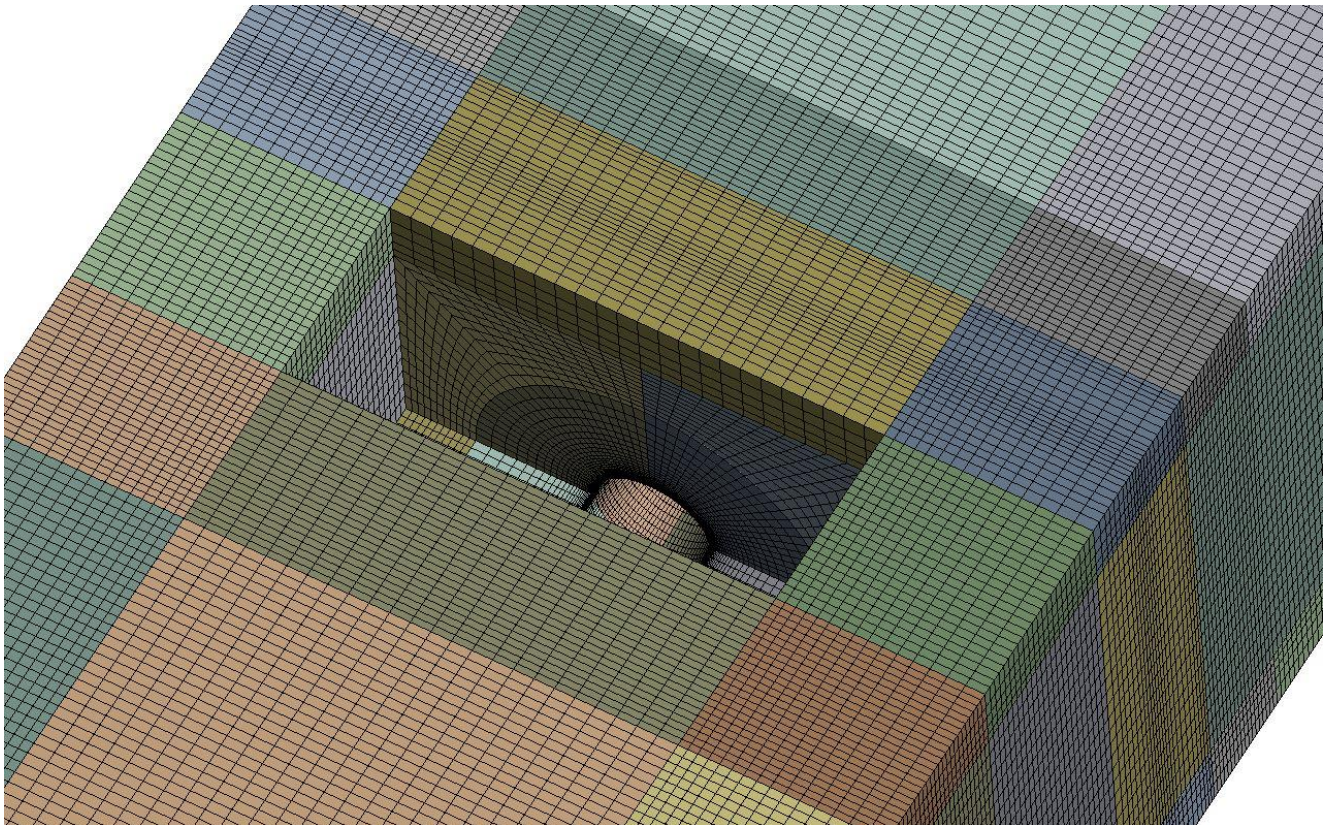



Figura 14.8-Vista en perspectiva superior de las distintas mallas utilizadas.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	78 de 161

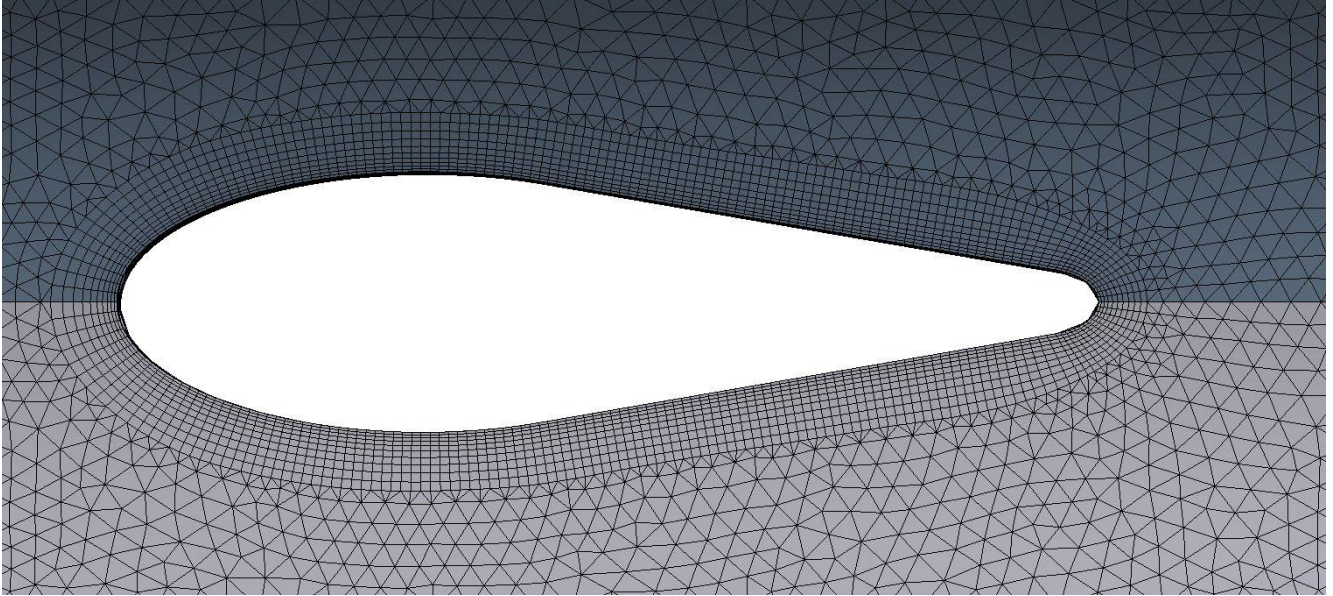



Figura 14.9-Vista en detalle de la malla sobre la estructura de sujeción y del mallado de la capa límite del cuerpo.

14.6. Mallado del dominio del canal

El dominio del canal es mallado con elementos hexaédricos en su totalidad, generando así una malla estructurada casi en su totalidad. El agrupamiento de los elementos está dirigido en la dirección del flujo hacia la zona del rotor, y luego del mismo de manera inversa, así como también en las paredes del canal siendo mallada la capa límite en su totalidad.



Figura 14.10-Vista en perspectiva de malla del dominio del canal en la zona de entrada de flujo.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	79 de 161

14.7. Generación de malla externa sin estructura de sujeción

Para el caso del modelo de turbina sin la estructura de sujeción, se mantuvo el uso de mallas estructuradas y semi-estructuradas. El objetivo del modelado es analizar las diferencias entre ambas geometrías y determinar las magnitudes de los cambios en la potencia extraída del flujo y el efecto de los desprendimientos del flujo aguas arriba del rotor sobre la estructura de sujeción.

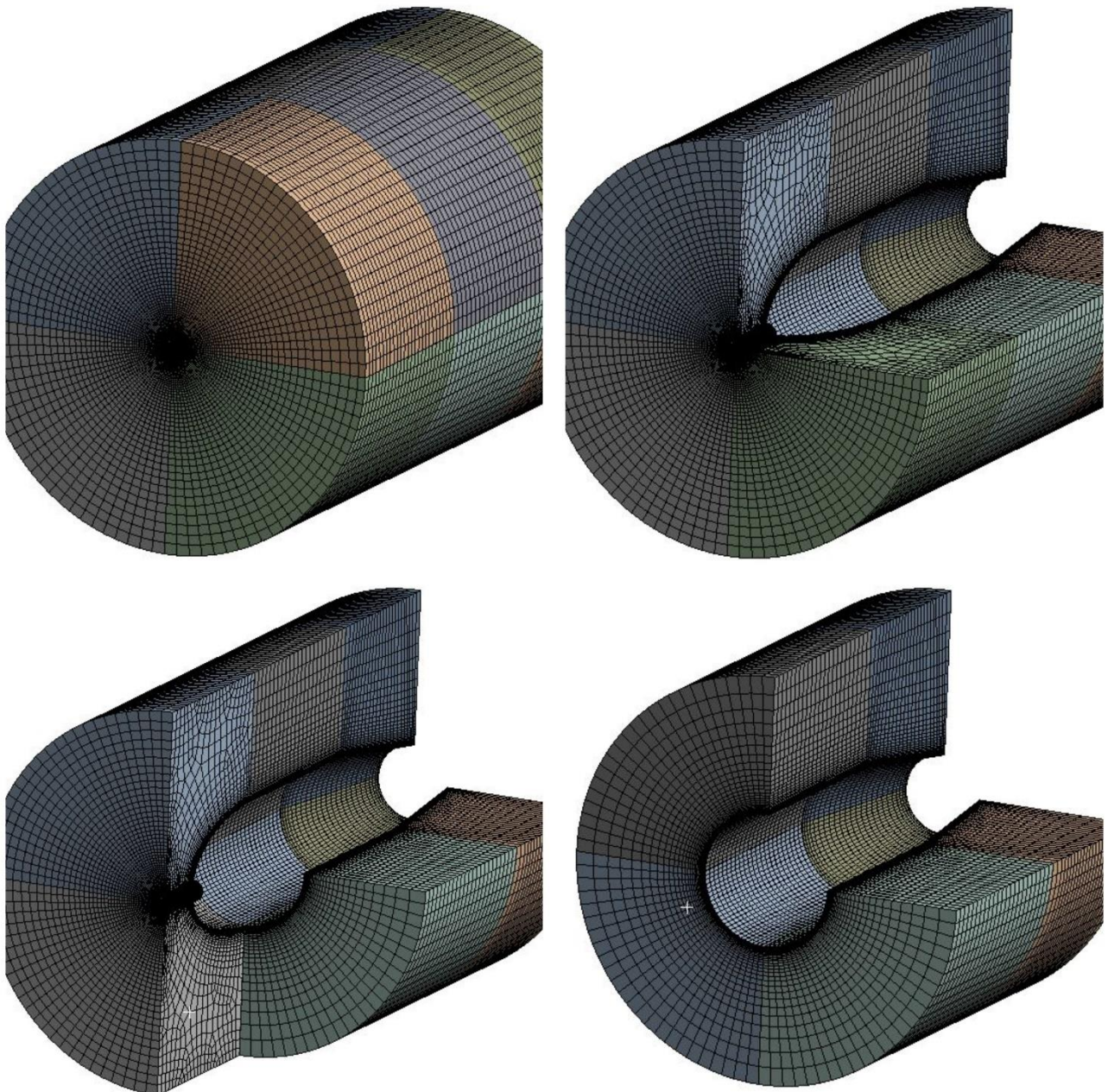



Figura 14.11-Vista del interior de la malla principal sobre el cuerpo de la turbina.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	80 de 161

14.8. Mallado del rotor

La malla generada para la geometría del rotor está compuesta básicamente por elementos tetraédricos, utilizados en la mayoría del volumen de mallado, mientras que sobre la superficie de los alabes y del cubo del rotor son utilizados elementos tipo cuña con el objetivo de mallar la zona correspondiente a la capa límite con una mayor densidad de celdas. El disponer de mayor densidad de celdas en dicha zona es fundamental para modelar el comportamiento del flujo sobre los alabes y determinar las cargas asociadas al movimiento.

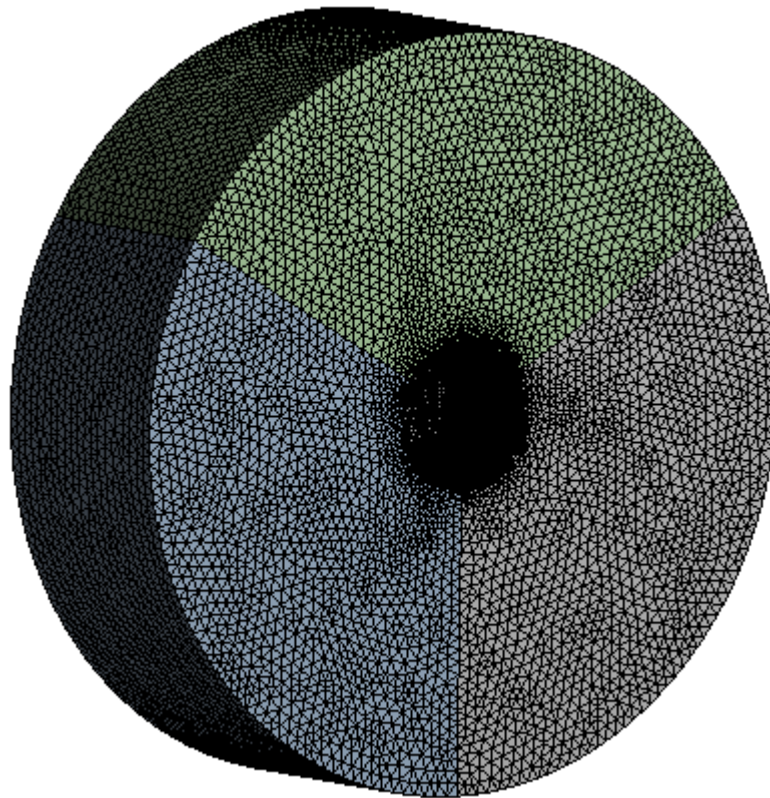



Figura 14.12-Vista en perspectiva de la malla rotante.

El mallado sobre la cara de los alabes es realizado con celdas de tamaño relativamente pequeño al resto de la malla, utilizándose celdas de 1 mm de lado e incrementando su tamaño progresivamente a elementos de hasta 17 mm de lado en las caras que definen las interfaces de la malla.

El tamaño de los elementos sobre los alabes no es definido de manera arbitraria, sino que debe respetar ciertas reglas definidas principalmente por el rango de aplicación de las funciones de pared para el modelo de turbulencia con el que se realice la simulación, el parámetro dimensional Y^+ , además de no exceder la relación de aspecto máxima entre caras de una celda recomendada, evitar la excesiva distorsión angular de los elementos, y por último

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	81 de 161

mantener una relación de tamaños de celdas adyacentes del 20%; la aplicación de dichas recomendaciones incrementa la calidad de mallado.

Características de la malla del rotor:

Tabla 14.5- Características generales de malla del dominio del rotor.

Características y Parámetros	Magnitud
Cantidad de nodos	1.985.310
Cantidad de elementos	5.452.238
Skewness máximo (local)	0,84
Relación de aspecto (min-max)	1,15-32,3
Calidad Ortogonal (min-max)	0,14-1
$y_{min}^+ - y_{max}^+$	15-240

En las siguientes imágenes se ilustra en detalle la zona de mallado de la capa límite sobre la raíz del alabe, comenzando por el borde de ataque, siguiendo por el centro de la cuerda hacia el borde de fuga, en donde se aprecia un incremento en la densidad de elementos sobre las zonas de interés.

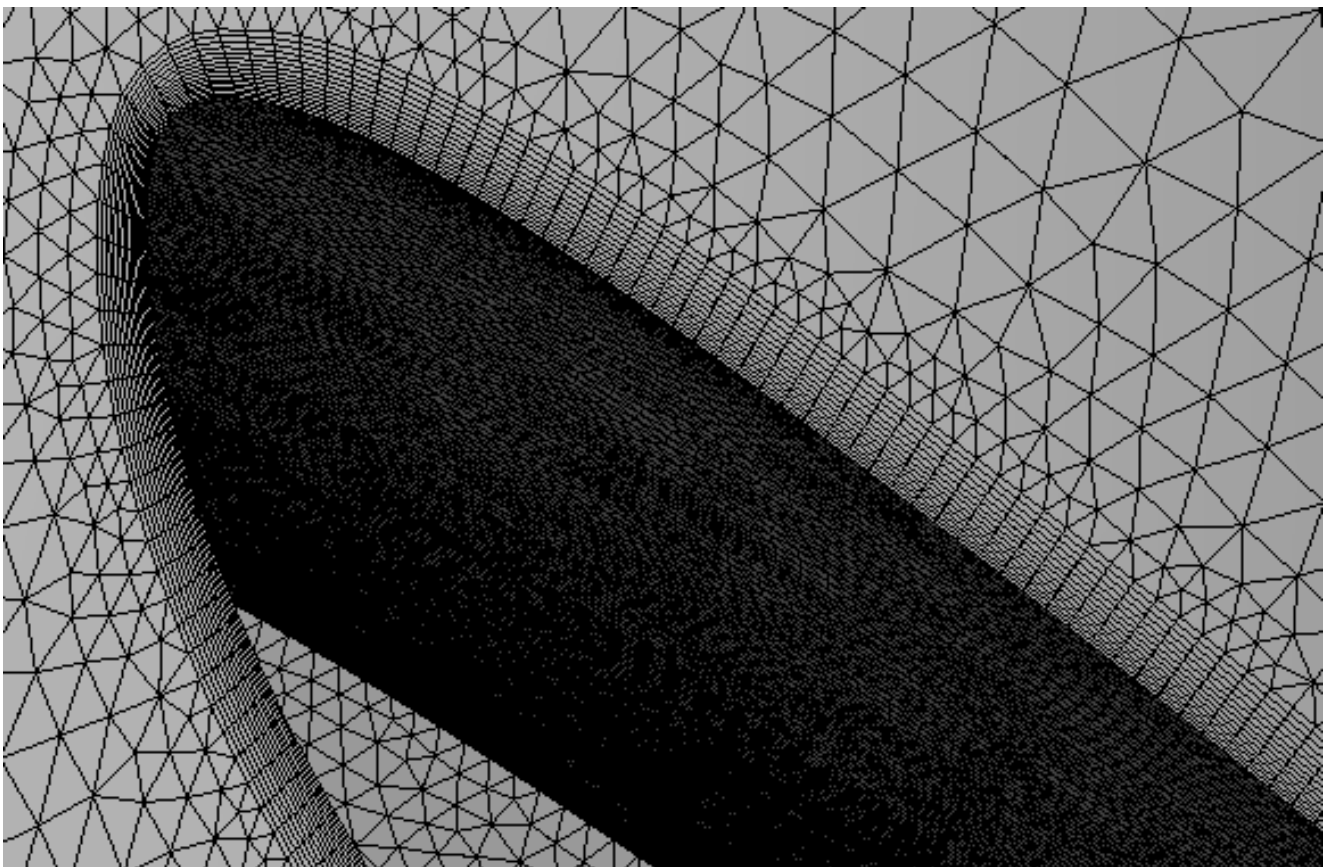


Figura 14.13-Distribucion de elementos de malla sobre la pared del alabe.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

82 de 161

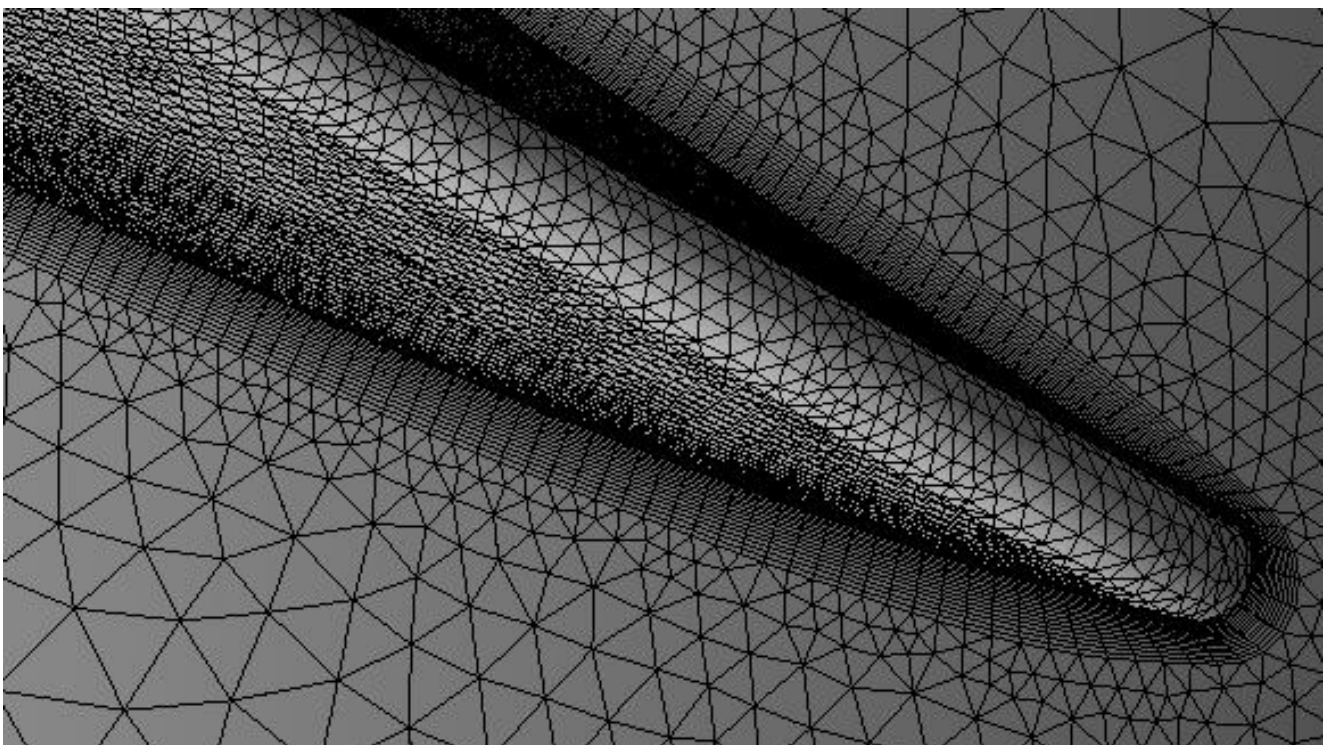
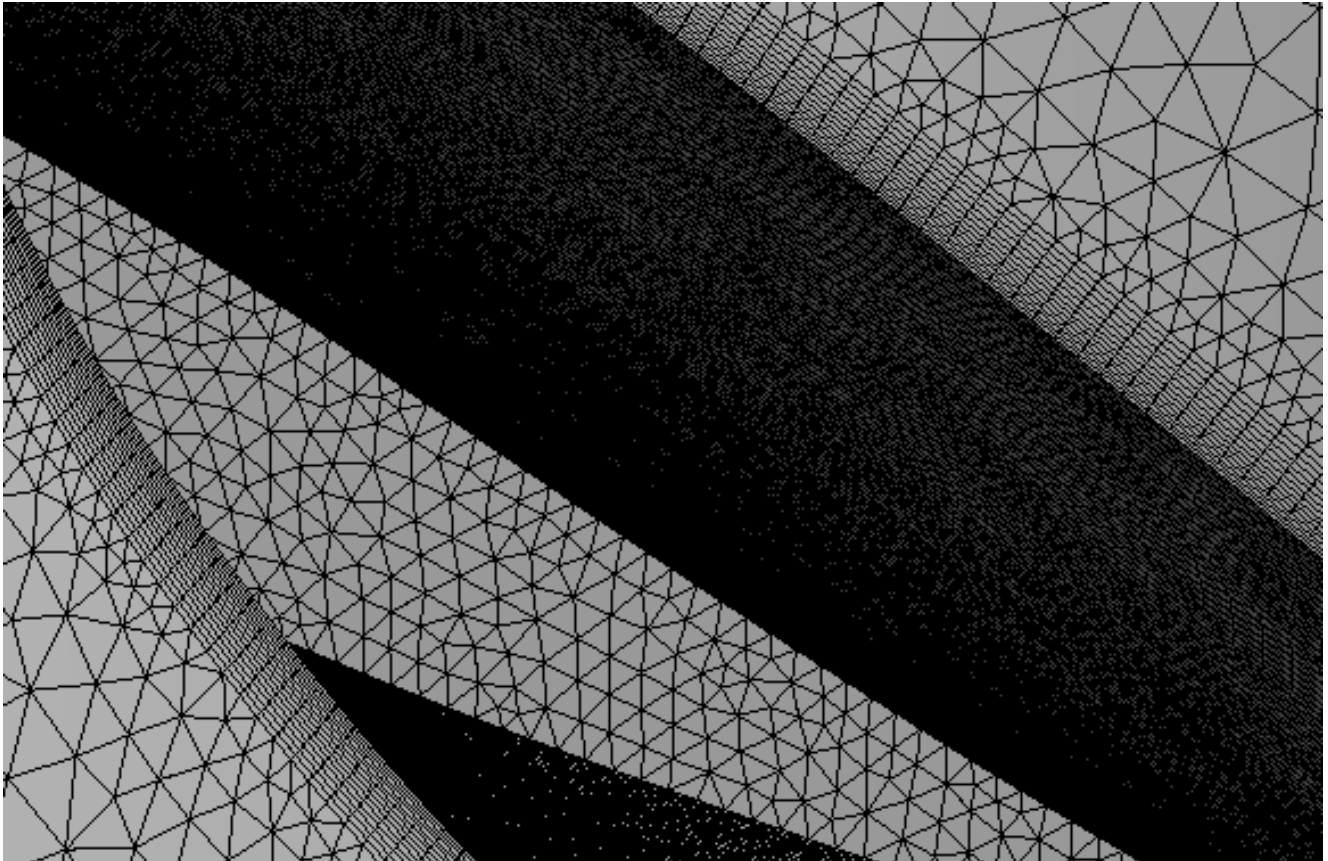



Figura 14.14-Distribucion de elementos de malla sobre la pared del alabe.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	83 de 161

14.8.1. Influencia de la velocidad de rotación en la distribución de la malla

Debido a que se trata de un cuerpo rotante, los alabes presentan un cambio en la velocidad tangencial para cada punto del radio del rotor, por lo que cada estación del alabe está sometido a una velocidad tangencial distinta, y junto con la variación de la cuerda a lo largo de la envergadura, a un número de Reynolds local diferente; esta condición dificulta la tarea del mallado debido a que idealmente el espesor de las celdas localizadas en la capa límite de cada alabe deberá ser diferente para cada estación, para lo cual en la práctica debido a la dificultad que representa es necesario establecer un valor medio para la altura del primer elemento en la capa límite y para el espesor de la misma dentro de un intervalo definido por el modelo de turbulencia y las funciones de pared utilizadas.

Las mallas fueron generadas para el uso de la función de pared Scalable, recordando que funciones de pared Scalable superan uno de los principales inconvenientes del enfoque estándar de la función de pared, ya que se pueden aplicar en mallas arbitrariamente finas; aseguran que la distancia de la pared empleada en las funciones de la pared sea tal que $Y^+ \geq 11.126$, independientemente del nivel de refinamiento de la malla cercana a la pared.

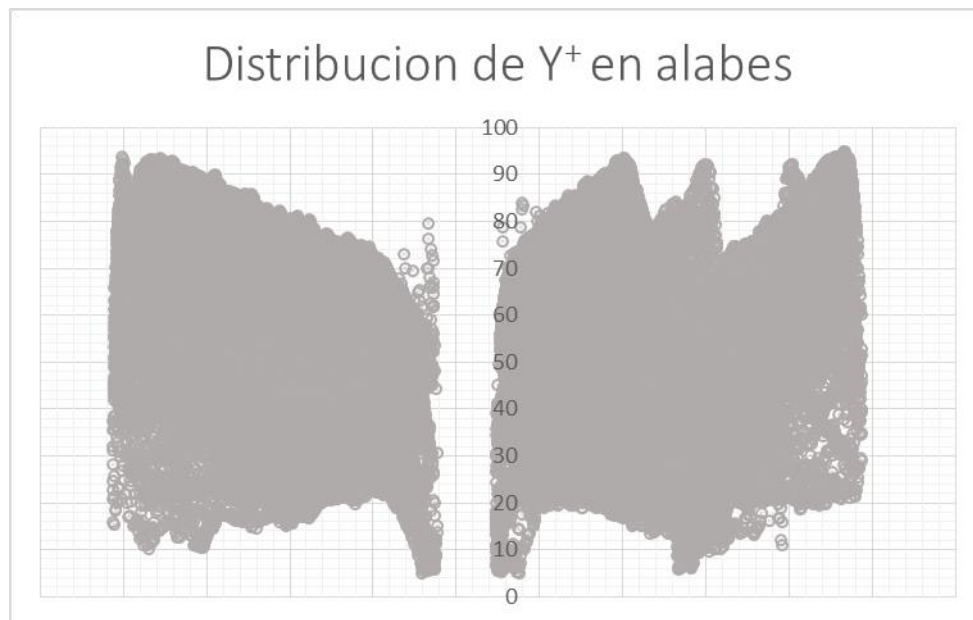


Figura 14.15-Grafico de distribución sobre la pared de tres alabes.

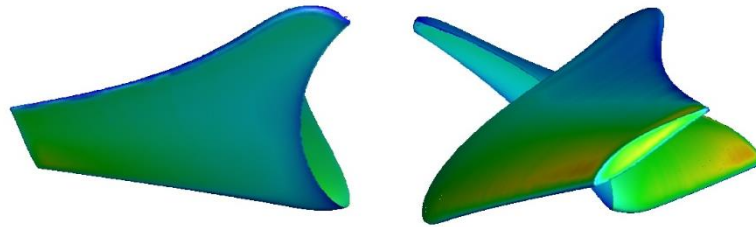


Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA
TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA
DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

84 de 161



alabes
VWall Yplus



Figura 14.16-Contornos de distribución de Y^* .

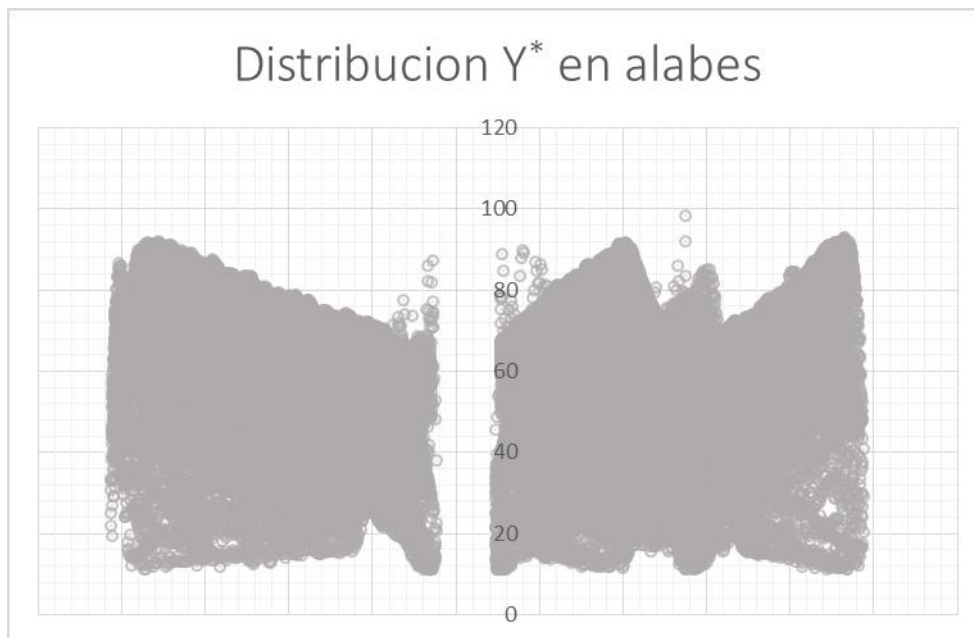


Figura 14.17-Graficos de distribución sobre la pared de tres alabes.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

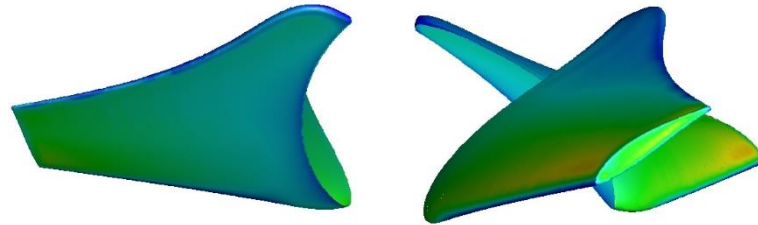
UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18


85 de 161



alabes
Wall Ystar



Figura 14.18-Contornos de distribución de Y^* .

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	86 de 161

15. Simulación en CFD

Las simulaciones realizadas, fueron llevadas a cabo con el software ANSYS 19.0, mediante el solver Fluent, y las herramientas disponibles de modelado de geometría y mallado Desing Modeler y Ansys Meshing respectivamente.

15.1. Simulación del perfil E-210


Mediante las ya mencionadas herramientas computacionales, se llevó a cabo el modelado del respectivo perfil y túnel con mallas individuales, para el estudio mediante el la implementación de modelos matemáticos de turbulencia K- ϵ , ampliamente utilizados en el modelado de flujos turbulentos sobre perfiles, tuberías y aplicaciones industriales.

