

# UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

## CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES HIDRODINÁMICOS DE VARIOS VEHÍCULOS SUBMARINOS MEDIANTE ANSYS

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

**Autor:** JOSE GARCÍA GARCÍA

**Director:** JOSE LUIS AGUIRRE MARTÍNEZ

Cartagena, Enero de 2019



# INDICE GENERAL

INDICE GENERAL	2
INDICE DE FIGURAS	4
INDICE DE TABLAS	6
INDICE DE ECUACIONES	7
1 INTRODUCCIÓN	8
1.1 Terminología	9
1.2 Antecedentes y actualidad	9
1.3 Objetivos	11
1.4 Fases del proyecto	11
2 ESTADO DEL ARTE	12
2.1 Introducción. Los coeficientes hidrodinámicos	12
2.2 Métodos analíticos	13
2.2.1 Introducción	13
2.2.2 Ecuaciones dinámicas del movimiento	15
2.2.3 Fuerzas y momentos externos	16
2.2.3.1 Fuerzas y momentos hidrostáticos	16
2.2.3.2 Fuerzas y momentos hidrodinámicos	17
2.2.3.3 Masa añadida	18
2.2.3.4 Fuerzas y momentos de sustentación	18
2.3 Métodos computacionales	19
2.3.1 Introducción	19
2.3.2 Ventajas e inconvenientes	20
2.3.3 Modelos de turbulencia	21
2.3.3.1 Spalart-Allmaras.	22
2.3.3.2 K- $\epsilon$	23
2.3.3.3 K- $\omega$	24
2.4 Métodos empíricos	25
3 LA HERRAMIENTA ANSYS	27
3.1 Introducción a ANSYS	27
3.2 Herramientas que dispone para CFD	28
3.2.1 Software CAD	28
3.2.1.1 SpaceClaim	29
3.2.1.2 Design Modeler	29
3.2.2 Mallado	29
3.2.3 Fluid Flow	33
4 DESCRIPCIÓN DE LOS VEHÍCULOS A ANALIZAR	35
4.1 Remus 100	35

4.2	OpenROV	36
5	MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN PARA LA ESFERA	38
5.1	Introducción	38
5.2	Ensayos y resultados	39
5.2.1	Pruebas iniciales	42
5.2.2	Pruebas finales	45
5.3	Conclusiones	50
6	MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN PARA EL VEHÍCULO REMUS 100	51
6.1	Descripción del ensayo	51
6.1.1	CAD	51
6.1.2	Mallado	51
6.1.3	Fluent	54
6.1.3.1	Movimiento de avance	58
6.1.3.2	Movimiento de deriva	60
6.1.3.3	Movimiento de arfada	62
6.1.3.4	Movimiento de balance	64
6.1.3.5	Movimiento de cabeceo	65
6.1.3.6	Movimiento de guiñada	66
6.2	Regresión lineal	67
6.3	Comparación de resultados y conclusiones	69
7	MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN PARA EL VEHÍCULO OPENROV 2.8	72
7.1	Descripción del ensayo	72
7.1.1	CAD	72
7.1.2	Mallado	74
8	CONCLUSIONES	76
9	DESARROLLOS FUTUROS	78
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	79

## INDICE DE FIGURAS

Figura 2-1. Opciones de modelos de viscosidad de ANSYS Fluent. (Fuente: Propia)	22
Figura 2-2. Prototipo de ROV en un tanque de agua para ensayos empírico. (Fuente: (Chin & Lau, 2011))	26
Figura 3-1. Logo de ANSYS. (ANSYS, Inc., s.f.)	27
Figura 3-2. Árbol esquemático de ANSYS Meshing. (Fuente: Propia)	30
Figura 3-3. Posibles caras de una malla. (Fuente: Propia)	31
Figura 3-4. Ortogonalidad de la cara de una malla. (Fuente: Propia)	31
Figura 3-5. Árbol esquemático de ANSYS Fluent. Apartado general. (Fuente: Propia)	32
Figura 3-6. Árbol esquemático de ANSYS CFX. (Fuente: Propia)	33
Figura 3-7. Árbol esquemático de ANSYS Fluent. (Fuente: Propia)	34
Figura 4-1. Remus 100 desarrollado por Hydroic LLC. (Kongsberg, s.f.)	35
Figura 4-2. OpenROV 2.8 desarrollado por OpenROV. (OpenROV, 2011)	36
Figura 4-3. Vista general del vehículo OpenROV 2.8. (de la Coterá López, 2018)	37
Figura 4-4. Vista frontal del vehículo OpenROV 2.8. (de la Coterá López, 2018)	37
Figura 4-5. Vista trasera del vehículo OpenROV 2.8. (de la Coterá López, 2018)	37
Figura 5-1. Creación de esfera con SpaceClaim. (Fuente: Propia)	39
Figura 5-2. Esquema del proyecto en el Workbench. (Fuente: Propia)	39
Figura 5-3. Árbol esquemático en Meshing. (Fuente: Propia)	40
Figura 5-4. Introducción al programa Fluent. (Fuente: Propia)	40
Figura 5-5. Cuadro para modificar la velocidad de entrada. (Fuente: Propia)	41
Figura 5-6. Representación gráfica Fuerza X vs Velocidad de la prueba 1.	43
Figura 5-7. Representaciones gráficas de Fuerza X (presión y viscosa por separado) vs Velocidad de la prueba 1.	43
Figura 5-8. Representación gráfica de los residuos de ANSYS Fluent al realizar un cálculo. (Fuente: Propia)	44
Figura 5-9. Contorno de presión en la prueba 2 con la esfera. (Fuente: Propia)	44
Figura 5-10. Representación gráfica Fuerza X vs Velocidad de la prueba 7.	46
Figura 5-11. Distribución de presiones de la esfera con flujo a -0,5 m/s. (Fuente: Propia)	46
Figura 5-12. Coeficiente de arrastre frente al número de Reynolds. (Fuente: (Chin & Lau, 2011))	47
Figura 5-13. Representación gráfica del coeficiente de arrastre frente al número de Reynolds.	47
Figura 5-14. Coeficiente de arrastre en función del número de Reynolds para la esfera en el informe de Cheng y Michael. (Fuente: (Chin & Lau, 2011))	48
Figura 5-15. Mallado de la esfera para la prueba 11.	49
Figura 6-1. Geometría del vehículo Remus 100. (Fuente: Propia)	51
Figura 6-2. Mallado del Remus 100. (Fuente: Propia)	52
Figura 6-3. Mallado del apéndice superior del Remus 100. (Fuente: Propia)	53
Figura 6-4. Mallado de la popa del Remus 100. (Fuente: Propia)	54
Figura 6-5. Representación gráfica Fuerza X vs Velocidad con el modelo k- $\epsilon$ .	55
Figura 6-6. Representación gráfica Fuerza X vs Velocidad con el modelo k- $\omega$ .	55
Figura 6-7. Representación gráfica Fuerza X vs Velocidad con del modelo SST k- $\omega$ .	56
Figura 6-8. Representación gráfica de la Fuerza X vs Velocidad X para el movimiento de avance.	58
Figura 6-9. Representación gráfica de la Fuerza Y* vs Velocidad X para el movimiento de avance.	59

Figura 6-10. Representación gráfica del momento de cabeceo $M$ vs Velocidad $X$ para el movimiento de avance.	59
Figura 6-11. Representación gráfica de la Fuerza $Z^*$ vs Velocidad $Z^*$ para el Remus 100.	61
Figura 6-12. Representación gráfica del momento de balance $K$ vs Velocidad $Z^*$ para el Remus 100.	61
Figura 6-13. Representación gráfica del momento de balance $N$ vs Velocidad $Z^*$ para el Remus 100.	61
Figura 6-14. Representación gráfica de la Fuerza $Y^*$ vs Velocidad $Y^*$ para el Remus 100.	63
Figura 6-15. Representación gráfica del momento de cabeceo $M$ vs Velocidad $Y^*$ para el Remus 100.	63
Figura 6-16. Coeficientes hidrodinámicos para el movimiento de arfada del Remus 100.	63
Figura 6-17. Representación gráfica del momento de balance $K$ vs Velocidad de giro para el Remus 100.	64
Figura 6-18. Representación gráfica del momento de cabeceo $M$ vs Velocidad de giro para el Remus 100.	65
Figura 6-19. Representación gráfica del momento de guiñada $N$ vs Velocidad de giro para el Remus 100.	66
Figura 6-20. Representación gráfica con comparación de regresión lineal cuadrática y cúbica.	67
Figura 6-21. Representación gráfica con comparación de regresión lineal de primer orden y cuadrática.	68
Figura 6-22. Representación gráfica con comparación de regresión lineal para movimiento de deriva.	68
Figura 6-23. Representación gráfica de la comparación de los coeficientes hidrodinámicos para el Remus 100.	70
Figura 7-1. Geometría del vehículo OpenROV 2.8. (Fuente: Propia)	72
Figura 7-2. Twist lock, no incorporado en el ensamblaje. (Fuente: Propia)	73
Figura 7-3. Ensamblaje del vehículo OpenROV. (Fuente: Propia)	73
Figura 7-4. Entorno y OpenROV 2.8 preparados para los ensayos. (Fuente: Propia)	74
Figura 7-5. Mallado del OpenROV 2.8.	74
Figura 7-6. Errores del mallado del OpenROV 2.8.	75
Figura 7-7. Problema OpenROV 2.8.	75

## INDICE DE TABLAS

Tabla 2-1. Nomenclatura estándar para los AUV.	14
Tabla 4-1. Características generales Remus 100.	35
Tabla 4-2. Características generales OpenROV 2.8.	36
Tabla 5-1. Prueba 1 para la esfera.	42
Tabla 5-2. Prueba 7 para la esfera.	45
Tabla 5-3. Prueba 11 para la esfera.	48
Tabla 5-4. Prueba 12 para la esfera.	48
Tabla 5-5. Prueba 8 para la esfera.	49
Tabla 6-1. Mallado del Remus 100.	52
Tabla 6-2. Refinamiento de mallado del cuerpo del Remus 100.	53
Tabla 6-3. Ajuste de mallado del Remus 100.	53
Tabla 6-4. Prueba $k-\varepsilon$ para el Remus 100.	54
Tabla 6-5. Prueba $k-\omega$ para el Remus 100.	55
Tabla 6-6. Prueba SST $k-\omega$ para el Remus 100.	56
Tabla 6-7. Prueba Sparlart-Allmaras para el Remus 100.	57
Tabla 6-8. Comparación del coeficiente $X_{uu}$ en función del modelo de turbulencia.	57
Tabla 6-9. Movimiento de avance para el vehículo Remus 100.	58
Tabla 6-10. Coeficientes hidrodinámicos para el movimiento de avance del Remus 100.	60
Tabla 6-11. Movimiento de deriva para el vehículo Remus 100.	60
Tabla 6-12. Coeficientes hidrodinámicos para el movimiento de deriva del Remus 100.	62
Tabla 6-13. Movimiento de arfada para el Remus 100.	62
Tabla 6-14. Movimiento de balance para el Remus 100.	64
Tabla 6-15. Coeficientes hidrodinámicos para el movimiento de balance del Remus 100.	64
Tabla 6-16. Movimiento de cabeceo para el Remus 100.	65
Tabla 6-17. Coeficientes hidrodinámicos para el movimiento de cabeceo del Remus 100.	65
Tabla 6-18. Movimiento de guiñada para el Remus 100.	66
Tabla 6-19. Coeficientes hidrodinámicos para el movimiento de guiñada del Remus 100.	66
Tabla 6-20. Recopilación de los coeficientes hidrodinámicos para el Remus 100 (I).	69
Tabla 6-21. Recopilación de los coeficientes hidrodinámicos para el Remus 100 (II).	71

## INDICE DE ECUACIONES

Ecuación 2-1. Fuerza de amortiguación hidrodinámica.	12
Ecuación 2-2. Momento debido a la flotación y el peso de un vehículo.	12
Ecuación 2-3. Vector posición en un sistema de referencia determinado.	13
Ecuación 2-4. Vector de velocidades lineales.	14
Ecuación 2-5. Matriz que relaciona velocidades lineales.	14
Ecuación 2-6. Matriz ortogonal.	14
Ecuación 2-7. Vector de velocidades angulares.	15
Ecuación 2-8. Matriz que relaciona velocidades angulares.	15
Ecuación 2-9. Centro de gravedad y centro de carena.	15
Ecuación 2-10. Sistema de ecuaciones dinámicas del movimiento.	15
Ecuación 2-11. Simplificación del sistema de ecuaciones dinámicas del movimiento.	15
Ecuación 2-12. Ecuaciones de la dinámica del movimiento de forma general.	15
Ecuación 2-13. Fuerzas externas.	16
Ecuación 2-14. Momentos externos.	16
Ecuación 2-15. Fuerzas hidrostáticas.	16
Ecuación 2-16. Momentos hidrostáticos.	16
Ecuación 2-17. Fuerza debida al movimiento axial para el eje X.	17
Ecuación 2-18. Ecuación debida al movimiento axial para los ejes Z e Y.	17
Ecuación 2-19. Ecuaciones de momentos debido al movimiento axial.	17
Ecuación 2-20. Ecuaciones de momentos debido al movimiento de rotación.	17
Ecuación 2-21. Ecuaciones de fuerzas debido al movimiento de rotación.	17
Ecuación 2-22. Matriz de masa añadida.	18
Ecuación 2-23. Fuerzas y momentos de masa añadida.	18
Ecuación 2-24. Ecuación diferencial de Laplace para flujo potencial.	20
Ecuación 2-25. Ecuación de continuidad.	20
Ecuación 2-26. Ecuación de cantidad de movimiento.	20
Ecuación 2-27. Ecuación de energía.	20
Ecuación 2-28. Ecuación de transporte para el modelo Sparlat-Allmaras.	22
Ecuación 2-29. Ecuación de transporte para el modelo k- $\epsilon$ .	23
Ecuación 2-30. Ecuación de transporte para el modelo k- $\epsilon$ .	23
Ecuación 2-31. Ecuación de transporte para el modelo k- $\omega$ .	24
Ecuación 2-32. Ecuación de transporte para el modelo k- $\omega$ .	24
Ecuación 5-1. Teorema de Bernoulli para la distribución de presiones.	46
Ecuación 5-2. Número de Reynolds.	47
Ecuación 6-3. Fuerza debida al movimiento axial para el eje X despreciando término de primer orden.	67

# 1 INTRODUCCIÓN

Este proyecto de fin de estudios surge para estudiar el comportamiento de varios vehículos submarinos y comprobar los resultados obtenidos con otros estudios y desarrollos ya realizados en la Universidad Politécnica de Cartagena y con otras bases de datos ya existentes.

En el presente escrito se explicarán diferentes temas, por medio de los cuales se conocerá qué tipo de tecnología existe en la robótica submarina, ya que se detallará la investigación realizada sobre los Vehículos Submarinos Autónomos (en inglés, Autonomous Underwater Vehicles, AUV's), aquí detallaremos y conoceremos cuáles son las características principales de dichos vehículos.

Se empezará averiguando un poco de la historia de esta tecnología, dónde inicia y a dónde se dirige, singularidades principales que contienen estos productos, aplicaciones y usos en los que se emplean.

Entendiendo y analizando las investigaciones y prototipos desarrollados por Universidades, Institutos u Organizaciones en el ámbito de la Robótica en Investigaciones Submarinas, sabremos cuáles son las características principales que se emplean para su desarrollo.

El planteamiento de este proyecto se ha constituido de la siguiente forma:

En el primer capítulo de “Introducción”, se da a conocer la terminología de la tecnología submarina y desarrollará una visión histórica de los vehículos submarinos hasta llegar a las investigaciones actuales.

Como segundo capítulo tenemos “Estado del arte”, donde se habla de los coeficientes hidrodinámicos básicos necesarios para conocer el comportamiento de un vehículo autónomo. Además, se explican las diferentes metodologías de estudio.

En el tercer capítulo, “La herramienta ANSYS”, se da a conocer el programa utilizado en este proyecto, desde la creación del submarino hasta el cálculo y desarrollo de los coeficientes ya mencionados, pasando por el mallado del vehículo y las condiciones dadas al programa.

Para el cuarto capítulo, “Descripción de los vehículos a analizar”, se explicarán los vehículos de estudio y sus características.

En el quinto capítulo se describirán los ensayos realizados para la esfera, exponiendo su proceso y las diferentes pruebas realizadas. Posteriormente se analizarán los resultados obtenidos para que el proceso se realice de modo similar en capítulos siguientes con los vehículos.

Para el capítulo sexto y séptimo, se realizarán las indicaciones breves de las pruebas de los vehículos Remus 100 y OpenROV 2.8 respectivamente, y se expondrán los resultados. En cuanto a la comparación se realizará en el apartado sexto para el Remus 100 con varias fuentes que se exponen en la bibliografía, mientras que para el OpenROV 2.8 únicamente se podrán comparar los resultados con los de (de la Cotería López, 2018).

Por último, en los capítulos finales se harán las conclusiones y se darán indicaciones para posibles investigaciones futuras.

## 1.1 Terminología

Un vehículo no tripulado submarino (en inglés, Unmanned Underwater Vehicle, UUV) es aquel que viaja bajo el agua y que no tiene tripulación a bordo.

Los UUV's se pueden dividir en dos categorías: los vehículos autónomos submarinos (en inglés, Autonomous Underwater Vehicle, AUV) que no necesitan de aportaciones de un operador, puesto que operan independientemente, sin la orden directa de un humano; y los no autónomos operados a distancia (en inglés, Remotely Operated Vehicle, ROV) que son alimentados y controlados desde la superficie por un operador a través de un "cordón umbilical", aunque también hay modelos que se controlan remotamente. Generalmente, cuando se habla de ROV's hacemos referencia a vehículos que trabajan bajo el agua, así, aunque el termino adecuado sería ROUV (en inglés, Remotely Operated Underwater Vehicle), habitualmente se usa ROV.

## 1.2 Antecedentes y actualidad

El primer vehículo submarino se llamó "Turtle", creado en Estados Unidos en 1775 por David Bushnell y su hermano Ezra. Dicho vehículo era de madera con forma de huevo, sujeto por correas de hierro y con plomo cargado en el fondo. Una persona podía bajar utilizando una válvula para ingresar agua al tanque de lastre y subir con el uso de bombas para expulsar dicha agua. Dos orificios de ventilación de tipo de aleta en la parte superior se abrían cuando salía a superficie y se cerraban cuando había agua. El suministro de aire era solamente de 30 minutos. La primera prueba de Turtle, que tuvo lugar en el puerto de Nueva York en 1776, fue también la primera misión naval en la historia que involucró a un submarino.

En noviembre de 1879, el Reverendo George W. Garrett diseñó, lo que algunos consideraron como el primer submarino motorizado práctico, el "Resurgam". Fue construido en Inglaterra y fue propulsado por un motor de vapor. Podía viajar durante unas diez horas con la energía almacenada en un tanque aislado.

Después de estos vehículos submarinos históricos, se han ido desarrollando más sumergibles y se han utilizado operativamente para diferentes tareas. Con estos submarinos, vino el desarrollo de los torpedos, los cuales son realmente los primeros vehículos autónomos subacuáticos (AUV). Aunque hay una serie de sistemas similares a los de los AUV que se consideraron antes de la década de 1970, la mayoría nunca se usaron durante largos períodos de tiempo ni se discutieron en la literatura abierta.

Con los actuales medios tecnológicos, la investigación submarina ha llegado a cotas impensables pocos años atrás. A diferencia de otros tipos de investigaciones que pueden llevarse a cabo en un laboratorio o en el exterior, las herramientas de medida que se han utilizado deben adaptarse a un medio como son las profundidades marinas. Por ello, la necesidad de UUV's se ha hecho cada vez más incuestionable a medida que el mundo presta mayor interés a las cuestiones medio ambientales y de recursos (cartografía oceanográfica, el muestreo de océanos, inspección/estudio del suelo marino), así como las tareas científicas y militares (neutralización de minas, vigilancia y adquisición de objetivos), también incluida la seguridad y la inspección. Los sumergibles actuales son un sueño hecho realidad para los investigadores del mundo subacuático.

Existen diferentes tipos de vehículos submarinos, y se pueden clasificar en dos grupos: sistemas tripulados y no tripulados.

- Los sistemas tripulados se pueden ramificar a su vez en submarinos militares y civiles, siendo los primeros los más utilizados que los segundos.
  - Submarinos militares: las marinas de algunos países del mundo utilizan una serie de diferentes clases de submarinos para realizar sus misiones puesto que son muy útiles al ser difíciles de detectar y destruir cuando navegan a gran profundidad.
  - Submarinos civiles: suelen ser más pequeños que los militares y algunos son utilizados para turismo, aunque la mayoría son operados para respaldar investigaciones y evaluaciones bajo el agua. Alvin (EE. UU.), Epaulard (Francia), Mir (Rusia) y Shinkai 6500 (Japón) son nombres de pequeños submarinos que permiten a algunos exploradores descender al océano para recopilar datos e información de observaciones.
- Los sumergibles no tripulados también se clasifican en varios subgrupos.
  - Los más simples son aquellos vehículos que se remolcan detrás de un barco. Ejercen como plataformas para varios conjuntos de sensores conectados al chasis del mismo.
  - Vehículo submarino no tripulado (en inglés, Unmanned Underwater Vehicle, UUV): es un vehículo que no tiene tripulación a bordo, sino que está controlado por un operador remoto a través de algún tipo de enlace de comunicaciones.
    - Vehículo no autónomo operado a distancia (en inglés, Remotely Operated Vehicle, ROV). Son controlados y alimentados desde la superficie por un operador a través de un “cordón umbilical”, aunque también hay modelos que se controlan remotamente. Como ya se ha mencionado en el apartado 1.1, el termino correcto sería ROUV (en inglés, Remotely Operated Underwater Vehicle, pero generalmente se usa simplemente ROV.
    - Vehículos autónomos submarinos (en inglés, Autonomous Underwater Vehicle, AUV): No precisan de aportaciones de un operador, puesto que operan independientemente, sin la orden directa de un humano. Son vehículos autoguiados y autopropulsados. No necesitan de información durante las misiones para lograr sus tareas, las cuales son predefinidas. Dicho de otro modo, contiene su propio poder y se controla a sí mismo.

La información de este apartado ha sido obtenida de (Blidberg, 2001). También, se han utilizado otros artículos referenciados en la bibliografía.

### 1.3 Objetivos

#### Objetivos iniciales:

- Aprender la utilización del programa ANSYS y sus características.
- Calcular los coeficientes hidrodinámicos de al menos tres vehículos submarinos.
- Comparar los resultados obtenidos con otros estudios y desarrollos ya realizados en la Universidad Politécnica de Cartagena y con otras bases de datos ya existentes.

#### Objetivos específicos:

- Desarrollar un procedimiento para el estudio de vehículos submarinos con ANSYS.
- Investigar la obtención de los coeficientes hidrodinámicos.
- Definir la modelización por CFD.
- Desarrollar los vehículos y ensayos a realizar.
- Conocer los coeficientes hidrodinámicos de los vehículos de estudio en este proyecto.

### 1.4 Fases del proyecto

1. Introducción e historia de los vehículos autónomos submarinos y su clasificación. Explicación de los objetivos del proyecto.
2. Estudio de los vehículos submarinos: ESFERA, REMUS 100 y OPENROV 2.8.
3. Definición teórica de los coeficientes hidrodinámicos.
4. Fundamento de las herramientas a utilizar, principalmente ANSYS.
5. Diseño de los vehículos a estudiar.
6. Modelización y diseño de los ensayos a realizar.
7. Simulación para la obtención de los coeficientes hidrodinámicos.
8. Comparación de resultados con los encontrados en la bibliografía y con los obtenidos mediante otros programas de modelización por CFD.
9. Conclusiones, ampliaciones a realizar en el futuro y desarrollo completo de la memoria del trabajo.

## 2 ESTADO DEL ARTE

### 2.1 Introducción. Los coeficientes hidrodinámicos

Los vehículos submarinos comparten ciertas características entre ellos y que los diferencian de los vehículos terrestres, debido al medio sobre el que se manejan.

En internet y otras publicaciones escritas se explica la modelización matemática del comportamiento de los vehículos no tripulados. Sin embargo, hay una gran confusión sobre ello y las fuerzas que actúan sobre los vehículos de tipo submarino.

El conjunto de fuerzas y ecuaciones dinámicas y cinemáticas se ven afectadas por las diferencias mencionadas, siendo las más importantes las de amortiguación hidrodinámica, flotación y masa añadida. Aunque también hay otras como la presión, propulsión y las perturbaciones ambientales.

Se puede definir como amortiguación hidrodinámica a la fuerza que se produce debido al movimiento del propio vehículo en el agua y es contraria a dicho movimiento. Dicha fuerza se puede producir debido a la fuerza de arrastre o a la fricción superficial. Siendo ambas proporcionales a la velocidad, de forma lineal en el flujo laminar y de forma cuadrática en el turbulento.

En un gran porcentaje de los casos se trata con flujos turbulentos, por lo que la fricción superficial se puede despreciar frente a la fuerza de arrastre, surgiendo la siguiente ecuación.

$$F_D = \frac{1}{2} \rho_{agua} v^2 C_D A$$

*Ecuación 2-1. Fuerza de amortiguación hidrodinámica.*

En esta ecuación, A es el área transversal del cuerpo sumergido en el fluido y  $C_D$  el coeficiente de arrastre.

En los vehículos, para reducir esta fuerza, se intenta disminuir el término correspondiente al coeficiente de arrastre, aportando una forma pequeña e hidrodinámica a la parte sumergida que se enfrenta de forma perpendicular al movimiento del fluido.

En este proyecto, dicho coeficiente nos ayudará en el Capítulo 5 a verificar el procedimiento elegido, mallado, modelo y otros cálculos a realizar.

Cuando un vehículo está parcial o totalmente sumergido en un fluido, debe aparecer una fuerza ascendente que debe equilibrar el peso de dicho vehículo. Esta fuerza la denominaremos fuerza de flotación (B), siendo por el contrario el peso (W).

Para favorecer la estabilidad y que no haya momentos, el centro de gravedad debe situarse en la vertical con el centro de carena (centro geométrico de la parte sumergida del vehículo). También, el centro de gravedad debe estar por debajo del centro de carena, por lo que cualquier variación en la inclinación del vehículo generará un momento que corregirá la posición del vehículo llevándolo a su posición de partida. La ecuación que define dicho momento es:

$$M = \frac{1}{2} d(B + W)$$

*Ecuación 2-2. Momento debido a la flotación y el peso de un vehículo.*

Por otro lado, el concepto de masa añadida debe entenderse como fuerzas y momentos inducidos por la presión debido al movimiento del fluido que es proporcional a la aceleración que lleva el vehículo. Este concepto es importante a la hora de calcular y entender la dinámica y cinemática de un vehículo submarino.

## 2.2 Métodos analíticos

### 2.2.1 Introducción

Para poder estimar el comportamiento que va a tener el vehículo dentro del fluido, es necesario efectuar un análisis matemático basado en el comportamiento estático y dinámico de los vehículos marinos. Además, con el objetivo de calcular los coeficientes hidrodinámicos, se necesita previamente calcular todas las fuerzas y momentos que aparecen sobre la geometría del ROV cuando se encuentra en movimiento en el seno de un fluido.

Para comenzar, es necesario estudiar el movimiento del vehículo en sus seis grados de libertad. Las tres primeras coordenadas independientes determinan la posición y el movimiento de traslación a lo largo de los ejes, siendo (x, y, z); mientras que las tres siguientes son para determinar la orientación y el movimiento de rotación, siendo ( $\Psi$ ,  $\theta$ ,  $\Phi$ ). En la terminología naval, a estos grados de libertad se les denomina: avance, deriva, arfada, balanceo, cabeceo y guiñada.

En cuanto al sistema de referencia utilizado, primeramente, hay que fijar un sistema de coordenadas fijo a tierra, el cual se denominará sistema global. Este sistema de coordenadas se utiliza con los tres ejes ortogonales, situados en un punto arbitrario de la superficie marina.