15.1.1. Procedimiento

El procedimiento utilizado se basó en los siguientes pasos:

- Modelado de la geometría del perfil y su respectivo dominio en donde se albergará su respectiva malla.
- Modelado de la geometría del entorno de corriente de agua, el cual albergara una malla independiente de la del perfil.
- Mallado del dominio perteneciente al perfil en dos dimensiones.
- Mallado del dominio perteneciente al entorno en dos dimensiones.
- Simulación numérica del modelo asumiendo la hipótesis de flujo monofásico.
- Aplicación de correcciones necesarias en el mallado durante simulaciones bajo la hipótesis de flujo monofásico.
- Estudio del modelo multifásico utilizado y realización de simulaciones.
- Aplicación de correcciones necesarias en el mallado durante la etapa de modelado multifásico.

Como se mencionó anteriormente, las simulaciones fueron llevadas a cabo mediante el solver ANSYS Fluent, en el cual fueron configuradas tanto las condiciones de borde como la interacción en la interfaz de ambas mallas, modelos matemáticos de resolución de ecuaciones, interacciones entre fases, escalas de residuos, y otros parámetros detallados en los siguientes incisos.

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	26.10.18
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	87 de 161

Tanto las simulaciones de modelos monofásicos como de modelos multifásicos fueron realizadas con la siguiente configuración básica.

Se utilizó un modelo bidimensional plano, conformado por dos mallas en la cual se ajusta el ángulo de ataque del perfil rotando la malla circular que lo contiene mediante la creación de una interfaz en sus perímetros.

En dichos modelos no se consideró transferencia de calor, por lo cual no fue necesario el uso de la ecuación de la energía dada la hipótesis de flujo adiabático.

El sistema de ecuaciones planteado está basado en presiones, y para su resolución se utilizaron los modos estacionario, pseudotransitorio y transitorio como corrida final, para capturar la evolución del flujo a través del tiempo.

Los valores de referencia fueron tomados a la entrada del dominio, 460 mm por delante del borde de ataque, definiendo el área y cuerda del respectivo perfil.

Las condiciones de borde del modelo fueron definidas a la entrada y salida fijando la presión como valor constante en la frontera equivalente a la presión dinámica del flujo, estableciendo la presión de referencia del modelo como parámetro variable.

La presión dinámica a la entrada y salida se mantuvo constante debido a que el perfil está inmerso en un flujo con velocidad invariable de 16.6 m/s, tomando como parámetro variable la presión absoluta a partir de la presión de operación o referencia y así modificar el número de cavitación para caso en particular.

15.1.2. Secuencia de estudio


Solucionados los problemas de compatibilidad y convergencia de modelos se optó por continuar la investigación ahora sobre el submodelo Mixto (Mixture), el cual la cavitación se calcula bajo los modelos de Schnerr-Sauer y Zwart-Belarmi. Esto implica la realización de nuevas mallas y la implementación de una interfaz entre ambas que permita la rotación relativa.

Las nuevas mallas fueron realizadas organizando los elementos de manera estructurada, utilizando la función inflation disponible en Ansys Meshing con el fin de disponer dichos elementos en la zona propensa a cavitación garantizando una de las mayores calidades posibles.

Se introdujo en el estudio el modelo de turbulencia k- ϵ , para el cual se confeccionaron una serie de mallas tanto independientes como del tipo C-Cell, ambas utilizando inflation en la capa límite, las cuales fueron comparadas durante las simulaciones.

Los resultados de las simulaciones en modelo monofásicos fueron obtenidos en esta instancia, en la cual se reajustaron parámetros de malla, modelado en Fluent, utilizando la condición de velocidad de entrada como parámetro fijo, debido a la ausencia de cavitación.

En la siguiente instancia se procedió a realizar cálculos en modelos monofásicos, ahora considerando la condición de presión de operación medida a la entrada del túnel como la variable, partiendo de presiones de más de cuatro veces la presión atmosférica para evitar la formación prematura de burbujas y a partir de ahí, realizando corridas en modo estacionario, pseudotransitorio y transitorio, para conducir a la solución de a pequeños intervalos de presión y evitar así la divergencia de la solución, todo esto además de la manipulación de ciertos factores de relajación que ayudan a la convergencia de la solución

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	88 de 161

pero luego deben volver a reajustarse, incrementando así el tiempo de cálculo considerablemente.


15.2. Simulación de la turbina hidrocínética y sus partes

Durante las simulaciones de la turbina hidrocínética se ha de repetir el procedimiento ya mencionado en el estudio del perfil Eppler 210, considerando la siguiente configuración general del solver Fluent, frente a la conexión de las mallas independientes y de la configuración propia del modelo.

El esquema básico utilizado para el planteo de las ecuaciones involucradas es el esquema de cálculo basado en presiones y formulación de velocidad absoluta.

El modelo de turbulencia utilizado es el ya mencionado K- ϵ Realizable, acoplado con las funciones de pared Scalable, utilizando para el cálculo el esquema SIMPLEC, y discretización de segundo orden aguas arriba para el cálculo de las variables de presión, cantidad de movimiento, energía cinética turbulenta y la tasa de disipación.

El modelo posee una entrada del flujo y una salida, pero cada malla que lo conforma debe ser configurada correctamente identificando si alguna de sus caras corresponde a una porción de la entrada o salida mencionada, siendo las entradas configuradas con la condición de velocidad de corriente libre para cada celda y las salidas con condición de presión de salida relativa a la entrada. La presión definida para el dominio del modelo completo es definida mediante la presión de operación, teniendo en cuenta los valores de presión de entrada y salida utilizados. La presión de operación en este modelo se utiliza para definir la presión absoluta coincidente con un punto en el eje de rotación de la turbina y desplazado aguas arriba a una distancia considerablemente alejada de la zona afectada por la presencia de la turbina hidrocínética, cuyo valor es coincidente con la combinación de la presión atmosférica local y la presión hidrostática debida a la cota de sumergencia de la turbina.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	89 de 161

16. Análisis de resultados de simulaciones

16.1. Resultados obtenidos de simulaciones del perfil E-210


En el presente apartado se lleva a cabo la presentación de datos obtenidos tanto en el modelo monofásico como en el multifásico.

16.1.1. Simulaciones de modelos monofásicos

En el caso de modelo monofásico, con la intención de estudiar la evolución de las curvas de C_l y C_d del perfil en estudio, se realizó el análisis desde -12.5° a 15° con intervalo de 2.5° .

Tabla 16.1-Coeficientes de resistencia y sustentación en función del ángulo de ataque.

α	C_d	C_l
-12.5	0.1200	-0.127
-10	0.0926	-0.157
-7.5	0.0497	-0.286
-5	0.0246	-0.098
-2.5	0.0179	0.176
0	0.0165	0.460
2.5	0.0180	0.738
5	0.0214	1.01
7.5	0.0281	1.24
10	0.0450	1.40
12.5	0.0645	1.44
15	0.1060	1.32

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	90 de 161

Simulaciones de modelos multifásicos

En el caso de los modelos multifásico, se definieron una serie de parámetros adicionales, los cuales son propios de los modelos en cuestión.

La configuración utilizada para las simulaciones es bajo el modelo de fase mixta, utilizando como fase principal a la entrada el agua líquida adicionando un mecanismo de cambio de fase a vapor configurado como cavitación, utilizando los submodelos de Schnerr-Sauer y Zwart-Belarmi.

El procedimiento a seguir debió definirse de forma experimental, luego de realizar una serie de intentos en los cuales la convergencia de las soluciones se veía comprometida, para ciertos valores de presión y a grandes ángulos de ataque, donde la evolución de la cavitación se desarrolla de manera abrupta.

Los resultados indican que la evolución de la cavitación puede estudiarse de manera detallada mediante simulaciones, obteniéndose rápidamente resultados para bajos ángulos de ataque en modelos de turbulencia K- ϵ , e incrementando el tiempo de cálculo y la dificultad de convergencia a medida que se incrementa el ángulo de ataque.


Es de gran importancia el uso de las herramientas disponibles para la manipulación de los residuos, sobre todo para los correspondientes a la fase vapor, la cual generalmente limita la convergencia de las soluciones al crecer rápidamente los residuos cuando se varían parámetros como la presión absoluta, que es el que gobierna el número de cavitación, el cual debe disminuir paulatinamente para obtener soluciones estables.

Con la finalidad de encontrar las causas de la dificultad de convergencia del modelo se realizaron múltiples cambios en las mallas, ajuste de parámetros y cambios en los modelos matemáticos aplicados para hallar el procedimiento de cálculo adecuado, el inconveniente encontrado es que debido a la inestabilidad del fenómeno, los parámetros definidos no pueden ser alterados de manera abrupta, sobre todo la presión absoluta, variable que debe recorrer un gran espectro de valores de a intervalos muy pequeños.

16.1.2. Resultados de modelos multifásico próximos al punto de operación

El punto de operación de la turbina corresponde al rango de número de cavitación comprendido entre 2,25 - 2,45. El diseño del alabe fue realizado manteniendo como objetivo principal evitar la formación de cavitación, teniendo en cuenta que la formación de cavitación no solo depende de la forma de la superficie del alabe, sino que es función directa de la velocidad relativa y la presión absoluta; para esto debe encontrarse la relación correcta entre el diámetro del rotor, velocidad de rotación, velocidad de corriente incidente y presión absoluta de trabajo.

A través del estudio del modelo bidimensional puede determinarse el patrón que describe la cavitación sobre la superficie del alabe, y estimarse aproximadamente el punto de operación en el cual debe trabajar la turbina para evitar la formación de cavitación tomándolo luego como punto de diseño.

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	<p>UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA</p>	<p>26.10.18</p>
	<p>TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA</p>	
	<p>DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA</p>	<p>91 de 161</p>

El punto de funcionamiento que corresponde al número de cavitación incipiente se halla por fuera del punto de operación de diseño, encontrándose para un ángulo de ataque de 10° cuando el número de cavitación toma valores inferiores a 2,2.

La cavitación comienza a desarrollarse sobre el perfil a valores inferiores de número de cavitación de 2,2, siendo cavitación estacionaria del tipo nucleada en el borde de ataque sobre el extradós del perfil.

La conclusión más relevante sobre el análisis de los resultados de las simulaciones, es la confirmación de los cálculos teóricos realizados para situar el punto de funcionamiento de diseño de la turbina hidrocínética en una zona libre de la formación de cavitación.

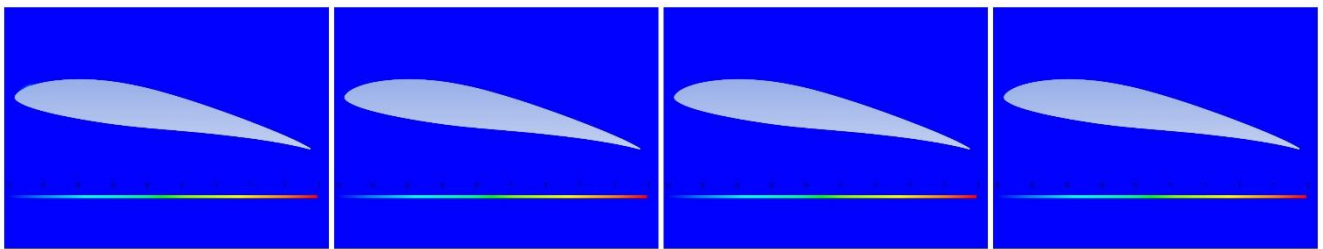


Figura 16.1-Contornos de fracción de vapor para números de cavitación 2,2- 2,25- 2,3- 2,35.

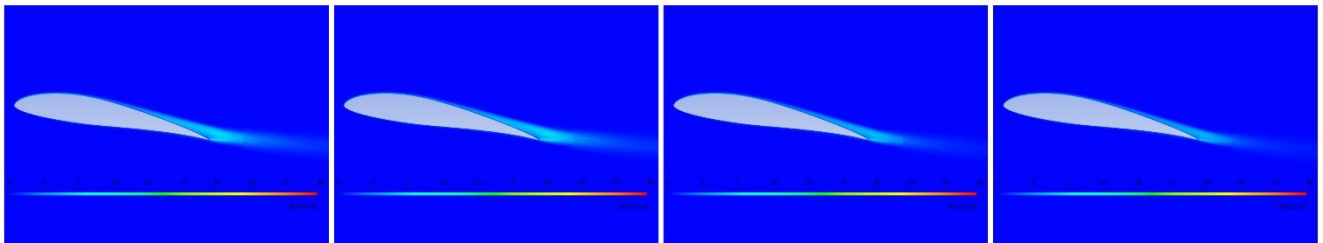



Figura 16.2-Contornos de energía cinética turbulenta para números de cavitación 2,2- 2,25- 2,3- 2,35.

Como continuación del estudio se presentan los resultados obtenidos durante las simulaciones para números de cavitación inferiores al número de cavitación de funcionamiento. La cavitación desarrollada sobre el perfil corresponde a cavitación del tipo estacionaria sobre el borde de ataque situada en el extradós, la cual genera un leve aumento en la resistencia hidrodinámica y leve decremento en el coeficiente de sustentación para números de cavitación en el rango 1,5- 1,75.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	92 de 161

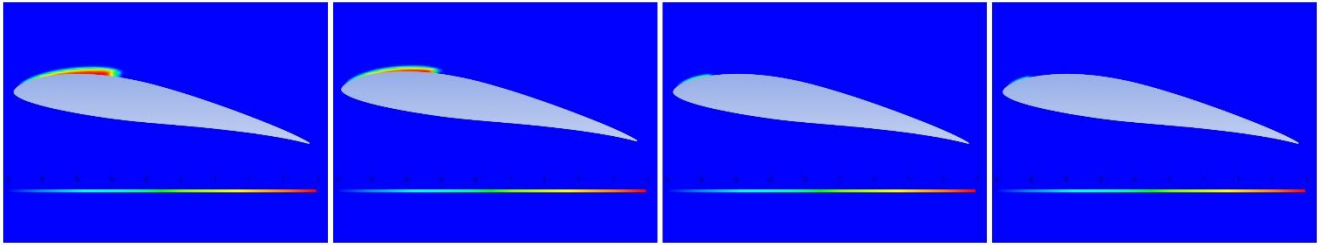


Figura 16.3-Contornos de fracción de vapor para números de cavitación 1,5- 1,75- 2- 2,1.

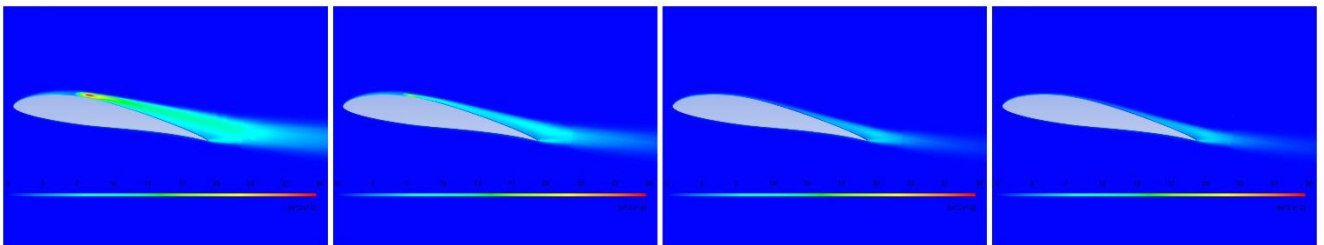


Figura 16.4-contornos de energía cinética turbulenta para números de cavitación 1,5- 1,75- 2- 2,1.

La presencia constante de este tipo de cavitación es la causante de la caída del rendimiento en muchas turbomáquinas de este tipo, ya que no solo genera incremento de la resistencia hidrodinámica, sino que también incrementa las pérdidas de potencia a través de la generación de vibraciones y erosión acelerada de la superficie de los alabes en la cara de baja presión.

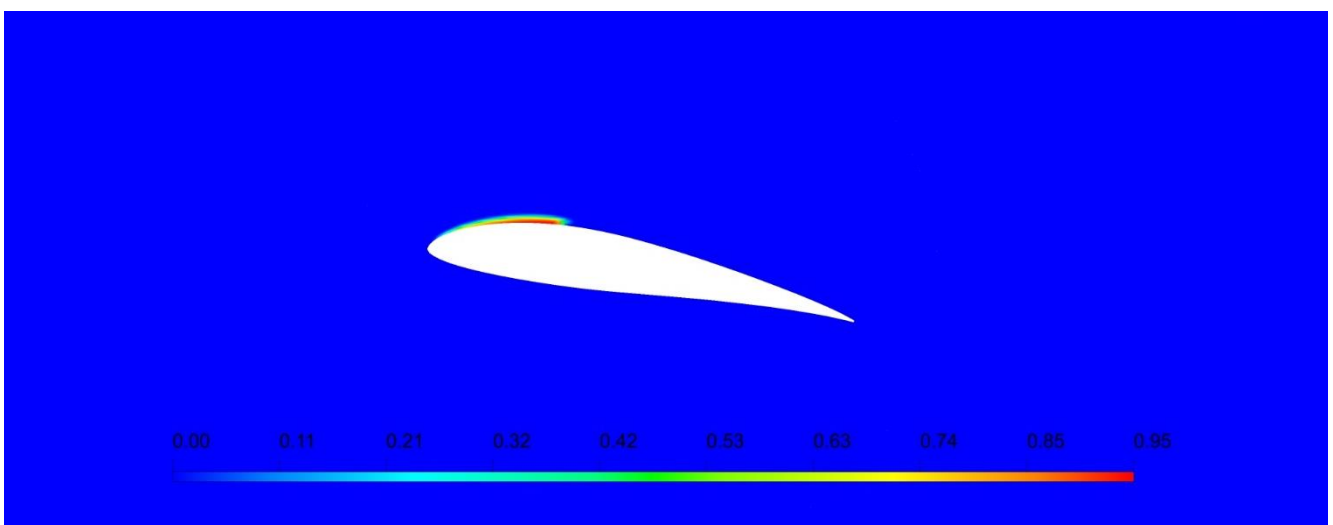



Figura 16.5-Contorno de fracción de vapor en líquido, visualización de nube de cavitación $\sigma=1,75$.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	93 de 161

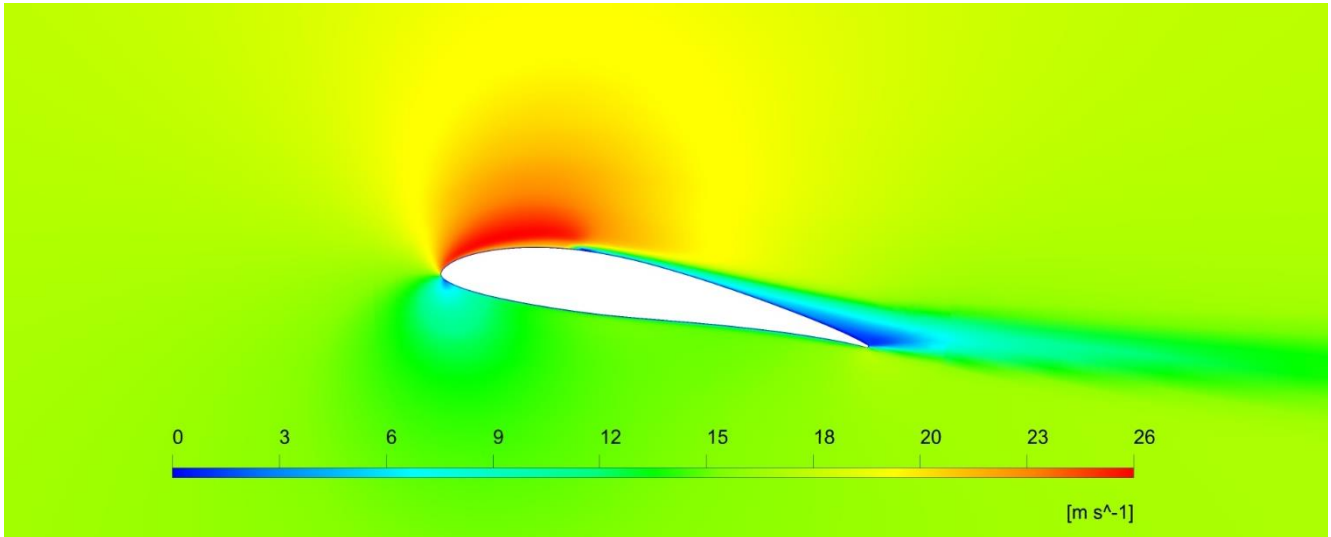


Figura 16.6-Contorno de velocidad.

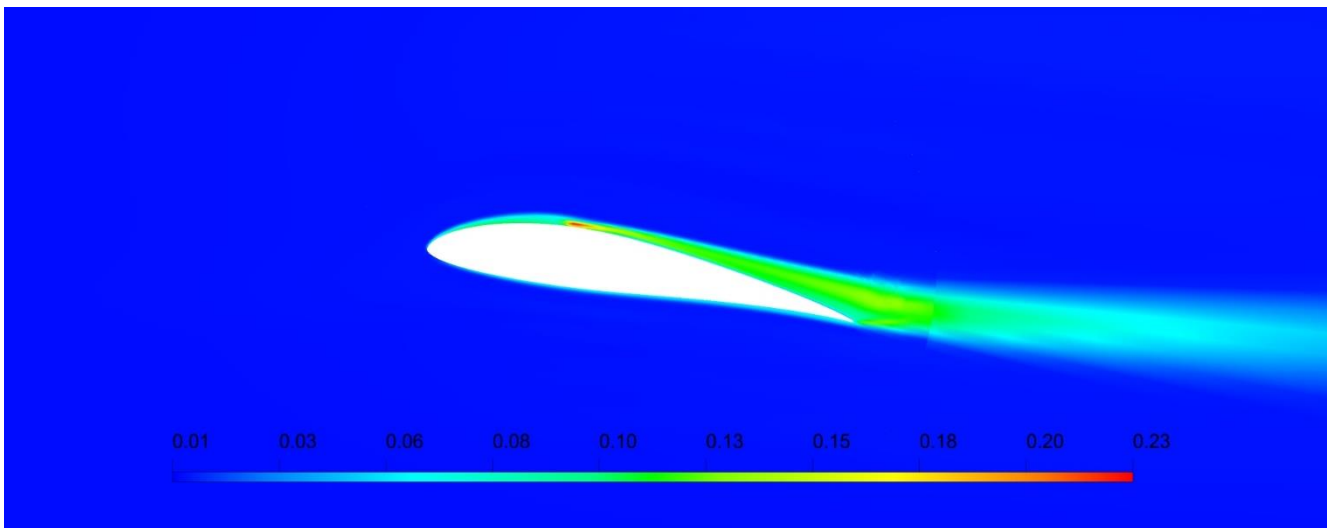



Figura 16.7-Contorno de intensidad de turbulencia.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	94 de 161

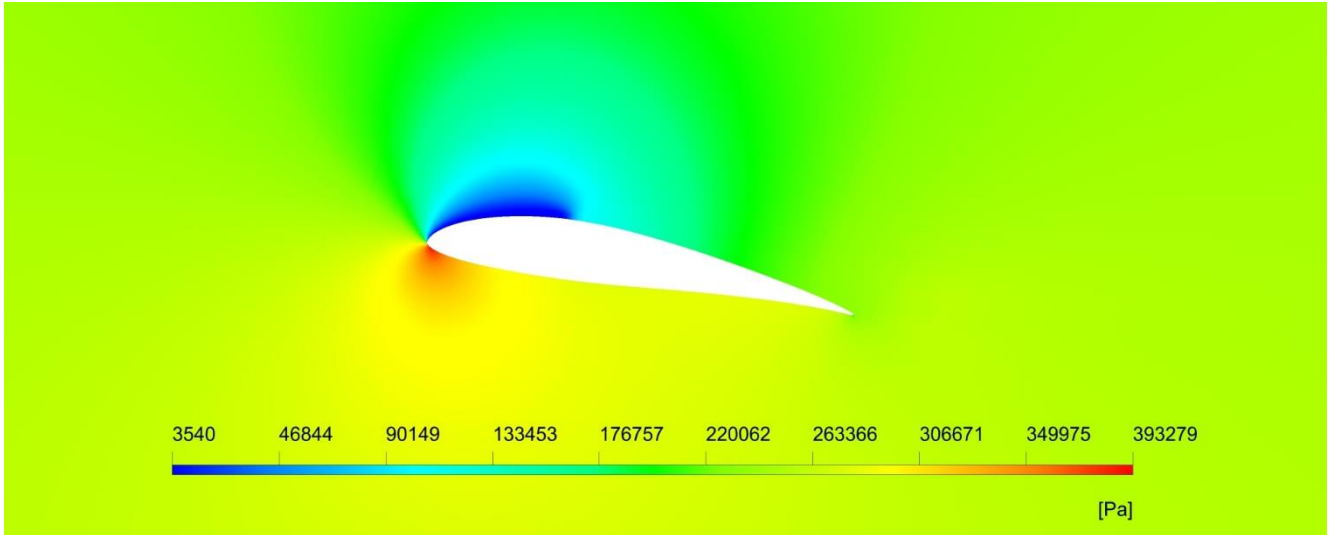



Figura 16.8-Contorno de presión absoluta.


 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	95 de 161

16.1.3. Resultados obtenidos con el modelo de turbulencia K- ϵ

Resultados a -12.5°

Tabla 16.2- Coeficientes de sustentación y resistencia en función del número de cavitación.


σ	C_l	C_d
0,5	-0,212	0,171
0,75	-0,245	0,154
1	-0,253	0,148
1,35	-0,270	0,144
2	-0,303	0,136
3	-0,358	0,125
4	-0,393	0,115

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	96 de 161

Resultados a -10° .

Tabla 16.3- Coeficientes de sustentación y resistencia en función del número de cavitación.


σ	C_l	C_d
0,25	-0,0104	0,099
0,5	-0,143	0,120
0,75	-0,209	0,121
1	-0,219	0,114
1,35	-0,235	0,106
2	-0,270	0,0977
3	-0,324	0,0833
4	-0,351	0,0747

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	97 de 161

Resultados a -7.5° .

Tabla 16.4- Coeficientes de sustentación y resistencia en función del número de cavitación.


σ	C_l	C_d
0,25	-0,0908	0,0864
0,5	-0,115	0,0971
0,75	-0,153	0,0862
1	-0,165	0,0775
1,35	-0,183	0,0683
2	-0,214	0,0568
3	-0,240	0,0474
4	-0,244	0,0454

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	98 de 161

Resultados a -5° .

Tabla 16.5- Coeficientes de sustentación y resistencia en función del número de cavitación.


σ	C_l	C_d
0,25	-0,0782	0,0758
0,5	-0,0411	0,0648
0,75	-0,0330	0,0481
1	-0,0322	0,0394
2	-0,0466	0,0303
3	-0,0472	0,0299
4	-0,0472	0,0299

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	99 de 161

Resultados a -2.5° .

Tabla 16.6- Coeficientes de sustentación y resistencia en función del número de cavitación.


σ	C_l	C_d
0,25	-0,0668	0,0662
0,5	0,165	0,0324
0,75	0,194	0,0237
1	0,191	0,0229
2	0,191	0,0229
3	0,191	0,0229
4	0,183	0,0233

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	100 de 161

Resultados a 0°.

Tabla 16.7- Coeficientes de sustentación y resistencia en función del número de cavitación.


σ	C_l	C_d
0,5	0,289	0,0453
0,75	0,411	0,0203
1	0,411	0,0203
2	0,409	0,0202
3	0,410	0,0204
4	0,410	0,0202

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	101 de 161

Resultados a 2.5°.

Tabla 16.8- Coeficientes de sustentación y resistencia en función del número de cavitación.


σ	C_l	C_d
0,5	0,397	0,0645
0,75	0,596	0,0404
1	0,651	0,0289
2	0,611	0,0318
3	0,711	0,0284
4	0,658	0,0299

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	102 de 161

Resultados a 5°.

Tabla 16.9- Coeficientes de sustentación y resistencia en función del número de cavitación.


σ	C_l	C_d
0,5	0,472	0,0876
0,75	0,668	0,0683
1	0,834	0,0455
2	0,932	0,0316
3	0,923	0,0328
4	0,933	0,0315

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	103 de 161

Resultados a 7.5°.

Tabla 16.10 Coeficientes de sustentación y resistencia en función del número de cavitación.


σ	C_l	C_d
0,5	0,505	0,109
0,75	0,734	0,105
1	0,868	0,082
1,35	1,066	0,053
2	1,140	0,042
3	1,145	0,042
4	1,146	0,043

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	104 de 161

Resultados a 10°.

Tabla 16.11- Coeficientes de sustentación y resistencia en función del número de cavitación.


σ	C_l	C_d
0,5	0,510	0,134
0,75	0,781	0,144
1	0,911	0,138
1,35	1,080	0,100
2	1,260	0,0645
3	1,272	0,0598
4	1,281	0,0598

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	105 de 161

Resultados a 12.5°.

Tabla 16.12- Coeficientes de sustentación y resistencia en función del número de cavitación.

σ	C_l	C_d
0,25	0,344	0,101
0,5	0,585	0,162
0,75	0,820	0,187
1	0,851	0,146
1,35	1,027	0,148
2	1,213	0,108
3	1,330	0,0891
4	1,332	0,0855

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	106 de 161

16.2. Resultados obtenidos de simulaciones de turbina hidrocínética

16.2.1. Simulaciones de modelos estacionarios

Las simulaciones llevadas a cabo en modelos monofásicos, en primera instancia son realizadas en modo estacionario, esto significa que no existe un paso de tiempo definido para la evolución del cálculo, por lo tanto son resueltos los balances del sistema y las ecuaciones asociadas sin involucrar la variable temporal.

16.2.1.1. Calculo de cargas sobre la estructura

Con el objetivo de determinar el coeficiente de resistencia de las geometrías parametrizadas para determinar la magnitud de su variación y realizar una comparación de las mismas son generadas cuatro mallas y realizadas cuatro simulaciones estacionarias, de las cuales son presentados los resultados en el siguiente grafico comparativo.

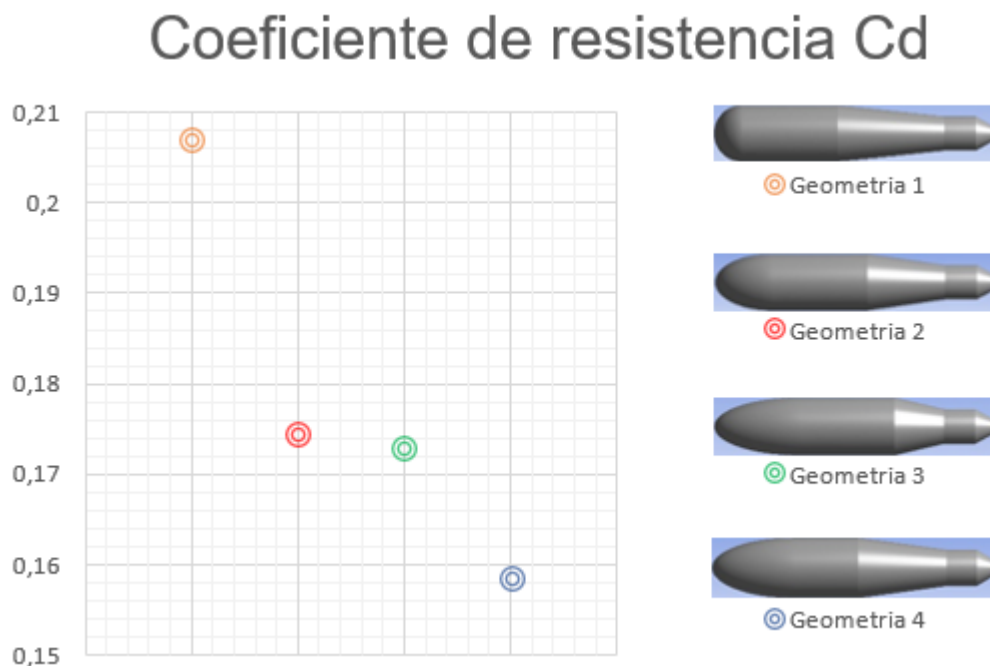



Figura 16.9-Grafico comparativo del coeficiente de resistencia.

Tabla 16.13-Resultados de simulaciones estacionarias.

Geometría	Drag N	Coef. de resistencia	Volumen cm^3
Geometría 1	261,06	0,2071	62269
Geometría 2	220,01	0,1746	74015
Geometría 3	217,90	0,1729	73157
Geometría 4	200,21	0,1587	66877

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	107 de 161

Para las diversas geometrías es calculado el volumen de las mismas, para realizar una comparación entre la resistencia asociada a cada una y la capacidad de almacenar en su interior los componentes necesarios para la generación, por lo cual la geometría seleccionada para la simulación debe cumplir con tres criterios fundamentales desde el punto de vista del diseño.