El sistema de referencia mencionado tendrá los vectores unitarios  $\vec{i}$ ,  $\vec{j}$ ,  $\vec{k}$ .

En segundo lugar, es imprescindible fijar un sistema de coordenadas sobre el cuál se situará el sólido en cuestión o sistema local. Dicho sistema estará situado en la línea longitudinal del vehículo y tendrá los vectores unitarios  $\vec{i}'$ ,  $\vec{j}'$ ,  $\vec{k}'$ . Además, tendrá como origen el punto O', que será el lugar donde se calcule la fuerza.

La posición de un punto del vehículo en el sistema de referencia local, respecto del sistema global, viene definida por el vector:

$$r_{O'} = [x \vec{i}' + y \vec{j}' + z \vec{k}']$$

*Ecuación 2-3. Vector posición en un sistema de referencia determinado.*

Destacar que las direcciones de los sistemas de referencia son alineadas hacia el Norte en X, hacia el Este en Y y hacia abajo en Z. Además, hay que considerar que en los UUV's, se utiliza por convenio la dirección X positiva hacia adelante, la dirección Y positiva hacia la derecha, y la dirección Z positiva hacia abajo. En los capítulos 5, 6 y 7, se explicará el cambio de referencia realizado con ANSYS.

Se van a realizar las consideraciones iniciales que se citan a continuación:

- En el sistema de coordenadas global se supone despreciable la rotación de la Tierra al compararse con las velocidades angulares debidas al movimiento del vehículo sumergido.
- Se elimina la aceleración de Coriolis como consecuencia del punto anterior.
- El sistema de coordenadas global se establece como sistema de referencia inercial donde se validan las leyes de movimiento de Newton.
- El vehículo submarino se comporta como un cuerpo rígido, eliminando así las fuerzas que actúan sobre los elementos individuales de masa.
- Se desprecian las corrientes subacuáticas, considerando que el vehículo navega en un mar completamente en calma.
- Las fuerzas de origen hidrostático actúan en el centro de carena.
- Todas las fuerzas que no son de origen hidrostático actúan sobre el centro de gravedad, debido a que se trata de un sólido rígido.

Las principales fuerzas que intervienen en un vehículo son de origen gravitacional, inercial, hidrostáticas e hidrodinámicas. Dichas fuerzas se combinan para constituir el comportamiento del vehículo.

Mencionar además que, el estudio dinámico se puede dividir en dos partes: la cinemática, que considera aspectos geométricos del movimiento, y la cinética, que estudia las fuerzas que provocan dicho movimiento.

A modo de resumen, se puede observar en la siguiente tabla la nomenclatura de cada uno de los movimientos, fuerzas, momentos posiciones o ángulos ya mencionados.

NOMENCLATURA				
Grados de libertad	Movimientos	Fuerzas o Momentos	Velocidades lineales o angulares	Posiciones o ángulos de Euler
1	Avance	X	u	x
2	Deriva	Y	v	y
3	Arfada	Z	w	z
4	Balance	K	p	$\varphi$
5	Cabeceo	M	q	$\theta$
6	Guiñada	N	r	$\psi$

Tabla 2-1. Nomenclatura estándar para los AUV.

Una vez explicada la nomenclatura y los sistemas de referencia, como la simulación del movimiento de un cuerpo rígido se obtiene respecto del sistema global y la dinámica se establece respecto del sistema local, es necesario implantar una matriz de transformación de velocidades entre ambos ejes.

De los trabajos y estudios realizados en la Universidad Politécnica de Cartagena, especialmente (Garrido Pellicer, 2015) y (Robles Carrasco, 2014), y también de (Prester, 2001), se obtienen las matrices de rotación para relacionar un vector referenciado a un sistema de coordenadas local con el sistema de coordenadas global. Dicha relación es obtenida tanto para velocidades lineales como para velocidades angulares.

En el primer caso, para velocidades lineales:

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{bmatrix} = J_1(\eta) \cdot \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix}$$

Ecuación 2-4. Vector de velocidades lineales.

siendo

$$J_1(\eta) = \begin{bmatrix} \cos(\psi) \cos(\theta) & -\sin(\psi) \cos(\varphi) + \cos(\psi) \sin(\theta) \sin(\varphi) & \sin(\psi) \sin(\varphi) + \cos(\psi) \sin(\theta) \cos(\varphi) \\ \sin(\psi) \cos(\theta) & \cos(\psi) \cos(\varphi) + \sin(\psi) \sin(\theta) \sin(\varphi) & -\cos(\psi) \cos(\varphi) + \sin(\psi) \sin(\theta) \cos(\varphi) \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) \sin(\varphi) & \cos(\theta) \cos(\varphi) \end{bmatrix}$$

Ecuación 2-5. Matriz que relaciona velocidades lineales.

Además, es una matriz ortogonal:

$$(J_1(\eta))^{-1} = (J_1(\eta))^T$$

Ecuación 2-6. Matriz ortogonal.

En el segundo caso, para velocidades angulares:

$$\begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = J_2(\eta) \cdot \begin{bmatrix} p \\ q \\ r \end{bmatrix}$$

Ecuación 2-7. Vector de velocidades angulares.

siendo

$$J_2(\eta) = \begin{bmatrix} 1 & \sin(\psi) \cos(\varphi) & \cos(\varphi) \\ 0 & \cos(\varphi) & -\sin(\varphi) \\ 0 & \sin(\varphi) / \cos(\theta) & \cos(\varphi) / \cos(\theta) \end{bmatrix}$$

Ecuación 2-8. Matriz que relaciona velocidades angulares.

## 2.2.2 Ecuaciones dinámicas del movimiento

En primer lugar, se define como c.d.g. al centro de gravedad del vehículo y c.d.c. al centro de carena del mismo. Además, analíticamente se definen como:

$$\vec{r}_G = \begin{bmatrix} x_G \\ y_G \\ z_G \end{bmatrix}; \quad \vec{r}_C = \begin{bmatrix} x_C \\ y_C \\ z_C \end{bmatrix}$$

Ecuación 2-9. Centro de gravedad y centro de carena.

De los trabajos mencionados en el apartado anterior y sobretodo de (Prester, 2001), se pueden definir las ecuaciones del movimiento para un vehículo sumergido, teniendo en cuenta las consideraciones iniciales ya dadas y en los seis grados de libertad, como:

$$\begin{aligned} m \cdot [\dot{u} - vr + wq - x_G \cdot (q^2 + r^2) + y_G \cdot (pq + \dot{r}) + z_G \cdot (pr + \dot{q})] &= \sum X_{ext} \\ m \cdot [\dot{v} - wp + ur - y_G \cdot (r^2 + p^2) + z_G \cdot (qr + \dot{p}) + x_G \cdot (qp + \dot{r})] &= \sum Y_{ext} \\ m \cdot [\dot{w} - uq + vp - z_G \cdot (p^2 + q^2) + x_G \cdot (rp + \dot{q}) + y_G \cdot (rq + \dot{p})] &= \sum Z_{ext} \\ I_{xx}\dot{p} + (I_{zz} - I_{yy}) \cdot qr - (\dot{r} + pq) \cdot I_{xz} + (r^2 - q^2) \cdot I_{yz} + (pr - \dot{q}) \cdot I_{xy} + m \cdot [y_G \cdot (\dot{w} - uq + vp) - z_G \cdot (\dot{v} - wp + ur)] &= \sum K_{ext} \\ I_{yy}\dot{q} + (I_{xx} - I_{zz}) \cdot rp - (\dot{p} + qr) \cdot I_{xy} + (p^2 - r^2) \cdot I_{xz} + (qp - r) \cdot I_{yz} + m \cdot [z_G \cdot (\dot{u} - vr + wq) - x_G \cdot (\dot{w} - uq + vp)] &= \sum M_{ext} \\ I_{zz}\dot{r} + (I_{yy} - I_{xx}) \cdot pq - (\dot{q} + rp) \cdot I_{yz} + (q^2 - p^2) \cdot I_{xy} + (rq - \dot{p}) \cdot I_{xz} + m \cdot [x_G \cdot (\dot{v} - wp + ur) - y_G \cdot (\dot{u} - vr + wq)] &= \sum N_{ext} \end{aligned}$$

Ecuación 2-10. Sistema de ecuaciones dinámicas del movimiento.

Aplicando la simplificación de que los productos de inercia son despreciables respecto a los tensores de la matriz diagonal, y sabiendo que  $m$  es la masa y se va a considerar constante. Las tres primeras ecuaciones permanecen de la misma forma, pero las siguientes tres quedarían como:

$$\begin{aligned} I_{xx}\dot{p} + (I_{zz} - I_{yy}) \cdot qr + m \cdot [y_G \cdot (\dot{w} - uq + vp) - z_G \cdot (\dot{v} - wp + ur)] &= \sum K_{ext} \\ I_{yy}\dot{q} + (I_{xx} - I_{zz}) \cdot rp + m \cdot [z_G \cdot (\dot{u} - vr + wq) - x_G \cdot (\dot{w} - uq + vp)] &= \sum M_{ext} \\ I_{zz}\dot{r} + (I_{yy} - I_{xx}) \cdot pq + m \cdot [x_G \cdot (\dot{v} - wp + ur) - y_G \cdot (\dot{u} - vr + wq)] &= \sum N_{ext} \end{aligned}$$

Ecuación 2-11. Simplificación del sistema de ecuaciones dinámicas del movimiento.

Estas ecuaciones se pueden representar de forma general dejando las fuerzas y momentos externos en un lado y las aceleraciones por la masa, la inercia y la masa añadida en el otro. De este modo, quedaría representado de la siguiente manera:

$$\begin{bmatrix} \text{Masa} \\ \text{Inercia} \\ \text{Masa añadida} \end{bmatrix} \cdot [\text{Aceleraciones}] = \begin{bmatrix} \text{Fuerzas y momentos hidrostáticos,} \\ \text{hidrodinámicos} \\ \text{y propulsivos} \end{bmatrix}$$

Ecuación 2-12. Ecuaciones de la dinámica del movimiento de forma general.

### 2.2.3 Fuerzas y momentos externos

En este apartado, se van a desarrollar las fuerzas y momentos externos de la parte derecha del sistema de ecuaciones 2-10. La información ha sido obtenida de proyectos como (Robles Carrasco, 2014) y (Prestero, 2001).

En primer lugar, se definen las fuerzas que forman parte del sumatorio de fuerzas y momentos externos.

- Fuerzas hidrostáticas:  $F_{HS}$
- Fuerzas debidas al amortiguamiento hidrodinámico:  $F_{AH}$
- Fuerzas por la masa añadida:  $F_{MA}$
- Fuerzas debidas a la sustentación:  $F_S$

De este modo, se tiene la siguiente igualdad:

$$\sum F_{ext} = F_{HS} + F_{AH} + F_{MA} + F_S$$

*Ecuación 2-13. Fuerzas externas.*

Actuando de manera similar, pero para los momentos externos, se tiene:

$$\sum M_{ext} = M_{HS} + M_{AH} + M_{MA} + M_S$$

*Ecuación 2-14. Momentos externos.*

#### 2.2.3.1 Fuerzas y momentos hidrostáticos

Tal y como se ha expuesto al comienzo del apartado 2, cuando un vehículo está parcial o totalmente sumergido en un fluido, aparece una fuerza ascendente que debe equilibrar el peso de dicho vehículo. Esta fuerza la denominaremos fuerza de flotación (B), siendo por el contrario el peso (W). Además, el centro de gravedad debe estar por debajo del centro de carena para que el vehículo se mantenga estabilizado, en caso de producirse cualquier variación en la inclinación del vehículo se generará un momento que corregirá la posición del vehículo llevándolo a su posición de partida.

Las componentes de peso y empuje actúan en la dirección vertical del sistema de referencia global, pero deben ser transformadas al sistema de referencia local para referirlas al vehículo. Dicha transformación y el posterior desarrollo y tratamiento de las ecuaciones está explicado de manera extensa y detallada en el informe de (Garrido Pellicer, 2015).

Finalmente, las fuerzas y momentos hidrostáticos totales serían:

$$[F_{HS}] = \begin{bmatrix} -(W - B) \cdot \sin(\theta) \\ (W - B) \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\phi) \\ (W - B) \cdot \cos(\theta) \cdot \cos(\phi) \end{bmatrix}$$

*Ecuación 2-15. Fuerzas hidrostáticas.*

$$[M_{HS}] = \begin{bmatrix} (y_G W - y_C B) \cdot \cos(\theta) \cdot \cos(\phi) + (-z_G W + z_C B) \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\phi) \\ (-z_G W + z_C B) \cdot \sin(\theta) + (-x_G W + x_C B) \cdot \cos(\theta) \cdot \cos(\phi) \\ (x_G W - x_C B) \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\phi) + (y_G W - y_C B) \cdot \sin(\theta) \end{bmatrix}$$

*Ecuación 2-16. Momentos hidrostáticos.*

### 2.2.3.2 Fuerzas y momentos hidrodinámicos

Se sabe que el amortiguamiento de un vehículo que viaja bajo el agua es acoplado, no lineal y que se forma por dos términos, siendo uno cuadrático y otro lineal. A pesar de ello, el término lineal y angular podría no tenerse en cuenta debido a que son relativamente pequeños. Además, los términos mayores de segundo orden tampoco se tendrán en cuenta, descartando así términos de orden superior.

También, se considera que los coeficientes van a tener valores constantes para el rango de velocidades en el que el vehículo se desplaza.

Por último, es importante conocer la geometría del vehículo porque debido a esto se pueden simplificar algunos coeficientes.

Dentro de este subapartado, se puede dividir además en las fuerzas y momentos debidos al movimiento axial y en las fuerzas y momentos por el movimiento de rotación.

Para el primer caso, las fuerzas y momentos debidos al movimiento axial son cuando el vehículo se mueve en una dirección del sistema de referencia, pudiendo ser X, Y o Z.

$$F_{\text{Arrastre Avance } X} = X_{u|u}|u| + X_u \cdot u$$

*Ecuación 2-17. Fuerza debida al movimiento axial para el eje X.*

El arrastre viscoso siempre es contrario al movimiento del vehículo, por lo que en todas las ecuaciones se va a considerar  $u|u|$  en lugar de  $u^2$ .

Se realiza la ecuación con la dirección X, pero se puede calcular para cada una de las direcciones como se observa a continuación. Posteriormente, con cada uno de los vehículos, se detallarán las ecuaciones utilizadas y los coeficientes hidrodinámicos calculados.

$$F_{\text{Arrastre Deriva } Y} = X_{v|v}|v| + X_v \cdot v$$

$$F_{\text{Arrastre Arfada } Z} = X_{w|w}|w| + X_w \cdot w$$

*Ecuación 2-18. Ecuación debida al movimiento axial para los ejes Z e Y.*

Además, dependiendo la simetría o falta de ella en el vehículo, se puede producir:

$$M_{\text{Arrastre Avance } M} = M_{u|u}|u| + M_u \cdot u$$

$$K_{\text{Arrastre Deriva } K} = K_{v|v}|v| + K_v \cdot v$$

$$N_{\text{Arrastre Arfada } N} = N_{w|w}|w| + N_w \cdot w$$

*Ecuación 2-19. Ecuaciones de momentos debido al movimiento axial.*

En el segundo caso tenemos las fuerzas y momentos debidos a la rotación, estas se obtienen cuando el vehículo gira respecto a alguna de las direcciones con una velocidad angular determinada y constante. De este modo, se producen movimientos de balance, cabeceo y guiñada.

$$K_{\text{Arrastre Balance } K} = K_{p|p}|p| + K_p \cdot p$$

$$M_{\text{Arrastre Cabeceo } M} = M_{q|q}|q| + M_q \cdot q$$

$$N_{\text{Arrastre Guiñada } N} = N_{r|r}|r| + N_r \cdot r$$

*Ecuación 2-20. Ecuaciones de momentos debido al movimiento de rotación.*

Además, también aparecen las siguientes fuerzas:

$$F_{\text{Arrastre Balance } Y} = Y_{pp} \cdot pp$$

$$F_{\text{Arrastre Balance } Z} = Z_{pp} \cdot pp$$

$$F_{\text{Arrastre Cabeceo } X} = X_{qq} \cdot qq$$

$$F_{\text{Arrastre Cabeceo } Z} = Z_{qq} \cdot qq$$

$$F_{\text{Arrastre Guiñada } X} = X_{rr} \cdot rr$$

$$F_{\text{Arrastre Guiñada } Y} = Y_{rr} \cdot rr$$

*Ecuación 2-21. Ecuaciones de fuerzas debido al movimiento de rotación.*

### 2.2.3.3 Masa añadida

Tal y como se ha explicado de manera breve al comienzo del apartado 2, se define como masa añadida a aquellas fuerzas de inercia del fluido que se encuentra alrededor de un sólido rígido, las cuales se producen por la aceleración de dicho sólido.

Este término se relaciona con los vehículos que trabajan bajo el agua más que aquellos vehículos que trabajan por el aire debido a la diferencia de densidades.

La matriz los seis grados de libertad de masa añadida es:

$$m_{ij} = \begin{bmatrix} X_{\dot{u}} & Y_{\dot{u}} & Z_{\dot{u}} & K_{\dot{u}} & M_{\dot{u}} & N_{\dot{u}} \\ X_{\dot{v}} & Y_{\dot{v}} & Z_{\dot{v}} & K_{\dot{v}} & M_{\dot{v}} & N_{\dot{v}} \\ X_{\dot{w}} & Y_{\dot{w}} & Z_{\dot{w}} & K_{\dot{w}} & M_{\dot{w}} & N_{\dot{w}} \\ X_{\dot{p}} & Y_{\dot{p}} & Z_{\dot{p}} & K_{\dot{p}} & M_{\dot{p}} & N_{\dot{p}} \\ X_{\dot{q}} & Y_{\dot{q}} & Z_{\dot{q}} & K_{\dot{q}} & M_{\dot{q}} & N_{\dot{q}} \\ X_{\dot{r}} & Y_{\dot{r}} & Z_{\dot{r}} & K_{\dot{r}} & M_{\dot{r}} & N_{\dot{r}} \end{bmatrix}$$

Ecuación 2-22. Matriz de masa añadida.

Dicha matriz puede ser simplificada en función de la simetría del vehículo de estudio, de modo que muchos de los coeficientes se anulan.

Las ecuaciones de fuerzas y momentos donde la masa añadida actúa se desarrollan de la siguiente manera:

$$F_{A_j} = -\dot{\theta}_{1_i} \cdot m_{ij} - \varepsilon_{jkl} \cdot \theta_{1_i} \cdot \theta_{2_k} \cdot m_{li}$$

$$M_{A_j} = -\dot{\theta}_{1_i} \cdot m_{j+3,i} - \varepsilon_{jkl} \cdot \theta_{1_i} \cdot \theta_{2_k} \cdot m_{l+3,i} - \varepsilon_{jkl} \cdot \theta_{1_k} \cdot \theta_{1_i} \cdot m_{li}$$

Ecuación 2-23. Fuerzas y momentos de masa añadida.

Estas ecuaciones se pueden desarrollar en función del vehículo de estudio para poder también simplificarse.

### 2.2.3.4 Fuerzas y momentos de sustentación

Cuando el vehículo de estudio se desplaza con un determinado ángulo de ataque con respecto al fluido, se origina una aceleración del flujo, lo que conlleva una disminución de la presión en la cara de succión y el flujo se frena. Entonces, se genera una sobrepresión en la cara de presión. Dicha diferencia de presiones crea una fuerza de sustentación, la cual está aplicada sobre el centro de presión que, al no estar alineado con el c.g.c, se producirá un momento de cabeceo o guiñada en función del plano en el que se produzca el ángulo de ataque.

Los vehículos marinos se mueven debido a las fuerzas y momentos de sustentación que se originan en las aletas y timones cuando se les da un determinado ángulo de ataque. Por ello, es necesario estudiar los coeficientes hidrodinámicos del cuerpo y de las aletas y timones por separado, debido a que pueden ser distintos en dichos apéndices.

## 2.3 Métodos computacionales

### 2.3.1 Introducción

La dinámica de fluidos computacional (en inglés, Computational Dynamics Fluids CFD) es una rama de la mecánica de fluidos que utiliza métodos numéricos y algoritmos para estudiar y solucionar problemas sobre el flujo de fluidos. De este modo, los ordenadores son utilizados para realizar el gran número de cálculos requeridos en cada simulación la interacción de los líquidos o gases con superficies complejas de ingeniería. Al realizarse debido a métodos de iteración, y a pesar de utilizar potentes ordenadores con un gran rendimiento, solo se pueden obtener resultados aproximados en determinados casos. Sin embargo, actualmente se está estudiando mucho sobre ello y se incorporan numerosos softwares que disminuyen el margen de error ya mencionado y aumentan la velocidad de cálculo para que los tiempos de dicho cálculo sean menores.

Se podría decir que la dinámica de fluidos computacional es el arte de reemplazar las integrales o las derivadas parciales (según sea el caso) en las numerosas ecuaciones que aparecen en un problema con formas algebraicas discretizadas, que a su vez se resuelven para obtener números para los valores del campo de flujo en puntos discretos en el tiempo y/o espacio.

Como se comentará más adelante, para realizar los algoritmos y estudiar geometrías que suelen tener cierta complejidad, es necesario discretizar la región del espacio del problema con lo que se conoce como malla. Entonces, se solucionan las ecuaciones en cada uno de los volúmenes de control de la malla, de modo que se obtiene finalmente una solución aproximada a la real por iteración.

Todos los CFD, de una forma u otra, se basan en las ecuaciones fundamentales de la dinámica de fluidos: las ecuaciones de continuidad, momento y energía. Son las declaraciones matemáticas de tres principios físicos fundamentales en los que se basan todas las dinámicas fluidas: Se conserva la masa, la segunda ley de Newton ( $F = m \cdot a$ ); y la energía se conserva.

En comparación con otras técnicas y modelos más antiguos, encontramos que el mundo moderno de CFD está inundado de algoritmos relativamente nuevos. En su mayor parte, estas técnicas modernas han sido el producto de aplicaciones avanzadas de matemáticas aplicadas para corregir algunas de las deficiencias de los métodos más antiguos y para aumentar en gran medida la velocidad a la que se puede resolver un problema determinado en una computadora determinada. Por ello, en softwares actuales como ANSYS aparecen numerosos programas y aplicaciones con numerosas características y modelos, lo cual incrementan la complejidad del tema y hacen que sea difícil la elección del método adecuado para obtener resultados fiables y precisos.

Estos avances mencionados anteriormente en CFD y sus aplicaciones a problemas cada vez más detallados y sofisticados, están íntimamente relacionados con los avances en el hardware de computadoras, particularmente en lo que respecta al almacenamiento y la velocidad de ejecución.

La utilización de los métodos de dinámica de fluidos computacional tiene aplicación en numerosos aspectos, pudiendo destacar en la hidrodinámica los siguientes campos: comportamiento de un vehículo u objeto en un fluido, maniobrabilidad del mismo, resistencia que ofrece y propulsión, movimiento de flujos en el interior de tuberías y conductos, etcétera.

Dentro de este ámbito, las herramientas de dinámica de fluidos computacional se pueden clasificar en las que consideran flujo potencial y las que consideran flujo viscoso.

Si se considera flujo potencial, se asume que el fluido no tiene viscosidad y el flujo es irrotacional, por lo que la vorticidad es nula. Esta conclusión implica que el campo de velocidades puede adquirirse como gradiente de un potencial de velocidades, al cual llamamos  $\phi$ . Finalmente, la ecuación diferencial que establece el proceso es ecuación de Laplace.

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x_i^2} = 0$$

*Ecuación 2-24. Ecuación diferencial de Laplace para flujo potencial.*

Por otro lado, se tienen las herramientas que consideran la viscosidad del fluido en cuestión, las cuales denominaremos de flujo viscoso. A su vez, se puede subdividir en aquellas que tienen superficie libre y aquellas que no. Para el estudio de este proyecto se considerará flujo viscoso sin superficie libre, porque el vehículo se va a encontrar sumergido de manera completa.

Las ecuaciones serán las siguientes:

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0$$

*Ecuación 2-25. Ecuación de continuidad.*

$$\frac{\partial u_j}{\partial t} + u_j \cdot \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i} = 0$$

*Ecuación 2-26. Ecuación de cantidad de movimiento.*

$$\frac{\partial E}{\partial t} + u_j \cdot \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = \phi + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i} \left( k \cdot \frac{\partial T}{\partial x_i} \right)$$

*Ecuación 2-27. Ecuación de energía.*

### 2.3.2 Ventajas e inconvenientes

Las ventajas del análisis con métodos de análisis dinámico de fluidos computacional son las siguientes:

- Disminución importante en tiempo de cálculo y operación.
- Reducción de costes en diseños nuevos.
- Capacidad de generación de gráficos que posibilitan una mejor comprensión del resultado, lo que proporciona un valor añadido al producto de estudio.
- Posibilidad de analizar sistemas con condiciones y geometrías complejas de analizar de manera experimental.
- Nivel de detalle muy elevado.
- Posibilidad de analizar sistemas bajo condiciones peligrosas o situaciones de funcionamiento límites.

Por otro lado, entre las desventajas, podemos destacar las siguientes:

- Es necesario un gran conocimiento de las ecuaciones que ofrecen los softwares debido a que actualmente hay numerosos modelos y características.
- Como consecuencia de la desventaja anterior, cuando no se utiliza el modelo apropiado se puede obtener una gran cantidad de error.
- Se simplifica el fenómeno para que el hardware y el software puedan afrontarlo.
- La tendencia del ser humano a creerse todo lo procedente del ordenador.

Como conclusión, las herramientas de mecánica de fluidos computacional son muy interesantes y ayudan al ser humano a realizar simulaciones con bastante precisión y menor coste tanto computacional como de diseño. Sin embargo, hay otras herramientas como las analíticas y experimentales que han de tenerse en cuenta. Por lo tanto, combinando todas las herramientas se pueden obtener resultados de mayor precisión y fiabilidad.

### 2.3.3 Modelos de turbulencia

Cuando desarrollamos una simulación, la elección del modelo de turbulencia es de vital importancia para obtener resultados coherentes y correctos. Si se usan dos modelos de turbulencia diferentes para una misma simulación es probable que se obtengan resultados distintos y ello se debe a que cada modelo de turbulencia fue creado para uno o unos casos particulares.

Según (Gómez González, 2017), podemos dividir a los modelos de turbulencia en tres grandes grupos:

- RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes

Las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds (RANS), son el método más antiguo para modelar la turbulencia. Se resuelve una versión en conjunto de las ecuaciones de gobierno, introduciendo unas tensiones aparentes conocidas como tensiones de Reynolds, el cuál añade un tensor de segundo orden de incógnitas.

Además, son los modelos de turbulencia que requieren menor costo computacional, siendo también los primeros modelos en desarrollarse y los más conocidos.

- DES (Híbrido) – Detached Eddy Simulation

Las simulaciones de remolinos desprendidos son una modificación de un modelo de RANS donde se cambia una formulación de la escala de la cuadrícula en regiones muy finas para los cálculos del LES. Las regiones que están cerca de los límites sólidos donde la escala de longitud turbulenta es menor que la dimensión del máximo de la rejilla, se asignan al modelo de resolución RANS. Si la escala de longitud turbulenta excede la dimensión de la rejilla, las regiones se resuelven usando el modelo LES. Por tanto, el modelo DES no es tan exigente como el modelo LES puro, reduciendo considerablemente el costo computacional.

- LES – Large Eddy Simulation

La simulación de remolinos grandes es una técnica en la que las escalas más pequeñas del flujo se eliminan mediante una operación de filtrado y su efecto se modela utilizando modelos a escala de cuadrícula. Esto permite resolver las escalas más grandes e importantes de la turbulencia, reduciendo el coste computacional eliminando las escalas más pequeñas. Sin embargo, requiere mayores recursos computacionales que los métodos RANS.

Estos modelos muestran mayor detalle de los vórtices, toman mucho tiempo y requieren una malla muy fina.

En la siguiente Figura aparecen los modelos viscosos que ANSYS Fluent ofrece a la hora de realizar los cálculos.