- El volumen interno debe ser el máximo posible para albergar componentes en su interior.
- La resistencia hidrodinámica debe ser la mínima posible para disminuir las cargas sobre la estructura y generar la mínima perturbación posible al flujo.
- La complejidad de la estructura frente a la fabricación debe ser la menor posible.

Por lo tanto debido a la importancia del tercer criterio para la fabricación de la cofia del cuerpo de la turbina, es seleccionada la geometría 2 por sobre la geometría 3 para realizar las simulaciones, debido a que la diferencia en la resistencia hidrodinámica y el volumen entre las mismas es despreciable.


16.2.1.2. Resultados de simulaciones estacionarias sin estructura de sujeción

En el presente apartado se presentan los resultados obtenidos durante las simulaciones estacionarias en modelos monofásicos, dichos resultados son los valores medios de las cargas obtenidos mediante integración numérica de una función discreta sobre una gran muestra de iteraciones.

Particularmente en algunas simulaciones estacionarias existen oscilaciones periódicas acotadas de los residuos y por lo tanto de las variables una vez alcanzada la solución del problema, la magnitud de las oscilaciones de las variables calculadas es del tercer orden decimal y no son apreciables debido a que representan un porcentaje menor al 0,01%, por lo cual no será analizada su fluctuación.

Tabla 16.14-Valor medio de las variables calculadas durante las simulaciones.

Variable	Magnitud	Unidad
C_M	0,0073978	-
Par	132,92	Nm
Potencia	3828,15	W
Drag Cuerpo	203,15	N
Drag turbina	1228,26	N
Empuje axial	1025,11	N
Fuerza transversal al alabe	341,70	N
Caudal másico entrada rotor	3820,85	\dot{m}
Caudal másico salida axil	3829,50	\dot{m}
Caudal másico salida anular	8,65	\dot{m}

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	108 de 161

16.2.1.3. Resultados de simulaciones estacionarias con estructura de sujeción

En el presente apartado se presentan los resultados obtenidos durante las simulaciones estacionarias en modelos monofásicos, nuevamente son obtenidos resultados cuya variación periódica se mantiene acotada por debajo de 0,01% de la magnitud analizada, por lo que no será necesario el análisis de la variación de las mismas.

Tabla 16.15-Valor medio de las variables calculadas durante las simulaciones.

Variable	Magnitud	Unidad
C_M	0,0073309	-
Par	131,71	Nm
Potencia	3793,50	W
Drag cuerpo	287,08	N
Drag estructura de sujeción	76,25	N
Drag turbina	1305,75	N
Empuje axial	1018,67	N
Fuerza transversal al alabe	339,55	N
Caudal másico entrada rotor	3808,10	\dot{m}
Caudal másico salida axil	3819,81	\dot{m}
Caudal másico salida anular	11,70	\dot{m}



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

109 de 161

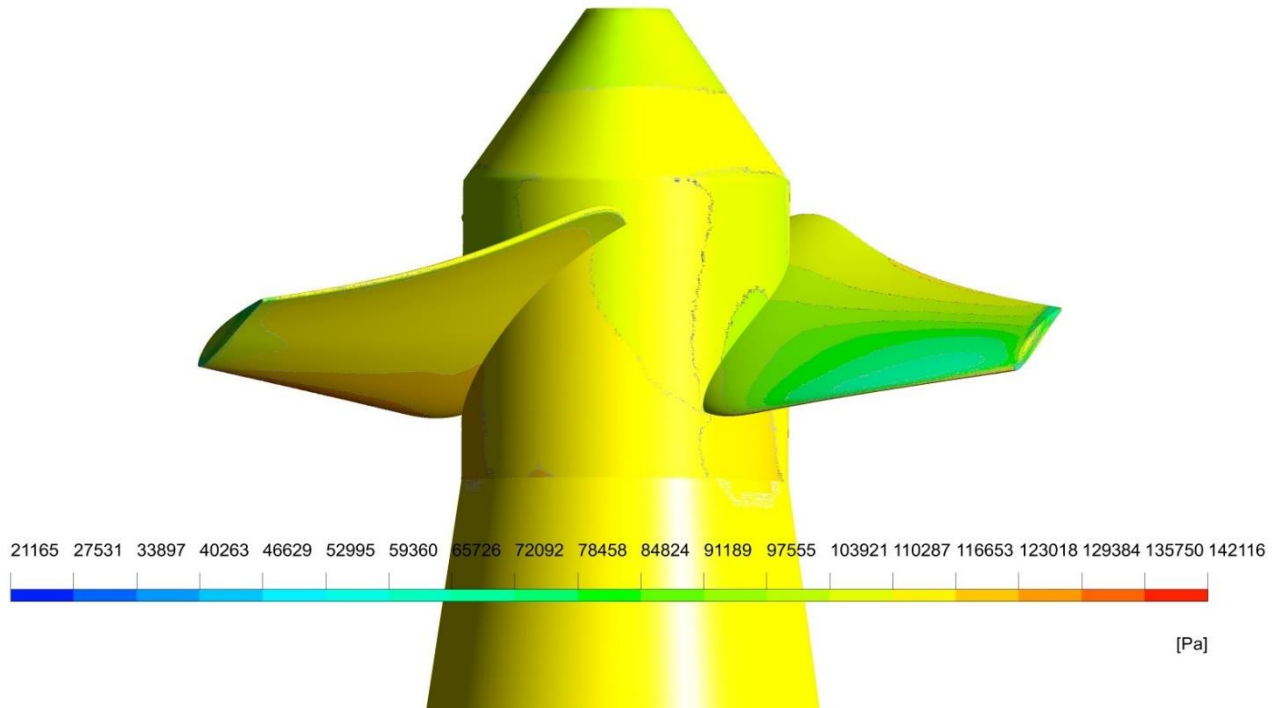


Figura 16.10-Contorno de distribución de presión absoluta.

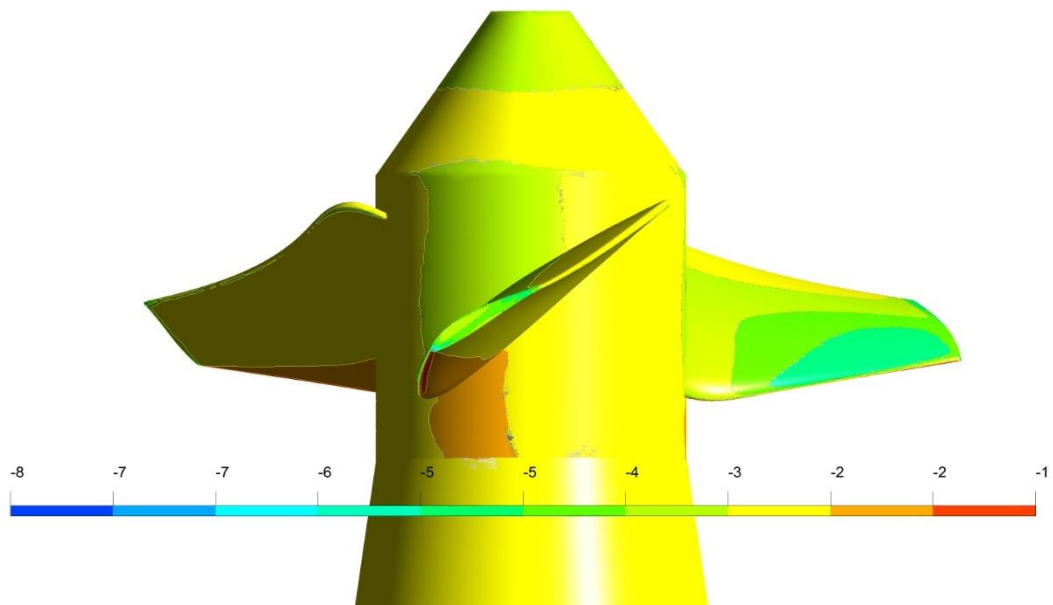



Figura 16.11-Contorno de distribución de coeficiente de presión.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	110 de 161

16.2.1.4. Comparación de resultados de modelos estacionarios

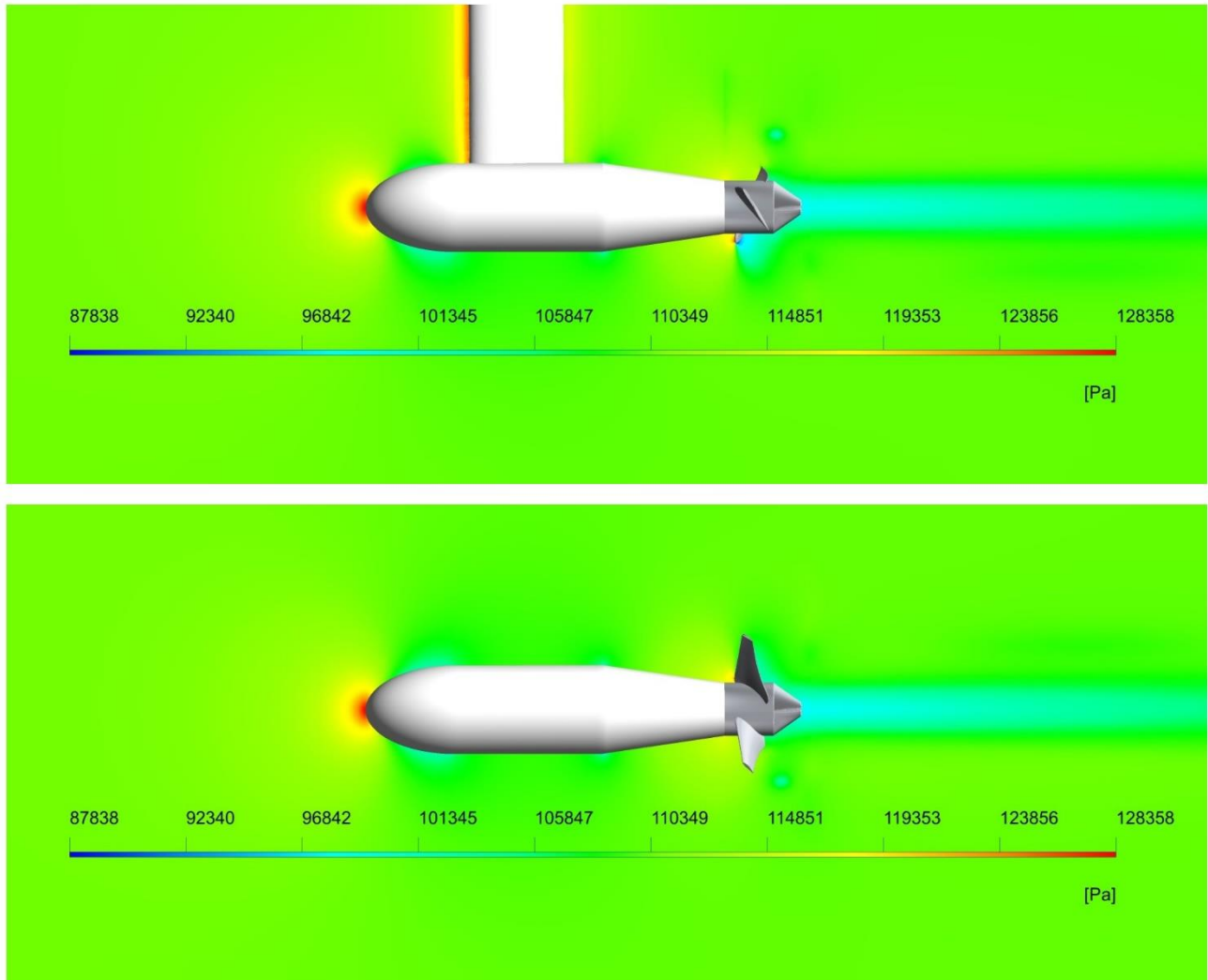


Figura 16.12-Comparacion de contornos del campo de presión absoluta.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

111 de 161

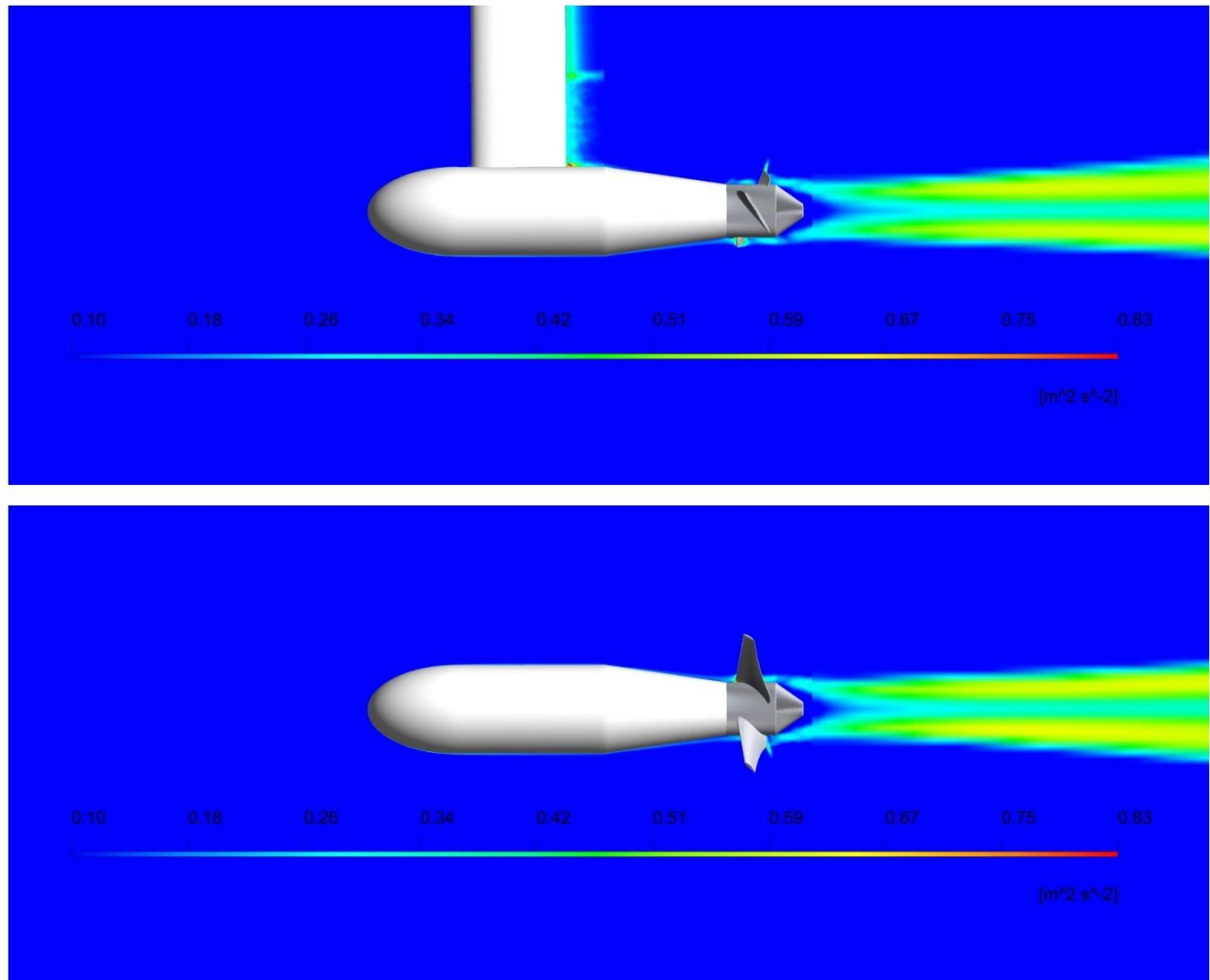


Figura 16.13-Comparacion de contornos de energía cinética turbulenta.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

112 de 161

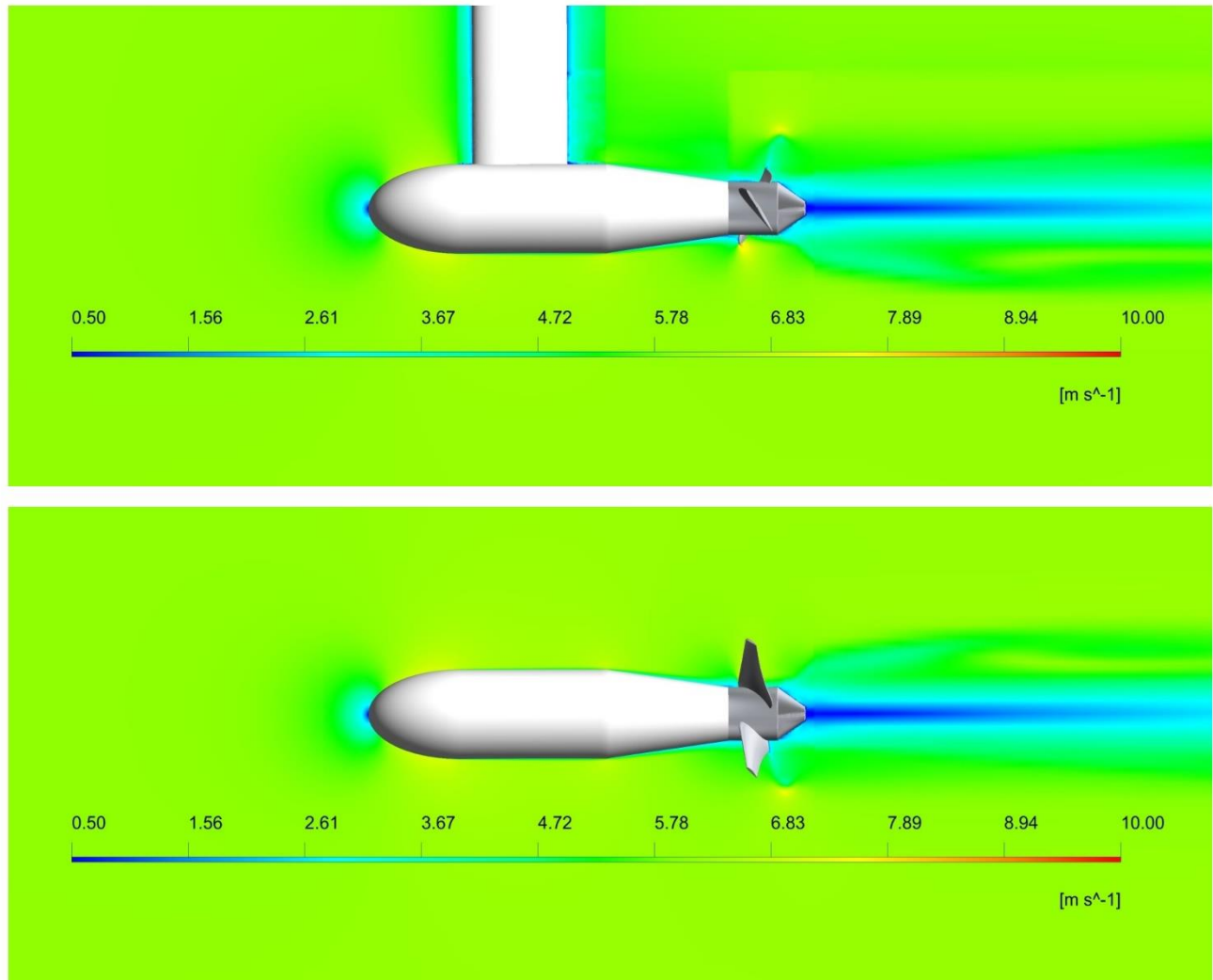


Figura 16.14-Comparacion de contornos de campo de velocidades.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

113 de 161

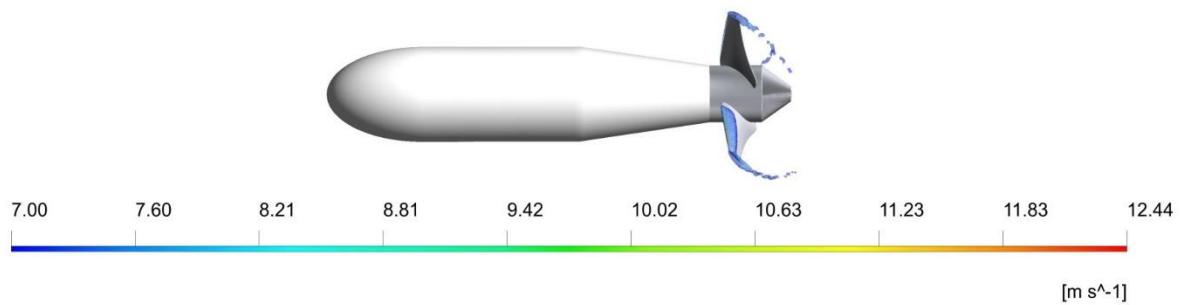
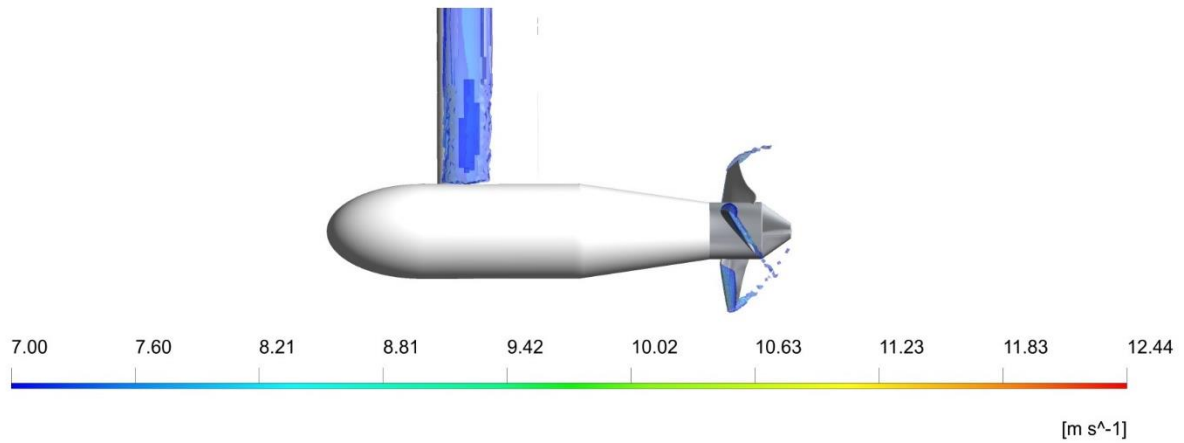


Figura 16.15-Comparacion de isovolúmenes de alta velocidad.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

114 de 161

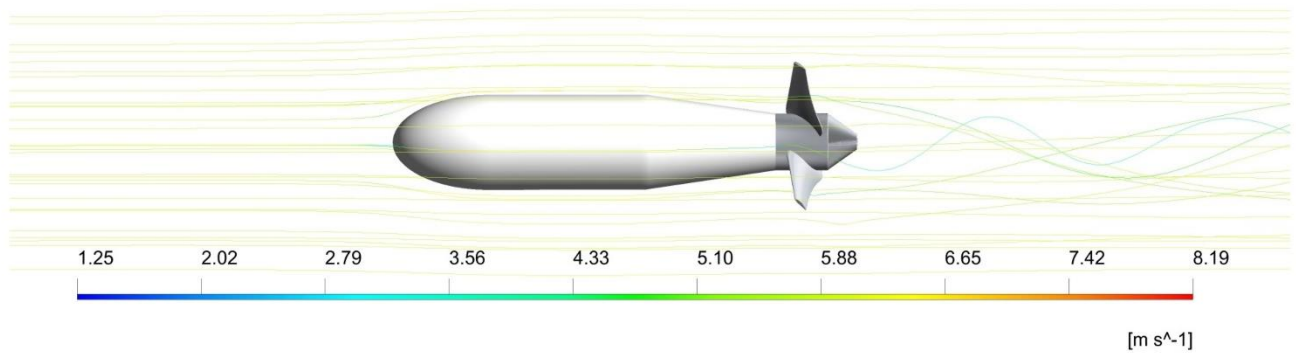
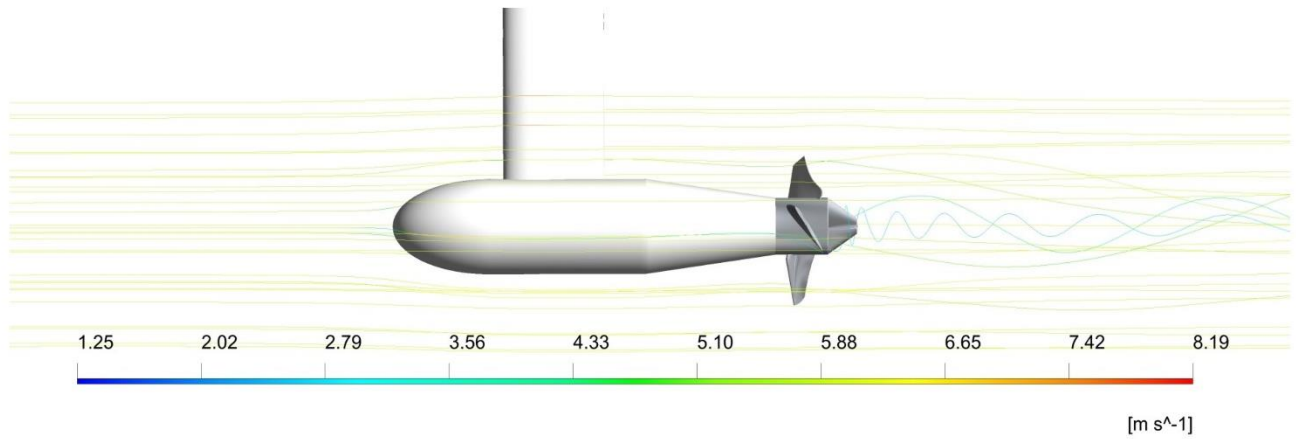


Figura 16.16-Comparacion de líneas de corriente velocidad.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

115 de 161

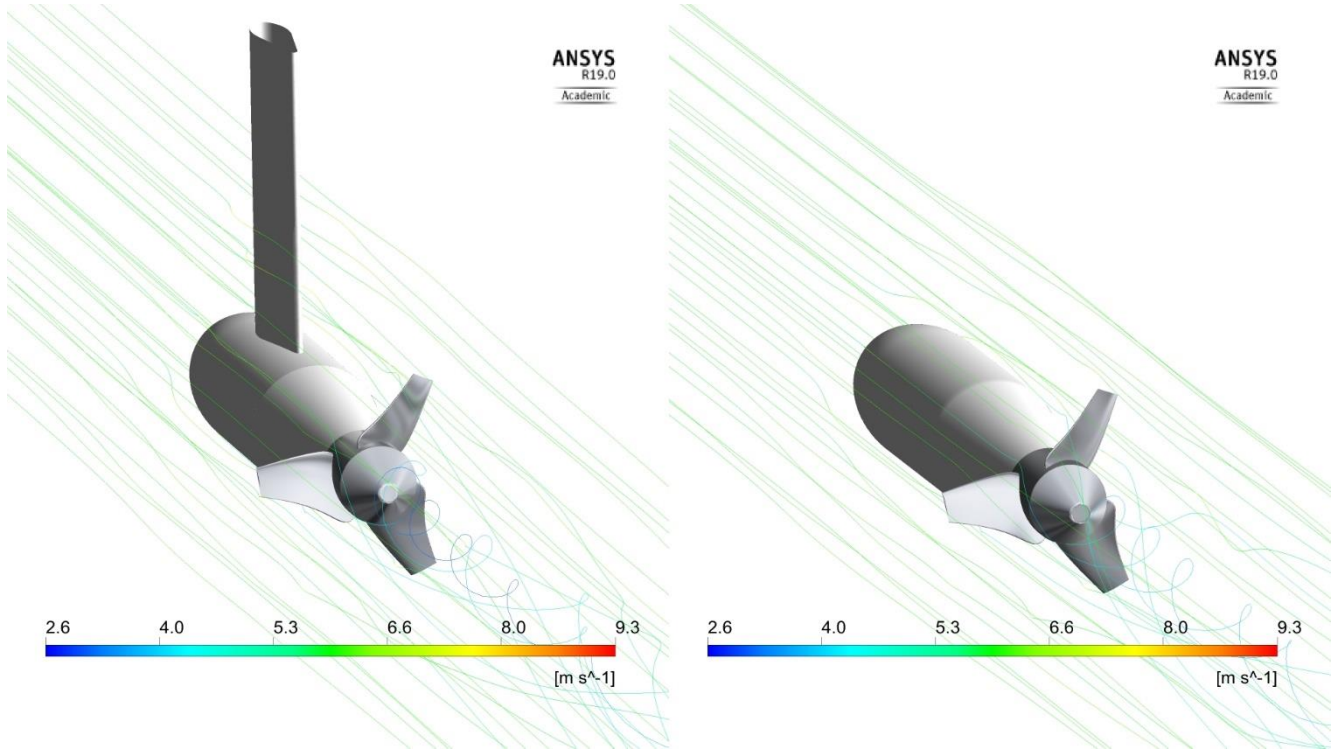


Figura 16.17-Comparacion de líneas de corriente de velocidad.

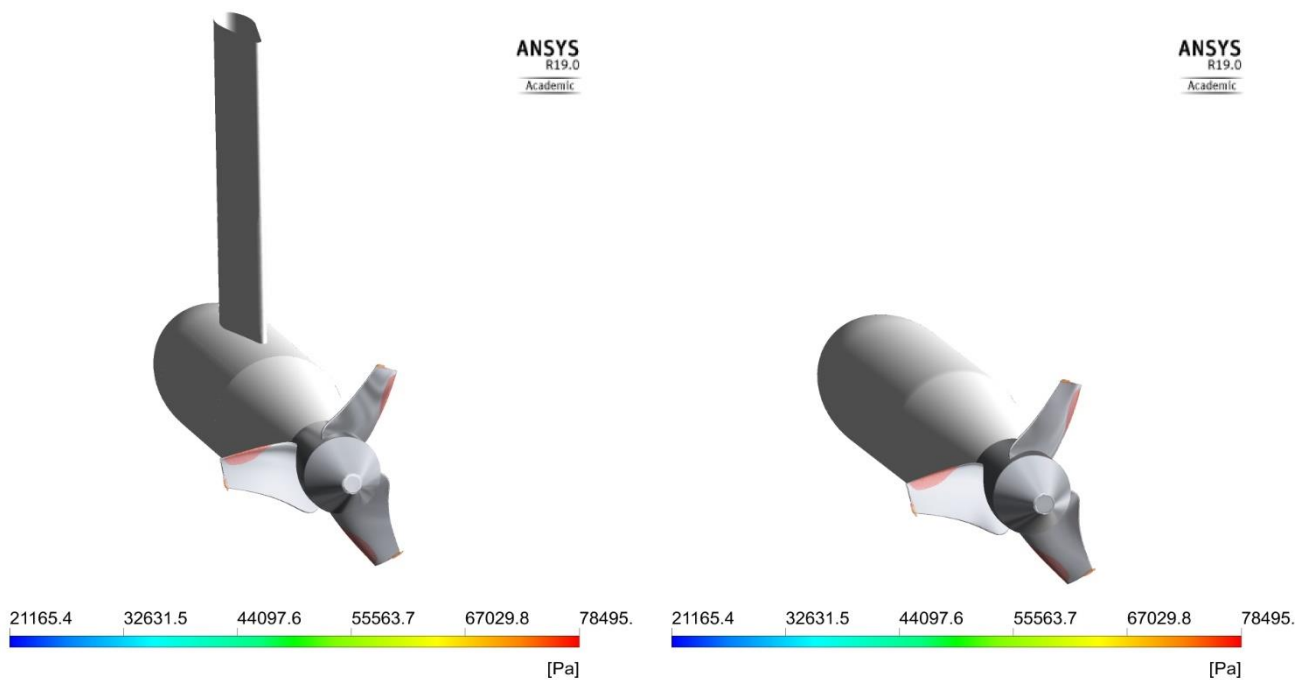


Figura 16.18-Comparacion de isovolúmenes de baja presión.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

116 de 161

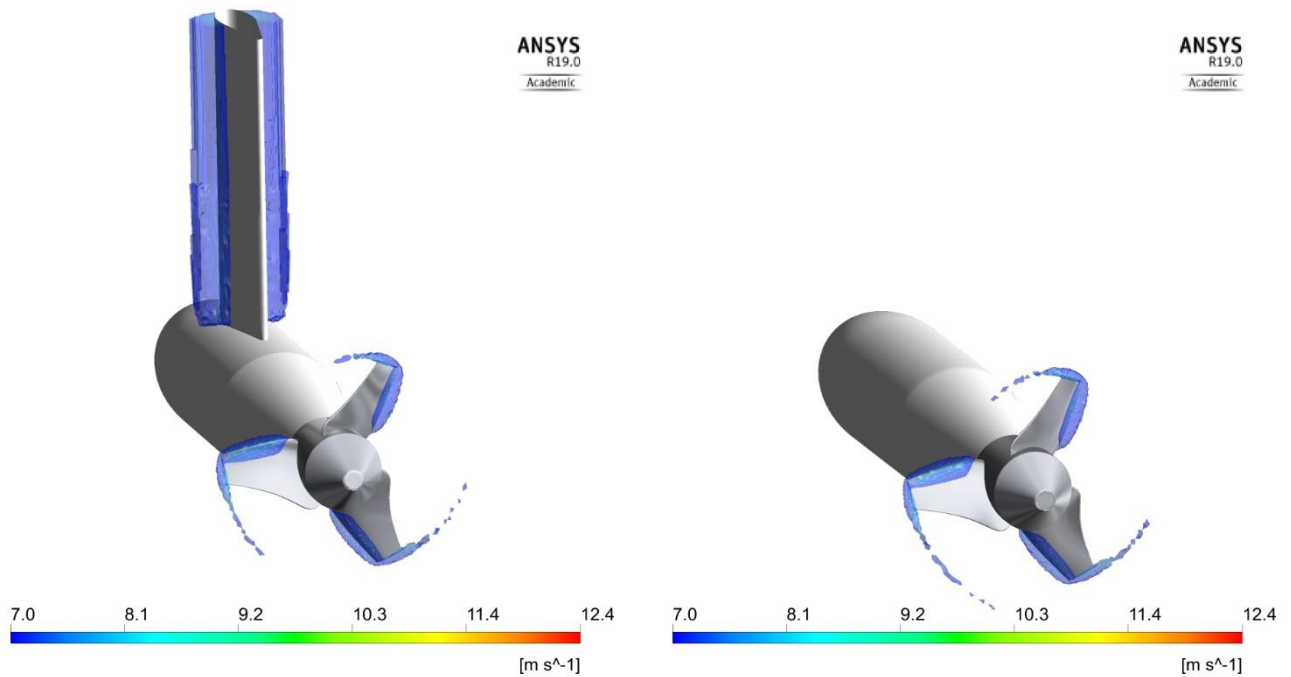


Figura 16.19-Comparacion de isovolumenes de alta velocidad.