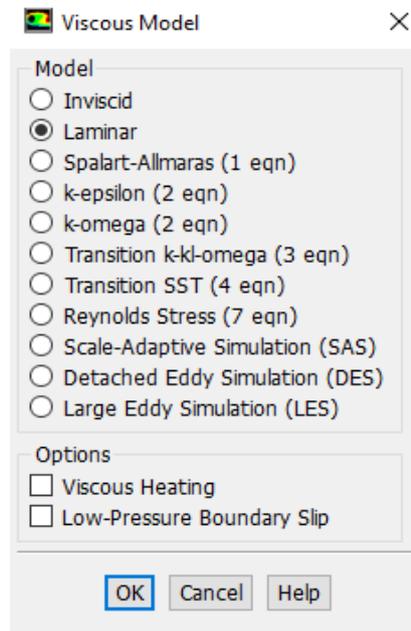


Figura 2-1. Opciones de modelos de viscosidad de ANSYS Fluent. (Fuente: Propia)

A continuación, se van a explicar los principales modelos utilizados en este proyecto, destacando las características más importantes de cada uno de ellos y dando importancia a los modelos utilizados. La siguiente información ha sido obtenida, en mayor parte, a partir de la “Ayuda” del programa.

### 2.3.3.1 Spalart-Allmaras.

El modelo Spalart-Allmaras es un modelo de una ecuación, la cual es modelada para el transporte con la viscosidad (turbulenta) del remolino cinemático. Este modelo fue diseñado específicamente para aplicaciones aeroespaciales que involucran flujos limitados a la pared y se ha demostrado que ofrece buenos resultados para capas límite sometidas a gradientes de presión adversos. También está ganando popularidad en aplicaciones de turbomaquinaria.

En su forma original, el modelo Spalart-Allmaras es efectivamente un modelo de número de Reynolds bajo, que requiere que la región afectada por la viscosidad de la capa límite se resuelva correctamente. En ANSYS Fluent, dicho modelo se ha ampliado con un tratamiento de pared insensible, que permite la aplicación del modelo independiente de la resolución de la pared cercana. La formulación se mezcla automáticamente de una formulación de subcapa viscosa con una formulación logarítmica. En las rejillas intermedias, dicha formulación mantiene su integridad, proporciona una tensión de corte de pared y coeficientes de transferencia de calor consistentes. Se debe asegurar que la capa límite se resuelva con una resolución mínima de 10-15 celdas.

El modelo Spalart-Allmaras fue desarrollado para flujos aerodinámicos. No está calibrado para flujos industriales generales, y produce errores relativamente más grandes para algunos flujos de corte libre, especialmente flujos de chorro plano y redondo.

La ecuación de transporte para la viscosidad turbulenta modificada es:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{\nu}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \tilde{\nu} u_i) = G_\nu + \frac{\partial}{\partial \tilde{\nu}} \left[ \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\} c_{b2} \rho \left( \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_\nu + S_{\tilde{\nu}}$$

Ecuación 2-28. Ecuación de transporte para el modelo Spalart-Allmaras.

Las constantes de dicha ecuación son conocidas y estipuladas por ANSYS Fluent, aunque el usuario puede cambiarlas. Esto sucede en todos los modelos que se van a explicar a seguidamente.

### 2.3.3.2 K-ε

El modelo de turbulencia k-ε es el modelo más común usado en CFD para simular las características de flujo promedio para condiciones de flujo turbulento. Es un modelo de dos ecuaciones que proporciona una descripción general de la turbulencia por medio de dos ecuaciones de transporte. El impulso original para el modelo k-ε fue mejorar el modelo de longitud de mezcla, así como encontrar una alternativa a la prescripción algebraica de escalas de longitud turbulenta en flujos de complejidad moderada a alta.

La primera variable transportada es la energía cinética de turbulencia (k), mientras que la segunda variable transportada es la velocidad de disipación de la energía de turbulencia (ε).

En este modelo, la relación entre la tensión de Reynolds y la tasa media de deformaciones es la misma en todas las direcciones.

La energía cinética de la turbulencia, k, y su velocidad de disipación, ε, se obtienen de las siguientes ecuaciones de transporte:

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

*Ecuación 2-29. Ecuación de transporte para el modelo k-ε.*

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon$$

*Ecuación 2-30. Ecuación de transporte para el modelo k-ε.*

El modelo k-ε se ha diseñado específicamente para capas de corte planar y flujos de recirculación. Por lo general, es útil para flujos de capa de corte libre con gradientes de presión relativamente pequeños, así como en flujos confinados donde los esfuerzos de corte de Reynolds son más importantes. También se puede declarar como el modelo de turbulencia más simple para el que solo se necesitan condiciones iniciales y/o de frontera. Sin embargo, es más caro en términos de memoria que el modelo de longitud de mezcla.

Este modelo sería una opción inapropiada para problemas como las entradas y los compresores, ya que se ha demostrado que la precisión se reduce para los flujos que contienen grandes gradientes de presión adversos. El modelo k-ε también tiene un desempeño deficiente en una variedad de casos importantes, como flujos no confinados, capas límite curvadas, flujos giratorios y flujos en conductos.

Este modelo, a su vez tiene diferentes variaciones, las cuales están ofrecidas en ANSYS Fluent y son los modelos estándar, RNG y realizable. Los tres modelos tienen formas similares, con ecuaciones de transporte para k y ε. Las principales diferencias en los modelos son las siguientes:

- El método de cálculo de la viscosidad turbulenta.
- Los turbulentos números de Prandtl que gobiernan la difusión turbulenta de k y ε.
- Los términos de generación y destrucción en la ecuación.

### 2.3.3.3 K- $\omega$

El modelo k- $\omega$  se basa en el modelo k-Wil de Wilcox, que incorpora modificaciones para los efectos de número de Reynolds bajos, la compresibilidad y la dispersión del flujo de corte. Uno de los puntos débiles del modelo de Wilcox es la sensibilidad de las soluciones a los valores de k y  $\omega$  fuera de la capa de cizallamiento. Sin embargo, la nueva formulación implementada en ANSYS Fluent ha reducido esta dependencia, aún puede tener un efecto significativo en la solución, especialmente para flujos de corte libre.

El modelo k-standard es un modelo empírico basado en ecuaciones de transporte de modelo para la energía cinética de turbulencia (k) y la tasa de disipación específica ( $\omega$ ), que también se puede considerar como la relación de k- $\epsilon$ .

La energía cinética de la turbulencia, k, y su velocidad de disipación,  $\omega$ , se obtienen de las siguientes ecuaciones de transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k$$

*Ecuación 2-31. Ecuación de transporte para el modelo k- $\omega$ .*

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega$$

*Ecuación 2-32. Ecuación de transporte para el modelo k- $\omega$ .*

Este modelo, a su vez tiene diferentes variaciones, las cuales están ofrecidas en ANSYS Fluent y son los modelos estándar, línea de base (BSL) y transporte de esfuerzo cortante (SST).

Las principales formas en que los modelos BSL y SST difieren del modelo estándar son las siguientes:

- Cambio gradual del modelo estándar en la región interna de la capa límite a una versión de alto número de Reynolds del modelo en la parte externa de la capa límite (BSL y SST).
- Formulación de viscosidad turbulenta modificada para tener en cuenta los efectos de transporte del principal esfuerzo cortante turbulento (solo SST).

El modelo SST k- $\omega$  incluye todos los refinamientos del modelo BSL k- $\omega$ , y además explica el transporte de la tensión de cizallamiento de la turbulencia en la definición de la viscosidad turbulenta.

Estas características hacen que el modelo SST k- $\omega$  sea más preciso y confiable para una clase más amplia de flujos que los modelos estándar y BSL k- $\omega$ .

## 2.4 Métodos empíricos

Hoy en día, existe bastante información acerca del cálculo de los coeficientes hidrodinámicos de un vehículo submarino y hay múltiples opciones para su cálculo, mencionadas en los apartados anteriores 2.1.1 y sobretodo 2.1.2.

Sin embargo, si se quieren obtener valores ajustados a la realidad, se deben utilizar canales de ensayo hidrodinámicos y pruebas en mar abierto, para hacer ensayos con modelos o con el propio vehículo y estudiar el comportamiento del mismo y del flujo del ambiente.

A principios del Siglo XVIII, grandes personajes como Laplace, Bernouilli y Euler establecieron ecuaciones que hoy en día son la base de la Mecánica de Fluidos, aunque su utilización era tediosa y compleja debido a la falta de recursos matemáticos en la época.

Posteriormente, en el Siglo XIX, fueron Navier y Stokes los que fijaron las ecuaciones fundamentales que describen el movimiento del flujo real en fluidos con determinada viscosidad. Del mismo modo, los pobres recursos del momento no propiciaban la utilización de las complejas ecuaciones establecidas, por lo que únicamente podían resolverse soluciones en casos sencillos.

Más tarde, a principios del Siglo XX, Prandtl desarrolló la teoría de la capa límite que es la zona donde el movimiento de un fluido es perturbado por la presencia de un sólido con el que está en contacto. Esto fue una simplificación para las ecuaciones de Navier-Stokes, y propiciaron un nuevo sistema de ecuaciones que permitían estudiar casos de mayor complejidad a los anteriores. Sin embargo, sigue habiendo restricciones como aquellos casos en los que el flujo es turbulento, estudiado por Reynolds anteriormente, obteniendo el número que lleva su nombre y que define si un flujo es turbulento o laminar,

No fue hasta 1945 cuando se propuso por primera vez utilizar los ordenadores para utilizar las ecuaciones de Mecánica de Fluidos ya obtenidas anteriormente. Dicha propuesta fue realizada por Neumann en un congreso, dando lugar al comienzo de la fluidodinámica computacional para resolver problemas con determinada complejidad matemática.

Después de estos estudios ha habido otros publicados por Hess y Smith, donde establecían que se podía calcular el flujo potencial, en tres dimensiones, alrededor de determinadas geometrías con condiciones en los límites; Dawson introdujo la superficie libre, aunque haciéndolo de forma lineal; etcétera. Estas soluciones se basan en los flujos potenciales, asumiendo que el fluido no tiene viscosidad y el flujo es irrotacional, de modo que su alcance es limitado por dichas consideraciones.

A continuación, se considera la capa límite tridimensional para el cálculo del flujo viscoso, dejando atrás las ecuaciones de la capa límite bidimensional, sin embargo, seguían sin aportar resultados totalmente correctos.

Finalmente, esta evolución progresiva ha desarrollado la mecánica de fluidos computacional, explicada en el apartado 2.1.2; sin embargo, como se ha mencionado al comienzo de este apartado, hay otros mecanismos que han dado lugar a los CFD que servían antiguamente, y actualmente también se han desarrollado para verificar los estudios por ordenador.

De manera empírica, la mejor forma para realizar un estudio de un vehículo es la utilización de un canal de experiencias hidrodinámicas. Tal y como se ha obtenido de (Díez Fernández, 2008), un canal de experiencias hidrodinámicas permite el estudio y la investigación de los aspectos hidrodinámicos de un vehículo con una determinada geometría. Los experimentos realizados son: ensayos de remolque, ensayos de propulsor aislado en aguas libres, ensayos de modelos autopulsados, pruebas de maniobrabilidad y control, pruebas de estabilidad y resistencia estructural, ensayos de vibraciones en el casco y pruebas de cavitación de hélices.

El primer canal de experiencias hidrodinámicas fue construido en 1871 en una ciudad inglesa. Actualmente, existen unos 120 canales de experiencias de grandes dimensiones para la realización de investigaciones y la optimización hidrodinámica de vehículos submarinos.

Los canales pueden ser de varios tipos: canal de agua circulante, túneles de cavitación, canal de aguas tranquilas o canal de remolque y canal de maniobras o de aguas libres.

Para destacar un ejemplo, se puede mencionar el estudio realizado por (Chin & Lau, 2011), llevaron a cabo un experimento en un tanque abierto de 0,3 metros de largo, 0,2 metros de ancho y 0,3 metros de profundidad. En este ensayo, se estudió el balanceo, desplazamiento y orientación de un ROV. Para ello, se introduce el ROV a un extremo de un péndulo en el agua completamente, y se va moviendo a una determinada velocidad para ir captando el movimiento con diferentes marcas y cámaras. Además, el modelo se crea a escala del original para obtener un número de Reynolds semejante al real, y se realiza el ensayo para movimientos en distintas direcciones, de modo que se pueden obtener las fuerzas y los coeficientes de arrastre en función de la velocidad de la trayectoria del vehículo. A continuación, se pone una foto obtenida de dicho informe.



Figura 2-2. Prototipo de ROV en un tanque de agua para ensayos empírico. (Fuente: (Chin & Lau, 2011))

## 3 LA HERRAMIENTA ANSYS



Figura 3-1. Logo de ANSYS. (ANSYS, Inc., s.f.)

### 3.1 Introducción a ANSYS

ANalysis SYStem, conocida como ANSYS fue fundada en el año 1970 por el Dr. John Swanson, quien trabajó en los laboratorios nucleares de Westinghouse en Pittsburgh, él era el responsable del reactor nuclear y desarrolló códigos computacionales para intentar predecir las curvas de los esfuerzos en el rotor de dicho reactor en 1963.

Posteriormente dejó su trabajo en los laboratorios nucleares para continuar con el desarrollo de su código, siendo Westinghouse el primer cliente en usar ANSYS como programa de análisis en el diseño. Sin embargo, ANSYS no inició como un software CFD sino como un software CAE. Destacar que cuando se habla de un software CFD, dichas siglas hacen referencia a la mecánica de fluidos computacional (en inglés, Computational Fluid Dynamics). Por otro lado, un software CAE indica que es un programa de ingeniería asistida por ordenador (en inglés, Computer Aided Engineering).

Desde el 2003 comienza con la adquisición de otros importantes softwares como CFX, y es en ese momento cuando inicia su aventura con el CFD. En el año 2005, ANSYS anunció que había adquirido Century Dynamics, cuyo producto principal es AUTODYN que incluye la dinámica estructural computacional solucionadores de elementos finitos (FE), solucionadores de volúmenes finitos para dinámica de fluidos (CFD), solucionadores de partículas sin malla para alta velocidad, etcétera. En el año 2006 fue cuando firmó un acuerdo para adquirir FLUENT por la suma de 630 millones de dólares, comenzando la que quizás fue la rivalidad más grande en el mundo de la dinámica de fluidos computacional: CFX vs FLUENT.

Actualmente ANSYS es un ecosistema de programas CAE para el diseño, análisis y simulación de partes por elementos finitos. Es un software de simulación que se utiliza para predecir el funcionamiento y las reacciones de un determinado producto en un entorno y con unas condiciones reales. Incluye las fases de preparación de meshing o malleo, ejecución y post proceso. El programa ejecuta análisis de piezas con geometrías determinadas sometidas a fenómenos físicos usadas en ingeniería y diseño mecánico, resolviendo problemas físicos en los que se someten a esfuerzos térmicos, fluidos, vibración o aplicaciones específicas.

La gran ventaja que tiene ANSYS sobre sus competidores, es la forma en que ha integrado sus programas para que puedan interactuar entre sí dentro de un solo entorno mediante el Workbench.

ANSYS Workbench es una plataforma de software desde donde se crean los proyectos de análisis CAE en diferentes disciplinas, Workbench despliega gráficamente la simulación en ingeniería y se establecen las relaciones entre los diferentes fenómenos físicos y sus módulos.

En la página oficial de ANSYS se puede encontrar una gran diversidad de programas clasificados en función de su aplicación. A continuación, se expone dicha clasificación incluyendo ejemplos de algunos programas y centrándonos en los relevantes para este proyecto:

- 3D DESING:
  - o DESIGN MODELER – Software CAD
  - o SPACECLAIM – Software CAD
- ELECTRONICS:
- EMBEDDED SOFTWARE:
  - o ANSYS SCADE – Software crítico para certificación de proyectos
- FLUIDS:
  - o ANSYS CFX – Dinámica de fluidos computacional
  - o ANSYS FLUENT – Dinámica de fluidos computacional
- PLATFORM:
  - o ANSYS MESHING – Generador de mallas para un modelo
- STRUCTURES:
  - o ANSYS MECHANICAL – Análisis estructural
  - o ANSYS AUTODYN – Software explícito para análisis de cargas extremas
- SEMICONDUCTORS:
- SYSTEMS:
  - o ANSYS AIM – Software de simulación Multifísica

La información de este apartado ha sido obtenida de las referencias bibliográficas (Shen-Yeh Chen, 2002), de la página oficial de programa, (ANSYS, Inc., s.f.), y de la página web (Naviers.xyz, 2017).

## 3.2 Herramientas que dispone para CFD

### 3.2.1 Software CAD

La creación de modelos de diseño es una parte fundamental del proceso de desarrollo del producto y el primer paso en el proceso de simulación. El entorno de integración de la ingeniería asistida por ordenador, ANSYS es neutral con respecto a los programas para el diseño asistido por ordenador (en inglés, Computer Aided Design), y admite interfaces bidireccionales, directas y asociativas con los principales sistemas CAD. El entorno incluye un modelador de sólidos basado en características, que se puede usar para crear una geometría paramétrica desde cero o preparar una geometría CAD existente para el análisis. Estas herramientas proporcionan un entorno de modelado paramétrico y persistente que es ideal para realizar la optimización del diseño. Para ello, ANSYS cuenta con dos softwares: SpaceClaim y Design Modeler.

Destacar que ambos softwares realizan prácticamente las mismas tareas a nivel básico y son muy intuitivas. Además, las dos pueden importar geometrías CAD de otros programas y modificarlas o editarlas, lo cual es una gran ventaja utilizada en este proyecto para el estudio del Remus 100 y del OpenROV.

### 3.2.1.1 SpaceClaim

SpaceClaim es un software de modelado sólido que se fundó en 2005 para desarrollar software de modelado de sólidos 3D para ingeniería mecánica y fue adquirida por ANSYS en mayo de 2014. Posteriormente se integró en versiones de los paquetes de simulación de ANSYS como un modelador 3D incorporado. SpaceClaim es un intuitivo sistema de modelado directo que permite de realizar diseños complejos y editar o modificar geometrías de forma rápida.

### 3.2.1.2 Design Modeler

Design Modeler proporciona funciones de modelado para simulación que incluyen creación de geometría paramétrica, creación de modelo de concepto, modificación de geometría CAD, limpieza y reparación automatizadas, y varias herramientas personalizadas diseñadas para flujo de fluidos, análisis estructurales y otros tipos de análisis.

## 3.2.2 Mallado

En primer lugar, si se considera la geometría a analizar como un medio continuo, se pueden describir en el espacio y en el tiempo las propiedades físicas de la misma con ecuaciones. Sin embargo, su resolución es muy costosa o imposible. Por ello, con el método de los elementos finitos, se puede discretizar en el espacio y el tiempo para obtener soluciones aproximadas que, aunque introducen errores, pueden ser mínimos. Cuando se habla de discretizar en el espacio, se habla de utilizar un mallado.

El mallado de una geometría puede ser:

- Estructurado: Geométricamente tienden a ser regulares geoméricamente porque utilizan hexaedros. Convergen rápidamente a una solución y hay optimización de espacio.
- No estructurado: Geométricamente utilizan tetraedros. Permiten definir curvaturas con detalle. La velocidad de la creación del mallado es rápida y tienen una gran versatilidad.

La mejor opción para mallar una geometría es la utilización de mallados combinados, dependiendo de la región y forma que tenga dicha geometría.

Asimismo, si una malla tiene una geometría compleja, debe ser refinada en aquellos puntos con grandes gradientes de deformación o esfuerzo. Estos lugares serían en aperturas, grietas, cargas concentradas, soldaduras, uniones, anclajes surcos, interfaz entre materiales y cambios abruptos de área transversal.

Los nodos y elementos que representan la geometría del modelo forman el mallado. Por defecto, ANSYS tiene un programa llamado Meshing que genera automáticamente un mallado de la geometría que tengamos definida. Sin embargo, debido a la gran importancia que tiene el mismo, se pueden editar algunos elementos globales dentro de dicha malla.

Dentro de nuestro árbol esquemático, encontramos los detalles de mallado, tal y como aparece en la siguiente figura.

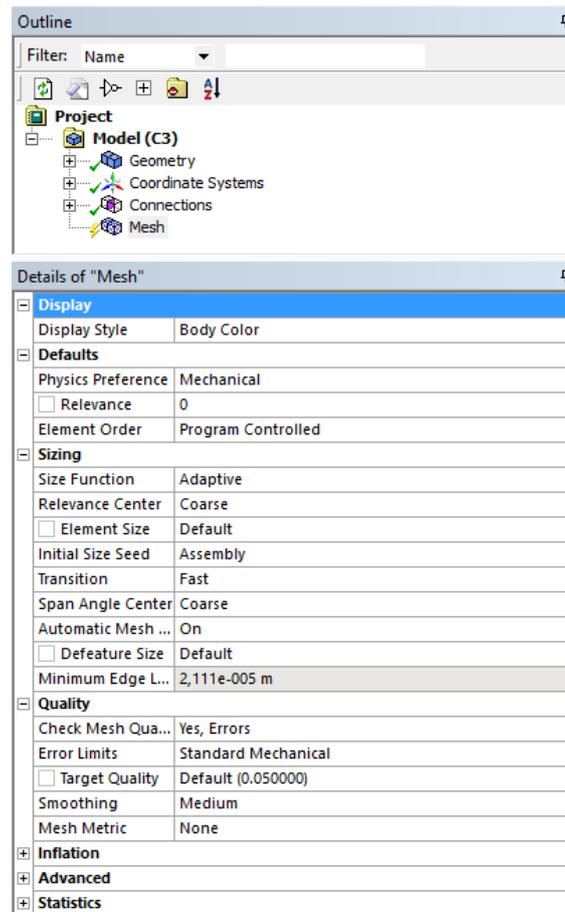


Figura 3-2. Árbol esquemático de ANSYS Meshing. (Fuente: Propia)

En primer lugar, en el sector “Defaults” se tienen las preferencias físicas. Ahí hay que especificar qué tipo de simulación se hará, pudiendo elegir entre mecánica, electromagnética, fluidos o explícita.

Luego, aparece el valor de la “Relevancia”, el cuál es un parámetro que permite hacer que la refinación del modelo sea mayor o menor. Dicho parámetro se mueve entre los valores de -100 y 100. En el apartado de “Sizing”, hay que destacar el “Centro de la relevancia”, pudiendo elegir entre grueso, medio o fino. Otro valor que aparece es el tamaño de los elementos, el cual se puede elegir o dejar que el programa lo utilice de manera adecuada de forma automática.

También, podemos ver el parámetro de suavizado (en inglés, smoothing), el cuál intenta mejorar la calidad de los elementos moviendo los nodos. Como se explicará más adelante, en el mallado se buscarán elementos equiangulares, por ello, si se coloca el suavizado en alto, el programa evitará que la deformación dentro de los elementos sea pronunciada.

Hay más parámetros que se pueden modificar para editar la malla de una geometría pero que no son relevantes en este proyecto puesto que, con los ya mencionados, podemos obtener una malla aceptable para los ensayos a realizar.

La calidad de la malla juega un papel importante en la precisión y estabilidad de los cálculos numéricos. Por lo tanto, verificar la calidad de su malla es un paso importante para realizar una simulación robusta.

Hay dos parámetros de calidad que se deben analizar.

- Asimetría u oblicuidad (en inglés, skewness): Determina qué tan cerca estamos de una cara ideal en un elemento. Una cara ideal sería que la cara fuesen un triángulo equilátero perfecto para un elemento tetraédrico y caras equiangulares para elementos hexaedros. Lo ideal es estar trabajando en el rango de la simetría entre 0 y 0,25.

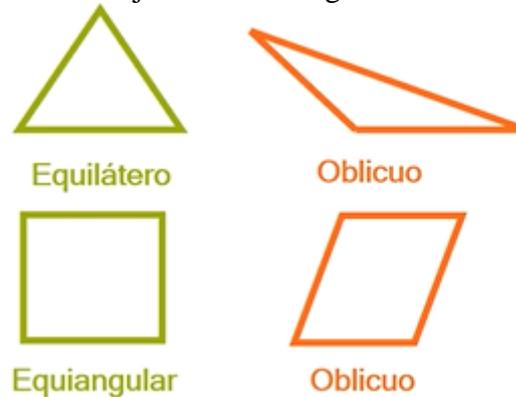


Figura 3-3. Posibles caras de una malla. (Fuente: Propia)

- Ortogonalidad (en inglés, Orthogonal Quality): Teniendo los siguientes vectores:  
 $A_i$ : Vector normal de cara.  
 $f_i$ : Vector de la celda al centroide de la cara.  
 $c_i$ : Vector del centroide de la celda al centroide de la celda adyacente.

Relaciona qué tan bien compactados están unos elementos con respecto a otros. Si hay un desfase entre los distintos vectores normales de las caras como de los centroides de los elementos, disminuirá la calidad de la malla. A partir de valores de 0,15 puede ser aceptable la malla.

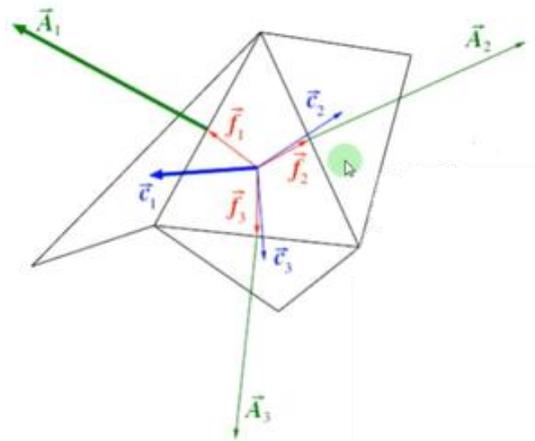


Figura 3-4. Ortogonalidad de la cara de una malla. (Fuente: Propia)

La ortogonalidad celular mínima es un indicador importante de la calidad de la malla. Los valores de ortogonalidad pueden variar entre 0 y 1, con valores más bajos que indican celdas de peor calidad. En general, la ortogonalidad mínima no debe ser inferior a 0.01 con el valor promedio significativamente mayor. Las celdas de alta relación de aspecto en esta malla están cerca de las paredes y son el resultado de la inflación de la capa límite aplicada en el paso de malla. Dicho parámetro se puede obtener en el apartado general del programa Fluent de ANSYS pinchando en “Report Quality”. Además, también es necesario que el programa realice su propia comprobación de la malla y para ello hay que clicar en “Check Mesh”.

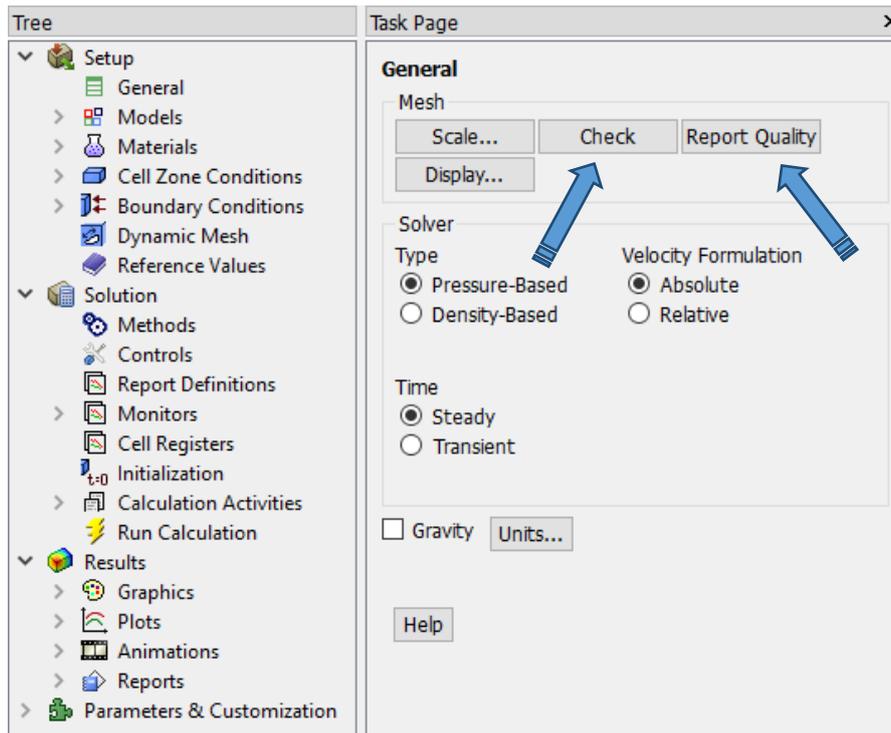


Figura 3-5. Árbol esquemático de ANSYS Fluent. Apartado general. (Fuente: Propia)

Las extensiones de dominio enumeran las coordenadas X, Y y Z en metros. Las estadísticas de volumen incluyen el volumen de celda máximo, mínimo y total en m<sup>3</sup>. Un valor negativo para el volumen mínimo indica que una o más celdas tienen una conectividad incorrecta. También se informarán las estadísticas del área frontal. La información topológica verificada incluye el número de nodos y caras por celda. Una célula tetraédrica debe tener 4 caras y 4 nodos, mientras que una célula hexaédrica debe tener 6 caras y 8 nodos.

A continuación, se verificará el orden del nodo frontal y de cara para cada zona. Las zonas deben contener todos los rostros derechos y todas las caras deben tener el orden correcto del nodo. Si se reporta algún problema, necesita reparar la malla.

Por otro lado, a la hora de la realización de la malla, en el árbol esquemático del programa Meshing de ANSYS, aparece un sector para la calidad de la misma, tal y como se puede observar en la Figura 3.2.

En este sector se puede desplegar el apartado de “Mesh Metric”, donde aparecen los distintos parámetros de medida de calidad de una malla. Se muestran parámetros como los ya destacados anteriormente, y al seleccionarlos, podemos ver el máximo, mínimo, el promedio y la desviación. De este modo, se puede realizar el mallado observando que estos parámetros se mantengan en los rangos ya explicados.

### 3.2.3 Fluid Flow

Como ya se ha explicado anteriormente, ANSYS ofrece en su Workbench los distintos programas que tiene para que puedan ser utilizados de manera simultánea y entrelazarlos entre sí. Como ya se ha visto también en la historia del programa, en 2006 adquirió Fluent, de modo que se inició la competencia entre Fluent y CFX.

En este proyecto se ha comenzado trabajando con los dos y se ha buscado información para saber qué código era el adecuado para el proyecto.

Se dice que Fluid Flow CFX es más fácil de utilizar que Fluent, siendo el primero el que utiliza un método de control de elementos finitos que es un solo solucionador acoplado, resolviendo todas las variables con una matriz simultánea; mientras que, el segundo código utiliza un método de volumen finito, con muchas opciones para el acoplamiento, pudiendo resolver primero una variable, luego otra y finalmente converger.

En la figura siguiente, se puede observar el árbol esquemático de Fluid Flow CFX. En dicho árbol se pueden poner las variables de simulación, elegir materiales del sólido y el fluido del entorno, velocidad de entrada de la cara elegida, presión de salida de la cara elegida o de las paredes, etcétera. Destacar que en estos códigos se pueden realizar estudios con variación de temperaturas, pero en este proyecto dicho apartado no se ha tenido en cuenta y se desconoce su utilización.

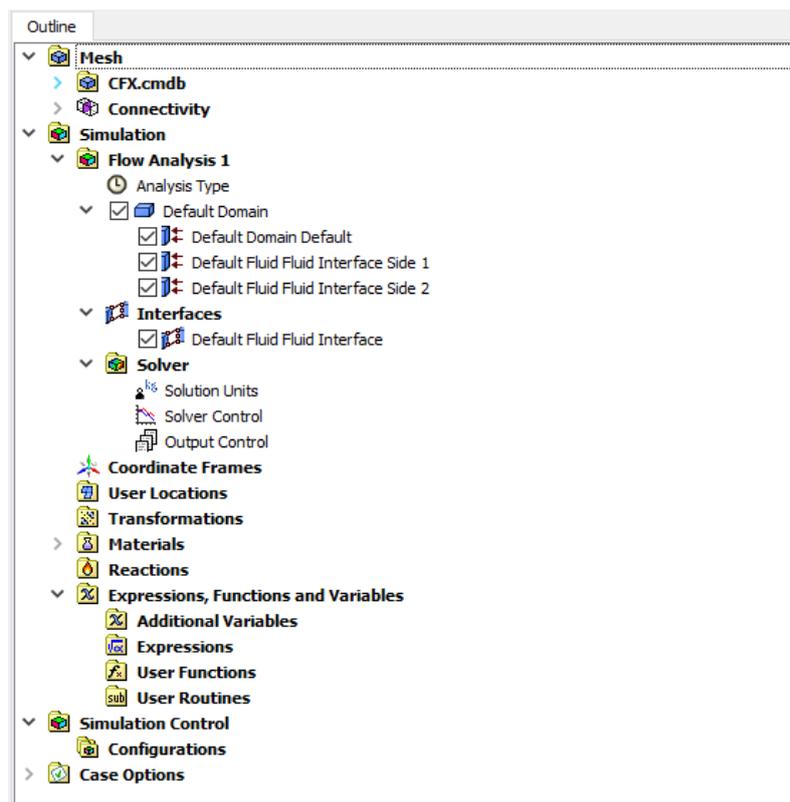


Figura 3-6. Árbol esquemático de ANSYS CFX. (Fuente: Propia)

Finalmente, en este proyecto se ha utilizado el código de Fluent por facilidad y ser más intuitivo para el autor. Como se puede observar en la siguiente figura, Fluent divide en apartados más generales las variables que el usuario puede modificar.

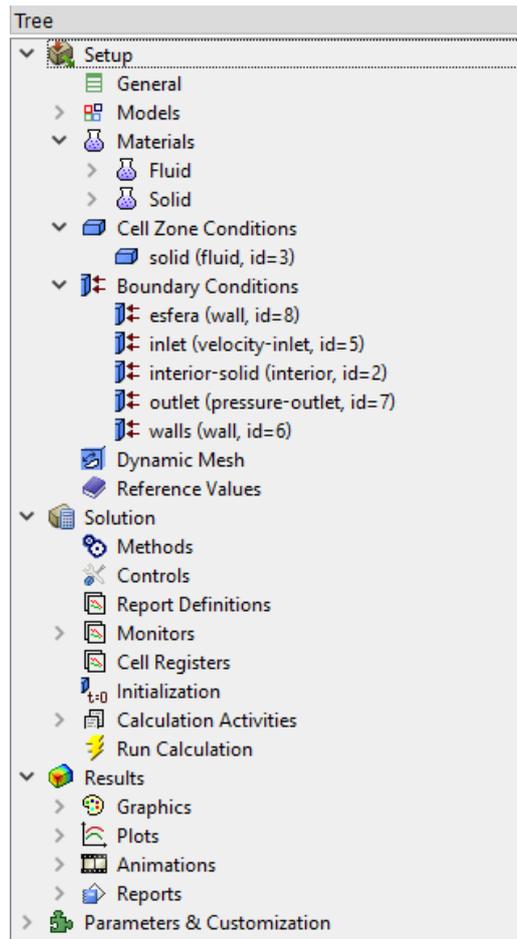


Figura 3-7. Árbol esquemático de ANSYS Fluent. (Fuente: Propia)

Los apartados más importantes son:

- General: donde se comprueba la correcta exportación de la figura y de la malla, y se verifica ésta última.
- Modelos (en inglés, Models): donde se elige el modelo a utilizar para la resolución del problema en cuestión. Como se ha explicado en el apartado 2.1.2.3, hay numerosos modelos de resolución y cada uno elige sus ecuaciones y constantes apropiadas o se pueden modificar por el usuario.
- Condiciones de la zona de celda (en inglés, Cell Zone Conditions): donde se eligen las condiciones de cada zona, eligiendo por ejemplo, el fluido que recorre el interior de la “caja”, la cual denominamos el entorno.
- Condiciones de frontera (en inglés, Boundary Conditions): en este apartado se pueden poner las condiciones de cada frontera, las cuales son nombradas anteriormente. En este proyecto se define la entrada de fluido y la salida del mismo, las paredes y el vehículo de estudio. De modo que se pone para la entrada del fluido una velocidad y para la salida del mismo una presión nula.

## 4 DESCRIPCIÓN DE LOS VEHÍCULOS A ANALIZAR

### 4.1 Remus 100

El Remus 100 es un vehículo submarino no tripulado (en inglés, Autonomous Underwater Vehicles, AUV), el cual se puede englobar por su tamaño en los sistemas portátiles.

REMUS 100		País: USA	Compañía: Hydroid LLC
Características		Especificaciones	
Dimensiones	Eslora	1,6 m	
	Diámetro	19 cm	
	Peso	37 kgs	
Velocidad	metros/segundos	0,26 / 2,8 (m/s)	
	nudos	0,5 / 5,4 (knt)	
Sistemas de navegación		LBL	
		USBL	
		Doppler navegación por estimación	
		GPS (opcional)	
Sistemas de comunicación		Comunicación acústica	
		WiFi	
		Boya de escape	
Sensores		Doppler Acústico y Medidor de corriente RD1 1.2 MHZ	
		Sonar de barrido lateral Marine Sonios Technology 600-, 900-, o 1200-kHz	
		Backscatter (retrodispersión)	
		CTD	
Autonomía		22 horas a 3 kts (66 millas)	
		8 horas a 5 kts (40 millas)	
Profundidad de operación		100 metros	
Sistema de energía		1 kW.hr Lion recargable	
Sistema propulsivo		Motor transmisión directa DC "Brushless"	
		Hélice abierta de 3 palas	
Aplicaciones		Medidas contra minas	Estudios hidrográficos
		Seguridad en puertos	Operaciones pesqueras
		Cartografía de fondos	Estudios científicos
Sistema de construcción		Modular	

Tabla 4-1. Características generales Remus 100.



Figura 4-1. Remus 100 desarrollado por Hydroic LLC. (Kongsberg, s.f.)

## 4.2 OpenROV

OPENROV 2.8		California (USA)	Compañía: OpenROV
Características		Especificaciones	
Dimensiones	Eslora	30 cm	
	Alto	15 cm	
	Ancho	20 cm	
	Peso	2,505 kg	
Velocidad máxima	metros/segundos	1,028 (m/s)	
	nudos	2 (knt)	
Sistemas de comunicación		Comunicación por cable (Ethernet y USB)	
		WiFi	
		Beagle Board Black (Placa computadora de hardware libre)	
		PLC	
Sensores		Unidad de medición inercial (IMU)	
		HD Webcam with 120 degree FOV, 1080p	
		Scaling lasers	
Autonomía		2-3 horas	
Profundidad máxima de operación		100 metros	
Sistema de energía		Baterías de litio de tamaño 26650	
Sistema propulsivo		3 motores DST-700	
		3 álabes	
Material piezas		Metacrilato acrílico	
Adhesivo de unión		Pegamento acrílico líquido	
Sistema de construcción		Modular	

Tabla 4-2. Características generales OpenROV 2.8.



Figura 4-2. OpenROV 2.8 desarrollado por OpenROV. (OpenROV, 2011)

El OpenROV 2.8 es un vehículo submarino no autónomos operados a distancia (en inglés, Remotely Operated Vehicle, ROV), el cual fue adquirido por la Escuela Superior de Ingeniería Industrial (ETSII) de la Universidad Politécnica de Cartagena para la realización de estudios y proyectos. El último realizado fue el trabajo de (de la Cotera López, 2018), el cual se hace referencia en algunas fases de este proyecto cuando se habla del OpenROV 2.8.

Es un pequeño vehículo que ha sido desarrollado por la empresa del mismo nombre y que se encuentra en Berkeley (California). El modelo adquirido es el OpenROV 2.8, el cual se vende por piezas y fue montado por Ignacio en el departamento para el desarrollo de su proyecto.

A continuación, se puede observar una vista general del vehículo tras su construcción, y las vistas frontal y trasera:



Figura 4-3. Vista general del vehículo OpenROV 2.8. (de la Cotera López, 2018)



Figura 4-4. Vista frontal del vehículo OpenROV 2.8. (de la Cotera López, 2018)

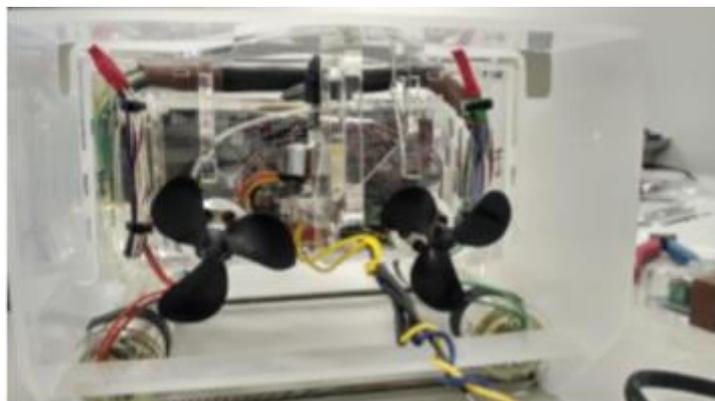


Figura 4-5. Vista trasera del vehículo OpenROV 2.8. (de la Cotera López, 2018)

## 5 MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN PARA LA ESFERA

### 5.1 Introducción

En primer lugar, una superficie esférica es una superficie de revolución formada por el conjunto de todos los puntos del espacio que equidistan de un punto, el cual se denomina centro. De este modo, una esfera es la región del espacio que se encuentra en su interior.

Se han realizado ensayos con la esfera para conseguir varios propósitos marcados previamente y otros que han surgido a lo largo de la realización del proyecto.

Principalmente, el objetivo era conocer y saber utilizar todos y cada uno de los programas de ANSYS para poder obtener cálculos precisos y correctos. Desde la creación de la propia esfera con el software de CAD, pasando por la creación de su entorno, hasta el mallado y la elección correcta de los métodos y modelos de cálculo de Fluent.

Por otro lado, es necesario saber que los cálculos realizados posteriormente con el Remus 100 y el OpenROV pueden ser aceptados debido a que el procedimiento utilizado es el adecuado. De este modo, la esfera es una superficie para la cual hay muchos estudios y podemos obtener resultados aproximados para confirmar la credibilidad de los ensayos. Para ello, este proyecto se centra en obtener el coeficiente de la amortiguación hidrodinámica explicada en el apartado 2.1 de este trabajo.

Además, la esfera ofrece la ventaja de ser simétrica en todas las direcciones, de modo que, aunque un supuesto vehículo pueda tener seis grados de libertad, con la esfera se estudia una sola dirección.

Finalmente, en los ensayos se han variado numerosos factores. En cuanto a la geometría, se ha variado tanto el diámetro de la esfera como el tamaño y la forma del entorno, se ha probado un entorno con forma de cubo y un entorno cilíndrico. Respecto al programa utilizado, se ha realizado el análisis con Fluent y con CFX, obteniendo procesos y resultados similares, de modo que, como ya se ha explicado, nos centraremos únicamente en Fluent. Dentro del software, se ha variado uno de los factores más importantes y ya explicados en el apartado 2.1.2, como es el modelo de turbulencia utilizado. Además, destacar que se ha ido cogiendo manejo del “Meshing” y se han probado diferentes mallados y las ventajas y desventajas de cada uno de ellos.

## 5.2 Ensayos y resultados

En primer lugar, por comodidad y facilidad de aplicación de cada uno de los softwares, se ha utilizado SpaceClaim para la creación de la esfera y posteriormente, se edita dicha esfera en el programa Design Modeler para crear el entorno necesario para la realización del ensayo.

Para ello, como se ve en la siguiente figura, SpaceClaim tiene una herramienta con la que se puede crear la esfera pulsando dónde se quiere el centro de la misma, y aportándole el diámetro que se desea.

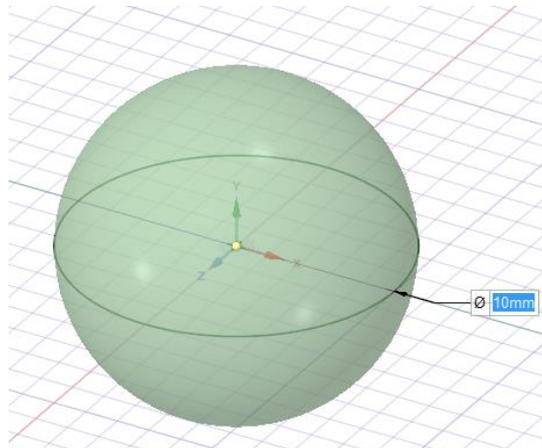


Figura 5-1. Creación de esfera con SpaceClaim. (Fuente: Propia)

Como se puede observar, el sistema de coordenadas que trae de serie este programa y que comparte con Design Modeler y los códigos de fluidos de ANSYS tiene la dirección X tal y como se ha tomado en este proyecto. Sin embargo, las direcciones Z e Y están cambiadas, y la dirección Z (Y en este caso), se toma por convenio hacia abajo.

Este cambio del sistema de referencia ha de tenerse en cuenta a la hora de tomar los datos de fuerzas y momentos en ANSYS Fluent, lo cual no es ningún inconveniente para obtener resultados de calidad.

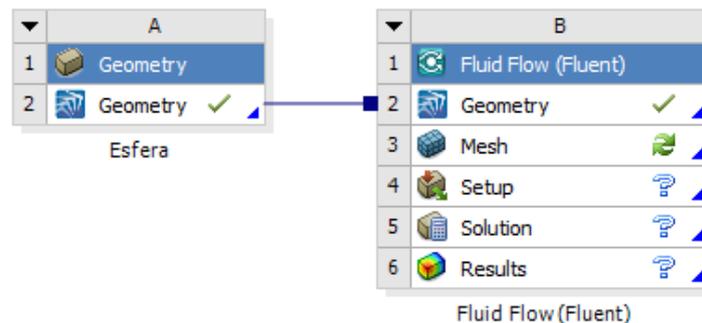


Figura 5-2. Esquema del proyecto en el Workbench. (Fuente: Propia)

Tal y como se puede ver en la figura anterior, si se pulsa con el botón derecho en el apartado de la geometría, te da la opción de editar con SpaceClaim o con Design Modeler. Gracias al segundo software, en “Herramientas” situado en la parte superior del mismo, se hace clic en recinto (en inglés, enclosure).

Una vez realizado este paso, nos da la opción de modificar la forma del recinto y sus dimensiones. Dicha forma puede ser un prisma, un cilindro, una esfera u otra forma definida por el usuario. En este proyecto, veremos posteriormente que se prueba con el prisma y el cilindro y quedándonos finalmente para los ensayos con el Remus 100 y el OpenROV con el primero. Además, en los apartados siguientes veremos cómo se cambian las dimensiones para comprobar la adecuación de los resultados.

A continuación, en la barra superior se abre el desplegable de “Crear”, haciendo clic en “Booleano”. En las opciones de esta herramienta se realiza una operación de “Sustraer”, eligiendo como cuerpo objetivo el prisma y como cuerpo herramienta el vehículo o la geometría a analizar, en este caso, la esfera. Una vez generado, tenemos una única parte con un único cuerpo.

Una vez creada la esfera, se asocia a un sistema de análisis del tipo Fluid Flow (Fluent), tal y como se aprecia en la Figura 5-2. De este modo, se procede a la creación del mallado, cuyas características han sido explicadas en el apartado 3.2.2, por lo que no nos vamos a detener en ello.

Sin embargo, una vez creada la malla, pero en el mismo programa para ello, es necesario nombrar las zonas a estudiar posteriormente. Con este fin, se van seleccionando y al clicar en ella con el botón derecho, se escoge el apartado de “Crear nueva selección”. Esto se hace para las paredes de entrada y de salida, a las que llamamos “Inlet” y “Outlet” respectivamente; a las paredes laterales, que denominamos “Walls”; y a la figura o vehículo de desarrollo.

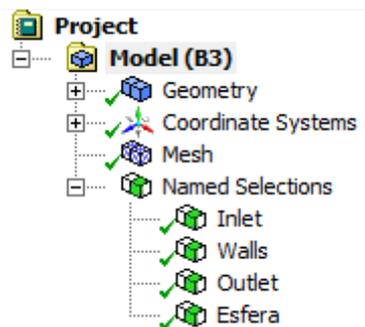


Figura 5-3. Árbol esquemático en Meshing. (Fuente: Propia)

A continuación, en el apartado de Fluent de la preparación (en inglés, Setup), obtenemos un árbol esquemático del programa semejante al mostrado en la Figura 3-7. Destacar que, en la introducción del programa, se hace clic en la casilla de “Precisión doble”.

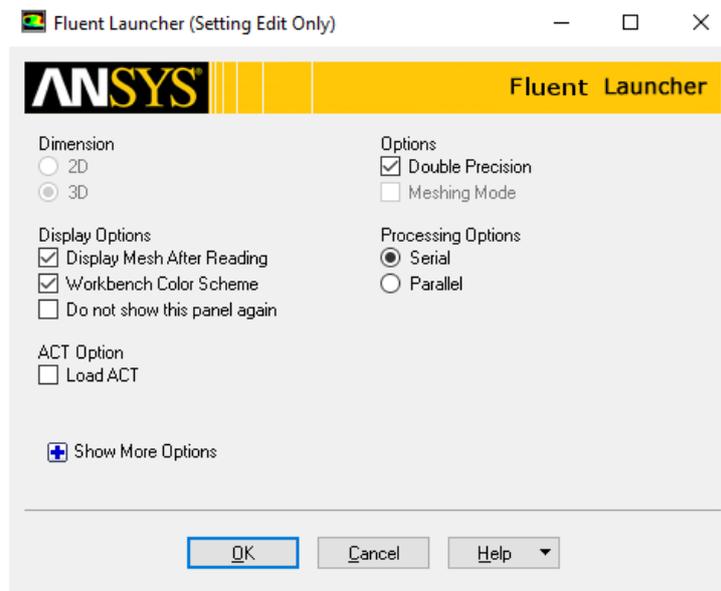


Figura 5-4. Introducción al programa Fluent. (Fuente: Propia)

Finalmente, para la preparación de cada ensayo, se colocan las condiciones para ello, las cuales van a ser similares para todos los ensayos del proyecto.

En primer lugar, en el apartado de material, se modifica el fluido ya que viene por defecto el aire. Clicando con el botón derecho, aparece la opción de “Editar”, y posteriormente se busca en la base de datos el fluido de estudio. Para este trabajo, se va a utilizar el agua, con densidad de valor  $998,2 \text{ kg/m}^3$  y viscosidad de  $0,001003 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ .

Destacar que estos valores son modificados en otros proyectos que prefieren realizar el estudio con el agua salada. Dicho cambio, junto con otros que posteriormente serán mencionados, modificarán la similitud de los resultados obtenidos.

Seguidamente, en las “Condiciones de la zona de celda”, se modifica el fluido que está puesto por defecto como aire a agua líquida. Por ello, podemos eliminar de la lista de materiales el aire, puesto que no será utilizado en el ensayo. Mencionar también que, en el apartado de materiales sólidos se puede modificar el mismo.

A continuación, en el apartado de las “Condiciones de frontera” se coloca como valor de presión nula a la salida del entorno, es decir, en la pared llamada como “Outlet”.

Y también, en la pared de entrada (en inglés, Inlet), se va poniendo una velocidad, la cual es modificada para cada una de las pruebas.

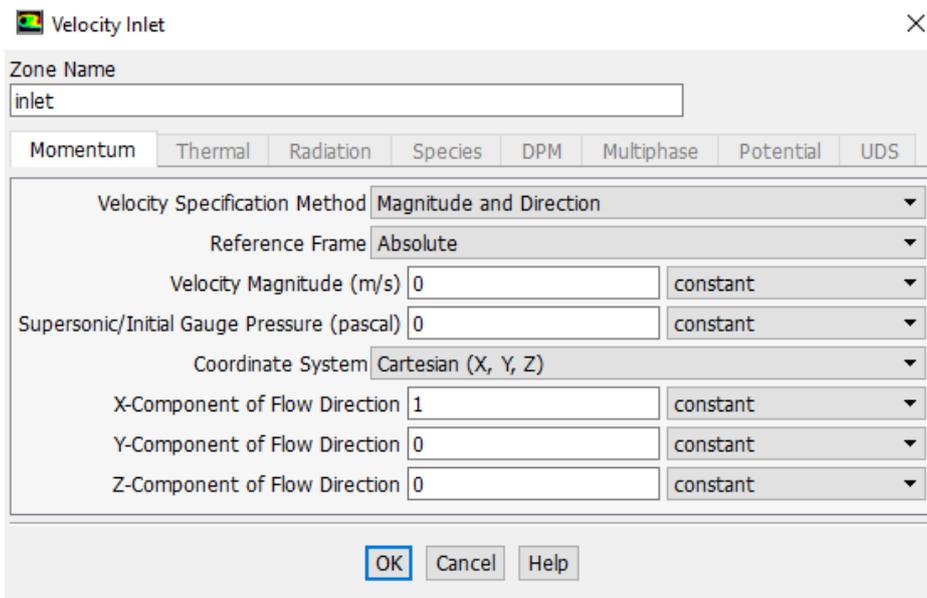


Figura 5-5. Cuadro para modificar la velocidad de entrada. (Fuente: Propia)

En este apartado, el método de velocidad se coloca como “Magnitud y Dirección” para poder ir aportando la magnitud de velocidad en metros por segundo necesaria para cada prueba. En las pruebas realizadas para la esfera, la componente de la dirección X es la única que se ha puesto como 1, sin embargo, posteriormente para obtener los coeficientes cruzados se modifica la dirección de dicha velocidad.

Finalmente, en el árbol esquemático de Fluent aparece el apartado para “Ejecutar cálculo” (en inglés, Run calculation). Al hacer clic sobre él, se abre su página de tarea, donde se modifica el número de iteraciones a realizar para cada prueba.

Para terminar, en el apartado de “Report” dentro de los resultados, al realizar cada iteración aparece un bloque llamado “Fuerzas” (en inglés, Forces). En este apartado aparecen los valores de las fuerzas con su dirección que queremos obtener.

Antes de explicar cada una de las pruebas realizadas, hay que mencionar que se han ido buscando varias formas de validar los ensayos realizados para posteriormente saber que con los vehículos de estudio se están obteniendo resultados fiables y similares a los reales. De este modo, en la esfera, se ha ido buscando el coeficiente de amortiguación que se explica en el apartado 2.1 de este mismo proyecto. Para ello, retomando la Ecuación 2-1, se ha ido despejando dicho coeficiente en función de los parámetros que se aportaban en cada ensayo. Además, se han comprobado otros resultados que más adelante detallaremos.

### 5.2.1 Pruebas iniciales

Las primeras pruebas realizadas con ANSYS, se hicieron poniendo una velocidad con magnitud positiva en el cuadro de opciones que aparece en la Figura 5-5. Al tomarse el sistema de referencia que ya se ha explicado anteriormente, con sentido positivo en la dirección Norte, es decir, hacia donde se va a mover el supuesto vehículo o en este caso, la esfera; entonces, dicha velocidad iría en sentido contrario al que nosotros queremos. Sin embargo, los resultados obtenidos son bastante similares a los que se obtienen en pruebas sucesivas, puesto que la esfera es simétrica en todas las direcciones.

Estas pruebas iniciales se han utilizado para ir consiguiendo adaptarse al programa y comprobar las formas de realizar el proceso más rápido y con más precisión.

En primer lugar, se ha realizado una prueba (Prueba 1) con una esfera de diámetro 80 mm y un recinto con forma de cubo de 140 mm de lado. En este caso, se cree que el recinto es insuficiente teniendo en cuenta el tamaño de la esfera. A continuación, se muestran los datos obtenidos, centrándose únicamente en la dirección X.