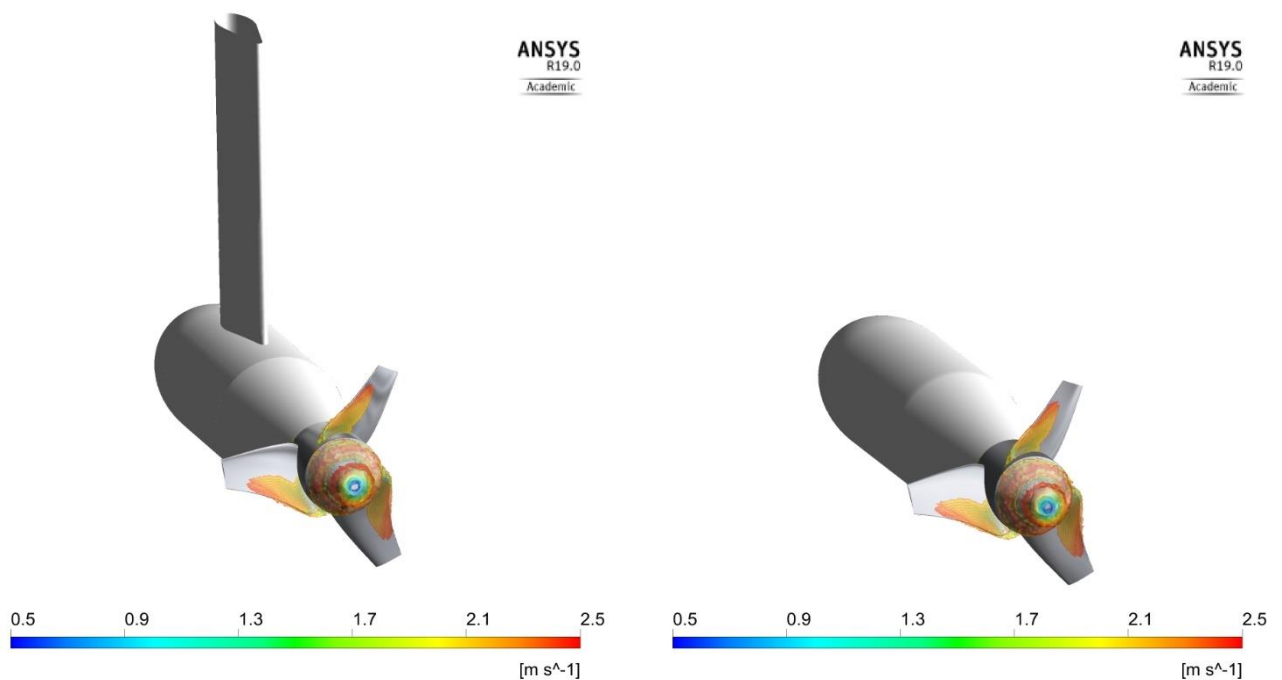


Figura 16.20-Comparacion de isovolúmenes de baja velocidad.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

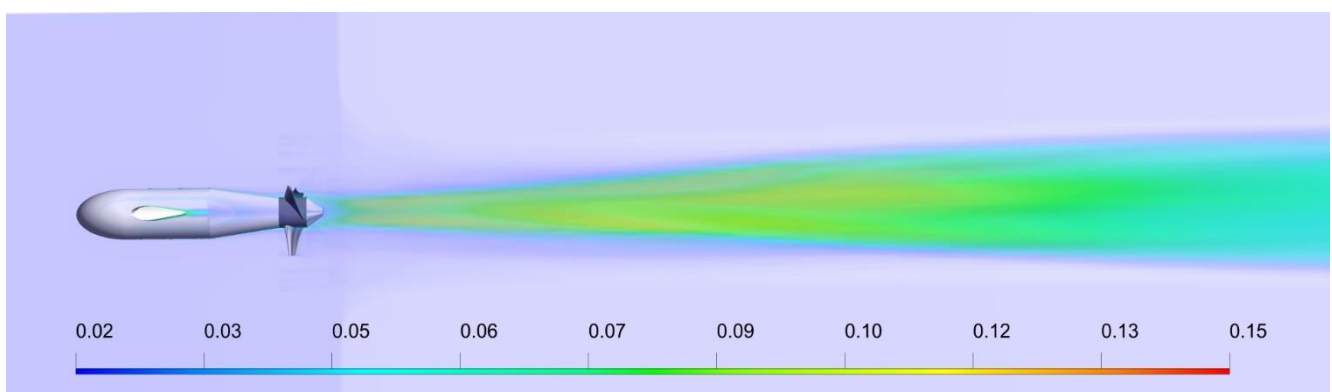
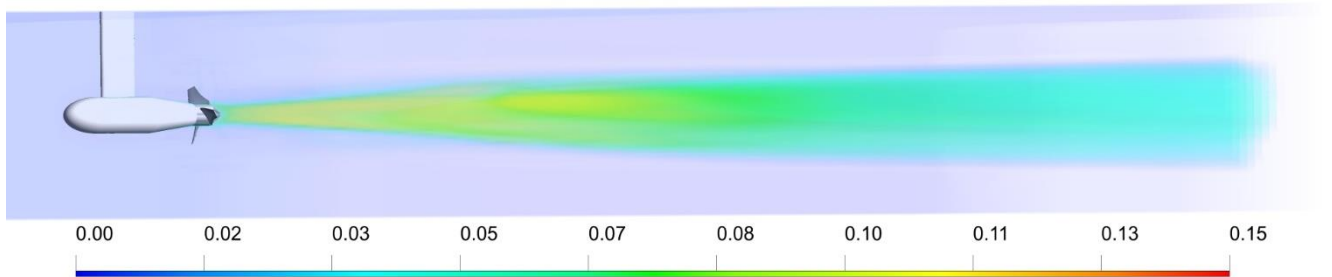
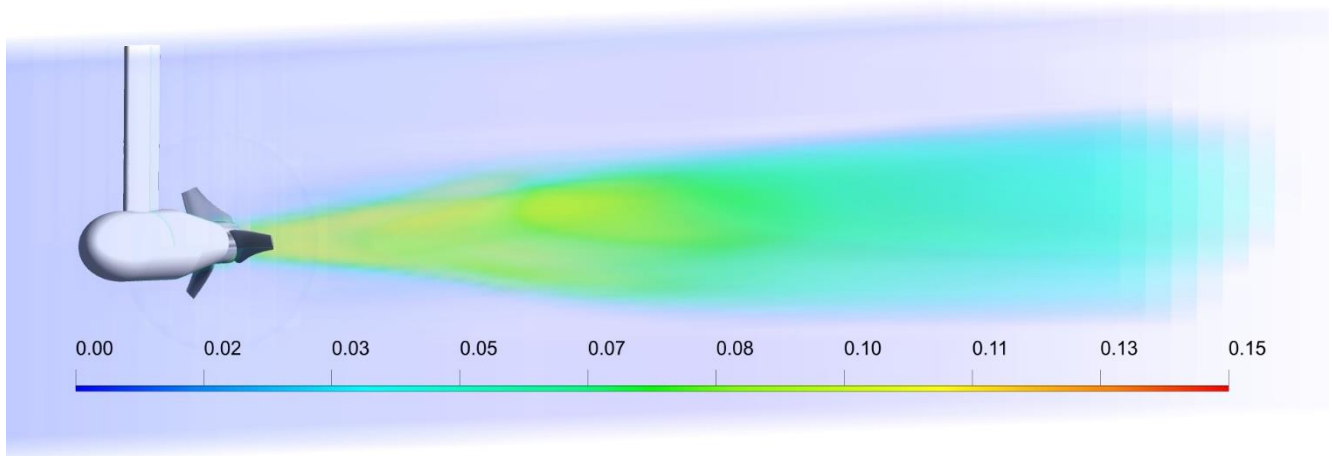
UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA


26.10.18

117 de 161



16.2.2. Simulaciones de modelos no-estacionarios

Luego del análisis de los modelos en modo estacionario, en donde no existe paso de tiempo definido y las cargas obtenidas se mantienen estacionarias sin fluctuaciones considerables, se realizan simulaciones en modo transitorio, en donde se requiere partir de la solución estacionaria obtenida previamente aplicando un paso de tiempo definido para su cálculo.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	118 de 161

Debido a la naturaleza del modelo, tratándose de una turbomaquina, en la que se debe analizar el flujo con una discretización temporal lo suficientemente pequeña para que la solución sea representativa frente a los efectos del flujo sobre los alabes, por lo tanto el paso de tiempo definido será función de la velocidad de rotación de la máquina y la discretización espacial mínima requerida, para ello se formula la siguiente expresión.


$$T_{vuelta} = \frac{2\pi}{\omega}$$

$$\Delta t = \frac{T_{vuelta}}{\frac{360}{\theta}}$$

Para realizar las simulaciones se utilizaron dos pasos de tiempos diferentes, comenzando por un paso de tiempo mayor Δt_i hasta alcanzar cierto grado de convergencia en donde los residuos se estabilizan y las cargas varían periódicamente de manera acotada con valores próximos a las cargas estacionarias ya determinadas para cada modelo, para luego realizar una discretización más fina del paso de tiempo Δt_f , y alcanzar la solución final.

Tabla 16.16-Variables de configuración básica de los modelos no-estacionarios.

Variable	Magnitud	Unidad
ω	28,8	$\frac{rad}{s}$
T_{vuelta}	0.218166	s
θ_i	7	°
Δt_i	0,004242	s
θ_f	1	°
Δt_f	0,000606	s

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	119 de 161

16.2.2.5. Resultados de simulaciones no-estacionarias sin estructura de sujeción

Tabla 16.17- Valor medio de las variables calculadas durante las simulaciones.

Variable	Magnitud	Unidad
C_M	0,007615	-
Par	137,03	Nm
Potencia	3946,57	W
Drag Cuerpo	208,31	N
Drag turbina	1263,01	N
Empuje axial	1054,79	N
Fuerza transversal al alabe	351,60	N
Caudal másico entrada rotor	3817,38	\dot{m}
Caudal másico salida axil	3823,49	\dot{m}
Caudal másico salida anular	5,91	\dot{m}

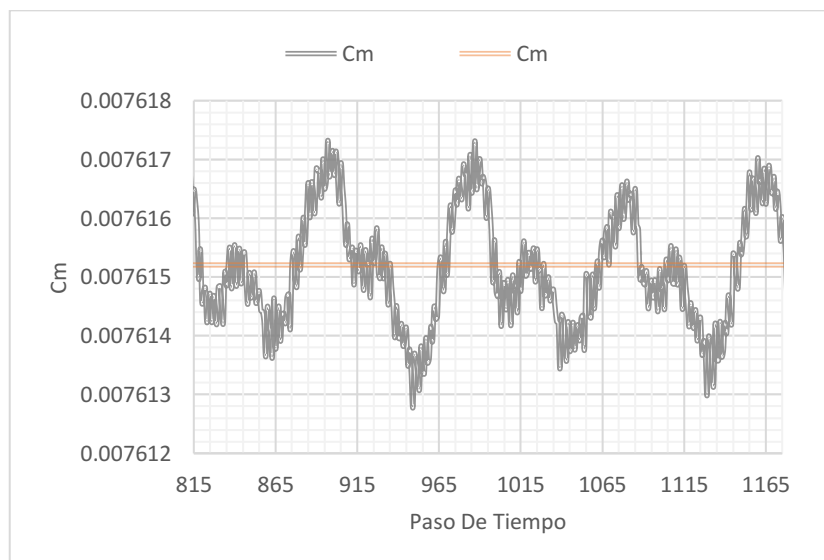


Figura 16.21-Coeficiente de momento del conjunto de alabes durante una vuelta en función del paso de tiempo.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

120 de 161

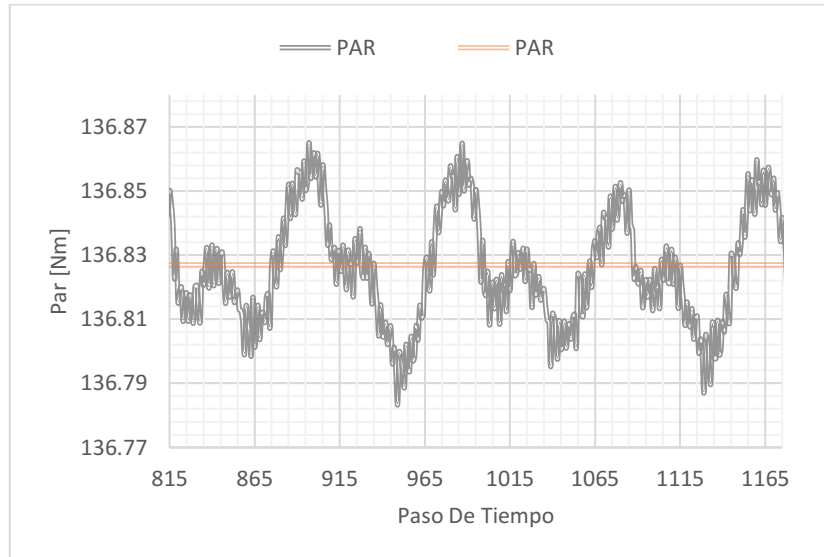


Figura 16.22-Par generado por el conjunto de alabes durante una vuelta en función del paso de tiempo.

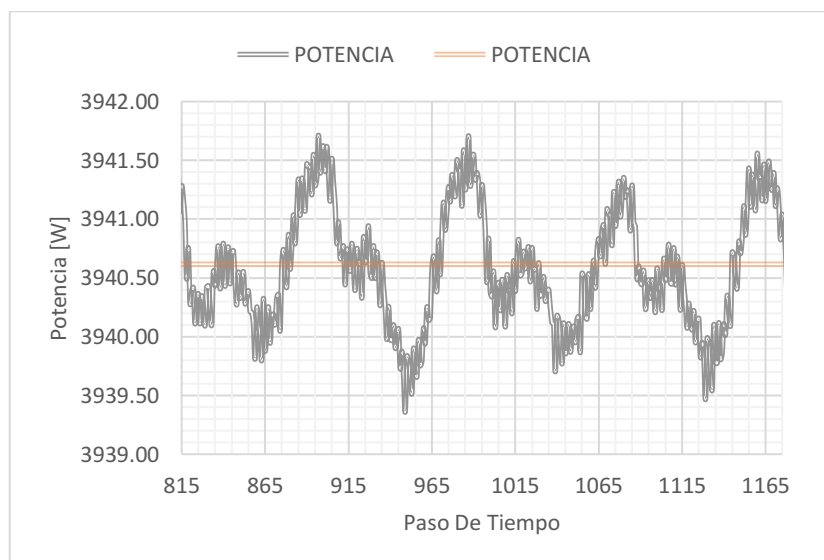


Figura 16.23-Potencia generada durante una vuelta en función del paso de tiempo.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

121 de 161

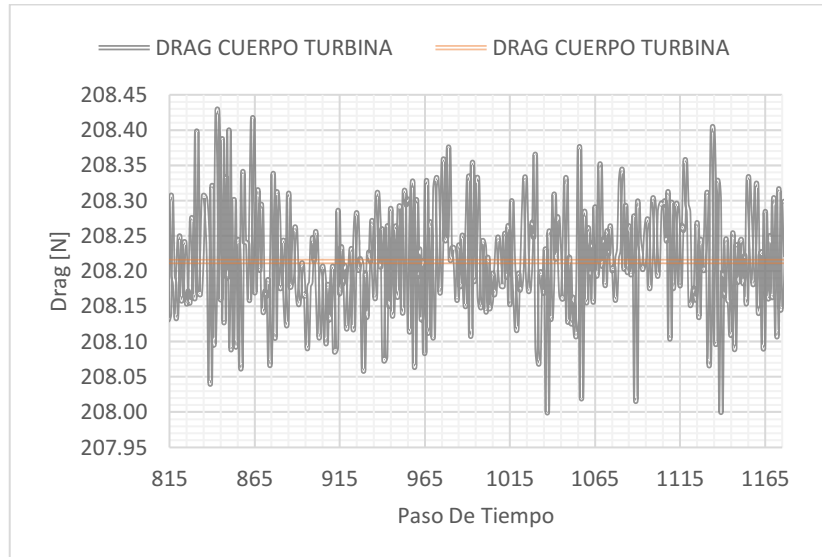


Figura 16.24- Drag sobre el cuerpo de la turbina durante una vuelta en función del paso de tiempo.

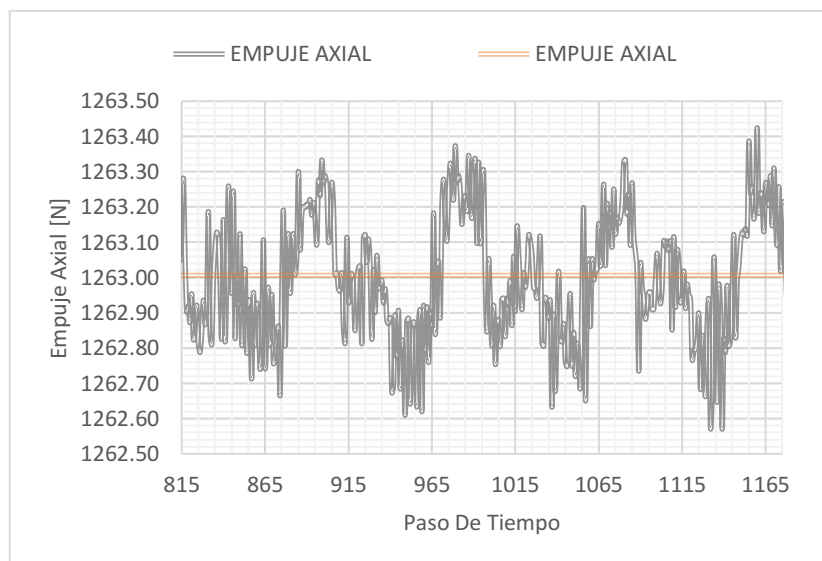


Figura 16.25- Empuje axial sobre el conjunto de alabes durante una vuelta en función del paso de tiempo.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

122 de 161

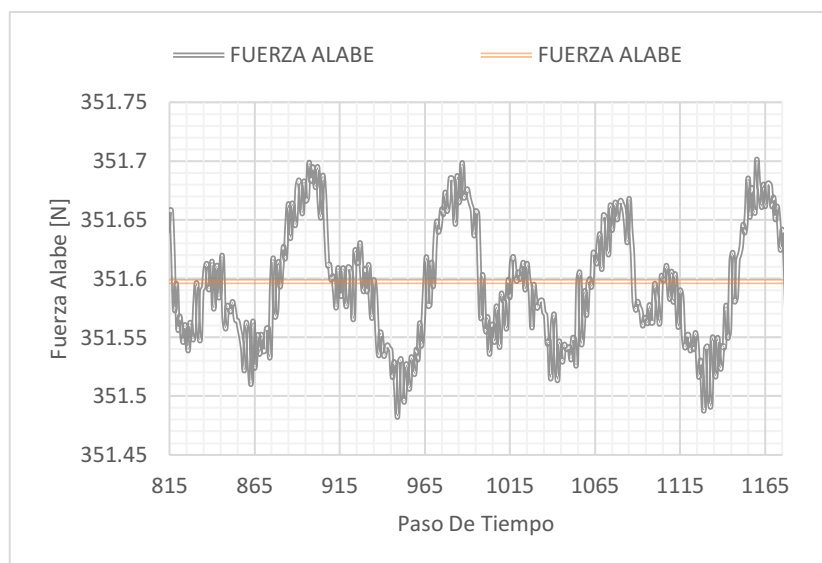



Figura 16.26-Fuerza axial sobre un alabe durante una vuelta en función del paso de tiempo.

Los resultados obtenidos durante las simulaciones no estacionarias de la turbina hidrocínética sin su estructura de sujeción, reflejan gran concordancia con los resultados obtenidos para el mismo caso en modo estacionario, siendo esta una apropiada aproximación teniendo en cuenta la gran diferencia en tiempos de cálculo y costos computacionales asociados a la obtención de la solución.

Tabla 16.18- Diferencias porcentuales en las variables de interés entre modelos no estacionarios y estacionarios.

Variable	Diferencia No Estacionario-Estacionario %
C_M	2,85
Par	2,99
Potencia	3,00
Drag Cuerpo	2,47
Drag turbina	2,75
Empuje axial	2,81
Fuerza transversal al alabe	2,81
Caudal másico entrada rotor	0,09
Caudal másico salida axil	0,15

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	<p>UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA</p>	<p>26.10.18</p>
	<p>TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA</p>	
	<p>DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA</p>	<p>123 de 161</p>

La variación de los resultados no estacionarios, como era de esperar, es periódica sobre una vuelta del rotor, y la magnitud de su variación es menor al 0,1% del valor medio para todos los casos, no siendo relevante su análisis en casos de dimensionamiento de componentes estructurales.

Asimismo, la obtención de resultados que sean representativos de una variación máxima del 0,1 % del valor medio en la amplitud, permite concluir que la discretización temporal utilizada es lo suficientemente fina frente al cálculo de las variables del flujo permitiendo contemplar pequeñas las fluctuaciones sobre las superficies.

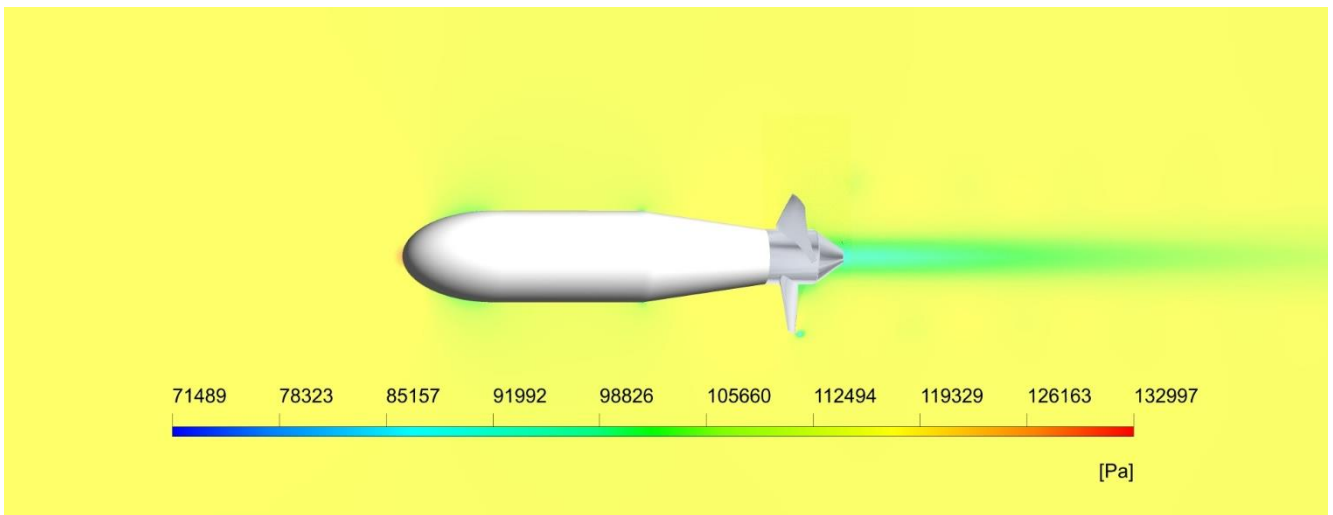


Figura 16.27-contorno de campo de presión absoluta.

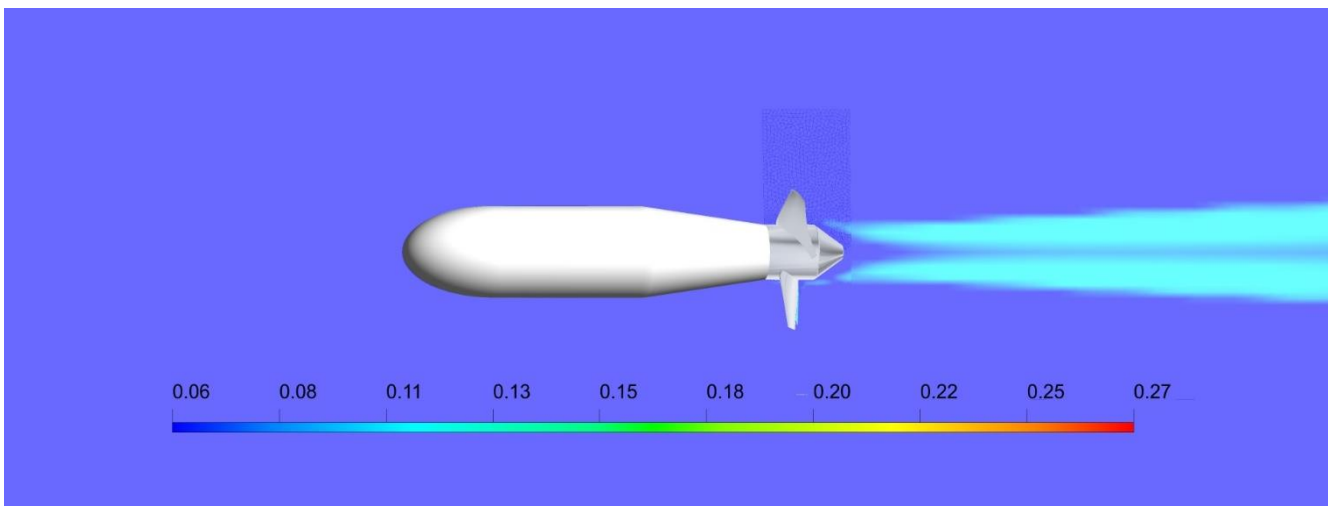


Figura 16.28-Contorno de intensidad de turbulencia.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

124 de 161

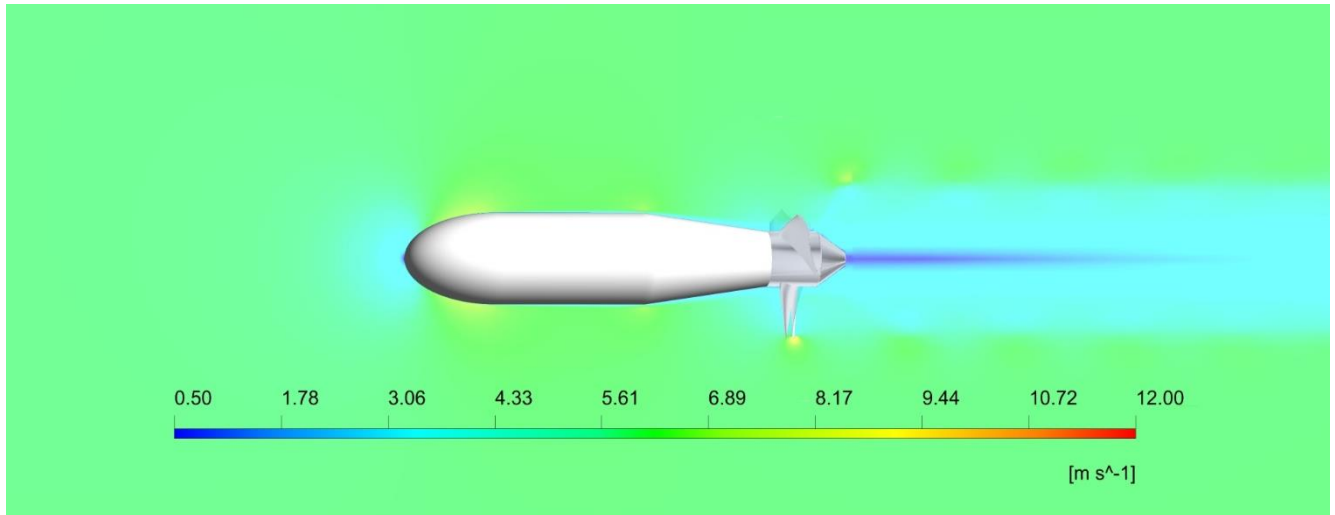


Figura 16.29-Contorno de campo de velocidades.

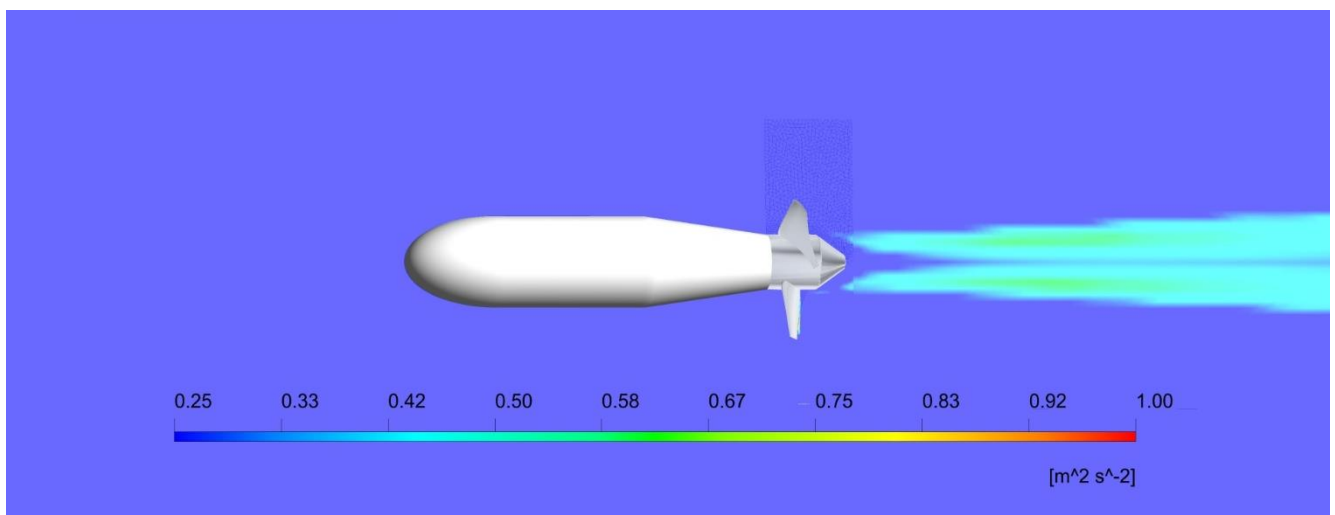


Figura 16.30-Contorno de campo de energía cinética turbulenta.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

125 de 161

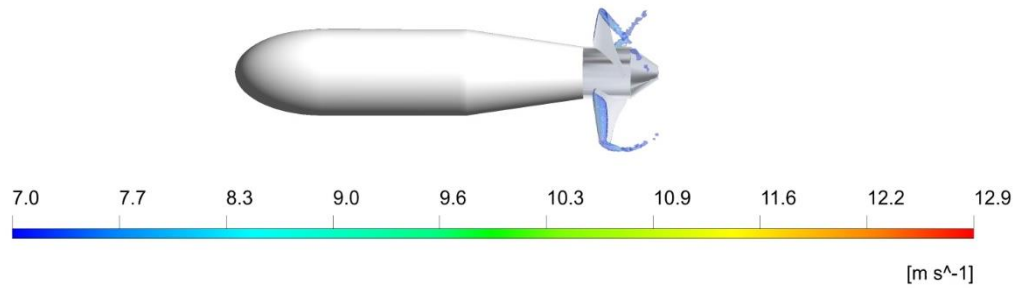


Figura 16.31-Isovolumen de alta velocidad

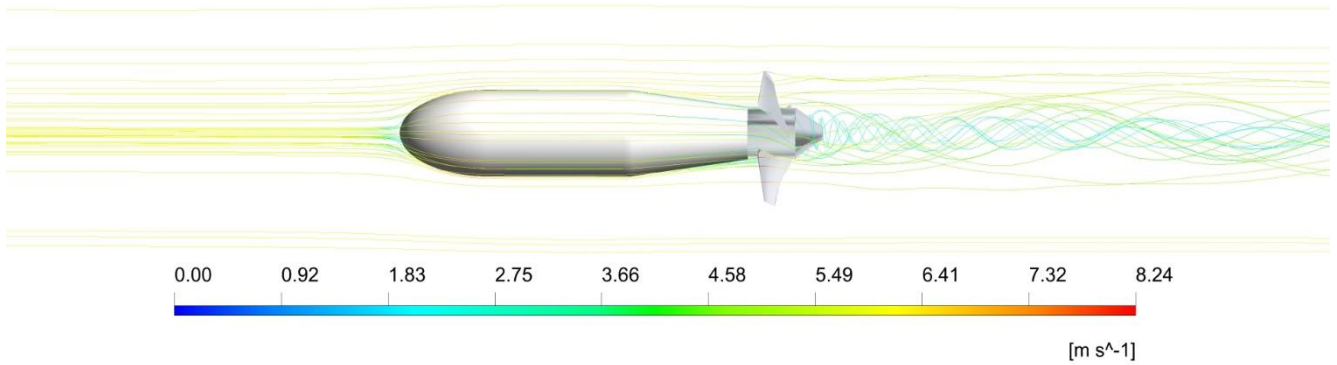


Figura 16.32-Líneas de corriente de velocidad.