ESFERA			
1ª PRUEBA	50 iteraciones	Esfera de 80 mm de diámetro	Cubo 140 mm de lado
Velocidad X (m/s)	Fuerza presión X (N)	Fuerza viscosa X (N)	Fuerza X (N)
0,25	0,07185068	0,00182587	<b>0,07367655</b>
0,5	0,28387765	0,00369276	<b>0,28757041</b>
0,75	0,62601575	0,00557201	<b>0,63158776</b>
1	1,1170020	0,00733768	<b>1,12433968</b>
1,25	1,7274696	0,00929295	<b>1,73676255</b>
1,5	2,5187290	0,01114316	<b>2,52987216</b>
1,75	3,4562552	0,01298356	<b>3,46923876</b>
2	4,5319827	0,01484081	<b>4,54682351</b>
2,25	5,8233184	0,01664704	<b>5,83996544</b>
2,5	7,1961730	0,01854176	<b>7,21471476</b>
2,75	8,8533238	0,02035510	<b>8,87367890</b>
3	10,353894	0,02221667	<b>10,3761107</b>

Tabla 5-1. Prueba 1 para la esfera.

Representando gráficamente los valores de Fuerza en la dirección X frente a los valores de Velocidad, tenemos la siguiente correlación:

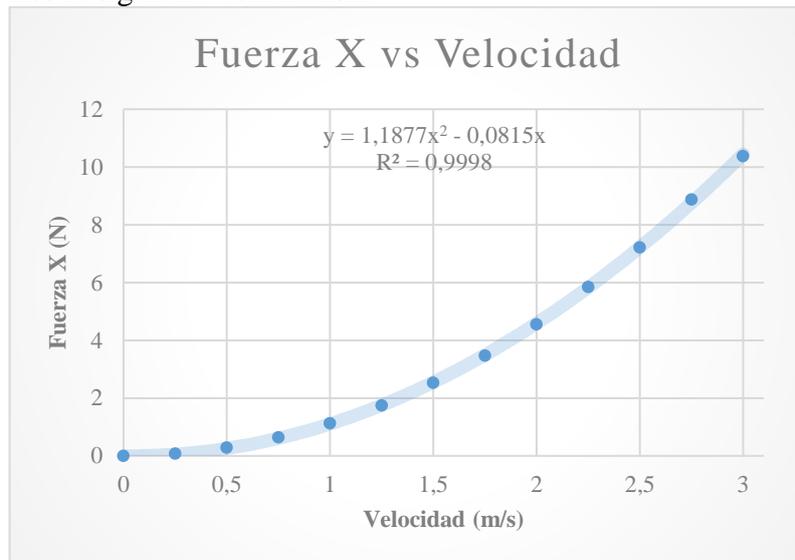


Figura 5-6. Representación gráfica Fuerza X vs Velocidad de la prueba 1.

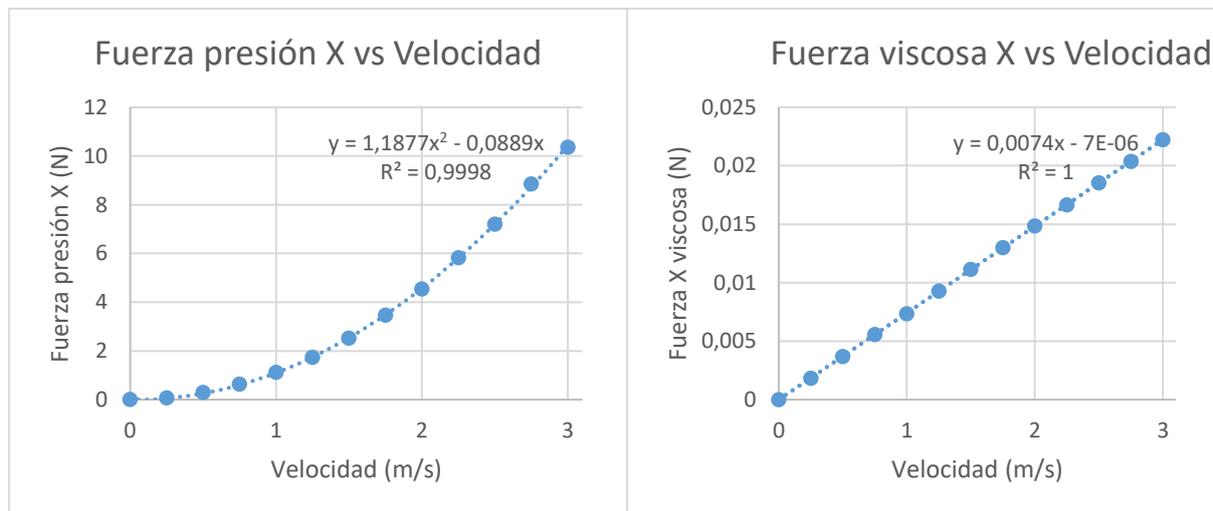


Figura 5-7. Representaciones gráficas de Fuerza X (presión y viscosa por separado) vs Velocidad de la prueba 1.

Como se puede observar en las representaciones gráficas anteriores, al representar la fuerza en X frente a la velocidad, se obtiene una correlación que se puede aproximar a una línea polinómica de orden 2 con un coeficiente de ajuste de 0,9998.

Si se tiene por separado la fuerza de presión y la fuerza viscosa, se puede observar como para una esfera, la fuerza viscosa se aproxima a una recta de tipo lineal. Además, la fuerza viscosa es despreciable frente a la fuerza de presión, lo cual es algo que queríamos demostrar y comprobar.

A continuación, se realiza la prueba 2 con una esfera de 10 mm y un entorno de tipo cúbico de 70 mm de lado. En este caso, es 7 veces mayor el entorno que la figura a analizar, tal y como se ha visto en algunos ensayos de la bibliografía. Posteriormente, se hace la prueba 3 con una esfera de las mismas dimensiones, pero un entorno de 200 mm de lado, para ver la diferencia de resultados aumentando dicho entorno y que las paredes del mismo no afecten en los resultados.

En estas pruebas, se intenta estimar el número de iteraciones necesarias para obtener resultados de calidad. Para ello, ANSYS Fluent al realizar las iteraciones va poniendo un gráfico con los residuos escalares de las variables que está calculando, de modo que nos hemos guiado con la forma de dichos residuos para estimar las iteraciones necesarias, obteniendo el siguiente gráfico.

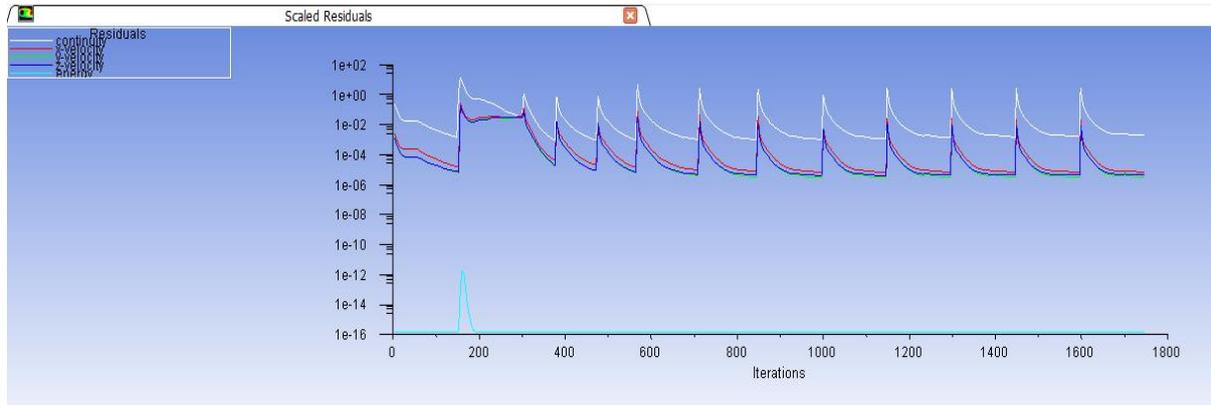


Figura 5-8. Representación gráfica de los residuos de ANSYS Fluent al realizar un cálculo. (Fuente: Propia)

Por ello, en iteraciones posteriores se utilizará un número aproximado de iteraciones de 150. Además, hay que destacar que las correlaciones de las fuerzas obtenidas serán similares a las de la prueba 1.

En la prueba 2, se observa como si se representa el contorno de la presión en la esfera y la influencia de la velocidad del agua en ella, se puede observar cómo estas pruebas se están realizando con un sentido erróneo de velocidad. En la figura siguiente se ve como la dirección X (roja) se “mete hacia dentro”, lo cual indica que ese es el sentido positivo, por lo que la esfera en esta cara mostrada no debería tener la mayor presión.

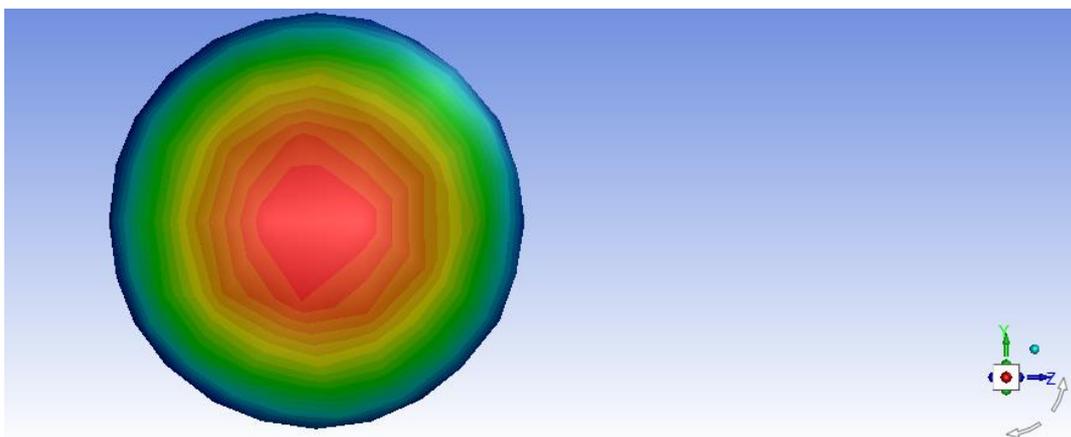


Figura 5-9. Contorno de presión en la prueba 2 con la esfera. (Fuente: Propia)

Las pruebas 4, 5 y 6, son realizadas modificando el mallado y del modelo de turbulencia elegido para observar la variación de los resultados, viéndose que estos dos factores son los más importantes a la hora de realizar una buena simulación.

### 5.2.2 Pruebas finales

Debido a las observaciones mencionadas anteriormente, de la prueba 7 a la prueba 11, se utiliza el modelo de turbulencia k-ε debido a que se observa que se va a trabajar en ambientes turbulentos con los vehículos Remus 100 y OpenROV. De este modo, las pruebas 1, 2, 3 y 4, ayudan a verificar otros parámetros, pero son incorrectos en cuanto al modelo, puesto que se ha utilizado un modelo laminar.

Para comenzar, en la prueba número 7 utilizamos una esfera de 10 mm de diámetros y un entorno de tipo cubo con 100 mm de lado. Además, el mallado es grueso obteniendo un valor de ortogonalidad mínima de 0,247 (casi aceptable).

Esta prueba (prueba 7), junto con la prueba 8 es una de las más importantes porque obtenemos varias conclusiones y resultados que pueden verificar los ensayos.

ESFERA					
7ª PRUEBA	Fluid Flow (FLUENT)	150 iteraciones	Esfera de 10 mm de diámetro	Cubo 100 mm de lado	k-ε
Velocidad X (m/s)	Fuerza presión X (N)	Fuerza viscosa X (N)	Fuerza X (N)	C <sub>D</sub>	Re
-0,25	-0,000643662	-0,000184132	<b>-0,000827794</b>	<b>0,3379</b>	2488
-0,5	-0,002069952	-0,000367563	<b>-0,002437515</b>	<b>0,2487</b>	4976
-0,75	-0,004271104	-0,000746514	<b>-0,005017617</b>	<b>0,2276</b>	7464
-1	-0,007358524	-0,001182963	<b>-0,008541487</b>	<b>0,2179</b>	9952
-1,25	-0,011206341	-0,001675356	<b>-0,012881697</b>	<b>0,2103</b>	12440
-1,5	-0,015863956	-0,002238041	<b>-0,018101997</b>	<b>0,2052</b>	14928
-1,75	-0,021359277	-0,002877720	<b>-0,024236997</b>	<b>0,2019</b>	17416
-2	-0,027628334	-0,003569019	<b>-0,031197353</b>	<b>0,1990</b>	19904
-2,25	-0,034762631	-0,004312182	<b>-0,039074813</b>	<b>0,1969</b>	22392
-2,5	-0,042770333	-0,005116914	<b>-0,047887247</b>	<b>0,1955</b>	24880
-2,75	-0,051517396	-0,005976907	<b>-0,057494303</b>	<b>0,1939</b>	27368
-3	-0,061339230	-0,006987505	<b>-0,068326735</b>	<b>0,1937</b>	29856

Tabla 5-2. Prueba 7 para la esfera.

En primer lugar, al representar gráficamente la fuerza en la dirección X frente a la velocidad, se sigue obteniendo una correlación de tipo cuadrático a pesar de estar invertida debido a la negatividad de las velocidades, de modo que obtenemos buenos resultados. Sin embargo, se observa que los resultados para velocidades de -0,25 y -0,5 se han ido de dicha correlación. Por ello, se vuelven a recalcular los resultados colocando mayor número de iteraciones hasta obtener resultados más precisos.

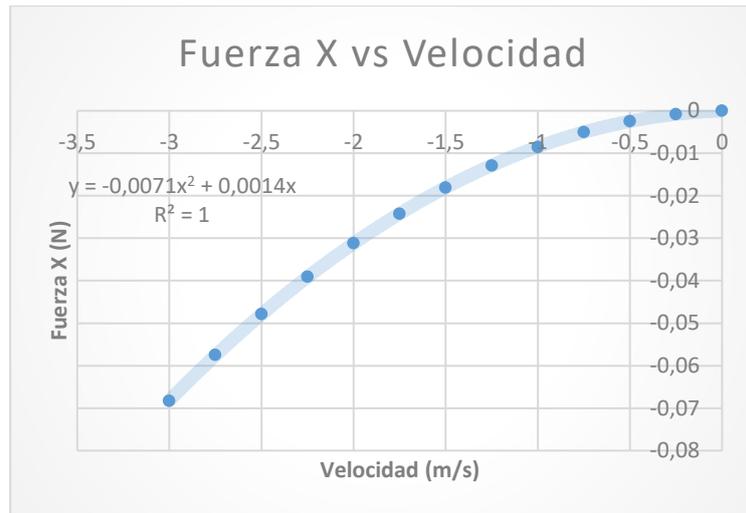


Figura 5-10. Representación gráfica Fuerza X vs Velocidad de la prueba 7.

A continuación, verificamos uno de los factores importantes en este tipo de ensayos, que es la distribución de presiones. Tal y como se adquiere de (Garrido Pellicer, 2015), no basta con que la distribución de presiones sea lógica, siendo mayor en la cara donde el flujo incide con la esfera, algo menor en la cara contraria y mucho menor en los costados donde la velocidad del flujo es mayor. También se debe prestar atención a los valores numéricos de presión.

“Una comprobación que se puede realizar es comprobar la presión de choque en la proa del vehículo, este será el punto de mayor presión y donde la velocidad del flujo se puede considerar prácticamente nula. Utilizando el teorema de Bernoulli, entre un punto en el infinito y el punto más a proa del vehículo, tendremos:” (Garrido Pellicer, 2015).

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = P_0 + \frac{1}{2} \rho V_0^2$$

Ecuación 5-1. Teorema de Bernoulli para la distribución de presiones.

Tomando como  $P_0 = 0 \text{ Pa}$ , porque se considera presión relativa; y  $V_1 = 0 \text{ m/s}$ .

Además, tomamos el ensayo realizado para  $-0,5 \text{ m/s}$  porque es el último que se había realizado puesto que hubo que recalcular y tenemos:

$$P_1 = \frac{1}{2} \rho V_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 998,2 \cdot (-0,5)^2 = 124,775 \text{ Pa}$$

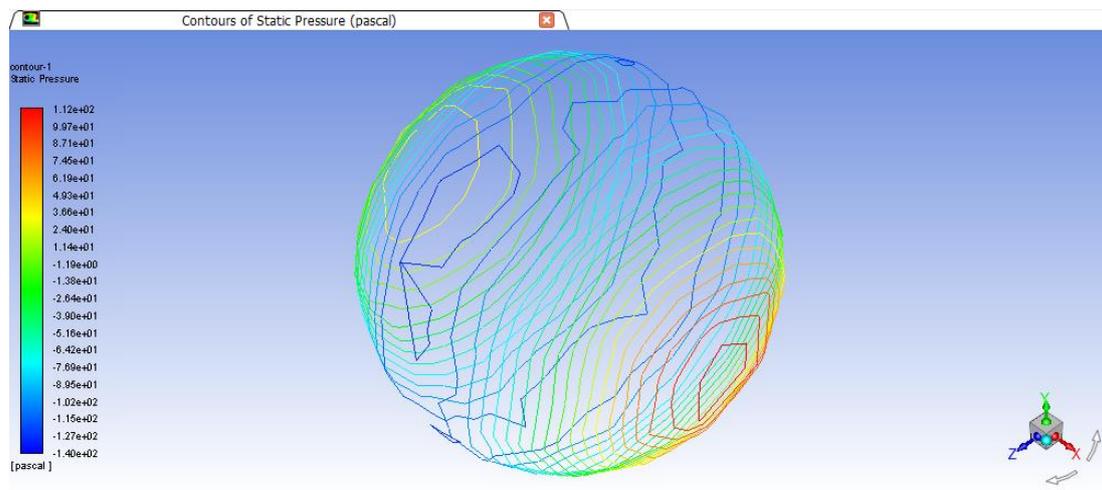


Figura 5-11. Distribución de presiones de la esfera con flujo a  $-0,5 \text{ m/s}$ . (Fuente: Propia)

El valor obtenido a partir de Fluent es de 112 Pascales aproximadamente, por lo que se ajusta de manera aproximada al valor teórico.

A continuación, nos vamos a centrar en la explicación de la influencia del número de Reynolds en el coeficiente de arrastre de la esfera, aunque de manera breve. Esta información ha sido obtenida de varios sitios de la bibliografía, pero específicamente de informes como (Hoerner, 1965) y sobretodo, (Chin & Lau, 2011) donde se puede leer largo y tendido sobre ello.

Es importante conocer que el número de Reynolds (Re) es un número adimensional utilizado en fluidos para caracterizar el movimiento de un fluido. Su valor indica si el flujo sigue un modelo laminar o turbulento. Se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

Ecuación 5-2. Número de Reynolds.

Además, el número de Reynolds influye en las fuerzas de presión o inercia y las viscosas. Con un  $Re > 2100$ , tendríamos que las fuerzas de viscosidad apenas tienen importancia frente a las fuerzas de inercia o de presión, que son mucho mayores. Se trataría claramente de un régimen turbulento. Sin embargo, con un  $Re < 2100$  estamos ante un régimen laminar.

Para la prueba 7, donde se puede observar los resultados obtenidos y el número de Reynolds para cada velocidad en la Tabla 5-2, estamos efectivamente ante un flujo turbulento, por lo que es adecuado el modelo de turbulencia elegido.

Entonces, para comprobar que dicha prueba está correctamente calculada y ofrece resultados fiables, buscamos que la representación gráfica del coeficiente de arrastre calculado durante todo el apartado frente al número de Reynolds se aproxime a la siguiente gráfica.

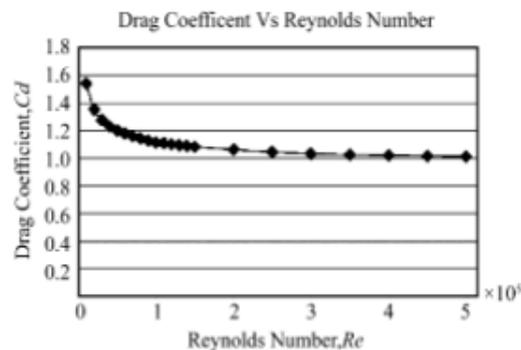


Figura 5-12. Coeficiente de arrastre frente al número de Reynolds. (Fuente: (Chin & Lau, 2011))

Si se representan los datos obtenidos en la Tabla 5-2 se tiene:

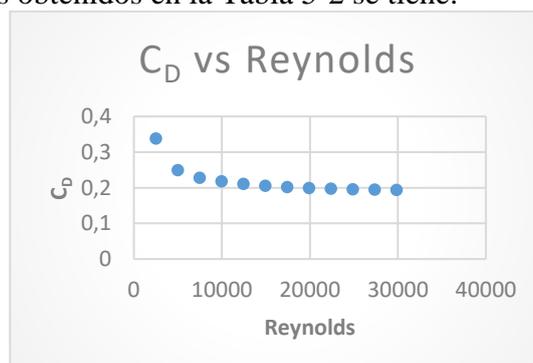


Figura 5-13. Representación gráfica del coeficiente de arrastre frente al número de Reynolds.

Como se puede observar, la correlación de la representación gráfica se asemeja bastante al del informe. Mencionar que los valores del coeficiente de arrastre no se corresponden puesto que la representación de la Figura 5-12 está realizada para un vehículo ROV, mientras que la prueba de la Figura 5-13 es una esfera.

Sin embargo, si se continúa haciendo referencia a dicho informe para verificar los ensayos realizados, se observa como obtienen los siguientes resultados y los contrastan con otros informes:

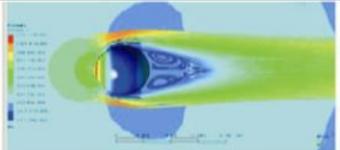
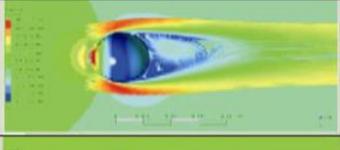
Reynolds Number	Source	Damping Coefficient (Cd)	Streamline Plots from CFD
100	Current study (using ANSYS-CFX™)	1.26	
	(Kim and Choi, 2002)	1.09	
	Empirical	1.18	
300	Current study (using ANSYS-CFX™)	0.814	
	(Johnson and Patel, 1999)	0.626	
	Empirical	0.826	
1.1×10 <sup>6</sup>	Current study (using ANSYS-CFX™)	0.117	
	(Achenbach, 1972)	0.12-0.14	
	(Constantinescu et al., 2002)	0.084	

Figura 5-14. Coeficiente de arrastre en función del número de Reynolds para la esfera en el informe de Cheng y Michael. (Fuente: (Chin & Lau, 2011))

Finalmente, para contrastar nuestros ensayos, cogemos diferentes pruebas con diferentes números de Reynolds y observamos:

11ª PRUEBA	Fluid Flow (FLUENT)	150 iteraciones	Esfera de 0,1 mm de diámetro	Cilindro 1 mm de diámetro	k-ε
<b>Velocidad X (m/s)</b>	Fuerza presión X (N)	Fuerza viscosa X (N)	<b>Fuerza X (N)</b>	<b>C<sub>D</sub></b>	<b>Re</b>
<b>-1</b>	-1,13E-05	-9,07E-06	<b>-2,03813E-05</b>	<b>1,2999</b>	100

Tabla 5-3. Prueba 11 para la esfera.

12ª PRUEBA	Fluid Flow (FLUENT)	150 iteraciones	Esfera de 1 mm de diámetro	Cubo 10 mm de lado	k-ω
<b>Velocidad X (m/s)</b>	Fuerza presión X (N)	Fuerza viscosa X (N)	<b>Fuerza X (N)</b>	<b>C<sub>D</sub></b>	<b>Re</b>
<b>-0,25</b>	-5,43E-05	-2,92E-05	<b>-8,35161E-05</b>	<b>0,8522</b>	249

Tabla 5-4. Prueba 12 para la esfera.

Seguidamente, se comprueba la influencia del material de la esfera. Para ello, se realiza la Prueba 8 con las mismas características exactamente que la Prueba 7, obteniendo prácticamente los mismos resultados de fuerza, por lo que se dejó de realizar dicha prueba.

ESFERA				
8ª PRUEBA	Fluid Flow (FLUENT)	150 iteraciones	Esfera de 10 mm de diámetro y de ACERO	Cubo 100 mm de lado
Velocidad X (m/s)	Fuerza presión X (N)	Fuerza viscosa X (N)	Fuerza X (N)	C <sub>D</sub>
-0,25	-0,000647864	-0,000184758	-0,000832622	0,3399
-0,5	-0,002071216	-0,000368213	-0,002439429	0,2489
-0,75	-0,004282119	-0,000745489	-0,005027607	0,2280
-1	-0,007358437	-0,00118296	-0,008541396	0,2179
-1,25	-0,011206368	-0,001675358	-0,012881726	0,2103
-1,5	-0,015863955	-0,002238041	-0,018101996	0,2052
-1,75	-0,021359277	-0,002877720	-0,024236997	0,2019
-2	-	-	-	-
-2,25	-	-	-	-
-2,5	-	-	-	-
-2,75	-	-	-	-
-3	-	-	-	-

Tabla 5-5. Prueba 8 para la esfera.

Finalmente, tal y como se puede observar en la Tabla 5-3, se han realizado algunas pruebas con un entorno cilíndrico, para comprobar si influía la forma en la que tenía dicho entorno. Aunque los resultados de las fuerzas no eran los mismos que en las pruebas realizadas con un entorno con forma de prisma, a la hora de las representaciones gráficas y obtener los coeficientes de arrastre eran bastante similares.

Por último, hay que destacar que, aunque no se ha hecho mucho hincapié en el mallado de la figura, siempre se ha buscado que sea lo más adecuado posible. Por ejemplo, la Prueba 10, se realizó con una esfera de 0,1 mm y un entorno cilíndrico de 10 mm de diámetro. Estas dimensiones son muy pequeñas, por lo que al realizar el mallado, este no fue adecuado y en la esfera había muy pocas celdas.

Sin embargo, en otras pruebas como la Prueba 11, se ha puesto un centro de relevancia fino y la relevancia al 100, y aunque incrementaba el tiempo de realización de cada velocidad de 20-30 segundos a 7 minutos, merecía la pena obtener resultados más fiables y de calidad.

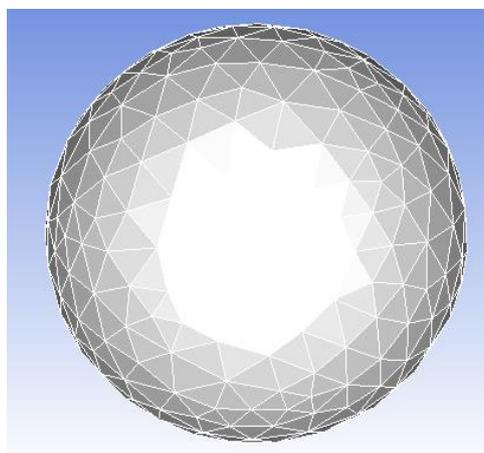


Figura 5-15. Mallado de la esfera para la prueba 11.

### 5.3 Conclusiones

A pesar de que se ha ido explicando de manera general la realización de cada una de las pruebas, los resultados obtenidos y las conclusiones obtenidas, se va a hacer una recopilación de estas últimas para verificar que los ensayos se han hecho de manera adecuada y, por lo tanto, los resultados obtenidos para el Remus 100 y el vehículo OpenROV en apartados siguientes se podrán acercar a los obtenidos en la bibliografía.

Las conclusiones obtenidas de estas pruebas con la esfera son las siguientes:

- Es muy importante la correcta elección del mallado, porque, aunque para la esfera los cálculos no se han modificado mucho porque es una geometría simple y simétrica, para vehículos o superficies con mayores apéndices y cambios en sus caras, pueden afectar gravemente a los resultados.
- Es imprescindible también, elegir de manera conveniente el modelo de turbulencia puesto que hay que saber distinguir si se está en flujo laminar o turbulento. Además, como se ha explicado en el apartado 2.1.2.3, cada modelo tiene unas ecuaciones, características y constantes particulares, por lo que sirve de manera adecuada para determinados cálculos y problemas.
- El coeficiente de arrastre calculado en las diferentes pruebas explicadas anteriormente se asemeja bastante a los diferentes estudios expuestos en la bibliografía, sabiendo además que sigue la correlación de manera aproximada en función del número de Reynolds.
- Se ha verificado la distribución de presiones tal y como se hace en el trabajo de (Garrido Pellicer, 2015). De este modo se sabe que la influencia del flujo sobre la esfera o vehículo de trabajo es correcta.
- Se ha comprobado que, para flujos mayormente turbulentos, la fuerza viscosa es menos influyente que la fuerza de inercia o de presión. Además, para la esfera, dicha fuerza sigue una distribución lineal como cabía esperar.
- Se ha constatado que al representar la fuerza que se ejerce sobre el vehículo frente a la velocidad del flujo, esta correlación sigue una distribución cuadrática. De esta manera, se van a poder obtener los coeficientes hidrodinámicos de los distintos vehículos de estudio.

## 6 MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN PARA EL VEHÍCULO REMUS 100

### 6.1 Descripción del ensayo

#### 6.1.1 CAD

Para la realización de los ensayos con el vehículo Remus 100, se utilizan las facilidades y ventajas que ofrecen los softwares CAD explicados en el apartado 3.2.1 para exportar figuras y geometrías realizadas en otros programas con características similares. De este modo, la geometría del vehículo Remus 100 ha sido facilitada por el director de este proyecto.

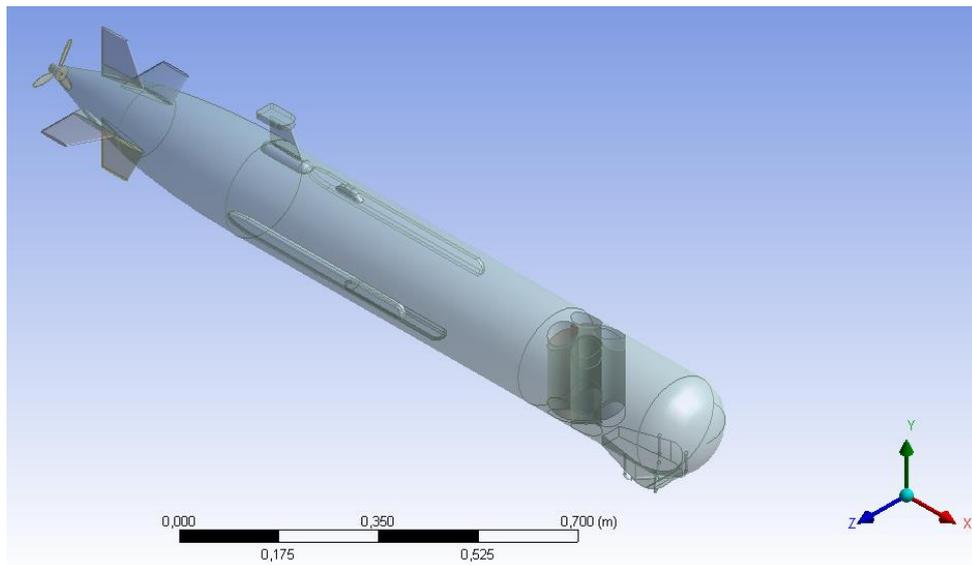


Figura 6-1. Geometría del vehículo Remus 100. (Fuente: Propia)

#### 6.1.2 Mallado

En este apartado, se ha realizado un estudio del mallado del Remus 100 para realizar las pruebas de la manera más fiable y precisa posible, buscándose la única realización de los cálculos de los coeficientes hidrodinámicos.

Tal y como se explica en el apartado 3.2.2 de este documento, el mallado es uno de los factores más importantes a la hora de realizar una correcta simulación. Por ello, el programa ANSYS tiene un software determinado para ello con diferentes características ya explicadas.

En este caso, vamos a realizar diferentes pruebas modificando el centro de relevancia, la relevancia y el suavizado. En cuanto al centro de relevancia se ha modificado entre los tres valores posibles: grueso, medio y fino. La relevancia es un parámetro modificable entre -100 y 100, pero las pruebas realizadas han sido para 0 y 60. Finalmente, el parámetro de suavizado se puede modificar entre bajo, medio y alto; sin embargo, solo se han utilizado los dos últimos.

Para determinar el mallado adecuado nos fijaremos en que la asimetría u oblicuidad de las caras (en inglés, Skewness) esté dentro del rango determinado, y que la mínima calidad ortogonal (en inglés, Minimum Orthogonal Quality) sea superior al valor 0,15. Además, se tienen en cuenta el número de nodos y elementos de cada mallado puesto que cuanto mayores sean dichos números, mayor será el tiempo de cálculo para cada velocidad en las iteraciones correspondientes.

A continuación, se muestra una tabla con las diferentes pruebas realizadas, los parámetros introducidos y los obtenidos.

MALLADO REMUS 100									
Prueba	Centro de relevancia	Relevancia	Suavizado	Nodos	Elementos	Skewness (0 - 0,25)	Calidad ortogonal (>0,15)		
						Media	Media	Mínimo	Máximo
1	Coarse	0	Medium	212.717	1.178.183	0,2313	0,7673	0,1174	0,9957
2	Coarse	0	High	212.714	1.178.184	0,2314	0,7672	0,1412	0,9957
3	Coarse	60	Medium	477.051	2.681.647	0,2198	0,7788	0,1465	0,9959
4	Coarse	60	High	477.049	2.681.669	0,2199	0,7788	0,1623	0,9959
5	Medium	0	Medium	410.886	2.271.699	0,2296	0,7690	0,0663	0,9964
6	Medium	0	High	410.886	2.271.699	0,2296	0,7690	0,0663	0,9964
7	Medium	60	Medium	922.823	5.182.746	0,2189	0,7798	0,0930	0,9978
8	Medium	60	High	922.819	5.182.765	0,2189	0,7797	0,0929	0,9982
9	Fine	0	Medium	562.168	3.110.167	0,2296	0,7690	0,0954	0,9959
10	Fine	0	High	562.168	3.110.217	0,2297	0,7689	0,0954	0,9959
11	Fine	60	Medium	1.218.615	6.841.021	0,2193	0,7790	0,0875	0,9973
12	Fine	60	High	1.218.604	6.841.021	0,2193	0,7796	0,0875	0,9973

Tabla 6-1. Mallado del Remus 100.

Como se puede observar en la tabla anterior, nos vamos a centrar en la prueba número 4 puesto que es la que mayor valor tiene para el parámetro de calidad mínima ortogonal, superando el valor de 0,15 aconsejable para obtener una buena malla. Además, se ha realizado par aun centro de relevancia grueso, lo cual hace que tengamos un número de nodos y elementos no demasiado elevado. En la siguiente imagen se puede observar el mallado de forma general para el Remus 100 y el entorno de cálculo.

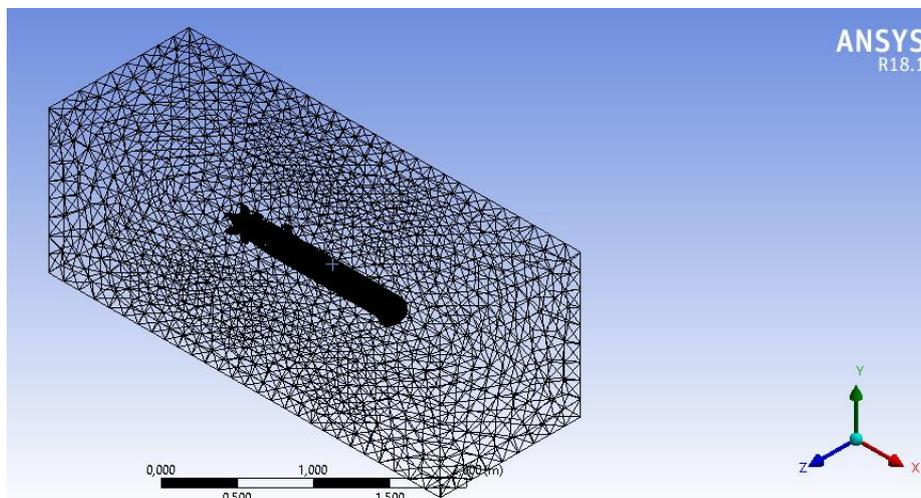


Figura 6-2. Mallado del Remus 100. (Fuente: Propia)

Destacar que se han buscado otros mecanismos de mallado como la utilización del “Refinamiento” y realizar un mallado “Multizona”. Sin embargo, estos procesos incrementaban notablemente el número de nodos y de elementos, lo cual incrementa excesivamente el cálculo de las iteraciones. Además de ello, la calidad ortogonal del mallado disminuía, como se puede observar en la siguiente imagen.

MALLADO REMUS 100								
Prueba	Centro de relevancia	Relevancia	Suavizado	Refinamiento del cuerpo del Remus 100	Skewness (0 - 0,25)	Calidad ortogonal (>0,15)		
					Media	Media	Mínimo	Máximo
4	Coarse	60	High	Sin refinamiento	0,2199	0,7788	0,1623	0,9959
4'	Coarse	60	High	1	0,2706	0,7271	9,76E <sup>-9</sup>	0,9997

Tabla 6-2. Refinamiento de mallado del cuerpo del Remus 100.

A continuación, para afinar un poco más los valores de calidad del mallado se ha tomado como referencia la prueba número 4 y se ha ido ajustando el valor de la relevancia hasta encontrar el que mayor parámetro de calidad mínima ortogonal tiene. De este modo, se ha obtenido lo siguiente:

MALLADO REMUS 100									
Prueba	Centro de relevancia	Relevancia	Suavizado	Nodos	Elementos	Skewness (0 - 0,25)	Calidad ortogonal (>0,15)		
						Media	Media	Mínimo	Máximo
4	Coarse	60	High	477.049	2.681.669	0,2199	0,7788	0,1623	0,9959
	Coarse	65	High	518.507	2.921.084	0,2189	0,7798	0,1753	0,9967
<b>BUENA</b>	<b>Coarse</b>	<b>70</b>	<b>High</b>	<b>566.654</b>	<b>3.198.101</b>	<b>0,2174</b>	<b>0,7813</b>	<b>0,1892</b>	<b>0,9965</b>
	Coarse	75	High	622.352	3.520.595	0,2160	0,7827	0,1630	0,9976
	Coarse	80	High	687.398	3.897.121	0,2146	0,7842	0,1340	0,9982
	Coarse	100	High	1.105.531	6.338.457	0,2099	0,7889	0,1430	0,9976

Tabla 6-3. Ajuste de mallado del Remus 100.

Finalmente, podemos observar que el programa de ANSYS ajusta el mallado en aquellas zonas de mayor dificultad para el análisis de manera automática.

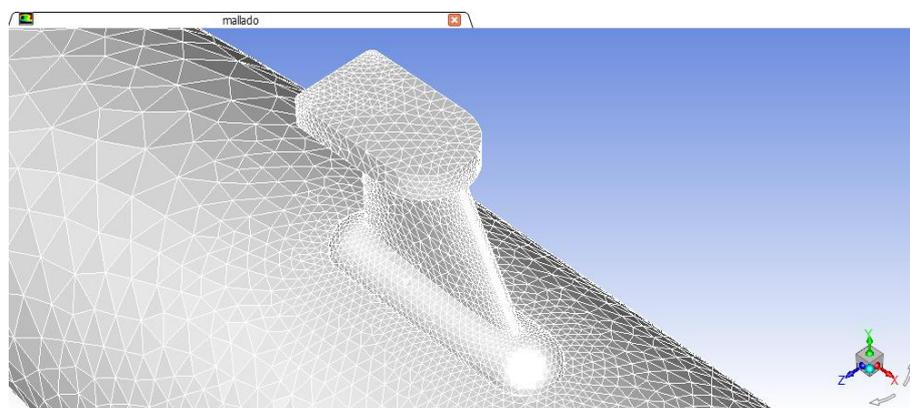


Figura 6-3. Mallado del apéndice superior del Remus 100. (Fuente: Propia)

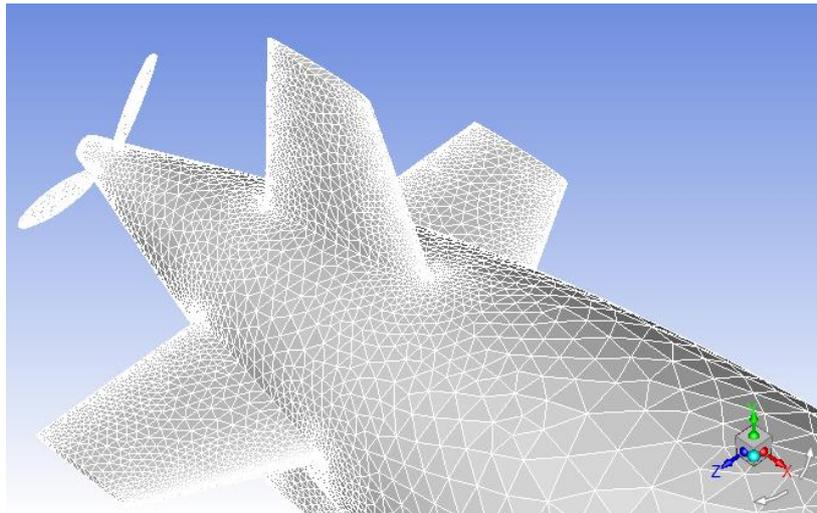


Figura 6-4. Mallado de la popa del Remus 100. (Fuente: Propia)

### 6.1.3 Fluent

Antes de comenzar con los ensayos destinados al cálculo de los coeficientes hidrodinámicos, se busca el modelo de turbulencia adecuado para este tipo de ensayos. Para ello, tomamos como referencia los ejemplos ya mencionados de (Garrido Pellicer, 2015) y (Ruiz Ruiz, 2016), éste último además expone datos experimentales.

Este procedimiento de búsqueda del modelo de turbulencia correcto se realizará con los ensayos de movimiento de avance puesto que son los que se han verificado para la esfera en el apartado 5 de este proyecto.

Destacar además que, los modelos de turbulencia estudiados son  $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$ , SST  $k-\omega$  y Spalart-Allmaras, debido a que, por teoría y experiencia en otros trabajos referidos en la bibliografía, son los que pueden arrojar datos precisos y de calidad.

A continuación, se exponen las tablas de las pruebas realizadas y la representación gráfica de la fuerza en la dirección X frente a la velocidad en dicha dirección.

En primer lugar, para el modelo  $k-\epsilon$  se obtiene:

REMUS 100			
1ª PRUEBA	k-ε		100 iteraciones
Velocidad X (m/s)	Fuerza presión X (N)	Fuerza viscosa X (N)	Fuerza X (N)
0	0	0	0
-0,5	-0,78716648	-0,50834802	-1,2955145
-1	-3,1864997	-1,7791959	-4,9656956
-1,5	-7,2336303	-2,4243731	-9,6580034
-2	-11,959998	-3,6645154	-15,6245134
-2,5	-17,652557	-5,5033995	-23,1559565
-3	-28,049224	-12,476975	-40,526199

Tabla 6-4. Prueba  $k-\epsilon$  para el Remus 100.

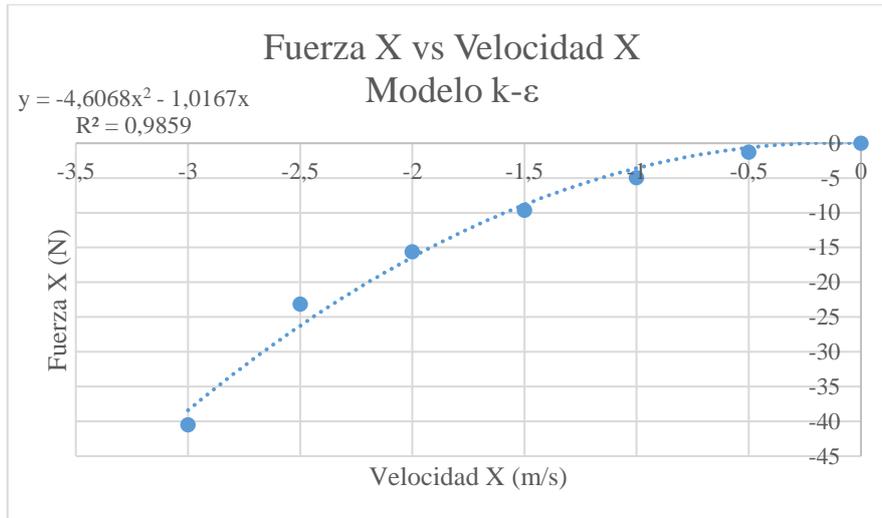


Figura 6-5. Representación gráfica Fuerza X vs Velocidad con el modelo k-ε.

Seguidamente, la prueba número 2 se realiza con el modelo k-ω.

REMUS 100			
2ª PRUEBA	k-ω		100 iteraciones
Velocidad X (m/s)	Fuerza presión X (N)	Fuerza viscosa X (N)	Fuerza X (N)
0	0	0	0
-0,5	-0,70946589	-0,52883885	<b>-1,2383047</b>
-1	-3,0891528	-1,978605	<b>-5,0677578</b>
-1,5	-6,8852984	-3,804428	<b>-10,6897264</b>
-2	-11,240689	-4,7903874	<b>-16,0310764</b>
-2,5	-18,488773	-9,997889	<b>-28,4866620</b>
-3	-25,953978	-12,231466	<b>-38,1854440</b>

Tabla 6-5. Prueba k-ω para el Remus 100.

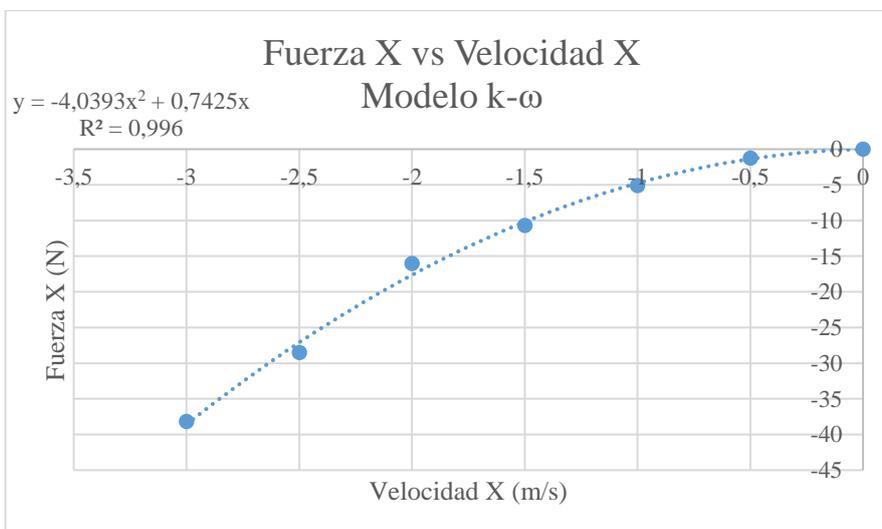


Figura 6-6. Representación gráfica Fuerza X vs Velocidad con el modelo k-ω.

A continuación, se realiza una variación del modelo anterior puesto que se ha visto en otros ensayos de otras publicaciones que daba grandes resultados.

REMUS 100			
3ª PRUEBA	SST k- $\omega$		100 iteraciones
Velocidad X (m/s)	Fuerza presión X (N)	Fuerza viscosa X (N)	Fuerza X (N)
0	0	0	0
-0,5	-0,70470868	-0,53585174	-1,2405604
-1	-3,0629027	-1,9696376	-5,0325403
-1,5	-6,2258125	-2,7297206	-8,9555331
-2	-12,395725	-3,3897356	-15,7854606
-2,5	-17,422114	-8,6693396	-26,0914536
-3	-22,833263	-10,174354	-33,0076170

Tabla 6-6. Prueba SST k- $\omega$  para el Remus 100.

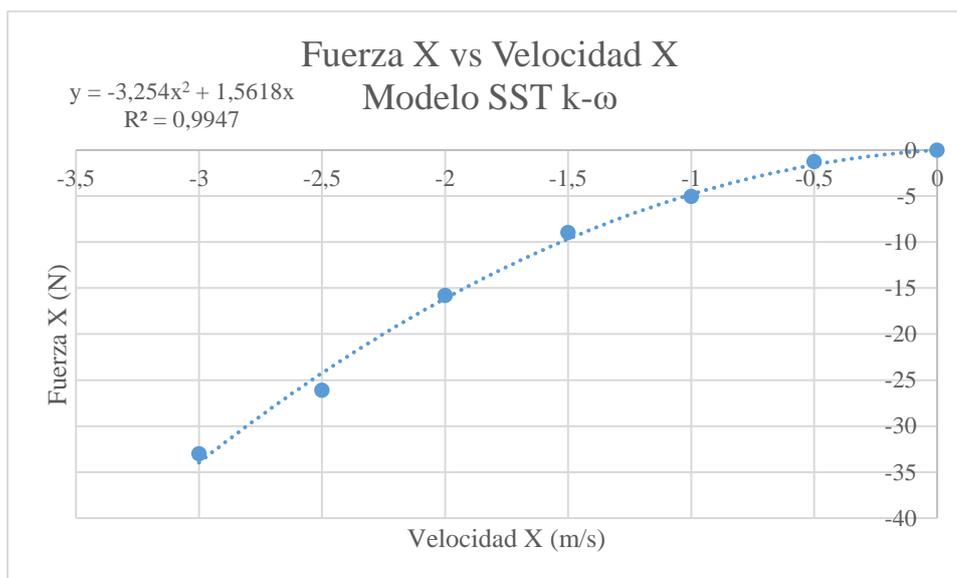


Figura 6-7. Representación gráfica Fuerza X vs Velocidad con del modelo SST k- $\omega$ .

Finalmente, se realiza con el modelo de una única ecuación, llamado Sparlart-Allmaras.

Para este modelo, se puede observar que se han obtenido resultados dispersos y que no se ajustan a una línea cuadrática como en los ejemplos anteriores y como se va buscando. Por ello, no se representa gráficamente la fuerza en función de la velocidad.

Como se sabe de teoría, este modelo necesita un mallado muy fino puesto que utiliza una única ecuación para converger.

Además, como se ha explicado en el apartado teórico, este modelo inicialmente estaba creado para número de Reynolds bajos, lo cual supone un flujo laminar, aunque actualmente ANSYS ha incorporado determinadas modificaciones para ampliar sus aplicaciones. Sin embargo, como se puede observar, no es preciso y de utilidad para nuestros ensayos.

<b>REMUS 100</b>			
4ª PRUEBA	Sparlat-Allmaras		100 iteraciones
Velocidad X (m/s)	Fuerza presión X (N)	Fuerza viscosa X (N)	Fuerza X (N)
<b>0</b>	0	0	<b>0</b>
<b>-0,5</b>	-10,736606	-6,1329977	<b>-16,8696037</b>
<b>-1</b>	-5,876907	-4,5815712	<b>-10,4584782</b>
<b>-1,5</b>	-11,509205	-4,7704778	<b>-16,2796828</b>
<b>-2</b>	-12,210161	-7,5737276	<b>-19,7838886</b>
<b>-2,5</b>	-16,850995	-9,1515084	<b>-26,0025034</b>
<b>-3</b>	-23,169711	-12,441603	<b>-35,6113140</b>

Tabla 6-7. Prueba Sparlat-Allmaras para el Remus 100.

Finalmente, una vez expuestas todas las tablas de los ensayos con los diferentes modelos de turbulencia y sus representaciones gráficas, se puede observar en cada una de ellas que se ha realizado un ajuste cuadrático con un coeficiente bastante elevado, lo cual indica que para todas, dicho ajuste es correcto.

Como se ha mencionado anteriormente, nos vamos a quedar con un único modelo de turbulencia comparando los datos obtenidos con los de otras publicaciones. Para ello, se ha realizado la siguiente tabla resumen exponiendo los resultados obtenidos para el coeficiente hidrodinámico calculado para la fuerza en la dirección X y el movimiento de avance del vehículo.

Fuente	Coficiente $X_{uu}$
<b>(Ruiz Ruiz, 2016)</b>	-4,2544
<b>(Garrido Pellicer, 2015)</b>	-3,851
<b>Empíricas (Prestero, 2001)</b>	-3,801
<b>Unidades</b>	<b>Kg/m</b>
<b>k-ε</b>	-4,6068
<b>k-ω</b>	-4,0393
<b>SST k-ω</b>	-3,254
<b>Sparlat-Allmaras</b>	Malos resultados

Tabla 6-8. Comparación del coeficiente  $X_{uu}$  en función del modelo de turbulencia.

Como se puede observar, descartando el modelo Sparlat-Allmaras, los tres restantes se aproximan bastante a los resultados obtenidos en las publicaciones mencionadas.

Sin embargo, por proximidad en los resultados, se tomará para posteriores ensayos el modelo k-ω.

### 6.1.3.1 Movimiento de avance

Para el movimiento de avance del vehículo, las fuerzas que aparecen son hidrostáticas y resistencia al avance, debido a que el movimiento del vehículo se produce en la dirección del eje X.

Además, nos encontraremos con un momento de cabeceo, debido a que el vehículo carece de simetría entre la parte superior e inferior, puesto que en la parte superior tiene un apéndice que sobresale. Esto produce que el centro de presiones de dicho vehículo no esté alineado con el centro de gravedad del mismo. Estas consideraciones producen, en primer lugar, una fuerza llamada de sustentación en la dirección llamada arfada Z; y en segundo lugar, un momento de cabeceo que eleve la proa del vehículo (M).

Destacar que la fuerza de sustentación mencionada y su correspondiente cabeceo serán pequeños puesto que la asimetría producida por el apéndice de la parte superior es pequeña.

REMUS 100							
AVANCE	FLUID FLOW (FLUENT)		150 iteraciones	k- $\omega$		Entorno tipo prisma de 1000x500x500 (mm)	
Velocidad X (m/s)	Fuerza presión X (N)	Fuerza viscosa X (N)	Fuerza X (N)	Fuerza presión Y* (N)	Fuerza viscosa Y* (N)	Fuerza Y* (N)	Momento de cabeceo M (N·m)
0	0	0	0	0	0	0	0
-0,5	-0,70947	-0,52884	-1,23830	-0,07434	-0,00084	-0,07518	-0,12986
-1	-3,08915	-1,97861	-5,06776	-0,20806	-0,00232	-0,21038	-0,29820
-1,5	-6,88530	-3,80443	-10,68973	-0,62680	-0,00107	-0,62787	-0,56109
-2	-11,24069	-4,79039	-16,03108	-1,09952	-0,00250	-1,10203	-0,78029
-2,5	-18,48877	-9,99789	-28,48666	-1,85291	-0,01386	-1,86677	-1,10029
-3	-25,95398	-12,23147	-38,18544	-3,10408	-0,00110	-3,10518	-1,31999

Tabla 6-9. Movimiento de avance para el vehículo Remus 100.

Con los resultados obtenidos, se representa gráficamente la fuerza X en función de la velocidad en dicha dirección, obteniendo:

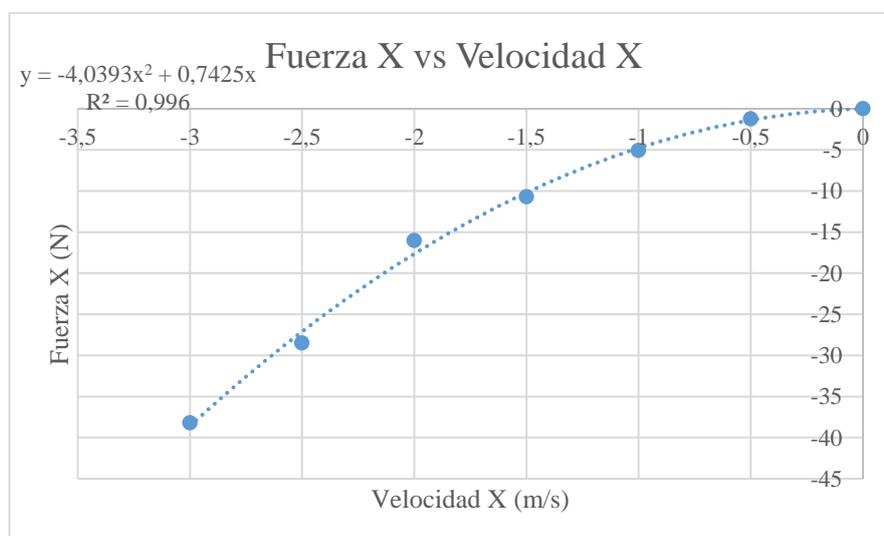


Figura 6-8. Representación gráfica de la Fuerza X vs Velocidad X para el movimiento de avance.