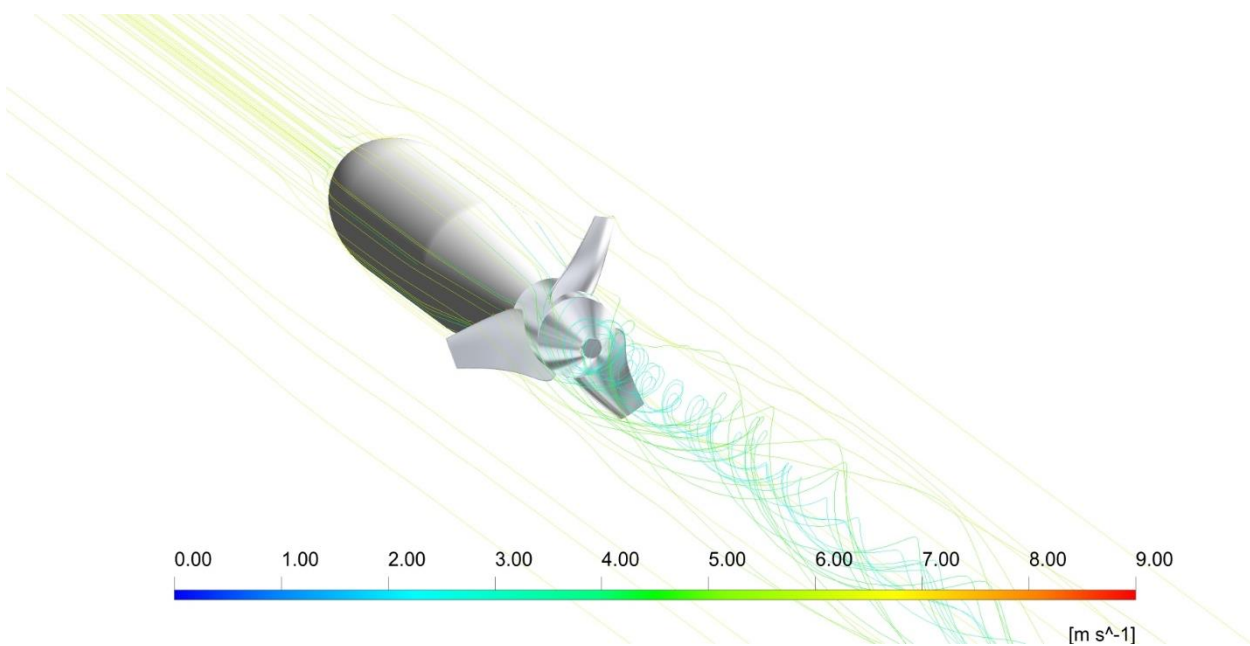


Figura 16.33- Líneas de corriente de velocidad.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

126 de 161

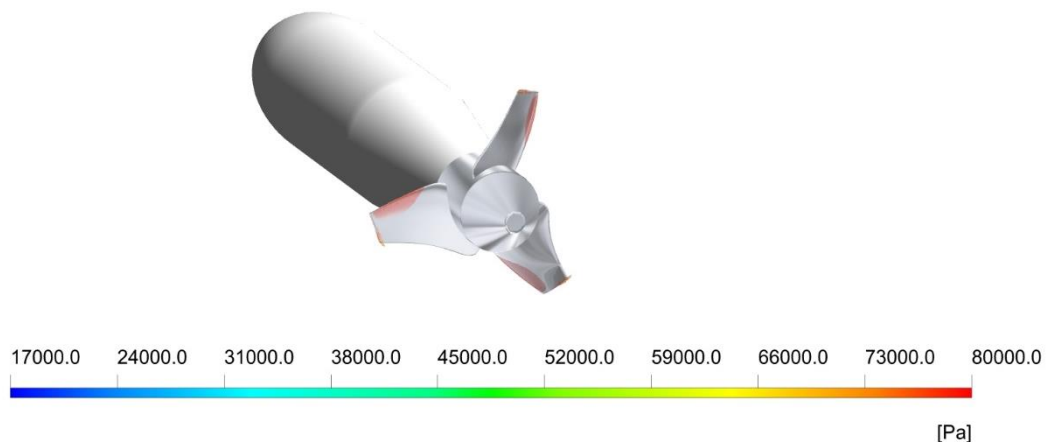


Figura 16.34- Isovolumenes de baja presión.

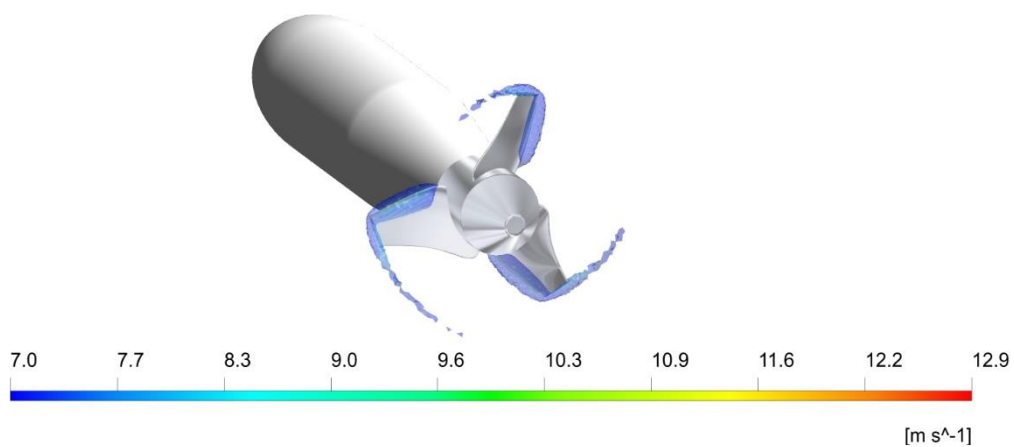


Figura 16.35- Isovolumenes de alta velocidad.

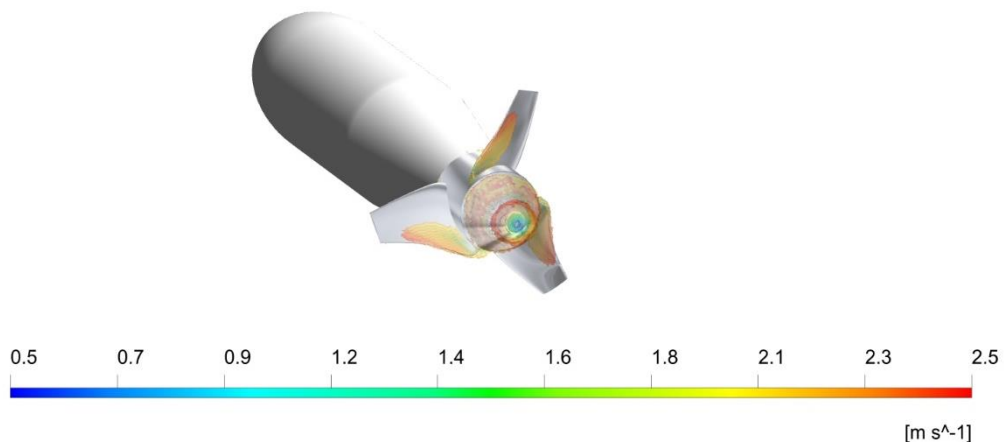


Figura 16.36- Isovolumenes de baja velocidad.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

127 de 161

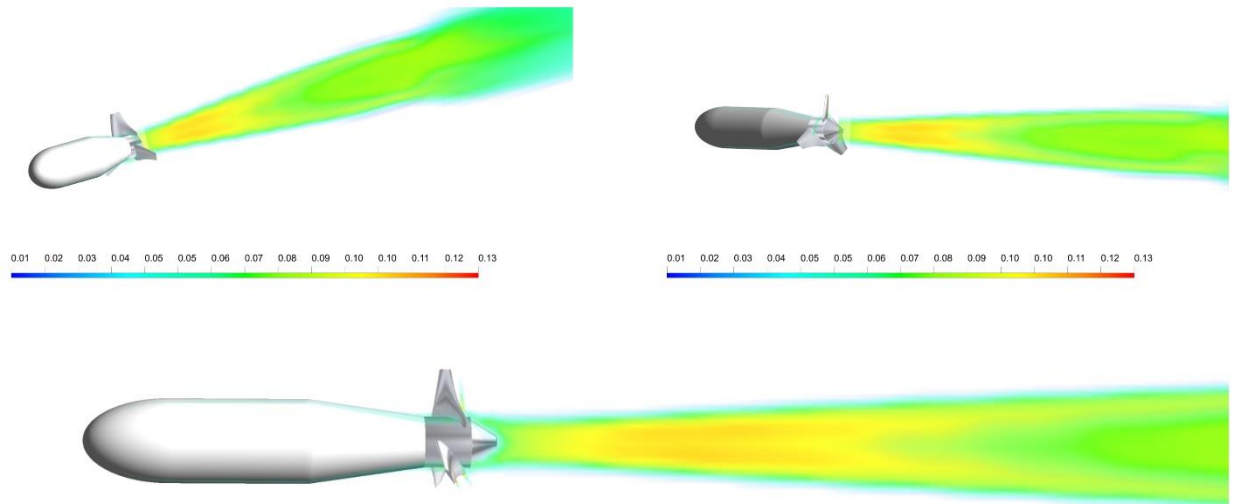


Figura 16.37-Intensidad de turbulencia.

16.2.2.6. Resultados de simulaciones no-estacionarias con estructura de sujeción

Tabla 16.19- Valor medio de las variables calculadas durante las simulaciones.

Variable	Magnitud	Unidad
C_M	0,007520	-
Par	135,13	Nm
Potencia	3891,75	W
Drag cuerpo	293,37	N
Drag turbina	1337,79	N
Empuje axial	1044,41	N
Fuerza transversal al alabe	348,13	N
Caudal masico entrada rotor	3804,60	\dot{m}
Caudal másico salida axil	3819,72	\dot{m}
Caudal másico salida anular	15,12	\dot{m}



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

128 de 161

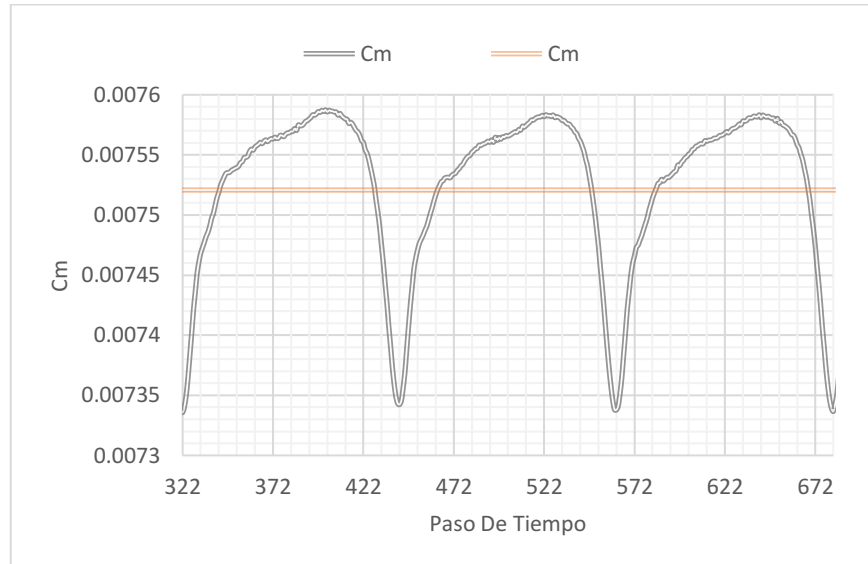


Figura 16.38-Coeficiente de momento del conjunto de alabes durante una vuelta en función del paso de tiempo.

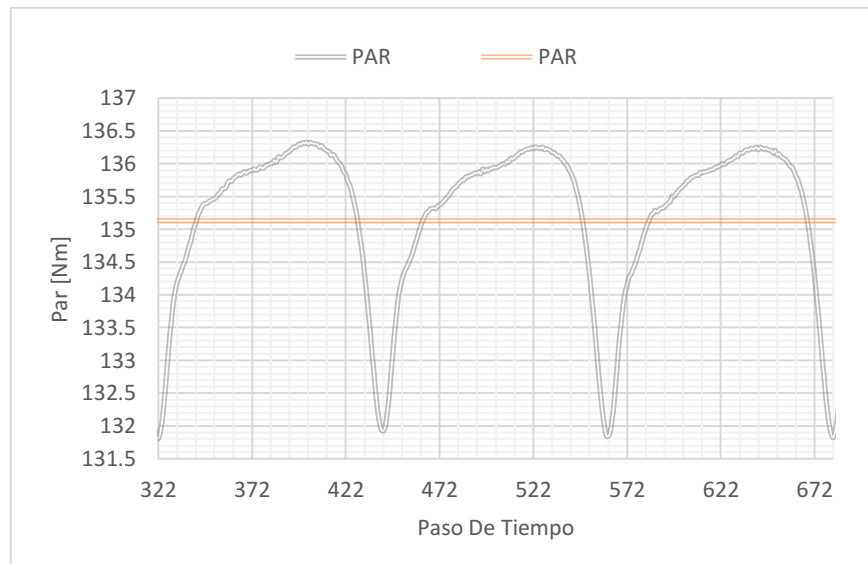


Figura 16.39- Par generado por el conjunto de alabes durante una vuelta en función del paso de tiempo.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

129 de 161

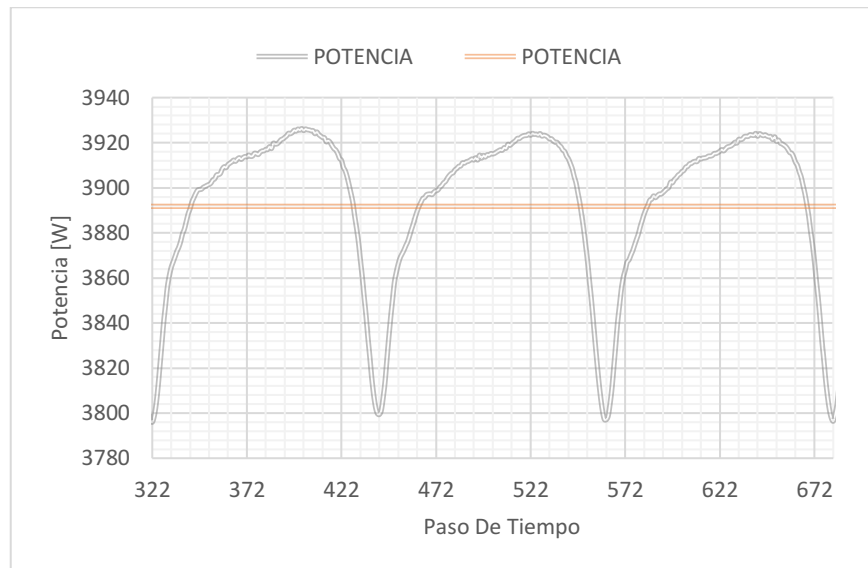


Figura 16.40-Potencia generada durante una vuelta en función del paso de tiempo.

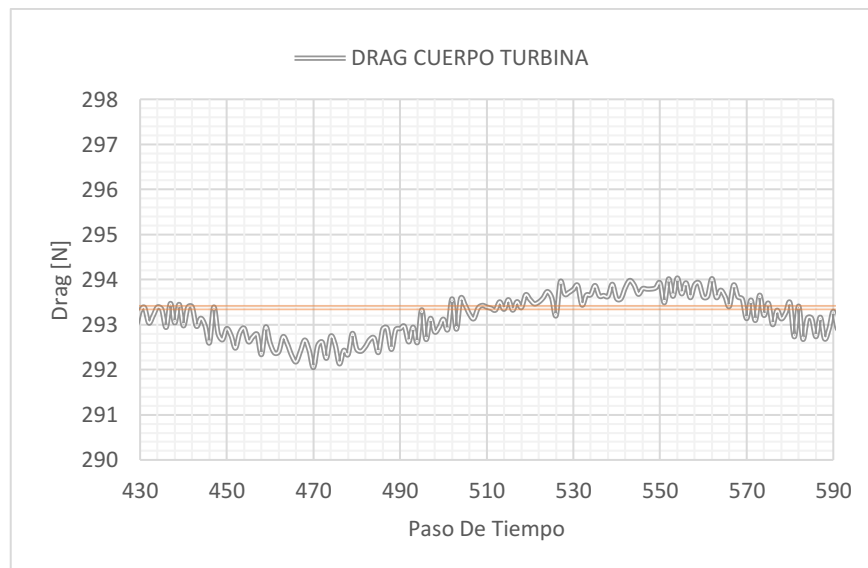


Figura 16.41-Drag sobre el cuerpo de la turbina durante una vuelta en función del paso de tiempo.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

130 de 161

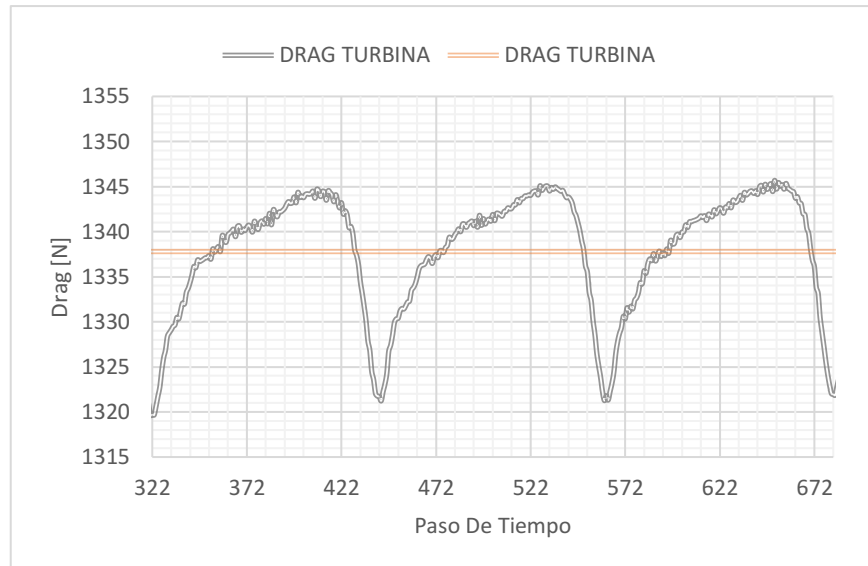


Figura 16.42- Drag sobre la turbina completa durante una vuelta en función del paso de tiempo.

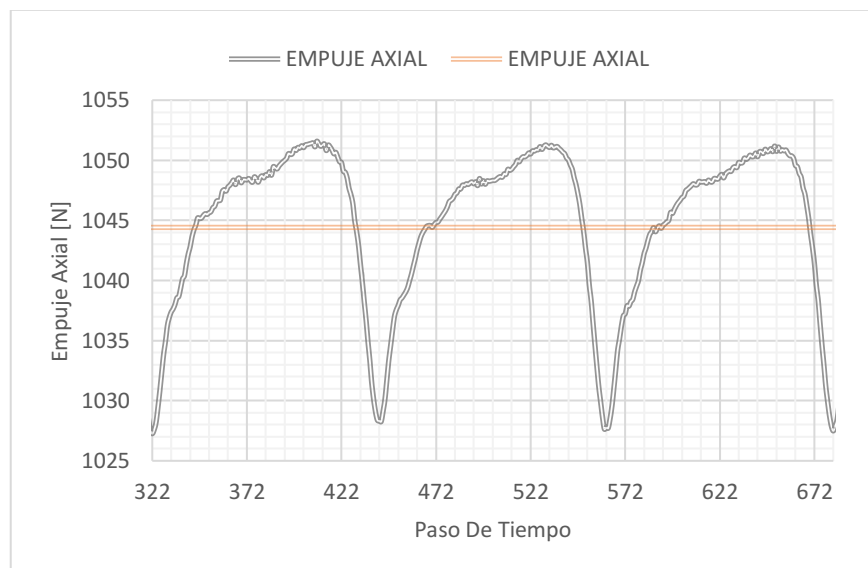


Figura 16.43- Empuje axial sobre el conjunto de alabes durante una vuelta en función del paso de tiempo.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

131 de 161

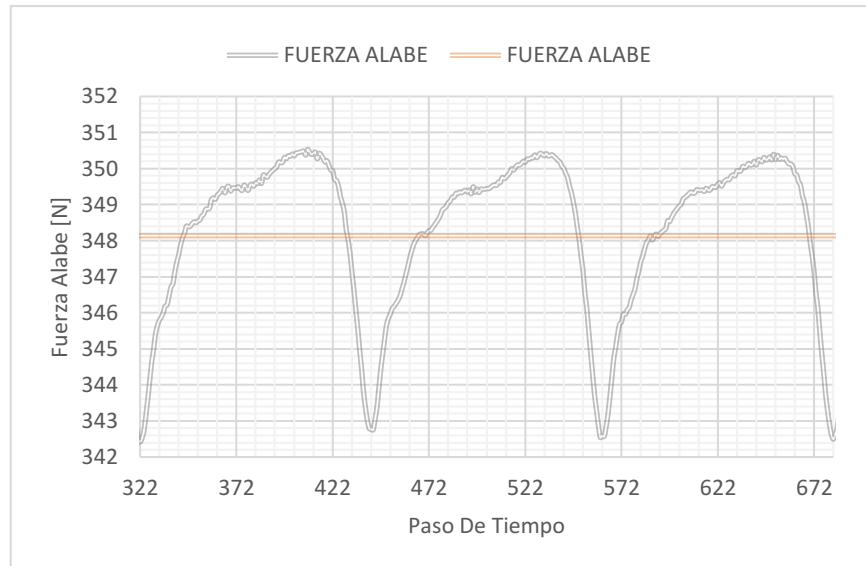



Figura 16.44- Fuerza axial sobre un alabe durante una vuelta en función del paso de tiempo.

La variación de los resultados no estacionarios para el caso con estructura de sujeción, es periódica sobre una vuelta del rotor, y la magnitud de su variación es aún más marcada que en los casos presentados anteriormente, pero su variación es menor al 4,2 % del valor medio para todos los casos, no siendo relevante nuevamente su análisis en casos de dimensionamiento de componentes estructurales.

Asimismo para este caso, la obtención de resultados que sean representativos de una variación máxima del 4,2 % del valor medio en la amplitud, permite concluir que la discretización temporal utilizada es suficientemente fina frente al cálculo de las variables del flujo permitiendo el capturar en el cálculo las fluctuaciones del flujo sobre los alabes y determinar cuáles son los efectos de la estructura de sujeción en las cargas; pudiendo concluir que el diseño hidrodinámico del perfil de la estructura de sujeción realizado introduce variaciones sobre la potencia y el par que solo representan el 4,2 % de la potencia extraída del flujo, generando su necesaria presencia una pérdida de potencia menor a 1,4 % de la potencia ideal generada en su ausencia.

La comparación entre modelos permite determinar el efecto de la estructura de sujeción y del propio cuerpo de la turbina sobre las cargas de resistencia y la eficiencia del perfil de su sección transversal, representando la sujeción el 5,6 % de la carga de resistencia total de la turbina, mientras que el cuerpo completo representa el 21,9 %.

El empuje axial o la carga de resistencia de los alabes en la dirección axial, es sin duda el factor más importante a tener en cuenta frente al diseño, dado que representa el 78,1 % de la carga de resistencia en la turbina hidrocínética, carga que deberá ser soportada por los sistemas de anclaje para la restricción del movimiento del árbol de transmisión de la turbina.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	132 de 161

Al igual que en los casos sin estructura de sujeción, los resultados obtenidos durante las simulaciones no estacionarias de la turbina hidrocinética con estructura de sujeción, reflejan gran concordancia con los resultados obtenidos para el mismo caso en modo estacionario, siendo nuevamente esta una apropiada aproximación teniendo en cuenta la gran diferencia en tiempos de cálculo y costos computacionales asociados a la obtención de la solución.

Tabla 16.20-Diferencia porcentual sobre los resultados de las variables calculadas para modelos No-estacionarios y estacionarios.

Variable	Diferencia No Estacionario-Estacionario %
C_M	2,51
Par	2,53
Potencia	2,52
Drag cuerpo	2,14
Drag turbina	2,39
Empuje axial	2,46
Fuerza transversal al alabe	0,09
Caudal másico entrada rotor	0,01
Caudal másico salida axil	0,01

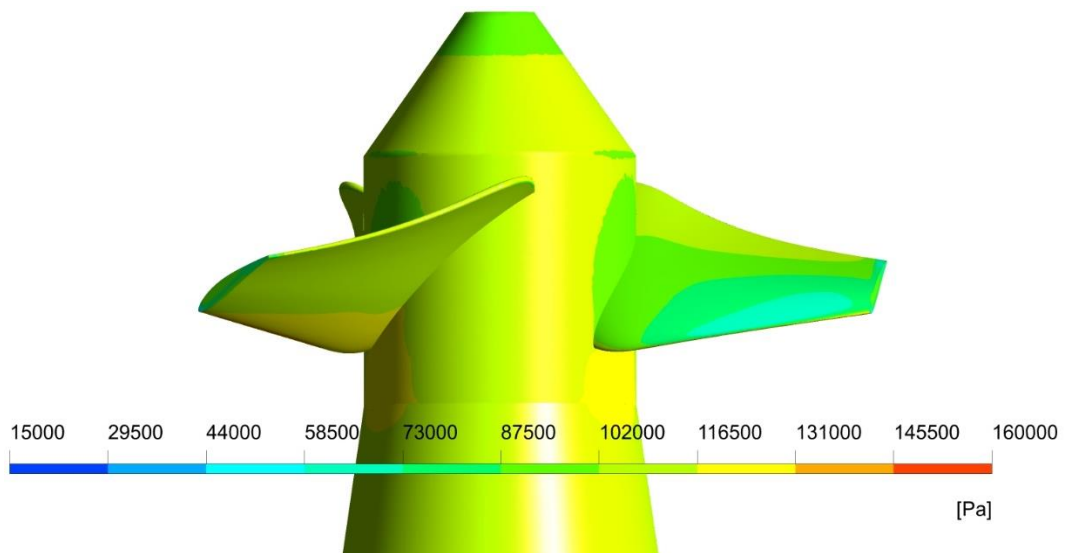


Figura 16.45- Contorno de distribución de presión absoluta.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

133 de 161

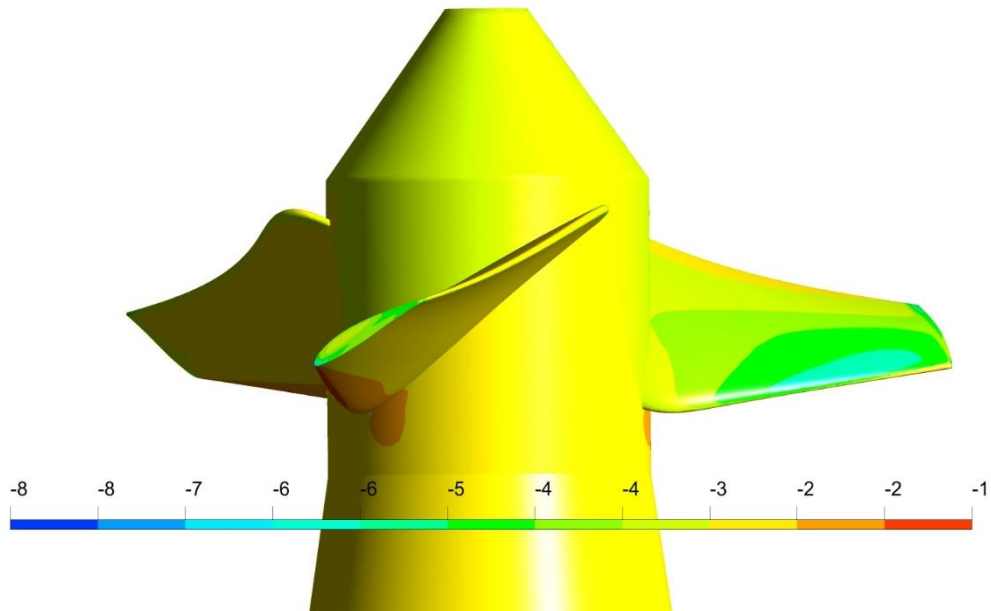


Figura 16.46- Contorno de distribución de coeficiente de presión.

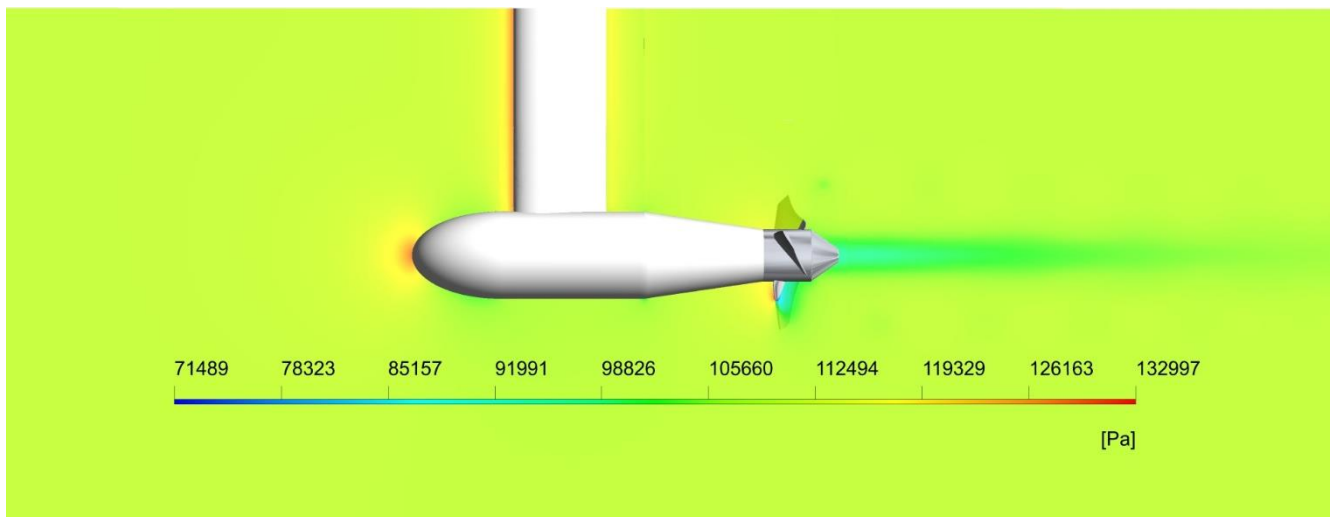


Figura 16.47-Contorno de presión absoluta.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

134 de 161

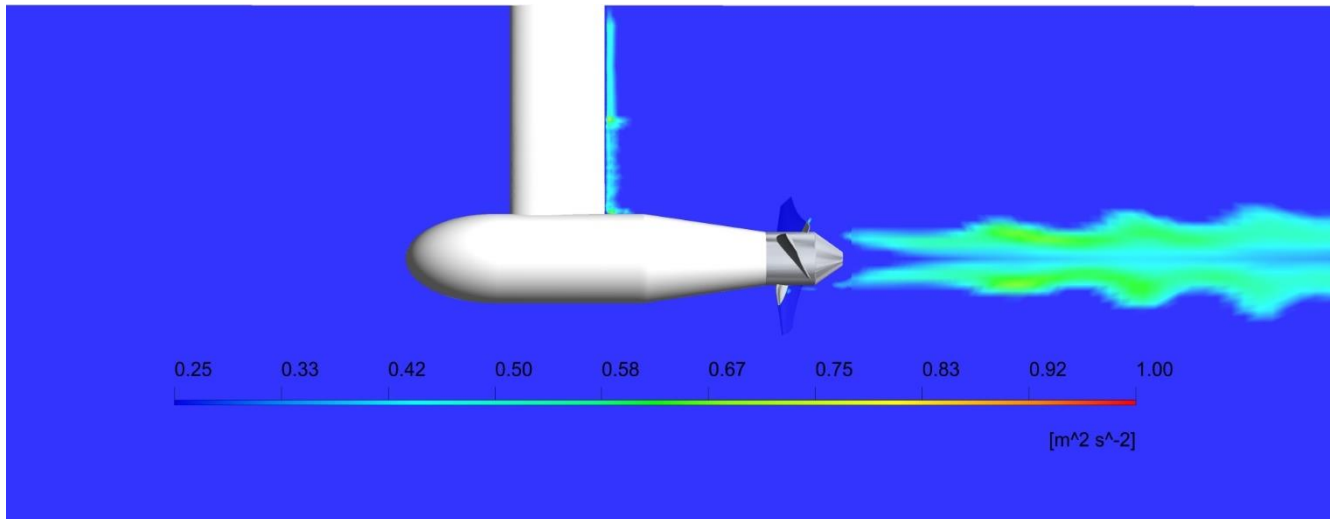


Figura 16.48-Contorno de energía cinética turbulenta.