También, se representa gráficamente la fuerza Z frente a la velocidad X. En este caso, aparece la dirección Y porque es la tomada por ANSYS en Fluent. Sin embargo, como ya se ha comentado anteriormente, para el cálculo de los coeficientes hidrodinámicos, se toma un sistema de coordenadas determinado distinto al de ANSYS. Para el cálculo de dichos coeficientes, se van a realizar los cambios correspondientes como en este caso, pero ya no se mencionará, por lo que se pondrá el nombre correspondiente al sistema de referencia general, no el de ANSYS.

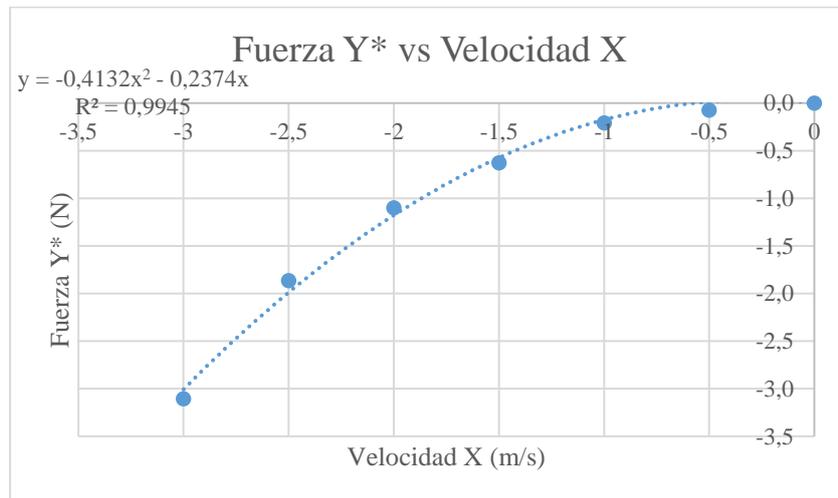


Figura 6-9. Representación gráfica de la Fuerza Y\* vs Velocidad X para el movimiento de avance.

Por último, el último coeficiente es calculado a partir de los valores de momento de cabeceo M. Por ello, se representan a continuación frente a la velocidad.

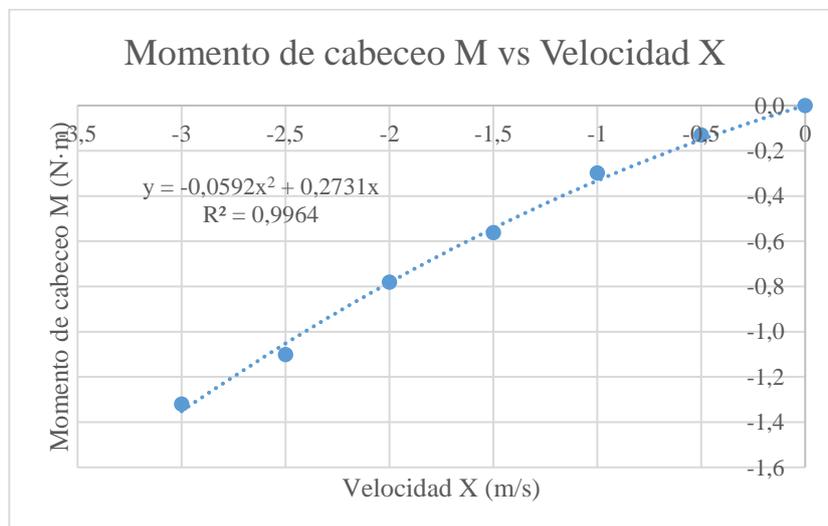


Figura 6-10. Representación gráfica del momento de cabeceo M vs Velocidad X para el movimiento de avance.

Finalmente, se realiza una recopilación de los coeficientes hidrodinámicos obtenidos en la Tabla 6-9. Destacar que, en las representaciones gráficas anteriores, Figuras 6-8, 6-9 y 6-10, el coeficiente de primer orden es pequeño, aunque como se puede ver, también influye; y sobretodo, en bajas velocidades hay que tenerlo en cuenta. Destacar que (Garrido Pellicer, 2015) realiza una simplificación de dicho coeficiente, obteniendo simplemente el coeficiente de orden cuadrático. Sin embargo, (Ruiz Ruiz, 2016) sí lo tiene en cuenta, por lo que al final de los ensayos se hará una recopilación de todos los resultados.

Coeficiente	Valor	Unidades
$X_{uu}$	-4,0393	kg/m
$Z_{uu}$	-0,4132	kg/m
$M_{uu}$	-0,0592	kg

Tabla 6-10. Coeficientes hidrodinámicos para el movimiento de avance del Remus 100.

### 6.1.3.2 Movimiento de deriva

Como se ha mencionado, el movimiento de deriva es aquel que se realiza en la dirección Y. Por ello, al realizar este ensayo la fuerza obtenida es simplemente la que se opone a dicho avance de deriva. Mencionar que para ANSYS será la fuerza que se obtiene en Z.

Además, en este movimiento también se producen dos momentos debido a que el vehículo no es simétrico si se compara la proa con la popa y tampoco lo es, al igual que en el ensayo anterior, la parte inferior con la parte superior del mismo. De este modo, se obtendrán un momento de balance K y un momento de guiñada N.

REMUS 100					
DERIVA	FLUID FLOW (FLUENT)		150 iteraciones	k- $\omega$	
Velocidad $Z^*$ (m/s)	Fuerza presión $Z^*$ (N)	Fuerza viscosa $Z^*$ (N)	Fuerza $Z^*$ (N)	Momento de balance K (N·m)	Momento de guiñada N (N·m)
<b>0</b>	0	0	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0</b>
<b>-0,5</b>	-51,09448	-0,41352	<b>-51,50800</b>	<b>3,65762</b>	<b>-5,16457</b>
<b>-1</b>	-121,58149	-1,53932	<b>-123,12081</b>	<b>8,64112</b>	<b>-25,26857</b>
<b>-1,5</b>	-275,86601	-2,99025	<b>-278,85626</b>	<b>19,51356</b>	<b>-58,04840</b>
<b>-2</b>	-489,35040	-4,79976	<b>-494,15016</b>	<b>34,69710</b>	<b>-103,42605</b>
<b>-2,5</b>	-989,42426	-6,91467	<b>-996,33893</b>	<b>70,55078</b>	<b>-183,10695</b>
<b>-3</b>	-1350,14320	-9,39253	<b>-1359,53573</b>	<b>96,26748</b>	<b>-239,40135</b>

Tabla 6-11. Movimiento de deriva para el vehículo Remus 100.

Representando los valores obtenidos y aproximando a una línea cuadrática se obtiene:

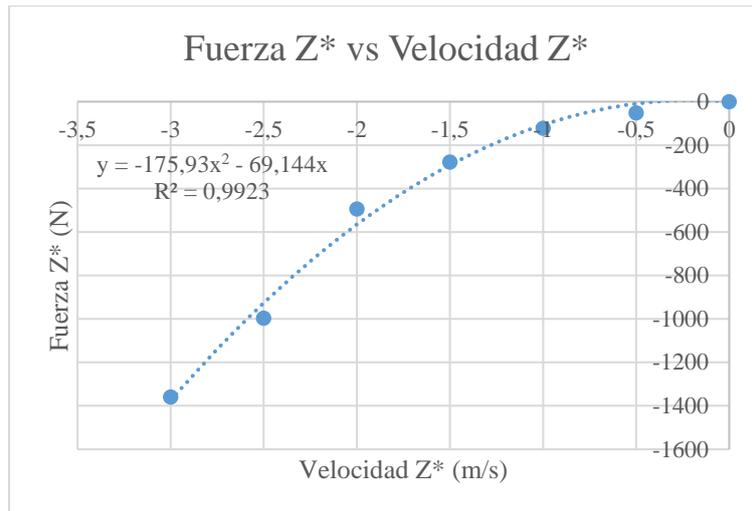


Figura 6-11. Representación gráfica de la Fuerza Z\* vs Velocidad Z\* para el Remus 100.

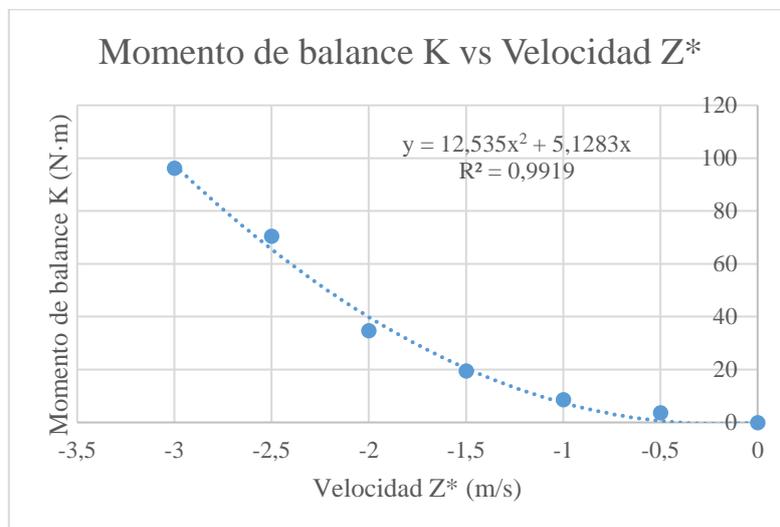


Figura 6-12. Representación gráfica del momento de balance K vs Velocidad Z\* para el Remus 100.

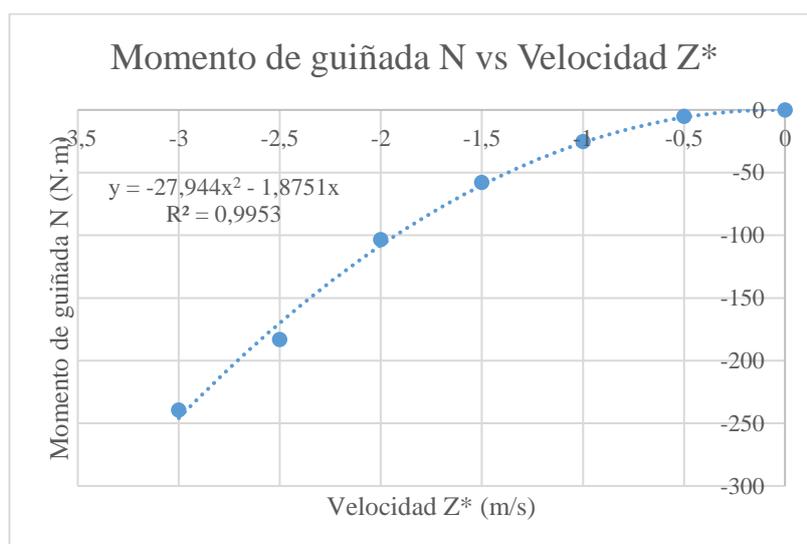


Figura 6-13. Representación gráfica del momento de balance N vs Velocidad Z\* para el Remus 100.

Finalmente, recopilando los resultados se tiene:

Coeficiente	Valor	Unidades
$Y_{vv}$	-175,93	kg/m
$K_{vv}$	-12,535	kg
$N_{vv}$	-27,944	kg

Tabla 6-12. Coeficientes hidrodinámicos para el movimiento de deriva del Remus 100.

### 6.1.3.3 Movimiento de arfada

De manera análoga a los casos anteriores, el movimiento de arfada es aquel que se realiza en la dirección del eje Z. Por ello, la fuerza que se va a obtener es la que se opone a dicho movimiento. Igualmente, hay que realizar el cambio de sistema de referencia para ANSYS siendo el eje Y.

En este caso, no hay asimetría en ambos planos sino simplemente en uno, donde la proa es diferente a la popa. De este modo, obtendremos un momento de cabeceo M.

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla siguiente.

REMUS 100				
ARFADA	FLUID FLOW (FLUENT)		150 iteraciones	k- $\omega$
Velocidad Y* (m/s)	Fuerza presión Y* (N)	Fuerza viscosa Y* (N)	Fuerza Y* (N)	Momento de cabeceo M (N·m)
0	0,00000	0,00000	0,00000	0
-0,5	-19,47153	-0,78529	-20,25682	6,45653
-1	-87,04922	-1,70279	-88,75201	30,56629
-1,5	-236,50983	-3,06833	-239,57816	75,72251
-2	-330,74630	-5,42970	-336,17600	117,63585
-2,5	-625,90799	-7,32100	-633,22899	208,09122
-3	-874,74641	-9,95711	-884,70352	285,22722

Tabla 6-13. Movimiento de arfada para el Remus 100.

Representando la fuerza que se crea oponiéndose al movimiento frente a la velocidad de dicho movimiento y el momento de cabeceo también frente a la velocidad, se tiene:

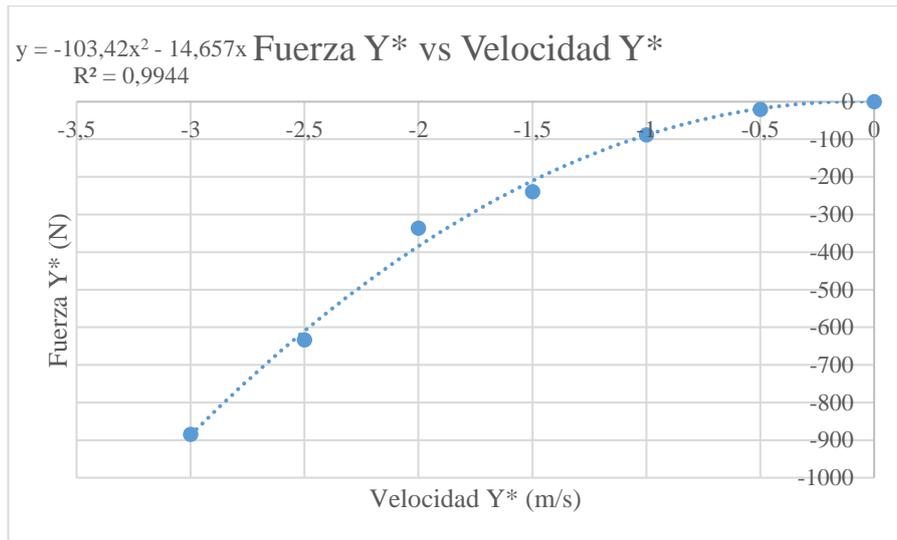


Figura 6-14. Representación gráfica de la Fuerza Y\* vs Velocidad Y\* para el Remus 100.

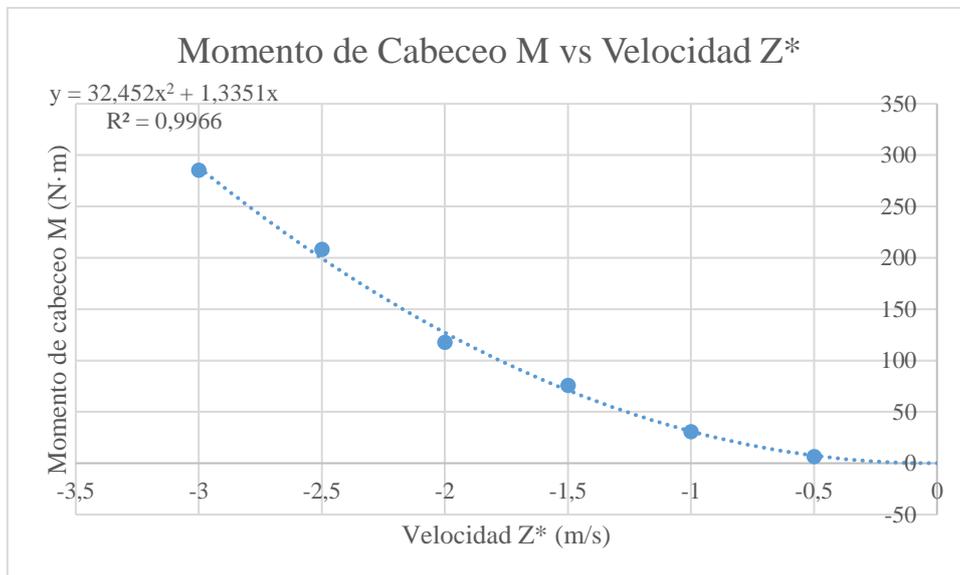


Figura 6-15. Representación gráfica del momento de cabeceo M vs Velocidad Y\* para el Remus 100.

Recopilando los resultados de los coeficientes hidrodinámicos en una tabla, tenemos:

Coefficiente	Valor	Unidades
$Z_{ww}$	-103,42	kg/m
$M_{ww}$	32,452	kg

Figura 6-16. Coeficientes hidrodinámicos para el movimiento de arfada del Remus 100.

### 6.1.3.4 Movimiento de balance

A continuación, se realizan los ensayos para movimiento del vehículo con velocidad angular constante. En primer lugar, cuando el vehículo se mueve con una velocidad angular en el eje X, si utilizamos la regla de la mano derecha, tenemos un movimiento de balance. Aparecen momentos que se oponen a este, por lo que tendríamos:

REMUS 100	
k- $\omega$	BALANCE
Velocidad de giro (rad/s)	Momento de balance K (N·m)
0	0
-0,5	0,043707223
-1	0,12180145
-1,5	0,27008
-2	0,49964822
-2,5	0,77826
-3	1,05992

Tabla 6-14. Movimiento de balance para el Remus 100.

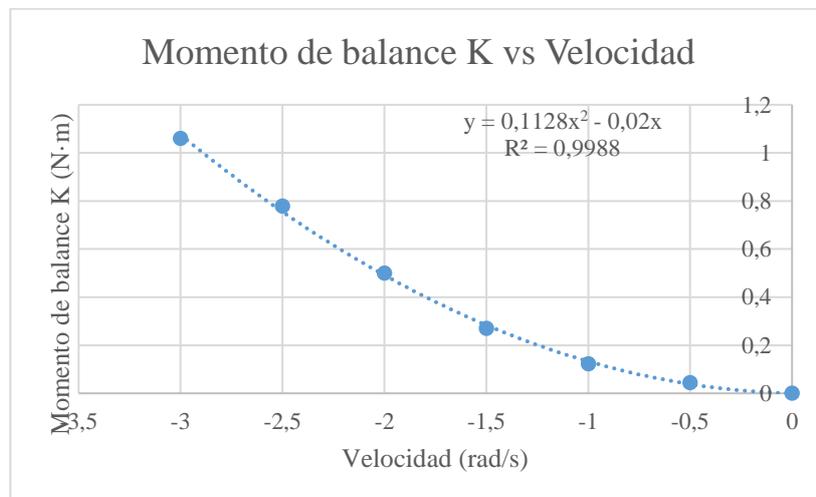


Figura 6-17. Representación gráfica del momento de balance K vs Velocidad de giro para el Remus 100.

Finalmente, de la representación gráfica se obtiene el coeficiente hidrodinámico correspondiente gracias a la creación de una línea de orden cuadrático. El valor obtenido es el estipulado en la siguiente Tabla.

Coeficiente	Valor	Unidades
$K_{pp}$	0,1128	kg

Tabla 6-15. Coeficientes hidrodinámicos para el movimiento de balance del Remus 100.

Al igual que en los casos anteriores para un movimiento en una dirección de manera lineal, el coeficiente de orden 1 es menor que el coeficiente de orden cuadrático, por lo que en algunas publicaciones se simplifica.

### 6.1.3.5 Movimiento de cabeceo

De manera análoga al caso anterior, se hace girar el vehículo de manera angular y constante, obteniendo oposición a dicho giro con un momento de cabeceo  $N$ .

REMUS 100	
$k-\omega$	CABECEO
Velocidad de giro (rad/s)	Momento de cabeceo $M$ (N·m)
0	0
-0,5	-4,80669
-1	-16,93652
-1,5	-40,63395
-2	-75,63953
-2,5	-118,11001
-3	-155,3662

Tabla 6-16. Movimiento de cabeceo para el Remus 100.

Ajustando gráficamente los resultados obtenidos mediante una línea de orden cuadrático se obtiene:

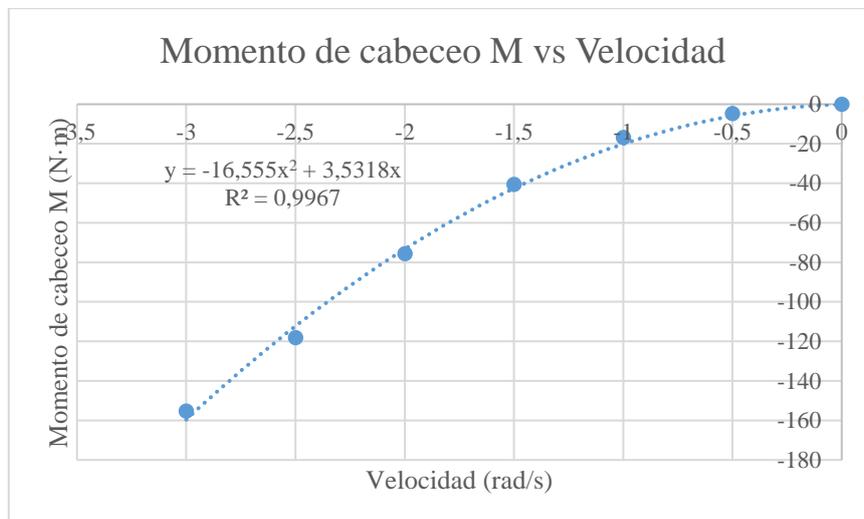


Figura 6-18. Representación gráfica del momento de cabeceo  $M$  vs Velocidad de giro para el Remus 100.

El coeficiente hidrodinámico obtenido se establece en la siguiente tabla.

Coeficiente	Valor	Unidades
$M_{qq}$	-16,555	kg

Tabla 6-17. Coeficientes hidrodinámicos para el movimiento de cabeceo del Remus 100.

### 6.1.3.6 Movimiento de guiñada

El último ensayo para el Remus 100 se realiza con un giro de guiñada con velocidad angular y constante, apareciendo así una oposición en forma de momento.

REMUS 100	
k- $\omega$	GUIÑADA
Velocidad de giro (rad/s)	Momento de guiñada N (N·m)
0	0
-0,5	-3,99856
-1	-12,99563
-1,5	-41,22569
-2	-80,6653
-2,5	-113,36559
-3	-177,36002

Tabla 6-18. Movimiento de guiñada para el Remus 100.

Se ajusta gráficamente los resultados de la Tabla 6-17 con una línea de tendencia cuadrática, obteniéndose:

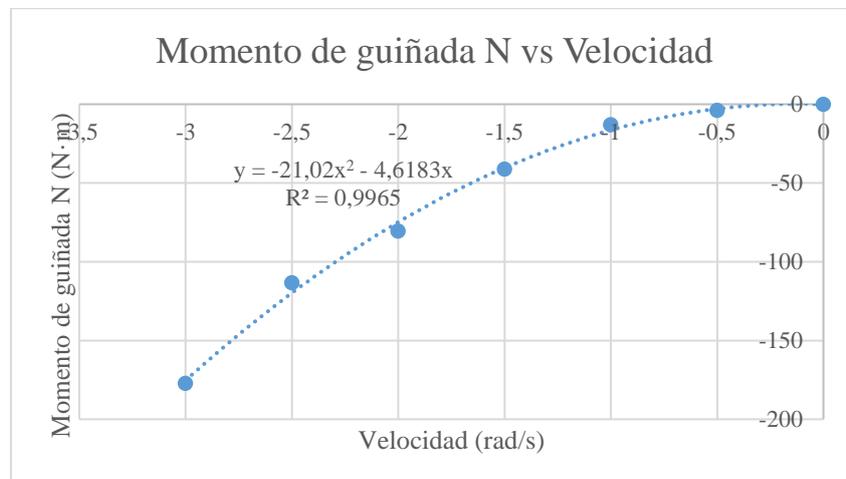


Figura 6-19. Representación gráfica del momento de guiñada N vs Velocidad de giro para el Remus 100.

El coeficiente hidrodinámico obtenido a partir de la representación gráfica anterior se muestra en la siguiente tabla.

Coeficiente	Valor	Unidades
$N_{rr}$	-21,02	kg

Tabla 6-19. Coeficientes hidrodinámicos para el movimiento de guiñada del Remus 100.

## 6.2 Regresión lineal

Se denomina regresión lineal o ajuste lineal al modelo matemático utilizado para aproximar la relación entre dos variables, una dependiente y otra independiente. En los ensayos realizados, se ha utilizado una aproximación de orden cuadrático, tratando de obtener de esta manera los coeficientes hidrodinámicos del vehículo.

Para este proyecto, tal y como se ha explicado en la Ecuación 2-17, se realiza una aproximación de orden cuadrático sin despreciar el término de primer orden. Si bien, se ha mencionado que dicho término puede ser despreciable en gran multitud de casos o, en cualquier modo, será menor que el término de orden cuadrático.

$$F_{\text{Arrastre Avance } X} = X_{u|u} \cdot u|u| + X_u \cdot u$$

Ecuación 2-17. Fuerza debida al movimiento axial para el eje X.

A continuación, se muestra una gráfica con los resultados obtenidos del primer ensayo, aproximándose a una ecuación de orden cuadrático y a una ecuación de orden cúbico. Observándose que se obtiene una ínfima mejora del coeficiente de ajuste y que el término de orden cúbico es muy pequeño en comparación con los demás.

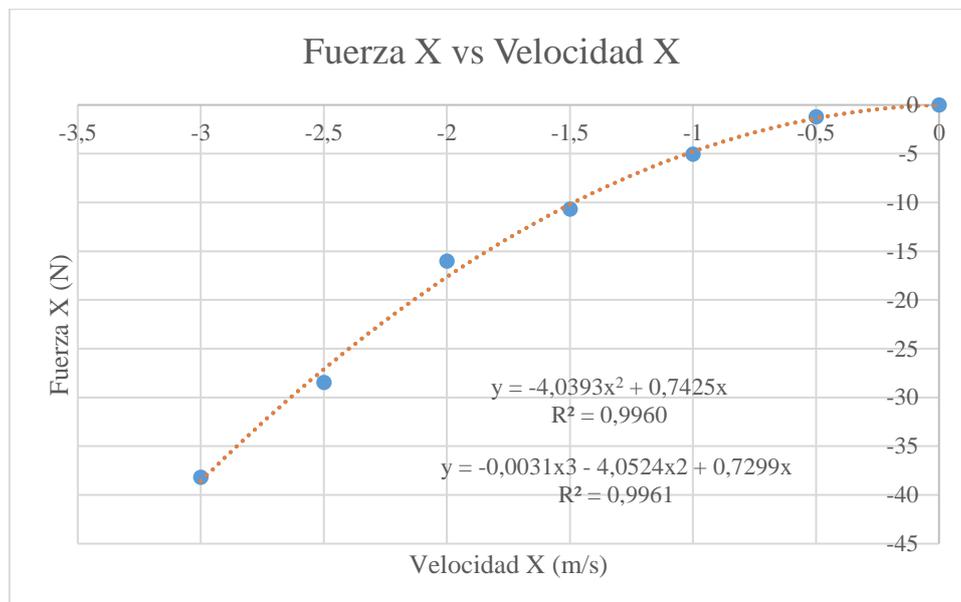


Figura 6-20. Representación gráfica con comparación de regresión lineal cuadrática y cúbica.

Sin embargo, de otros estudios, (Garrido Pellicer, 2015), se observa que simplemente se calcula el coeficiente hidrodinámico de orden cuadrático, despreciando el término de primer orden. De este modo, la ecuación sería.

$$F_{\text{Arrastre Avance } X} = X_{u|u} \cdot u|u|$$

Ecuación 6-1. Fuerza debida al movimiento axial para el eje X despreciando término de primer orden.

A continuación, se muestra una figura con la representación gráfica de las dos ecuaciones que se obtendrían del primer ensayo.