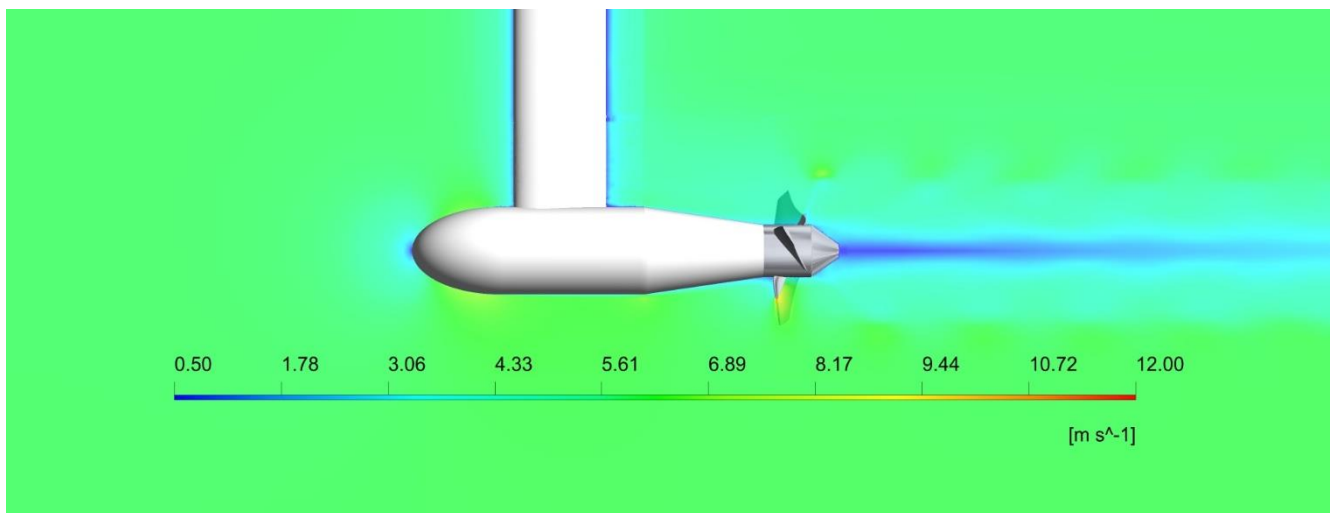



Figura 16.49-Contorno de distribución de velocidad.

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	<p>UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA</p>	<p>26.10.18</p>
	<p>TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA</p>	
	<p>DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA</p>	<p>135 de 161</p>

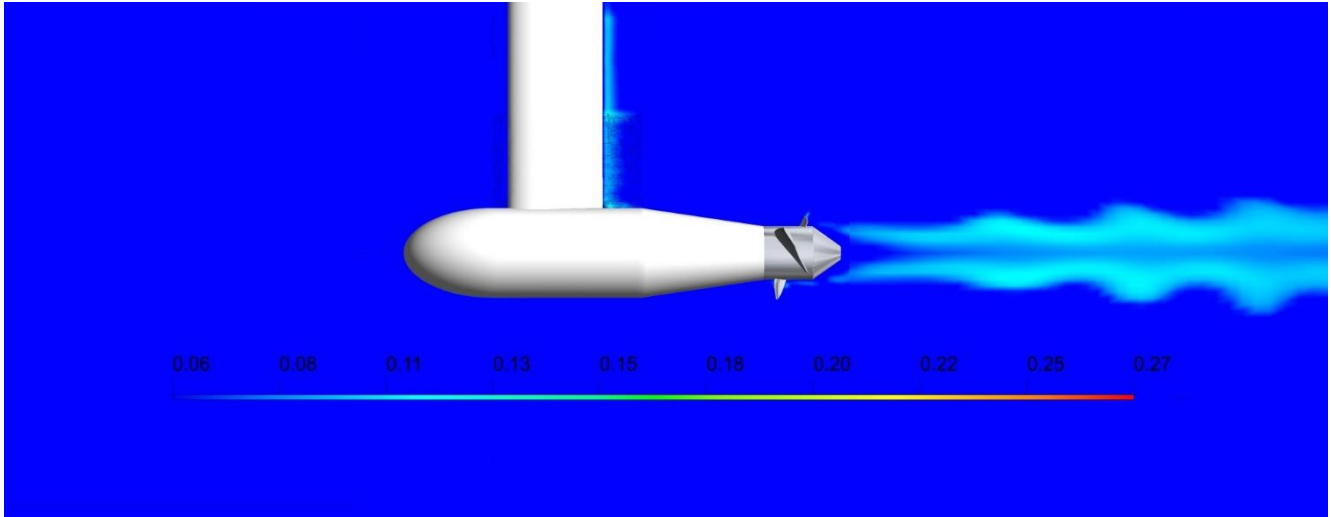


Figura 16.50-Contorno de intensidad de turbulencia.

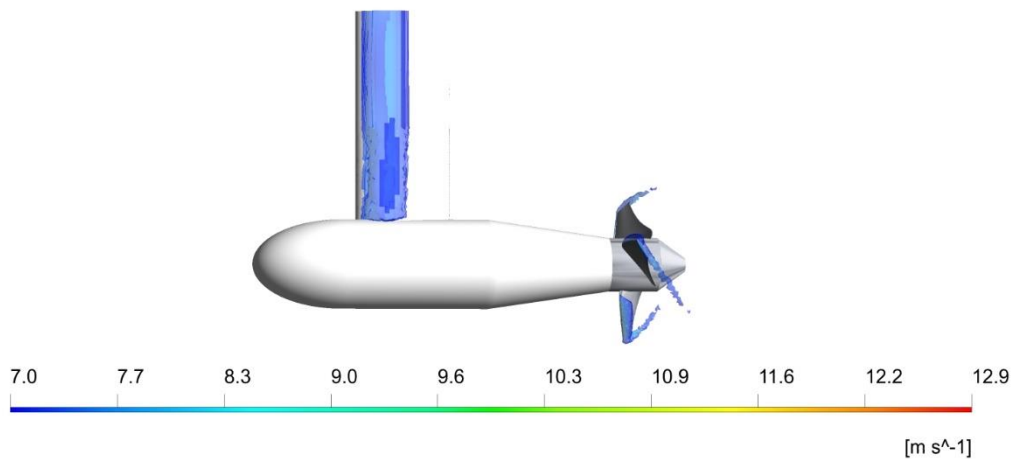


Figura 16.51- Isovolúmenes de alta velocidad.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

136 de 161

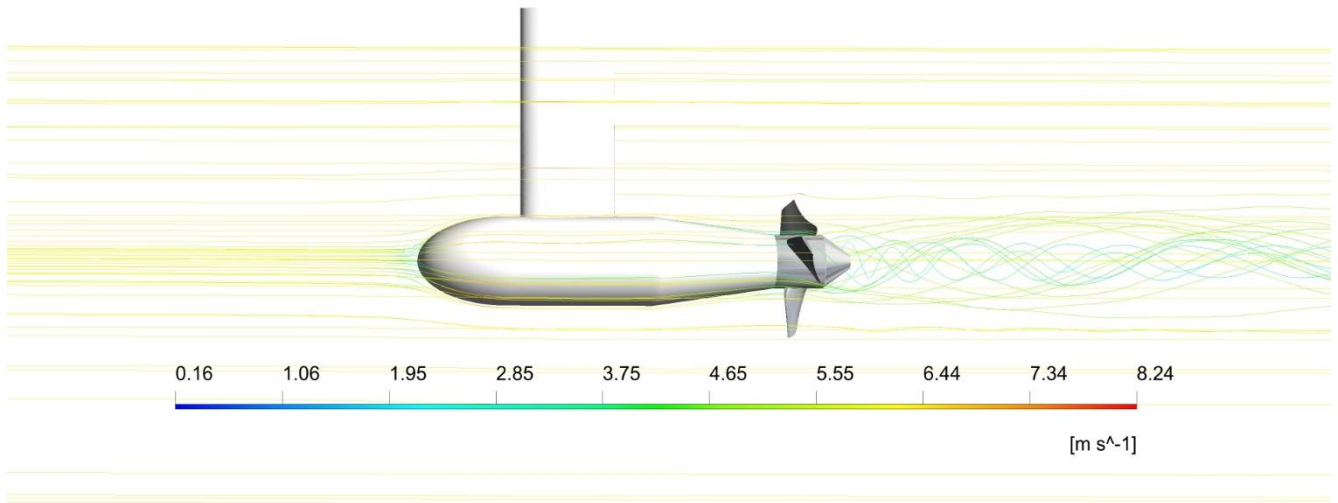


Figura 16.52-Lineas de corriente de velocidad.

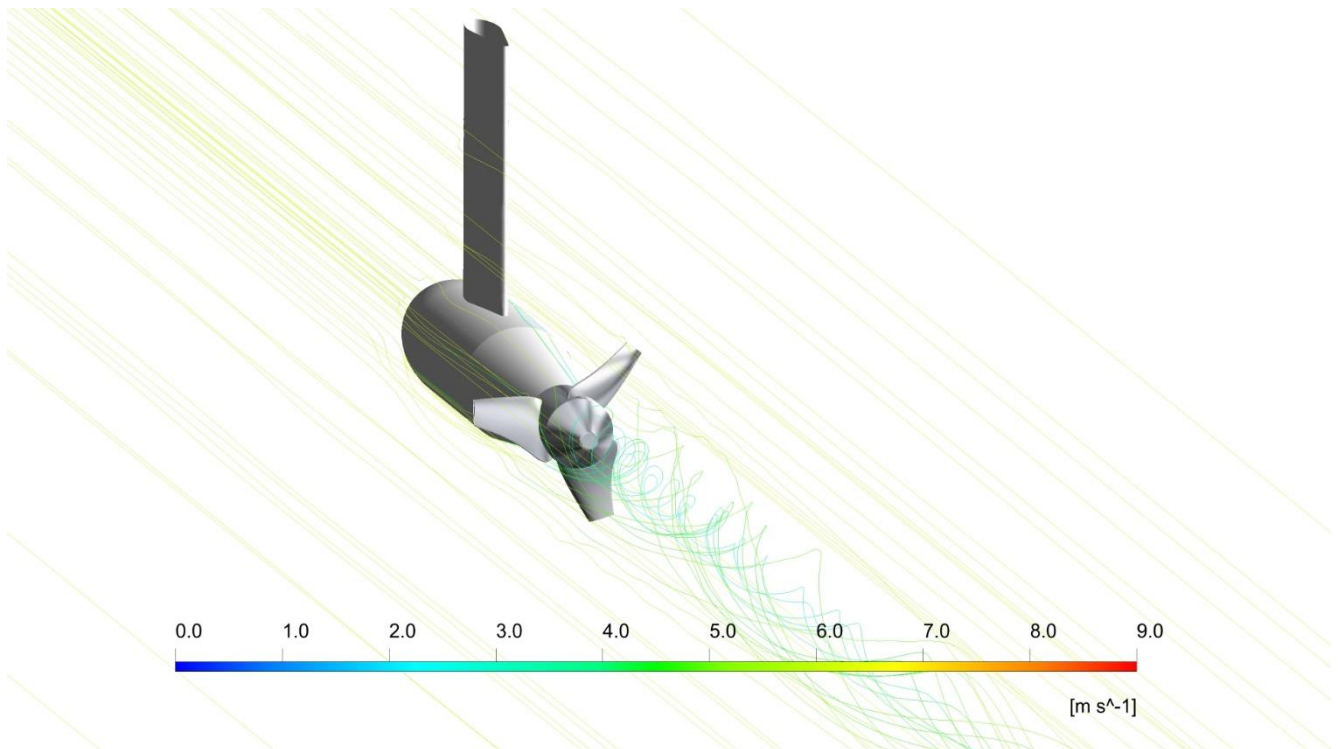


Figura 16.53-Lineas de corriente de velocidad.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

137 de 161

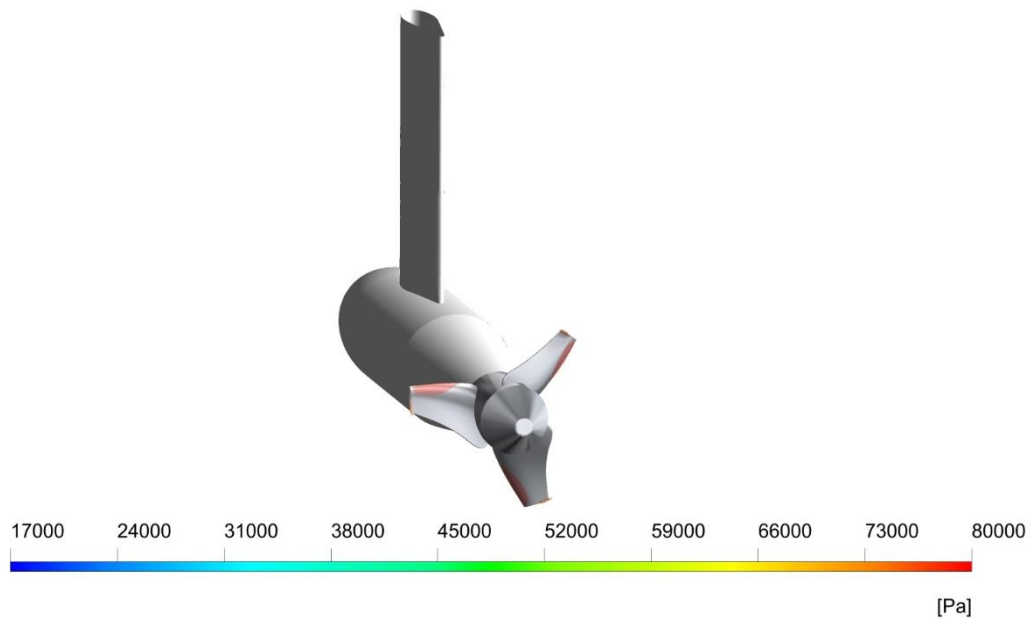


Figura 16.54-Isovolúmenes de baja presión.

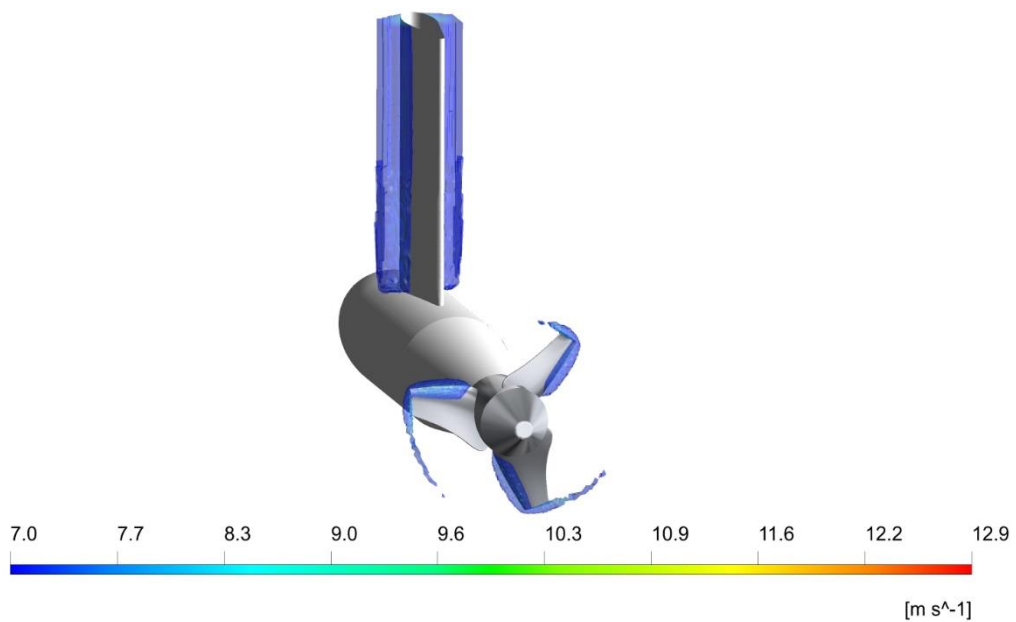


Figura 16.55-Isovolúmenes de alta velocidad.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

138 de 161

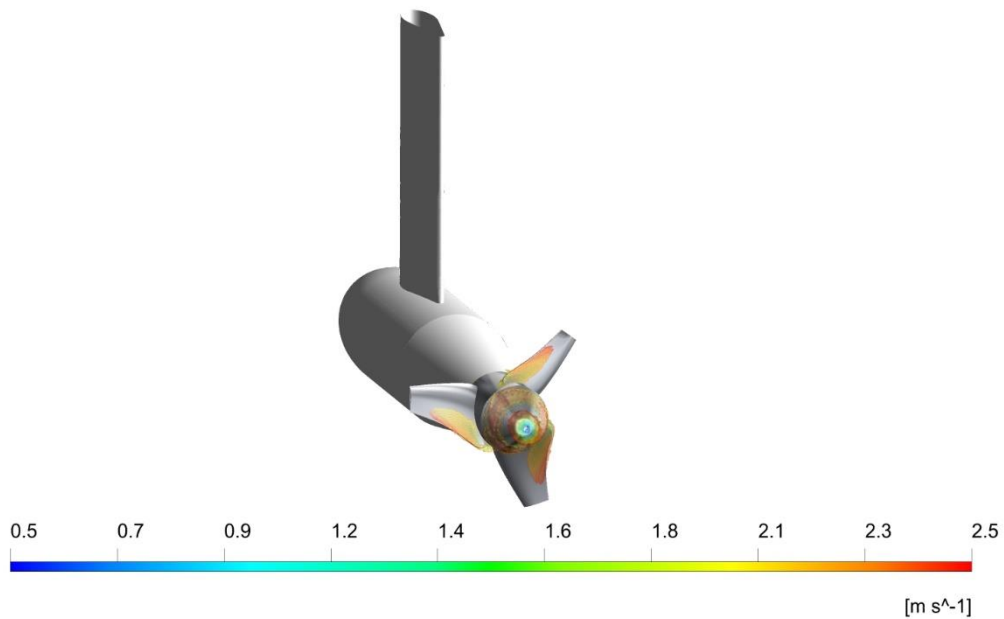


Figura 16.56-Isovolúmenes de baja velocidad.

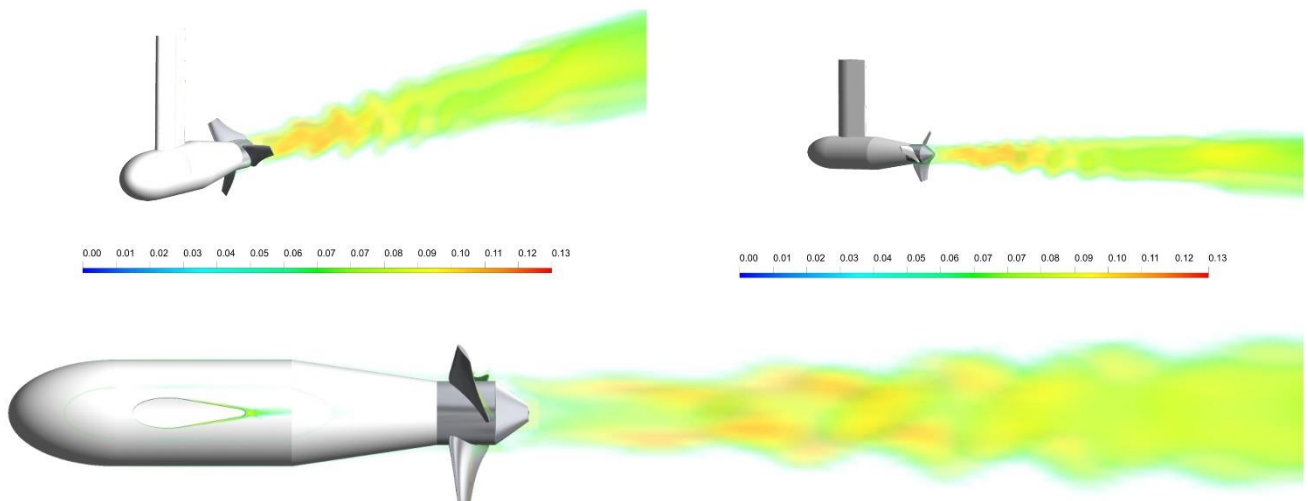


Figura 16.57-Intensidad de turbulencia.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

139 de 161

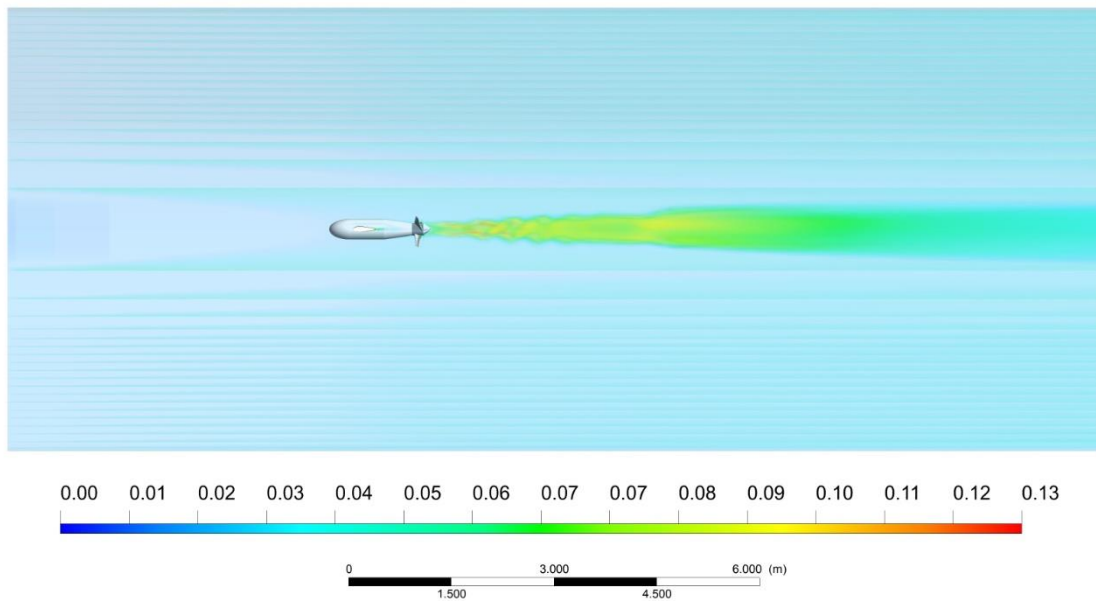



Figura 16.58- Vista superior del canal y la turbina hidrocínética.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	140 de 161

17. Conclusiones

17.1. Coeficientes adimensionales de turbomáquinas

En conclusión del trabajo realizado, a modo de representar el desempeño de la turbina hidrocínética son calculados los coeficientes adimensionales según las expresiones mencionadas en el marco teórico del presente. Las posibles comparaciones con otros dispositivos para la generación de energía hidráulica y turbomáquinas en general mediante los valores presentados para cada coeficiente deben realizarse bajo la condición del uso de las mismas expresiones utilizadas para su adimensionalización.

Tabla 17.1-Coeficientes adimensionales de la turbina hidrocínética.

Coeficiente adimensional	Magnitud
C_T	0,3401
C_M	0,1692
C_P	0,2112
C_Q	0,7442


17.2. Comparación de resultados de simulaciones numéricas y teóricos

En el presente apartado es establecida la comparación entre la teoría de elemento de alabe y el modelo de simulación numérica no estacionaria con estructura de sujeción, para cada variable de interés calculada.

Los resultados presentados en siguiente la tabla reflejan la considerable desviación de los resultados obtenidos al utilizar las teoría de elemento de alabe, la cual es la teoría más elaborada disponible desde el punto de vista físico y de las variables que involucra tales como el coeficiente de sustentación, coeficiente de resistencia, distribución de la cuerda en la envergadura, torsión del alabe y ángulo de ataque y de paso geométrico entre otras, para cada estación del mismo; para estimar la potencia, el par y el empuje axial generado por la interacción con el flujo incidente y es la utilizada como referencia de los cálculos teóricos.

Tabla 17.2-Relacion entre resultados numéricos y analíticos.

Variable	$\frac{\varphi_{CFD}}{\varphi_{Teorico}}$
Par	0,4623
Potencia	0,4610
Empuje axial alabe	0,6677
Caudal másico de entrada	0,9696

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	141 de 161

17.3. Análisis de resultados de simulaciones


A continuación son expuestas una serie de conclusiones referidas a distintas temáticas relacionadas a las simulaciones.

La realización de modelos de la turbina hidrocínética incluyendo y excluyendo su estructura de sujeción han permitido determinar la magnitud de la variación de la potencia, el par y cargas hidrodinámicas, así como también determinar la forma de la función periódica que describe su variación. La presencia de la estructura de sujeción genera una estela lo suficientemente extensa para producir una variación en el campo de velocidades, que traducido en una variación por consecuencia en el campo de presiones perturba el flujo que interactúa con los alabes en su paso por dicha zona.

Los resultados obtenidos en las simulaciones permiten concluir que las bajo las condiciones de operación establecidas, la turbina hidrocínética diseñada opera libre de la formación de cavitación, cumpliendo en un principio con el objetivo principal de diseño en turbomáquinas de la mayoría de los fabricantes de turbinas.

Mediante la visualización de los contornos del campo de presiones y velocidades de la totalidad de los modelos simulados, es posible concluir que la relación de aspecto entre dimensiones de la turbina y la cercanía a las paredes del canal es suficiente para que la influencia de las paredes del canal sea despreciable.

Los variación de los resultados para las variables calculadas tanto en modelos estacionarios como en modelos no estacionarios son comparables con un error asociado cercano al 3%, teniendo en cuenta el tiempo de cálculo asociado a una simulación no estacionaria y su costo computacional, se concluye que es de gran conveniencia durante las etapas de diseño y prueba de posibles configuraciones la realización de simulaciones estacionarias para luego realizar simulaciones no estacionarias con la geometrías y configuraciones definitivas.


 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	142 de 161

18. Trabajos futuros

Debido al alcance del presente trabajo, han sido excluidos del análisis una serie de temáticas que han de ser propuestas como posibles trabajos futuros con la finalidad de continuar con el diseño de la turbina hidrocínética tanto desde el punto de vista fluidodinámico como estructural.

A continuación son enunciadas las temáticas sobre los posibles trabajos futuros.

- Análisis de las variables calculadas para distintos ángulos de ataque y diferentes condiciones de operación frente a la velocidad de la corriente y sumergencia, con el objetivo de la construcción de la curva característica de la turbina mediante simulaciones C.F.D. en representación de la variación de la potencia, el par, y el número de cavitación.
- Investigación e utilización de resultados presentados para el rediseño del rotor con el objetivo de aumentar el rendimiento general de la turbina disminuyendo la carga de par resistivo por arrastre hidrodinámico.
- Diseño de nuevos rotores utilizando el resto de las mallas ya generadas para evaluar posibles variantes del rotor, optimizando el diseño para un amplio rango de velocidades de rotación y de corriente libre.
- Confección de modelos de mayor complejidad, llamados modelos de canal abierto, en donde se simule mediante C.F.D. la interacción de la corriente de aire atmosférica y la superficie del agua, simulando además los efectos de olas sobre las superficies propias del flujo turbulento en canales.
- Análisis estructural mediante C.A.E. de los componentes diseñados utilizando como punto de partida las distribuciones de cargas determinadas en el presente trabajo, asignación de materiales a cada componente y diseño de componentes propios de la transmisión de potencia dentro de la turbina.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	143 de 161

19. Anexo

19.1. Geometrías y dominios de mallado del perfil E-210

19.1.1. Modelado de geometrías

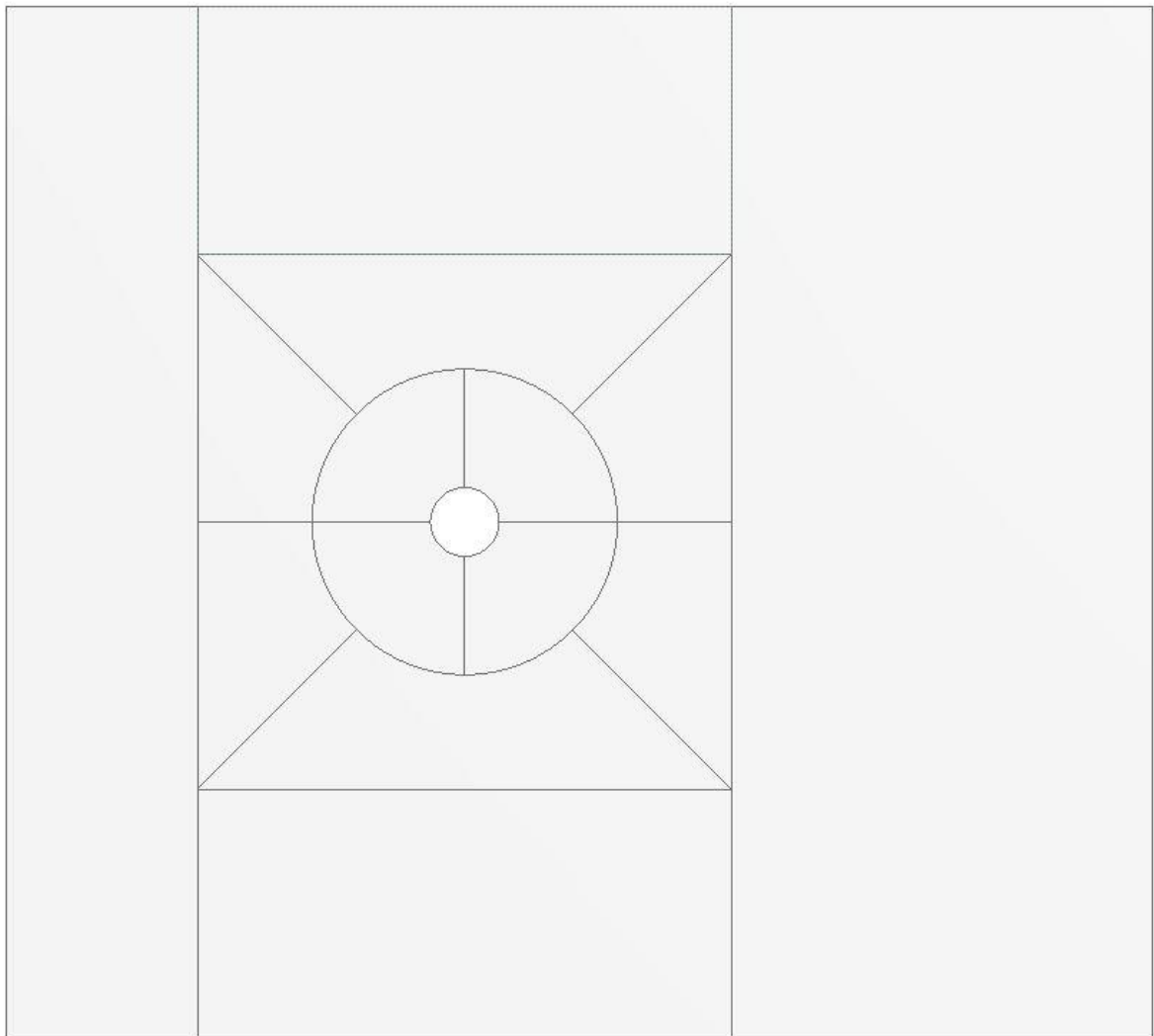



Figura 19.1-Geometria de dominio de malla de flujo libre para simulaciones del perfil Eppler 210.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	144 de 161

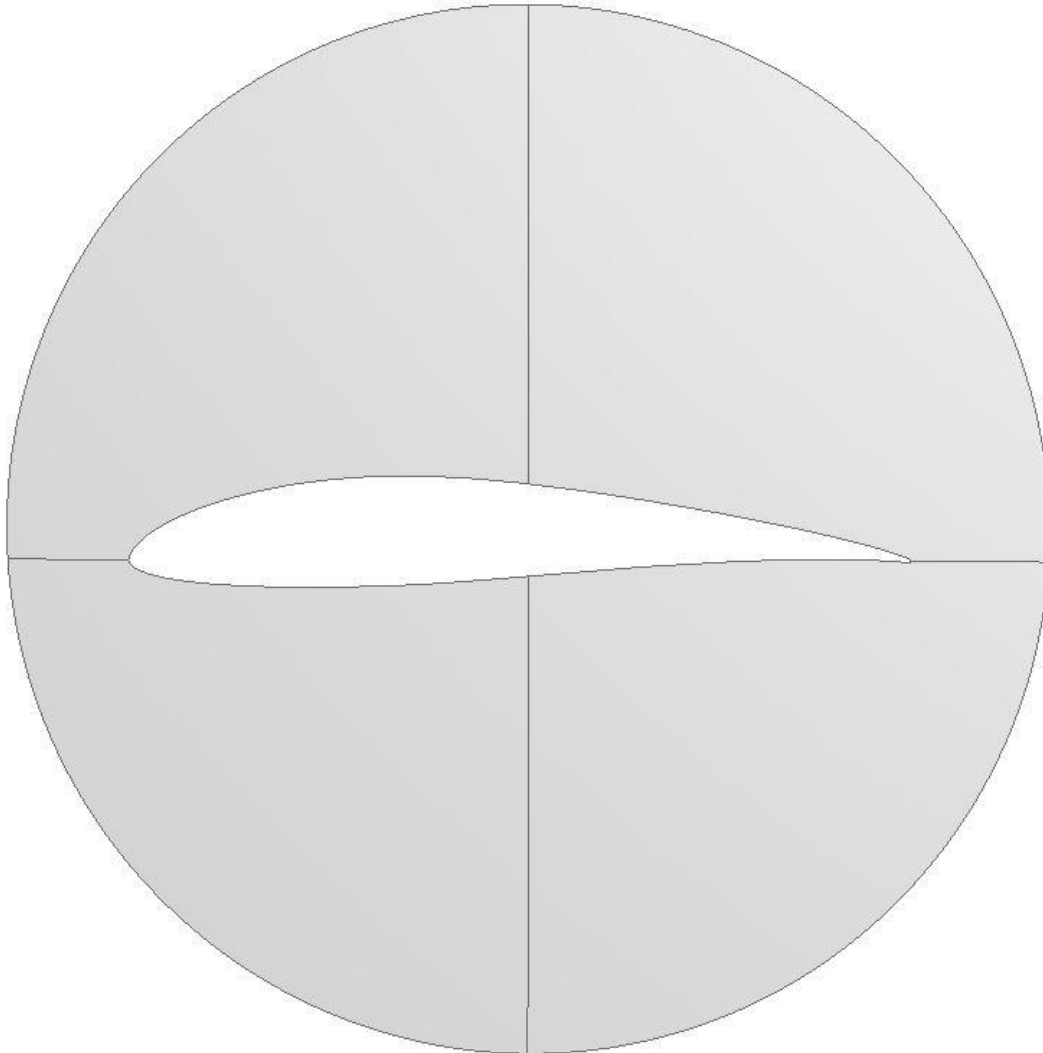



Figura 19.2- Geometría de dominio de malla de ángulo de rotación ajustable para simulaciones del perfil Eppler 210.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	26.10.18
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	145 de 161

Modelado de mallas

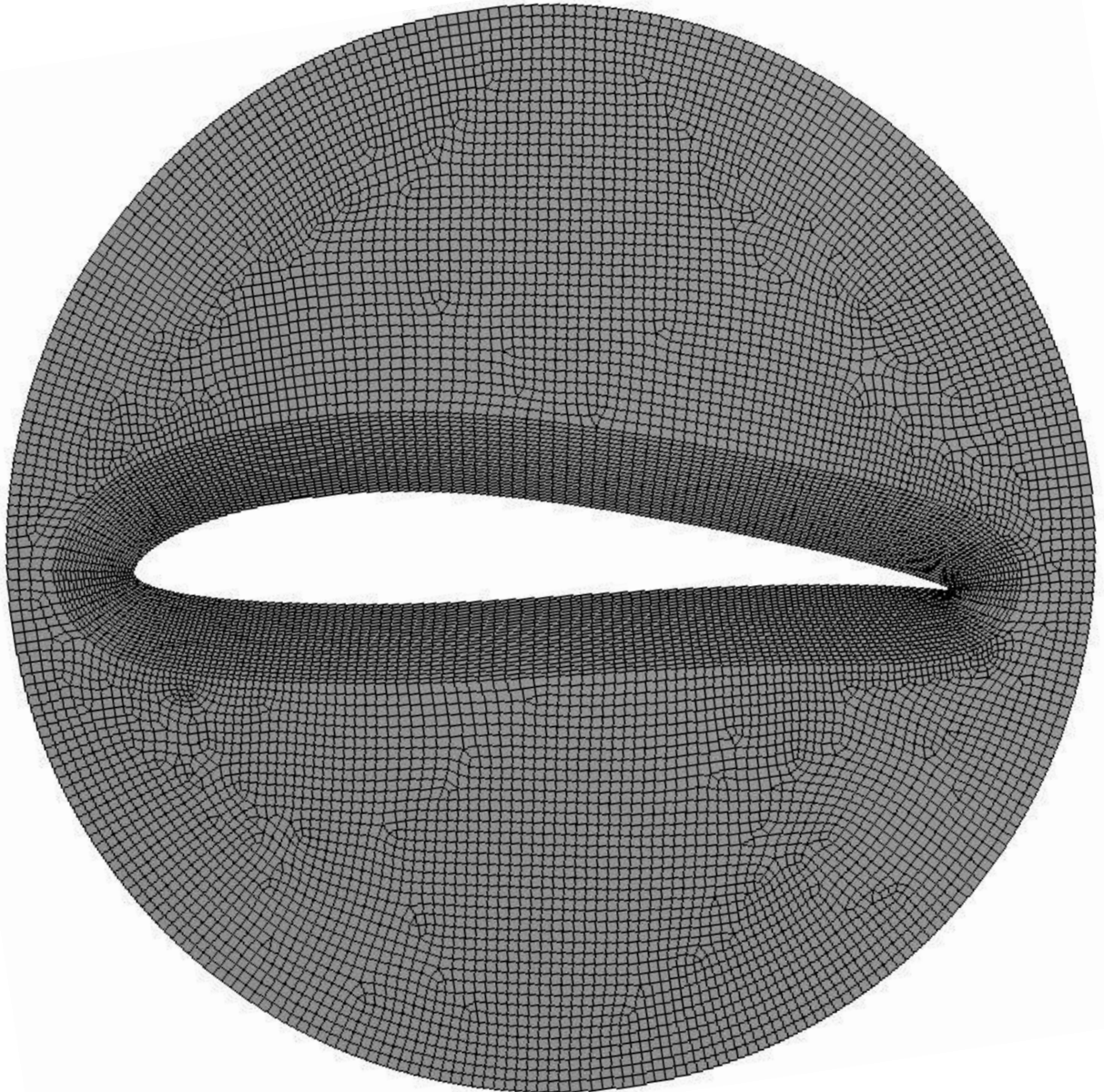



Figura 19.3-Malla de ángulo de ataque ajustable.

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	<p>UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA</p>	<p>26.10.18</p>
	<p>TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA</p>	
	<p>DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA</p>	<p>146 de 161</p>

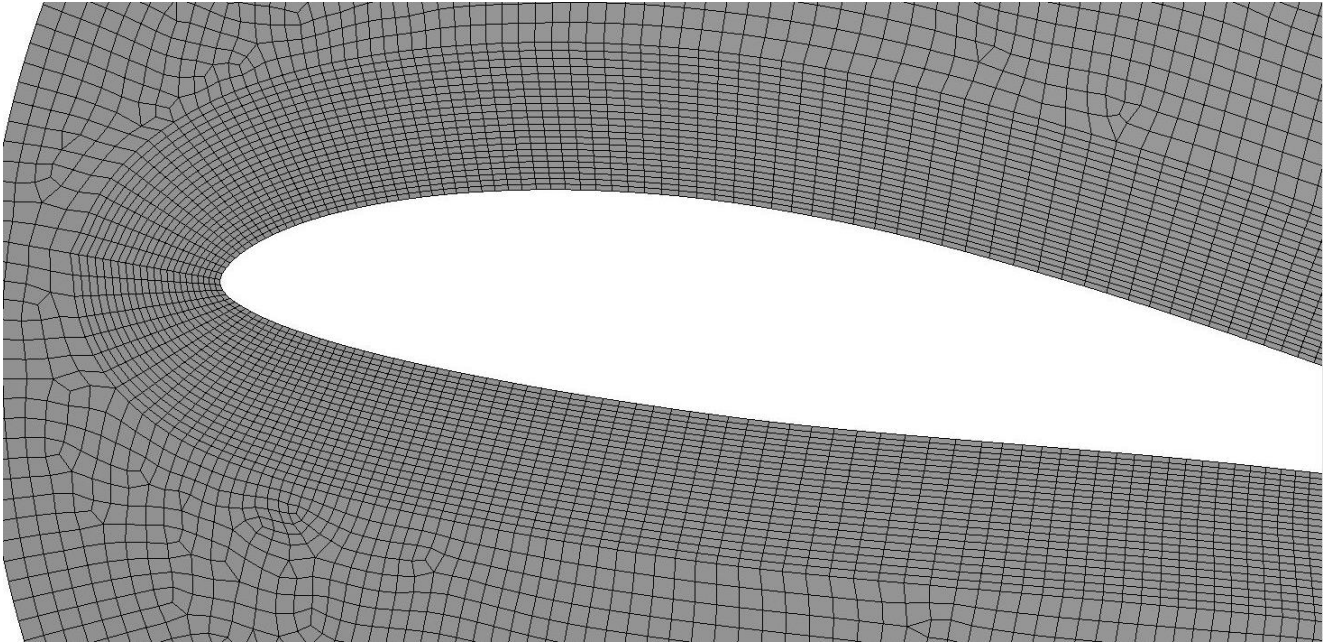


Figura 19.4-Acercamiento sobre borde de ataque de malla de ángulo de ataque ajustable.

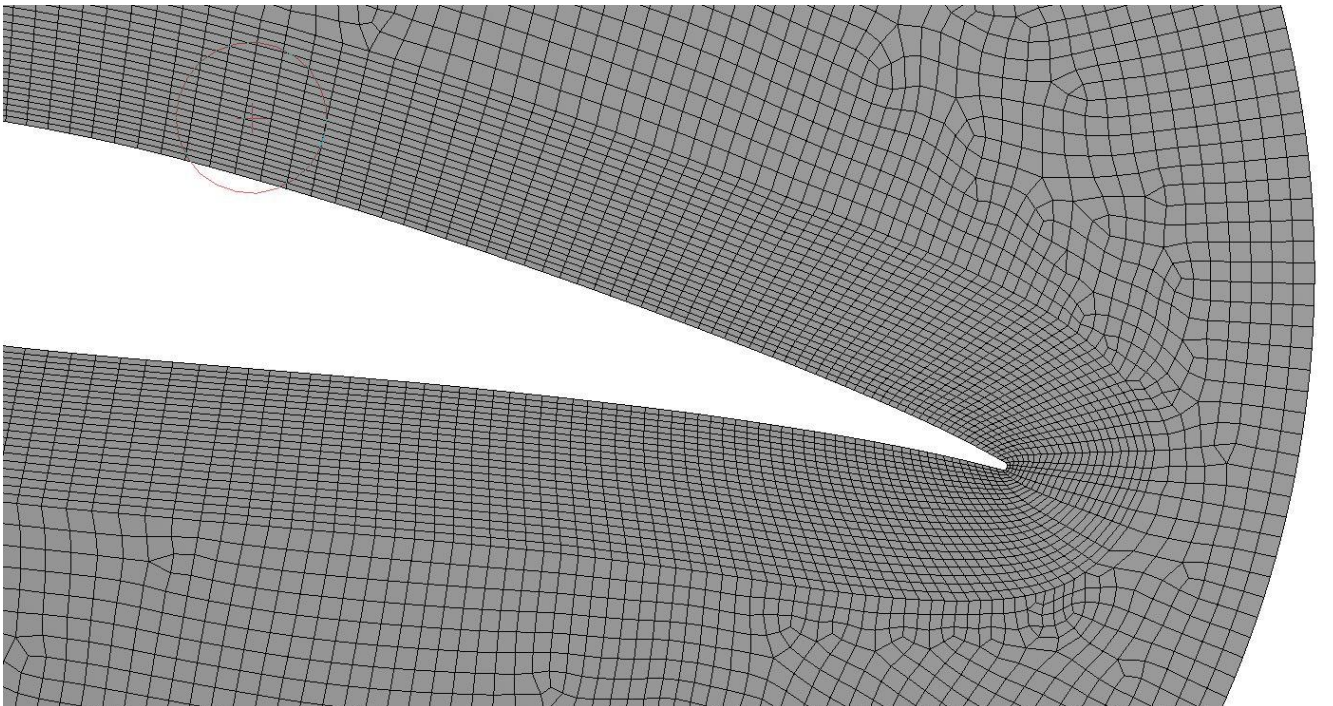


Figura 19.5-Acercamiento sobre borde de fuga de malla de ángulo de ataque ajustable.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

**DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA**

26.10.18

147 de 161

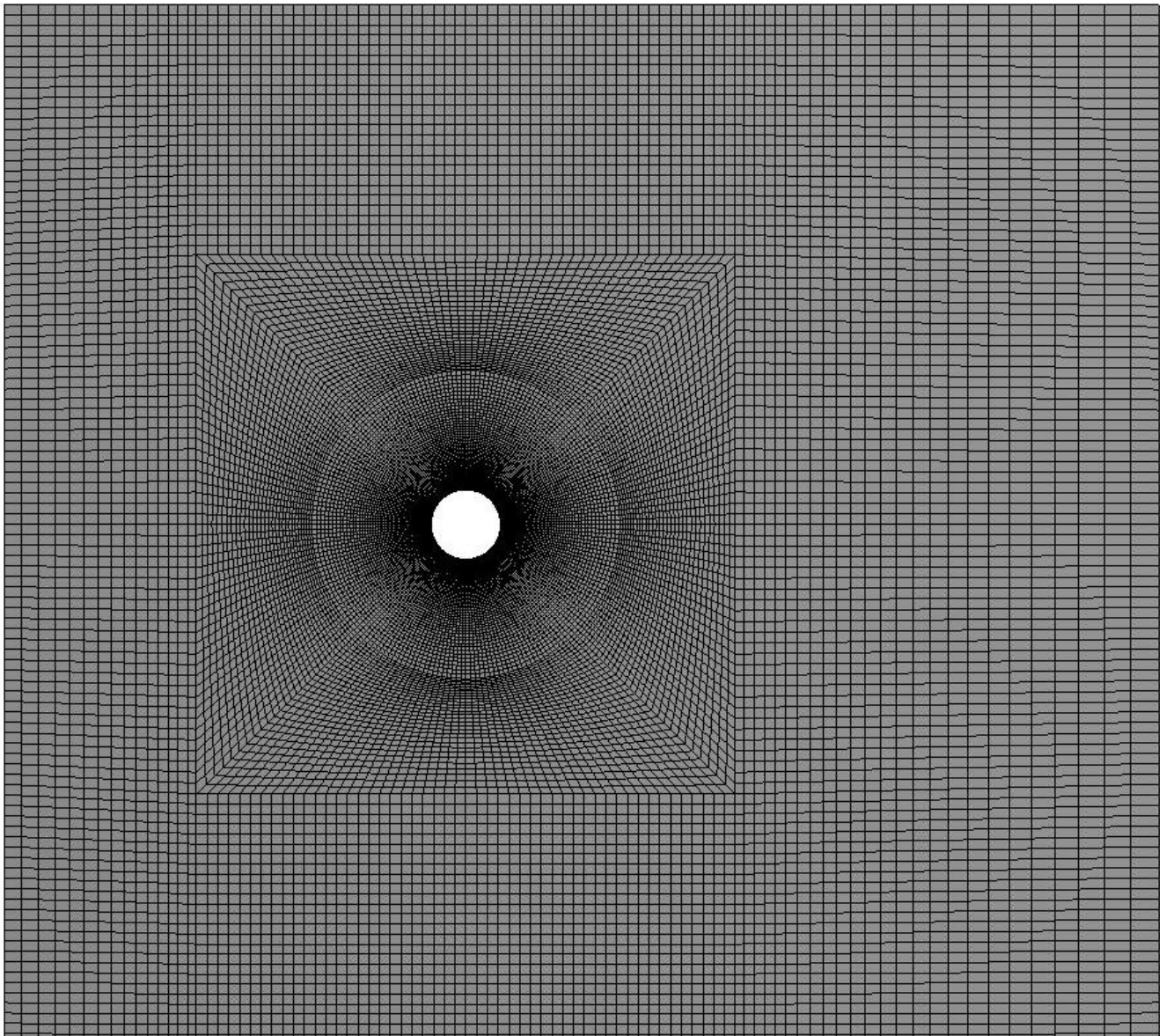


Figura 19.6-Malla de dominio de flujo libre.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

**DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA**

26.10.18

148 de 161

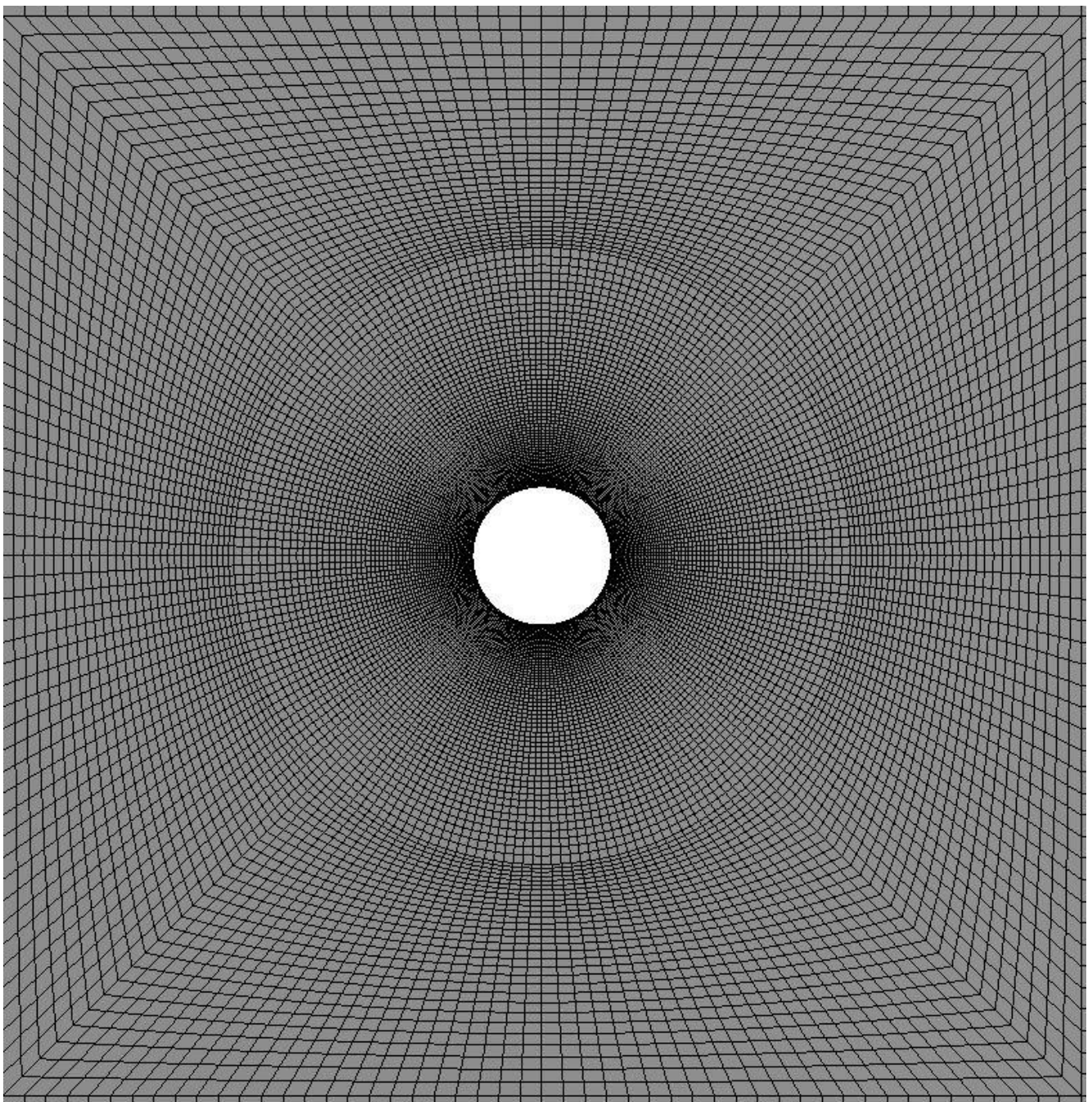



Figura 19.7-Acercamiento sobre malla de dominio de flujo libre.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	26.10.18
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	149 de 161

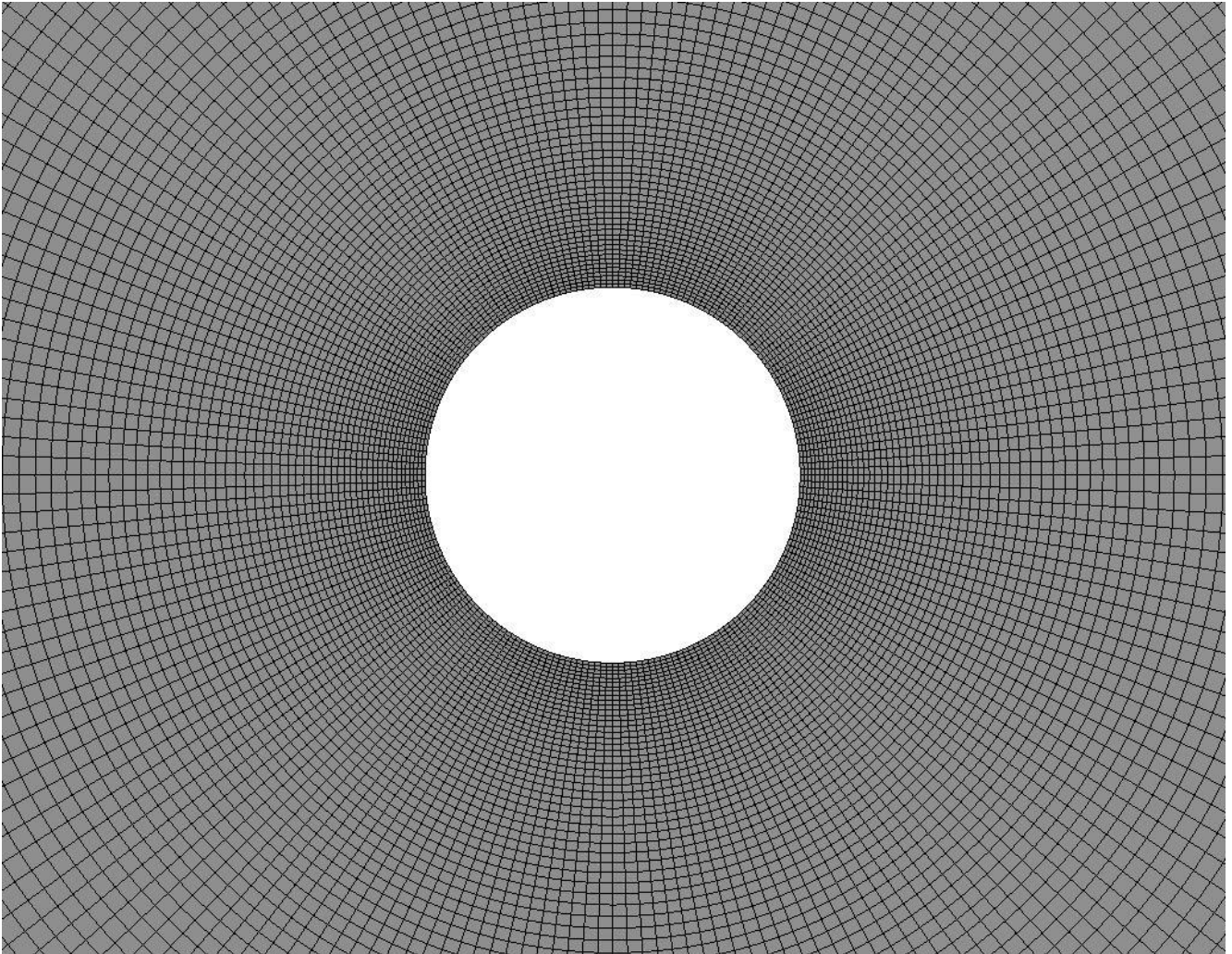



Figura 19.8-Acercamiento sobre interfaz de mallas.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	150 de 161

19.2. Geometrías y dominios de mallado de turbina hidrocínética

19.2.1. Modelado de geometrías

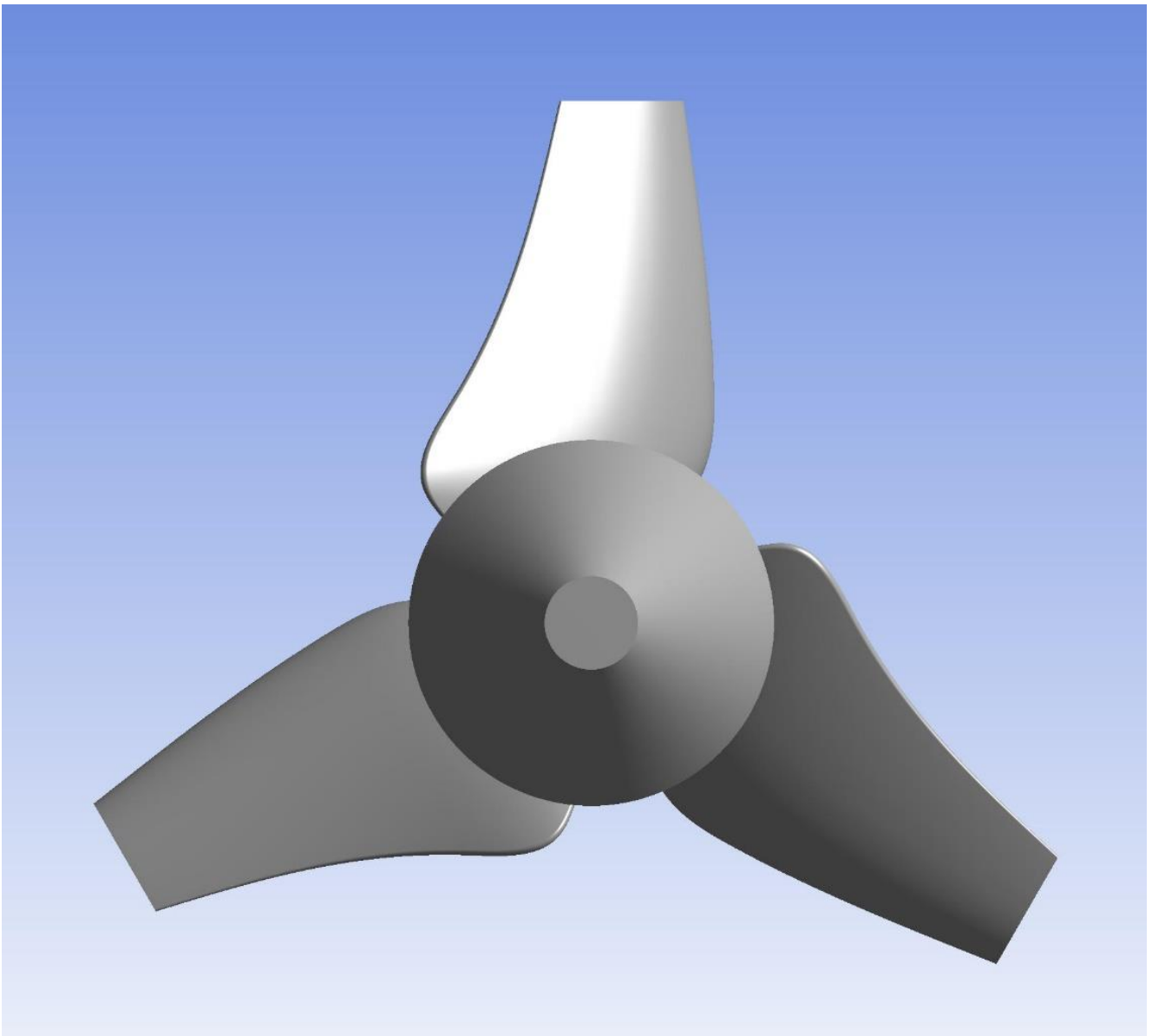



Figura 19.9-Vista de rotor hacia aguas arriba de la corriente.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	151 de 161

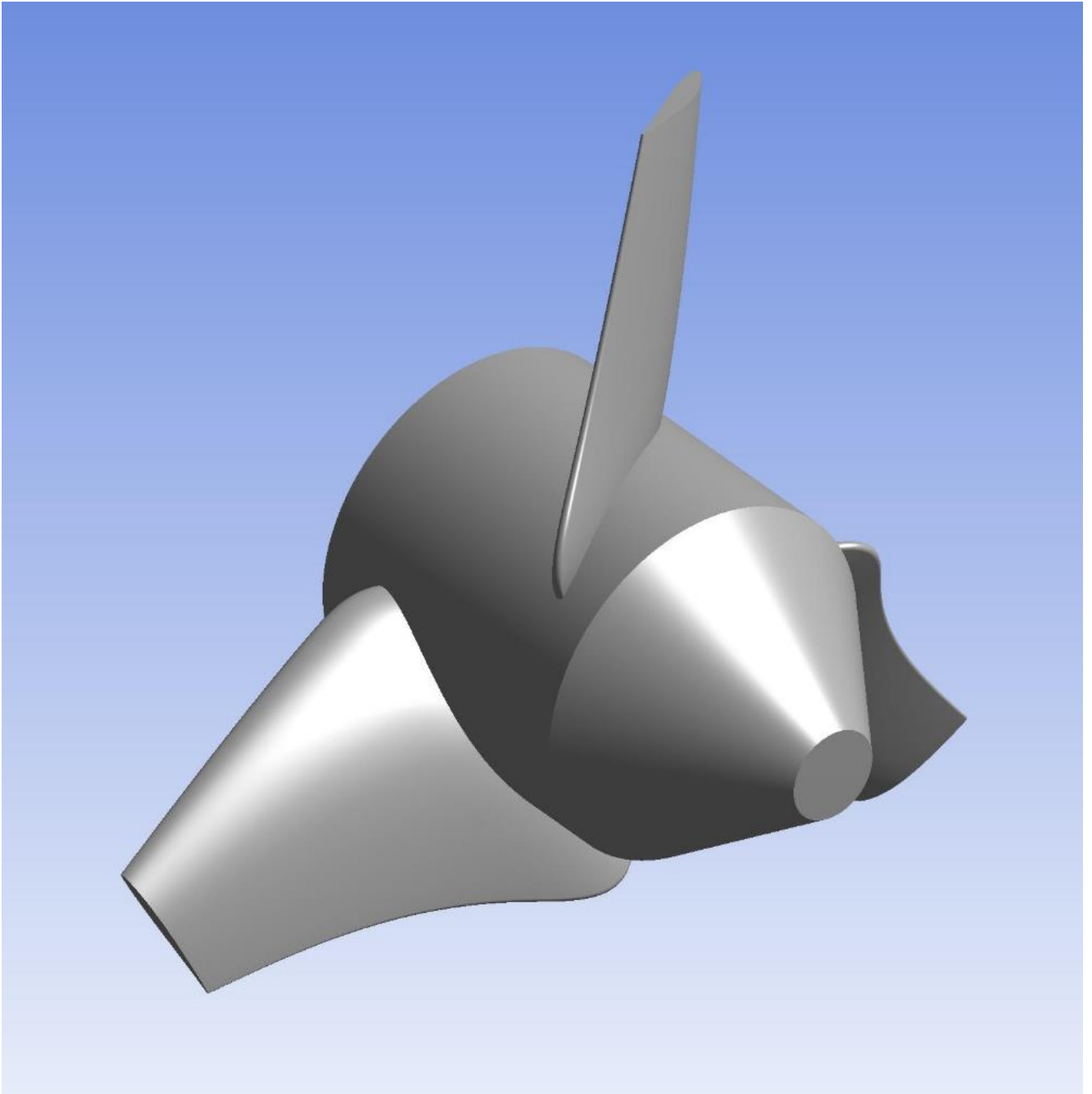


Figura 19.10-Vista en perspectiva del rotor.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

152 de 161

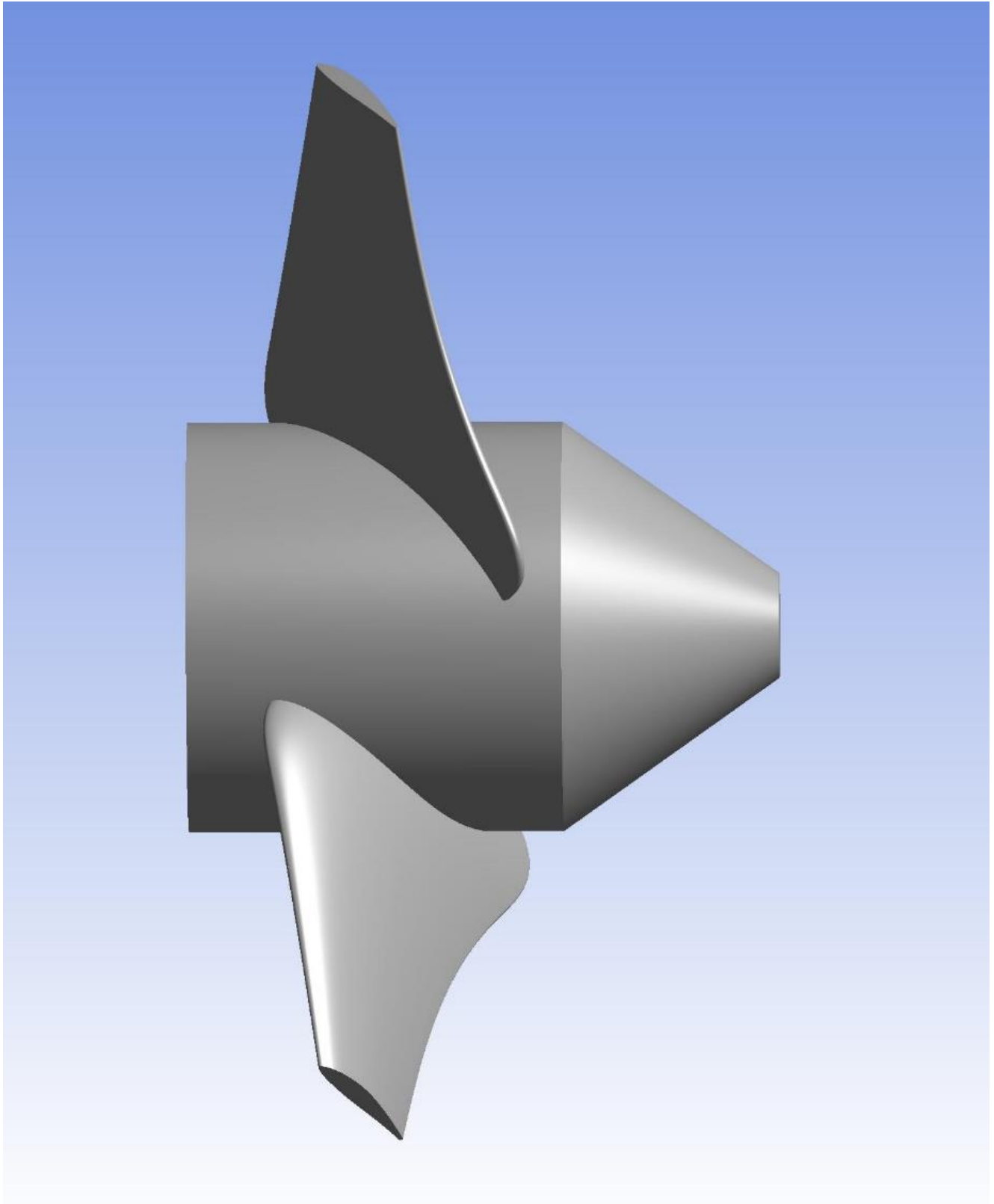


Figura 19.11-Vista lateral del rotor.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

153 de 161

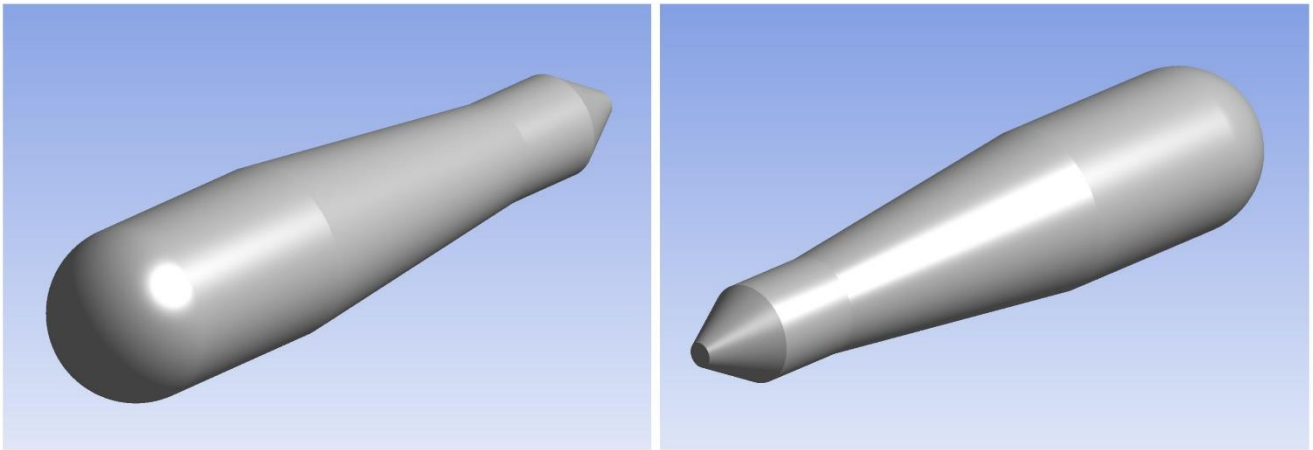


Figura 19.12-Geometría de cuerpo de turbina 1.

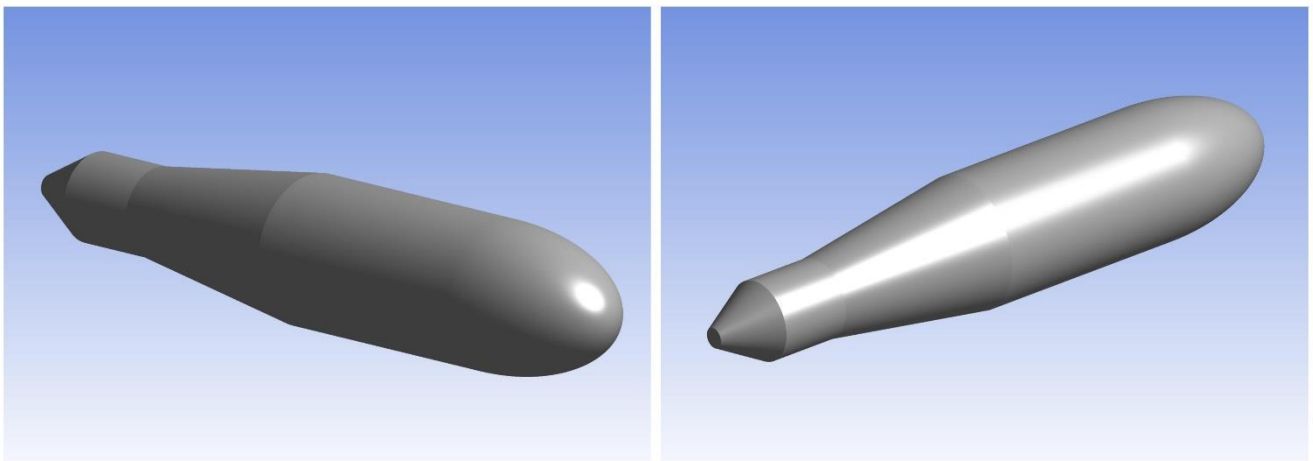


Figura 19.13-Geometría de cuerpo de turbina 2.

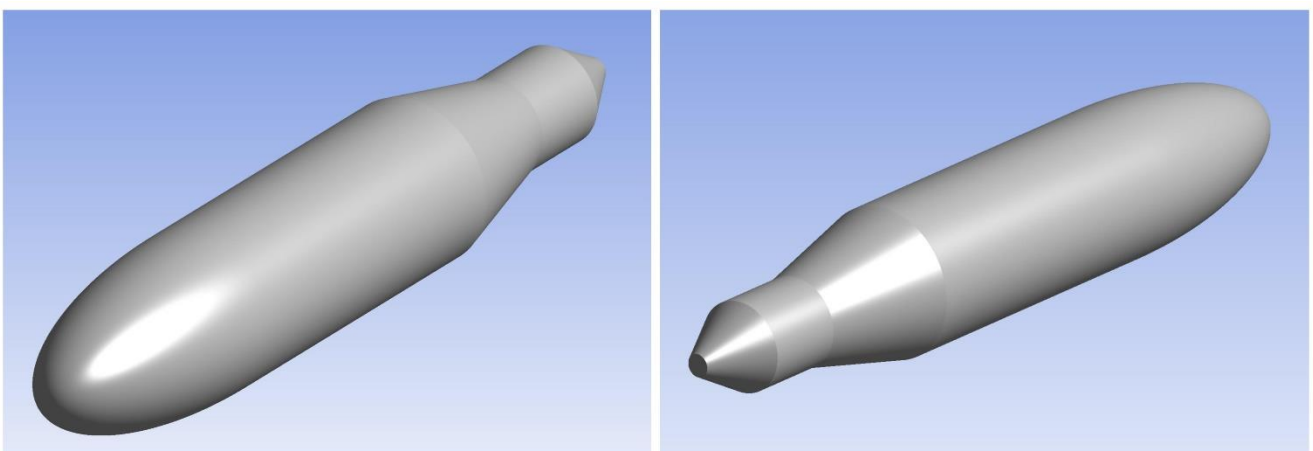



Figura 19.14-Geometría de cuerpo de turbina 3.

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	<p>UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA</p>	<p>26.10.18</p>
	<p>TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA</p>	
	<p>DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA</p>	<p>154 de 161</p>

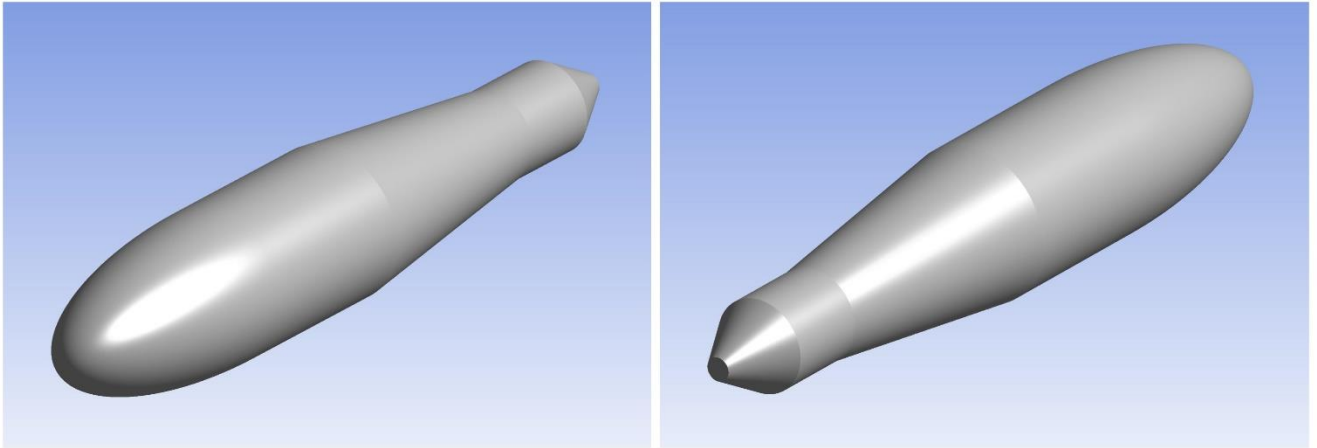


Figura 19.15-Geometría de cuerpo de turbina 4.

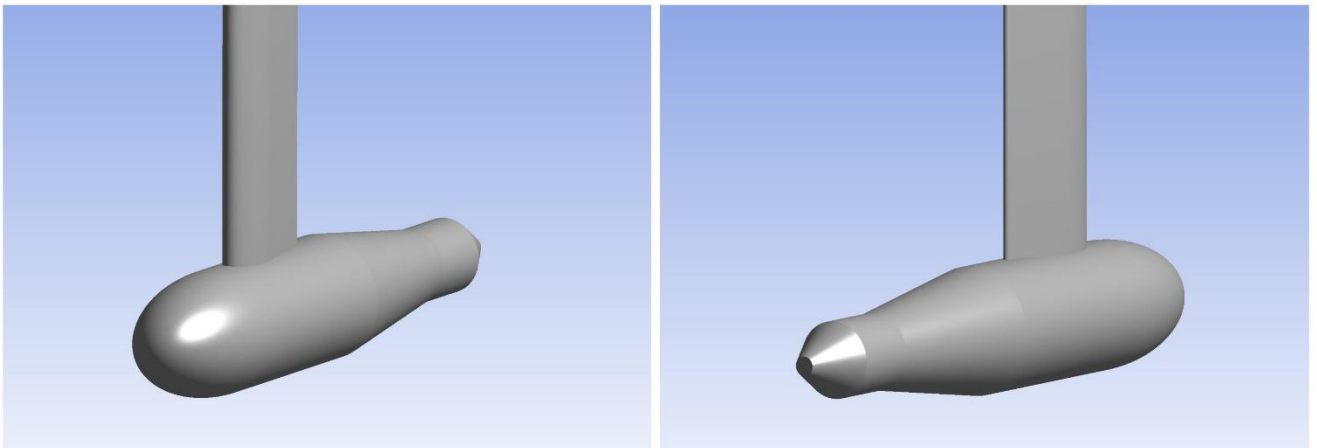


Figura 19.16-Geometría de cuerpo de turbina 2 y estructura de sujeción.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

155 de 161

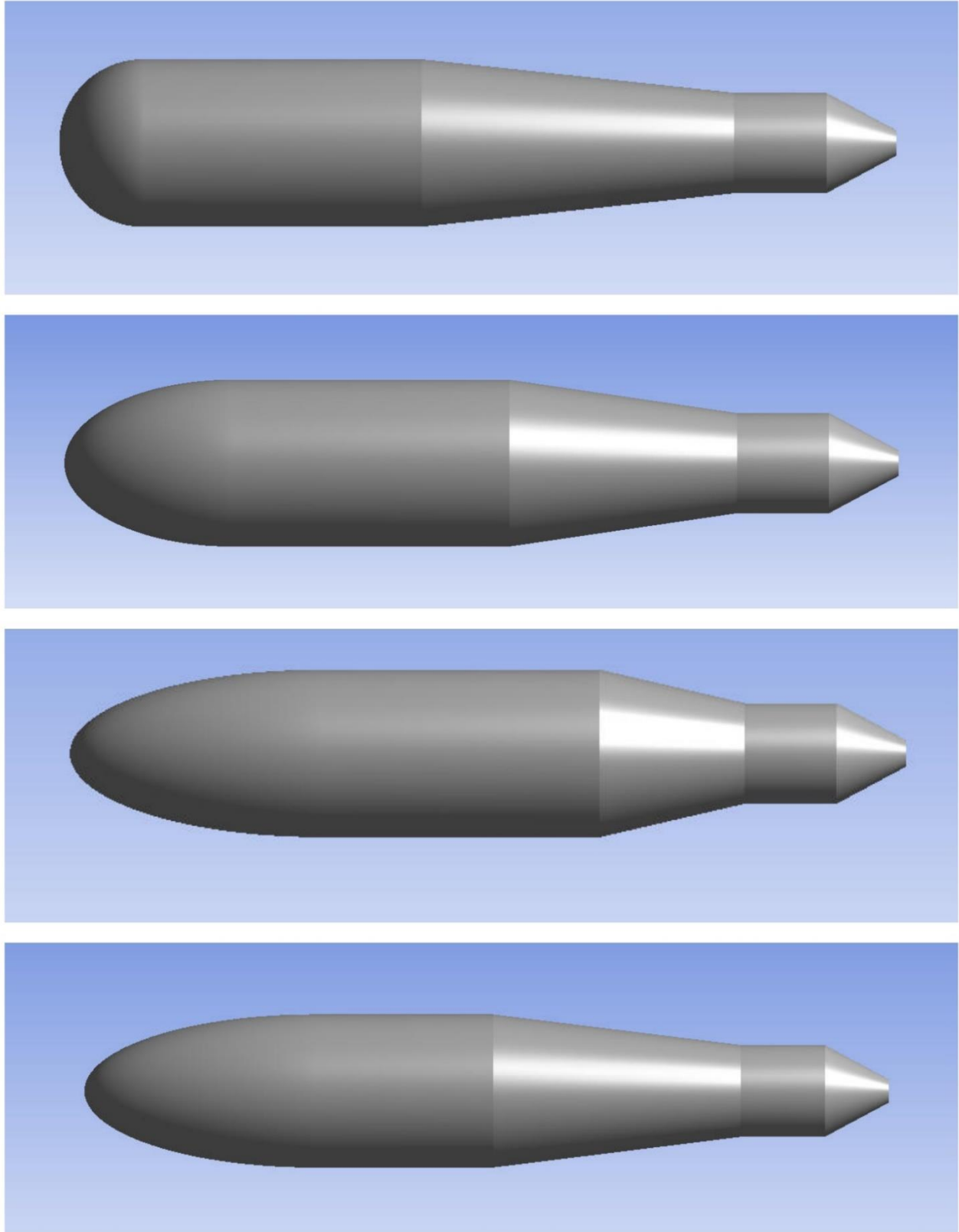


Figura 19.17-Comparacion de geometrías de turbina 1-2-3-4.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

156 de 161

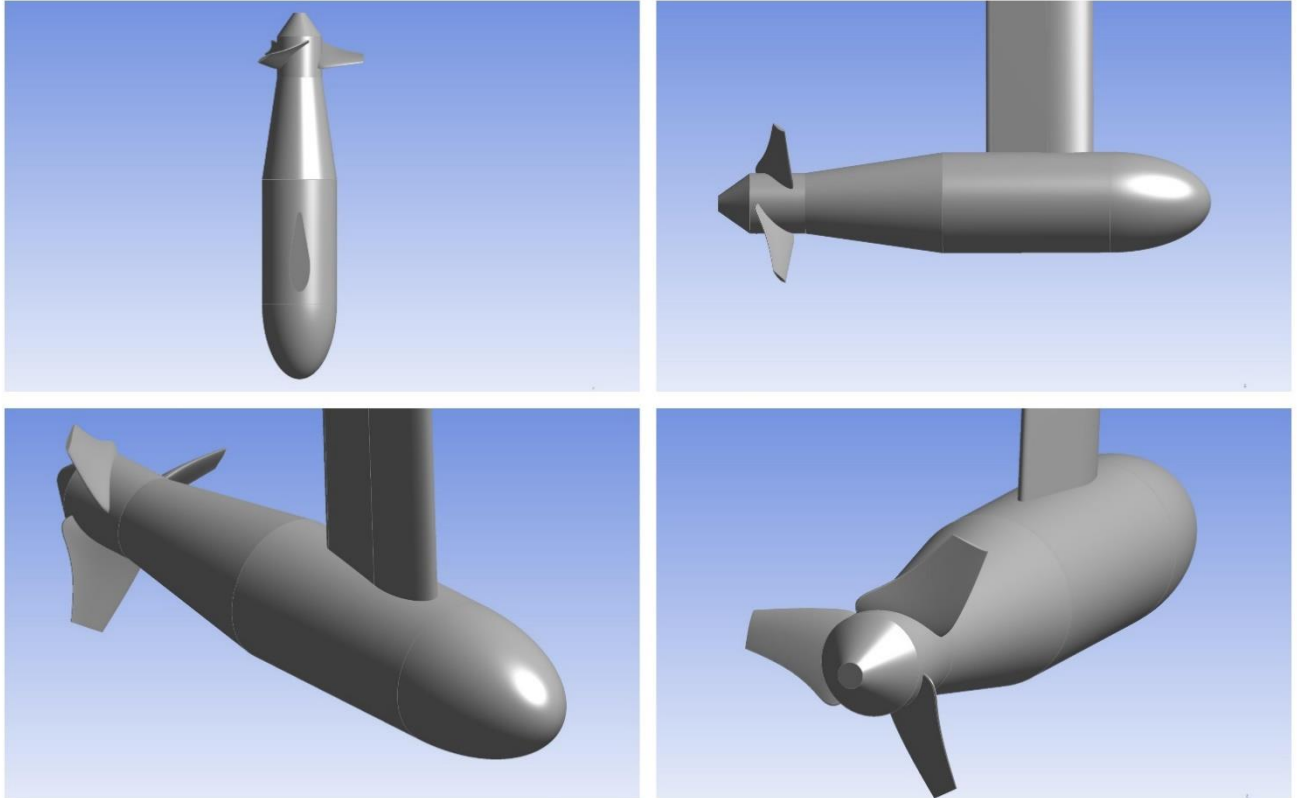


Figura 19.18-Geometría de turbina ensamblada, seleccionada para la simulación en condiciones de operación.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

157 de 161

19.2.2. Visualizaciones del modelo

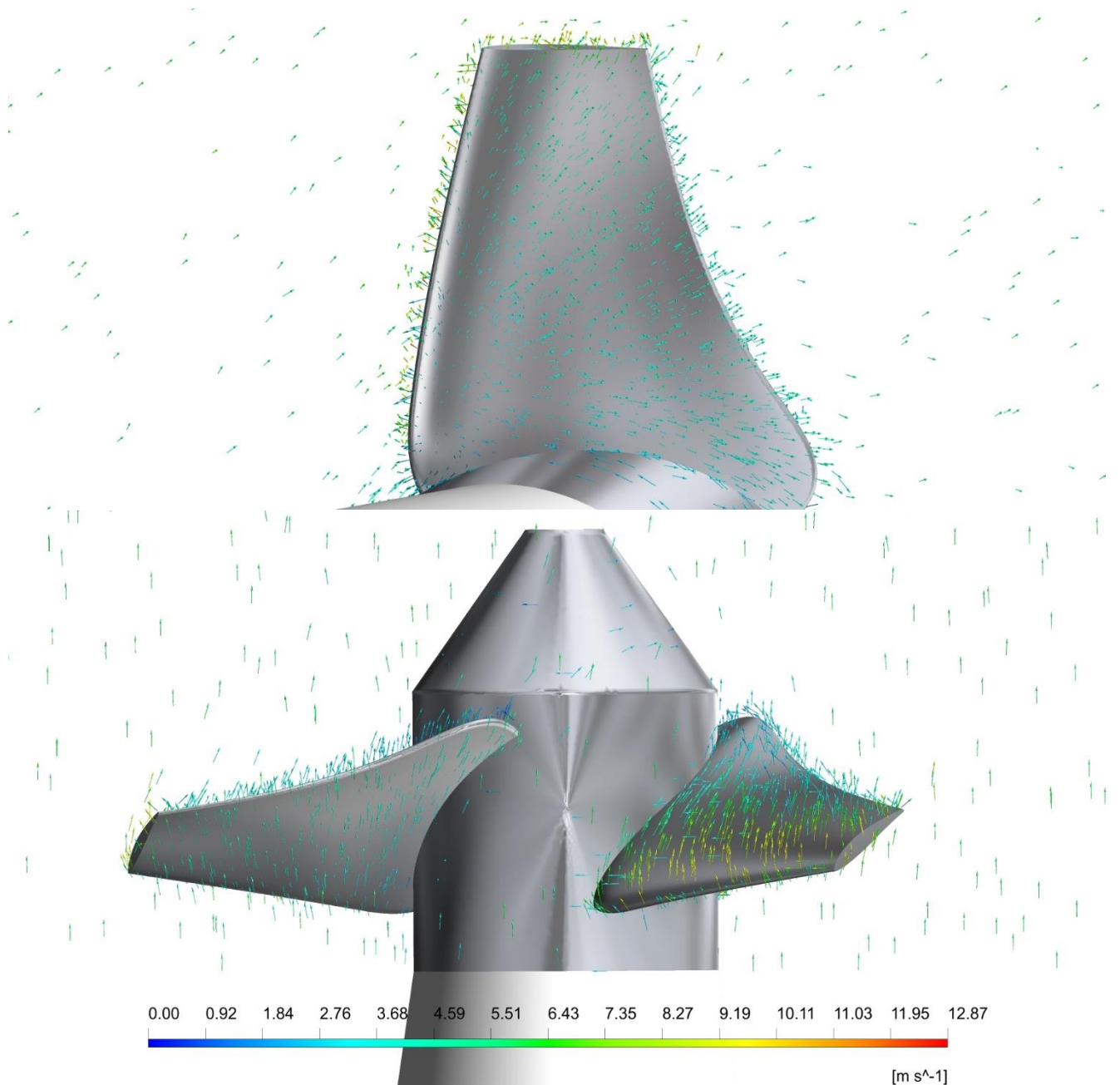


Figura 19.19-Diagrama de vectores de velocidad sobre los alabes del rotor.



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

158 de 161

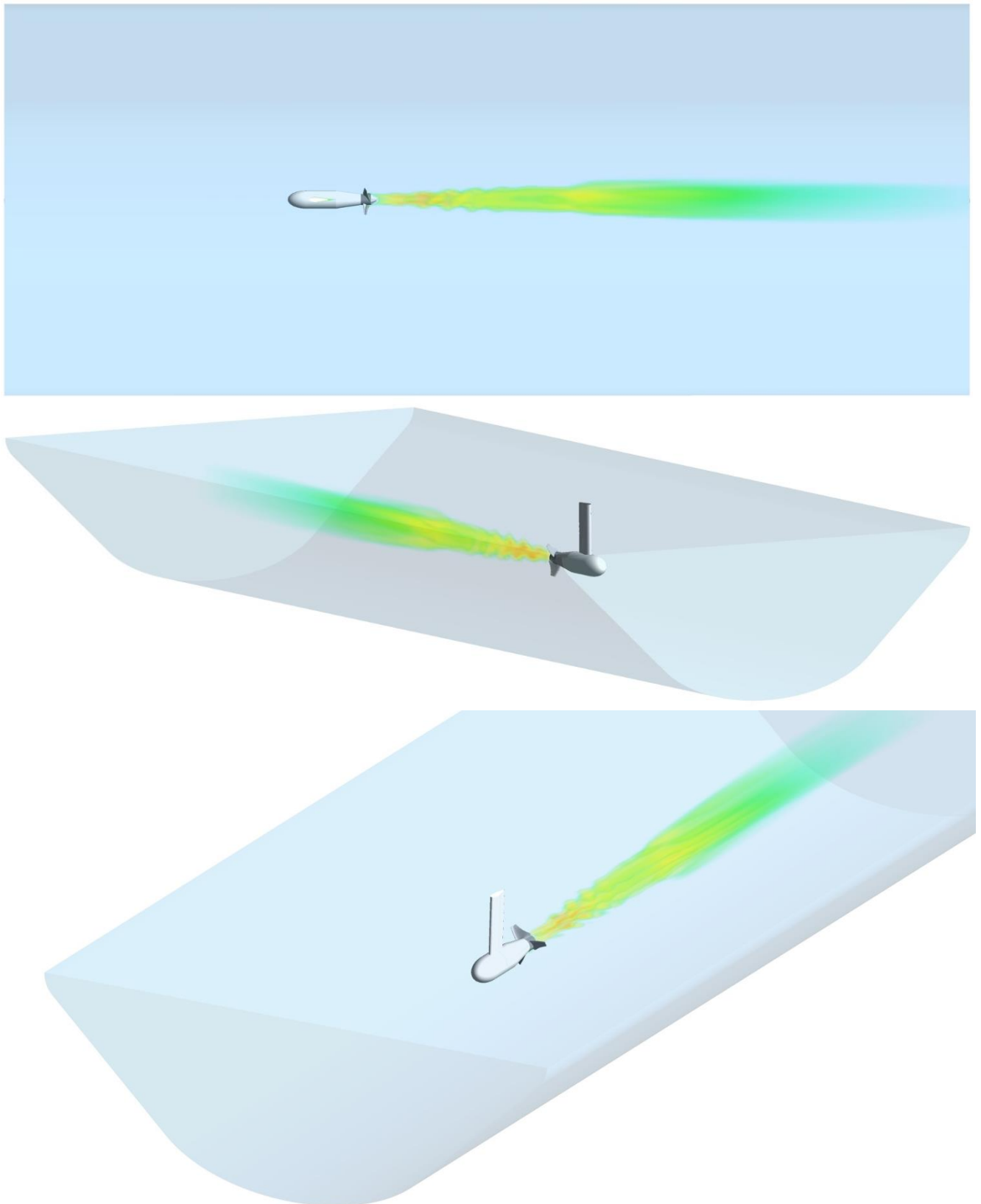




Figura 19.20-Visualización de la estela de turbulencia en el modelo completo.

 <p>Facultad de Ingeniería U.N.L.P.</p>	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	159 de 161

20. Bibliografía y documentos de referencia

En el presente apartado se enuncian las diferentes obras consultadas durante el desarrollo del trabajo.

- Frank M. White, Fluids Mechanics.
- R. L. Daugerty- A. C. Ingersoll, Fluid Mechanics.
- R. B. Bird, Fluid Mechanics and the Transport Phenomena.
- Claudio Mataix, Turbomaquinas Hidraulicas.
- Jiri Blazek, Computational Fluid Dynamics Principles and Applications.
- Ansys Inc., Ansys Fluent Tutorial Guide.
- Biblioteca de geometría de perfiles, Airfoiltools.com.

 Facultad de Ingeniería U.N.L.P.	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA	26.10.18
	TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA	
	DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA	160 de 161

21. Glosario

Tabla 21.1

Nomenclatura	Significado
A	Área de sección transversal
R_h	Radio hidráulico de canal
δ	Perímetro
φ_p	Angulo de paso geométrico
y	Cota de profundidad de canal
b	Cota de ancho de canal
$\varphi_{ef\ max}$	Angulo de peralte de eficiencia máxima
V	Velocidad de corriente libre
v	Velocidad de detrimento
v_1	Velocidad de corriente libre luego de disco
P	Presión absoluta
p	Presión de cambio en disco
p'	Presión relativa a cambio en disco
Δp	Diferencia de presiones en disco
A_D	Área de disco
F_T	Fuerza empuje axil
D	Fuerza de drag
Q	Par
ρ	Densidad del fluido
ΔV	Diferencia de velocidades
P_s	Potencia de salida
P_{disp}	Potencia disponible
P_{ext}	Potencia extraída
ω	Velocidad de rotación
μ	Viscosidad dinámica de fluido
R_i	Radio interno
R_e	Radio externo
C	Fuerza tangencial
L	Fuerza de sustentación
D	Fuerza de resistencia
T	Fuerza de empuje axil
C_L	Coefficiente de sustentación
C_D	Coefficiente de drag
V_r	Velocidad relativa a elemento de pala
$C(r)$	Función de cuerda
φ	Angulo de plano de rotación
φ_{ef}	Angulo de plano de rotación efectivo



Facultad de Ingeniería
U.N.L.P.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA

TRABAJO FINAL INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE
TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA
POTENCIA

26.10.18

161 de 161

α_i	Angulo de inducción
n	Numero de alabes
a	Coefficiente de inducción axial
a'	Coefficiente de inducción tangencial
C_T	Coefficiente de empuje axial
C_P	Coefficiente de potencia
C_M	Coefficiente de momento
C_q	Coefficiente de caudal
Re	Numero de Reynolds
V_c	Velocidad de canal media
A_D	Área de disco
\vec{C}	Vector velocidad absoluta
\vec{u}	Vector velocidad tangencial
\vec{w}	Vector velocidad relativa
β	Angulo de paso geométrico
P_{ref}	Presión de referencia absoluta
σ	Numero de cavitación
σ_i	Numero de cavitación incipiente
P_v	Presión de vaporización
V_{ref}	Velocidad absoluta de referencia
T_f	Temperatura de flujo
Y^+	Coefficiente adimensional de malla
g	Gravedad
α	Angulo de ataque
α_{ef}	Angulo de ataque efectivo
\dot{m}	Caudal másico