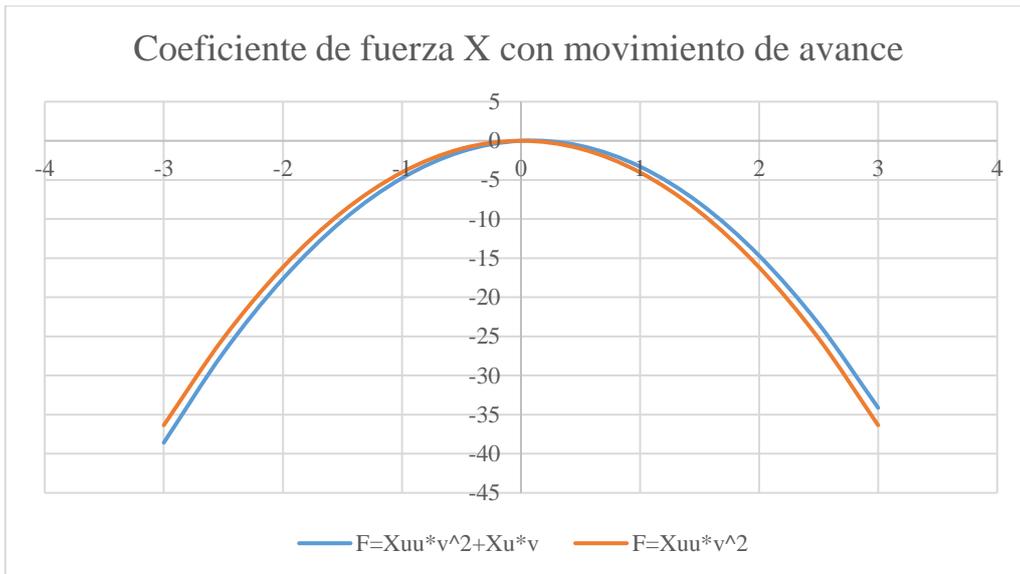


Figura 6-21. Representación gráfica con comparación de regresión lineal de primer orden y cuadrática.

Como se puede observar en este caso, la diferencia entre ambas regresiones es mínima, sobretodo, teniendo en cuenta que se trabajan a velocidades que se mueven en rangos de 0 a 3 metros por segundo. Sin embargo, hay casos como el obtenido en este proyecto para el movimiento de deriva donde puede que influya al ser de mayor valor. Si se representa gráficamente, se tiene que la influencia, aunque no muy elevada, puede ser notable.

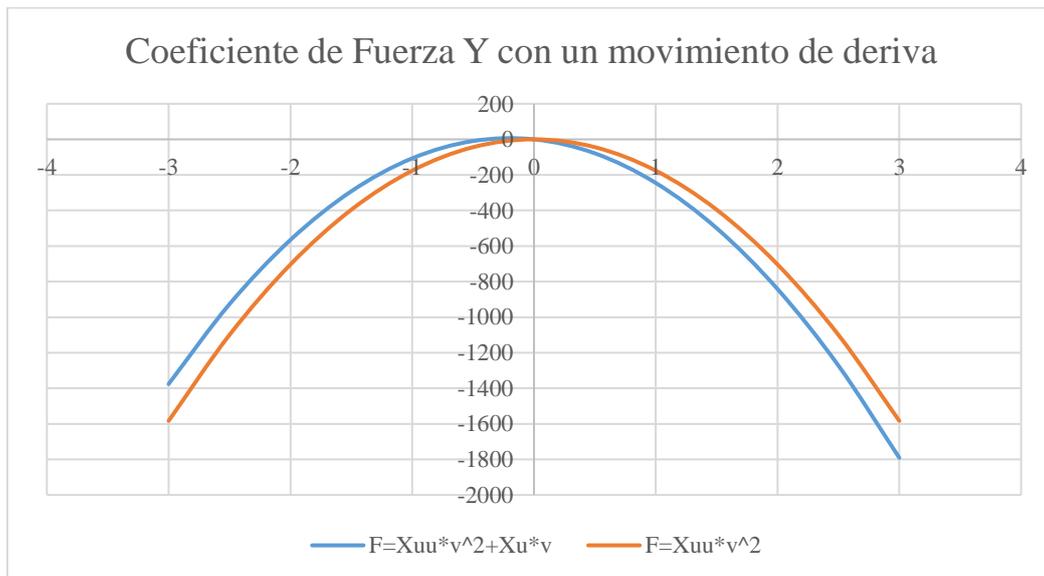


Figura 6-22. Representación gráfica con comparación de regresión lineal para movimiento de deriva.

### 6.3 Comparación de resultados y conclusiones

A continuación, se hace un resumen de los resultados obtenidos anteriormente y se comentan dichos resultados. Para ello, se coloca una tabla comparándolos con los resultados mencionados al comienzo del apartado 6.1.

REMUS 100					
Coefficientes	(Ruiz Ruiz, 2016)	(Garrido Pellicer, 2015)	Empíricos (Prestero, 2001)	Unidades	JOSE
$X_{uu}$	-4,2544	-3,851	-3,801	Kg/m	<b>-4,0393</b>
$Y_{vv}$	-11,8957	-121,05	-131	Kg/m	<b>-175,93</b>
$Z_{uu}$	-0,1751	-0,34	0	Kg/m	<b>-0,4132</b>
$Z_{ww}$	-102,9621	-105,93	-131	Kg/m	<b>-103,42</b>
$K_{vv}$	-0,2573	-0,56	0	Kg	<b>12,535</b>
$K_{pp}$	-0,0498	-0,14	-0,13	Kg·m <sup>2</sup> /rad <sup>2</sup>	<b>0,1128</b>
$M_{uu}$	0,0063	0,04	0	Kg	<b>-0,0592</b>
$M_{ww}$	17,1708	38,79	3,18	Kg	<b>32,452</b>
$M_{qq}$	-19,1865	-10,35	-9,4	Kg·m <sup>2</sup> /rad <sup>2</sup>	<b>-16,555</b>
$N_{vv}$	-16,5033	-37,89	-3,18	Kg	<b>-27,944</b>
$N_{rr}$	-19,3733	-11,76	-9,4	Kg·m <sup>2</sup> /rad <sup>2</sup>	<b>-21,02</b>

Tabla 6-20. Recopilación de los coeficientes hidrodinámicos para el Remus 100 (I).

Comparando los resultados obtenidos en los ensayos realizados con ANSYS Fluent en este proyecto con los obtenidos en otras publicaciones referenciadas en la biografía, observamos que no difieren mucho de ellos.

Sin embargo, no hay que pasar por alto el único coeficiente que se aleja con diferencia de sus homólogos, que es el calculado para un movimiento de deriva del vehículo. Dicho coeficiente es el que hace referencia a un momento de balance del vehículo para contrarrestar la asimetría que tiene en proa respecto de la popa.

Este mal resultado puede ser debido a la mala adquisición de datos del programa, lo cual se puede asociar a un error humano.

En cuanto a los demás resultados, no hay que destacar nada relevante, puesto que todos se ajustan en mayor o menor medida a los rangos que tenemos de otros estudios.

Finalmente, realizamos un gráfico donde se puede apreciar mejor dicha comparación.

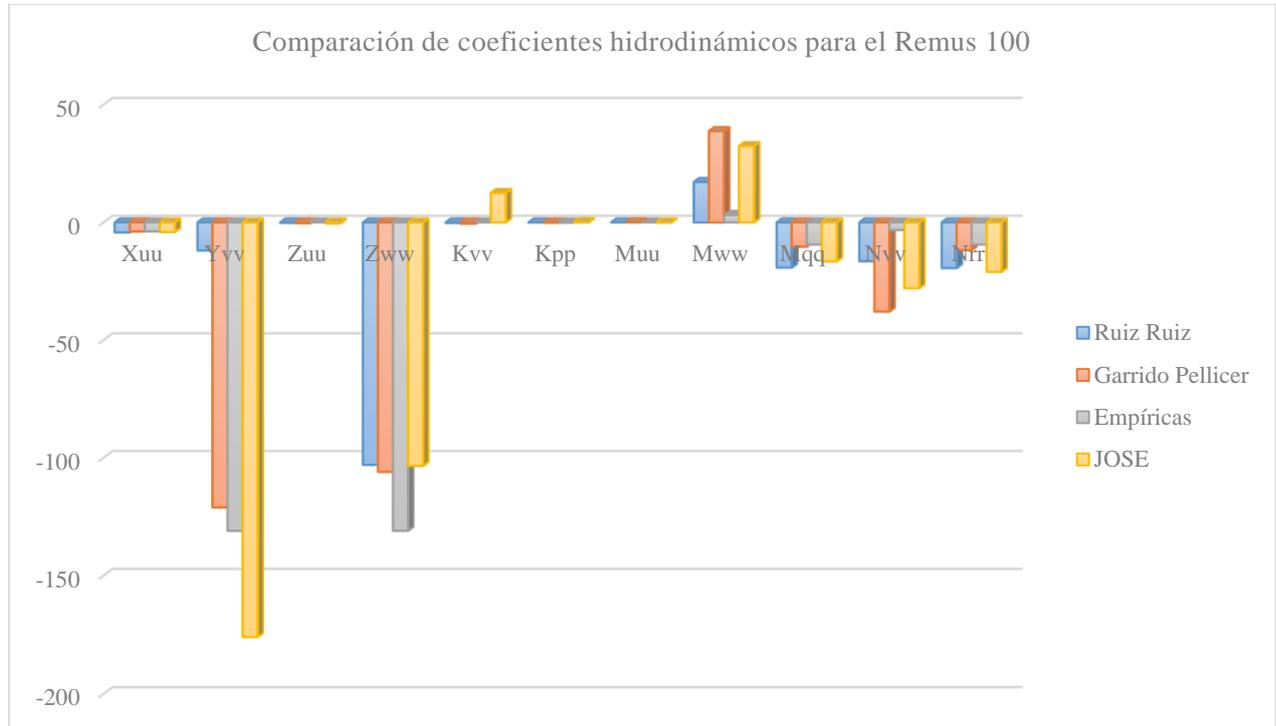


Figura 6-23. Representación gráfica de la comparación de los coeficientes hidrodinámicos para el Remus 100.

Como se puede observar de manera más clara que en la tabla 6-19, aunque los resultados se ajustan de manera coherente a los demás, hay que destacar, por ejemplo, el coeficiente  $Y_{vv}$  y el coeficiente  $K_{vv}$ , puesto que son algo superiores que los coeficientes homólogos de otros estudios. Destacar también que el coeficiente  $K_{vv}$  ya ha sido “descartado” anteriormente observando la tabla. Como ya se ha dicho, puede ser por la mala realización del ensayo para el movimiento de deriva o por una incorrecta obtención de los datos por la persona encargada de realizar la prueba.

Para terminar la comparación de resultados, se van a equiparar los resultados obtenidos de primer orden. En este caso, solo el proyecto de (Ruiz Ruiz, 2016) es el que los tuvo en cuenta, de modo que se relacionan con él. Aunque no se obtiene una relación aproximada con los coeficientes en determinados casos, si bien es verdad que dichos coeficientes mayormente son de menor magnitud que los de orden cuadrático.

REMUS 100			
Coefficientes	(Ruiz Ruiz, 2016)	Unidades	JOSE
$X_{uu}$	-4,2544	Kg/m	-4,0393
$X_u$	0,2885	kg/s	0,7425
$Y_{vv}$	-11,8957	Kg/m	-175,93
$Y_v$	1,9567	kg/s	-69,144
$Z_{uu}$	-0,1751	Kg/m	-0,4132
$Z_u$	-0,69339	kg/s	-0,2374
$Z_{ww}$	-102,9621	Kg/m	-103,42
$Z_w$	2,9784	kg/s	-14,657
$K_{vv}$	-0,2573	Kg	12,535
$K_v$	0,0046	kg·m/s	5,1283
$K_{pp}$	-0,0498	Kg·m <sup>2</sup> /rad <sup>2</sup>	0,1128
$K_p$	-0,0013	kg·rad/s	-0,02
$M_{uu}$	0,0063	Kg	-0,0592
$M_u$	-0,4405	kg·m/s	0,2731
$M_{ww}$	17,1708	Kg	32,452
$M_w$	-0,0205	kg·m/s	1,3351
$M_{qq}$	-19,1865	Kg·m <sup>2</sup> /rad <sup>2</sup>	-16,555
$M_q$	-0,1429	kg·rad/s	3,5318
$N_{vv}$	-16,5033	Kg	-27,944
$N_v$	-0,7972	kg·m/s	-1,8571
$N_{rr}$	-19,3733	Kg·m <sup>2</sup> /rad <sup>2</sup>	-21,02
$N_r$	-0,0509	kg·rad/s	-4,6183

Tabla 6-21. Recopilación de los coeficientes hidrodinámicos para el Remus 100 (II).

## 7 MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN PARA EL VEHÍCULO OPENROV 2.8

### 7.1 Descripción del ensayo

#### 7.1.1 CAD

Para la realización de los ensayos con el vehículo OpenROV 2.8, al igual que se ha explicado en el apartado 6.1.1, se utilizan las facilidades y ventajas que ofrecen los softwares CAD explicados en el apartado 3.2.1 para exportar figuras y geometrías realizadas en otros programas con características similares. De este modo, la geometría del vehículo OpenROV ha sido facilitada por el director de este proyecto.

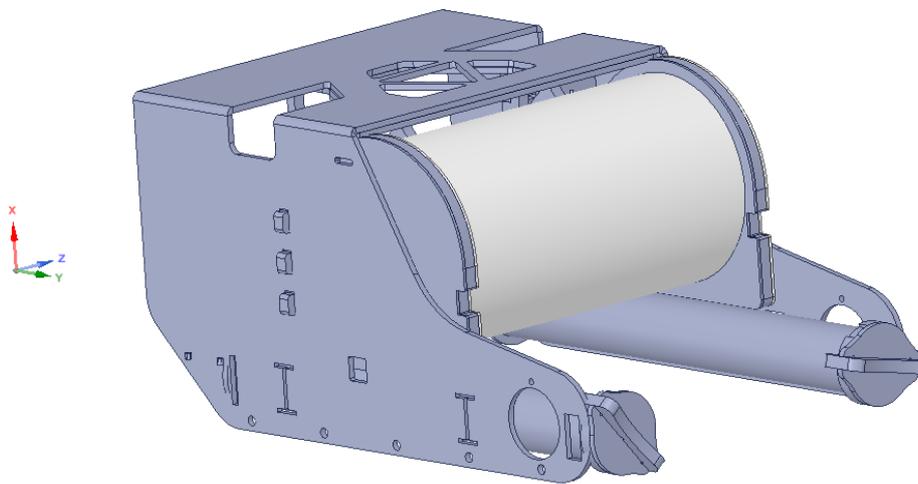


Figura 7-1. Geometría del vehículo OpenROV 2.8. (Fuente: Propia)

En este caso, se tienen varios inconvenientes a la hora de la importación de la geometría.

En primer lugar, el programa no encuentra automáticamente determinadas piezas para ensamblarlas, de modo que aparece un mensaje indicándolo. Como el director de este proyecto ha aportado también cada una de las piezas por separado, se le va dando al software de CAD la ubicación de cada pieza. Destacar que se incorporan al programa en formato .SLDPRT, formato de SolidWorks, aunque como ya hemos mencionado, es una de las ventajas de los softwares de CAD en ANSYS.

En segundo lugar, el problema más importante es que, a la hora de realizar las operaciones para crear el entorno y abstraer el vehículo, el programa ofrece un mensaje de error., el cual es el siguiente: “Error: la operación resultaría en cuerpos no múltiples” (en inglés, “Operation would result in non-manifold bodies”). Dicho mensaje es debido a que el vehículo ha sido importado pieza por pieza y el ensamblaje no estaba correctamente realizado.

De este modo, se ha indagado en el tema obteniendo que toda la geometría sólida y de superficie creada en la aplicación ANSYS DesignModeler debe ser múltiple. Esto significa que, para los cuerpos sólidos, cada borde se conecta exactamente a dos caras.

Para los cuerpos de superficie, cada borde interior se conecta a dos caras, y cada borde de límite se conecta exactamente a una cara. Para cuerpos de superficie, cualquier tipo de intersección "T" se considera no múltiple y no está permitido en operaciones booleanas, como se quiere realizar en este estudio. Los cuerpos que están orientados de esta manera deben mantenerse separados dejando uno o ambos cuerpos congelados. Si desea compartir topología entre cuerpos que forman una intersección en "T", considere usar la función conjunta. Por ello, finalmente, se ha tenido que ensamblar de nuevo el vehículo completo, orientando las piezas correctamente y eliminando imperfecciones en ellas para que el programa no pusiese más obstáculos.

El único inconveniente producido ha sido la no colocación de la figura llamada "Twist lock", la cual es una cerradura que impide el giro en los tubos de baterías, situados en la parte final de los mismos.

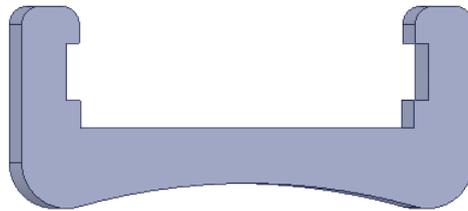


Figura 7-2. Twist lock, no incorporado en el ensamblaje. (Fuente: Propia)

Además, debido a la realización del ensamblaje completo, se ha solucionado otro inconveniente, la elección adecuada del sistema de coordenadas. Para ello, se ha encontrado el centro de gravedad del vehículo gracias a las propiedades de Design Modeler, ya que tiene una opción llamada "Herramientas de análisis" y posteriormente "Propiedades de masa". Como se puede observar en la Figura 7-1, al importar la pieza, inicialmente tenía el sistema global de coordenadas situado alejado del vehículo y con las direcciones erróneas.

Finalmente, se tiene el siguiente ensamblaje, con el cual se va a operar en los ensayos posteriores.

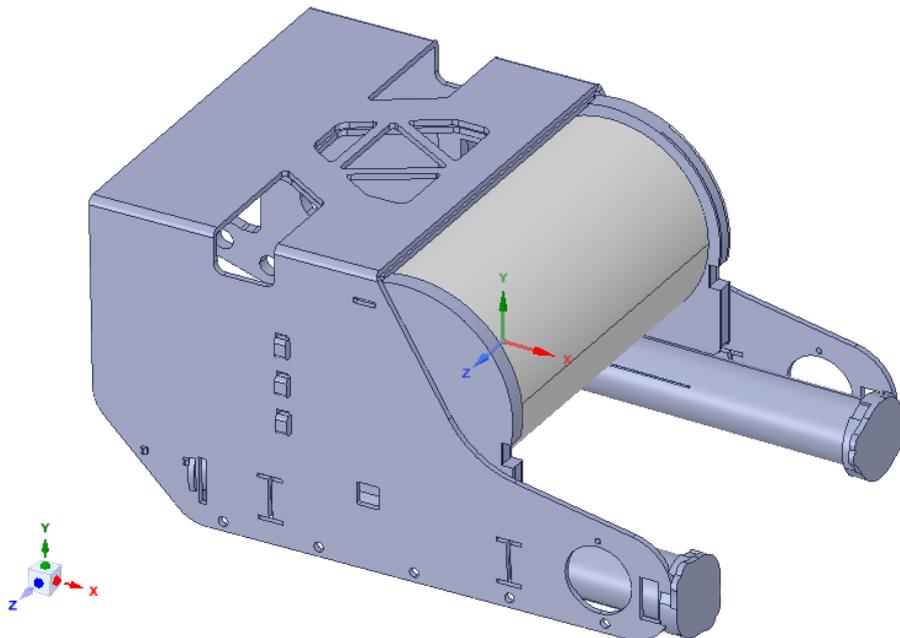


Figura 7-3. Ensamblaje del vehículo OpenROV. (Fuente: Propia)

Posteriormente, se crea el entorno y se subtrae el vehículo, obteniendo lo siguiente:

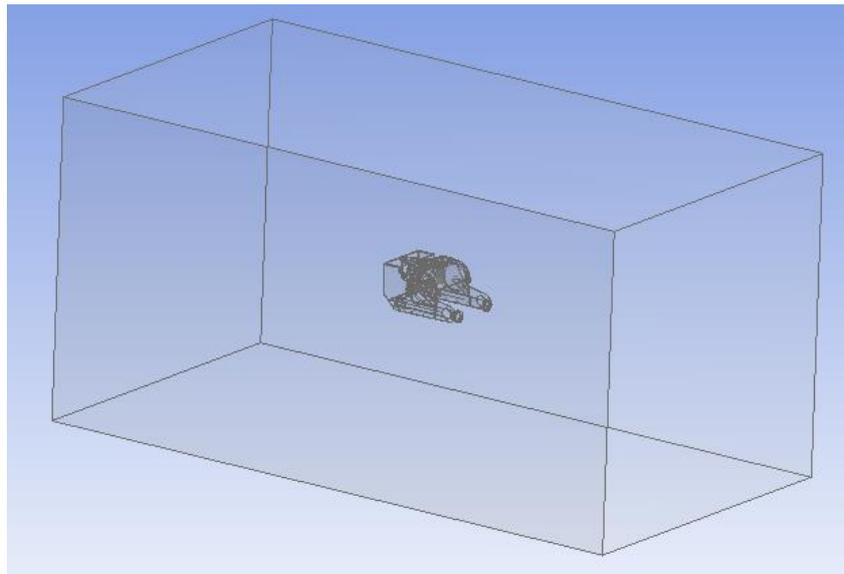


Figura 7-4. Entorno y OpenROV 2.8 preparados para los ensayos. (Fuente: Propia)

### 7.1.2 Mallado

A pesar de haberse solventado los problemas que se han producido anteriormente con la geometría del vehículo, a la hora de realizar el mallado surgen nuevos inconvenientes que impiden la continuación del ensayo con el vehículo en cuestión.

Se ha probado a realizar el mallado del OpenROV 2.8 ensamblado nuevamente, tal y como aparece en la Figura 7-3, colocando los parámetros que se han utilizado para el mallado del Remus 100 en el apartado 6 de este proyecto. Sin embargo, el programa Meshing de ANSYS daba como resultado lo que aparece en la siguiente imagen.

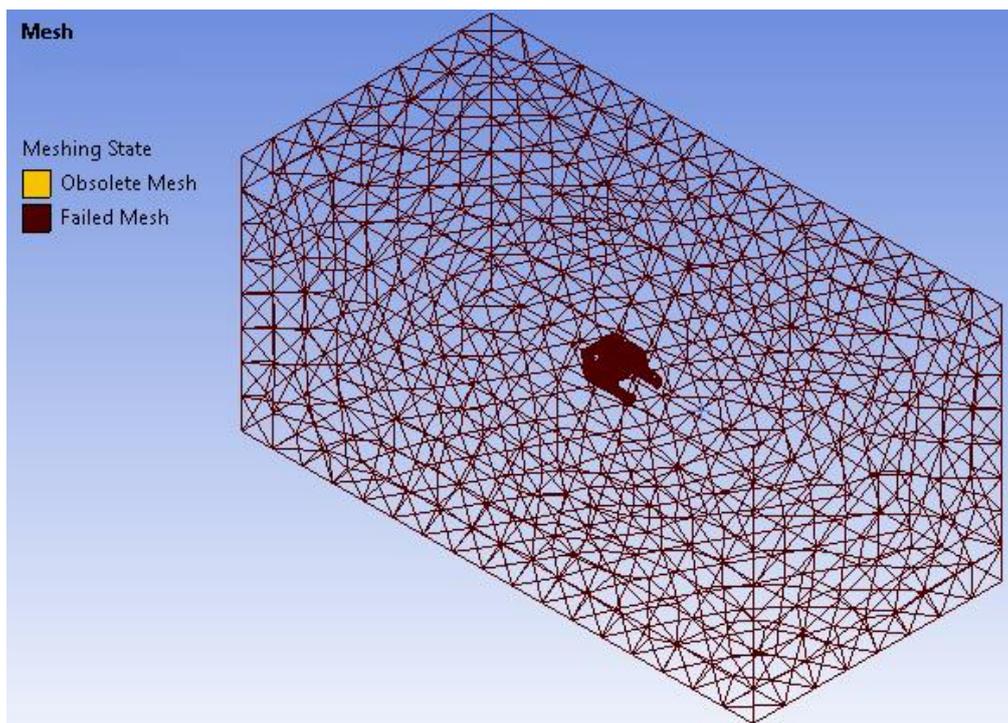


Figura 7-5. Mallado del OpenROV 2.8.

Además de ello, en el cuadro de mensajes del programa aparecen los siguientes errores.

Messages		
	Text	Association
Error	The surface mesh is intersecting or close to intersecting, making it difficult to create a v	Project>Model>Geometry>Solid>Solid
Warning	One or more surfaces or surface boundaries might not be oriented correctly.	Project>Model>Geometry>Solid>Solid
Error	A mesh could not be generated using the current meshing options and settings.	Project>Model>Mesh

Figura 7-6. Errores del mallado del OpenROV 2.8.

El primer mensaje que se produce en el software es: “Error: No se pudo generar una malla usando las opciones y configuraciones de mallado actuales.”

Para intentar solucionarlo, se han modificado los parámetros explicados en el apartado 3.2.2 y los modificados para el Remus 100 en el apartado 6.1.2. Dichos parámetros han sido el centro de relevancia, la relevancia y el suavizado.

Además, también se ha obtenido el siguiente mensaje: “Error: La malla de la superficie se interseca o está cerca de la intersección, lo que dificulta la creación de una malla de volumen. Ajuste el tamaño de la malla o ajuste la geometría para solucionar el problema.”

Por ello, también se ha modificado el tamaño de la superficie de control, variando la longitud, ancho y alto del mismo por si ello podía influir y solucionar los problemas.

Por tanto, debido a la longitud del trabajo y la falta de tiempo, se tiene que dejar el vehículo OpenROV 2.8 para investigaciones futuras, realizando un correcto y detallado ensamblaje, haciendo correctamente las piezas que no encajan y alineándolas en cada cara para así, solucionar problemas como el que se puede observar en la siguiente figura.

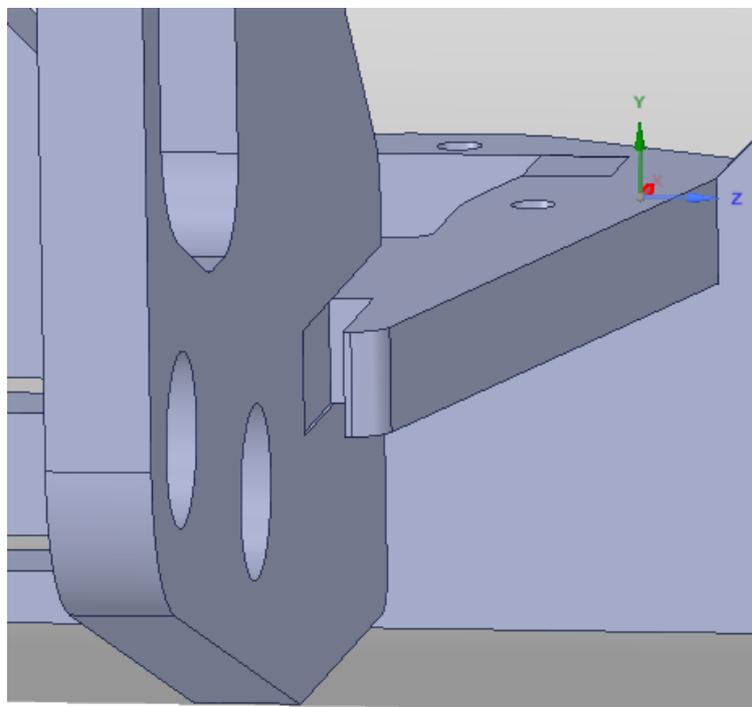


Figura 7-7. Problema OpenROV 2.8.

## 8 CONCLUSIONES

En este último apartado, se realiza una recopilación de las conclusiones que se pueden obtener del presente proyecto, basándose en los resultados recogidos en cada uno de los ensayos realizados. Asimismo, se resumen los problemas más importantes surgidos a lo largo de la realización y se exponen diferentes soluciones, para que puedan ser estudiados y corregidos en proyectos. También se presentan las tareas descritas en el plan de trabajo pero que no se han podido realizar por limitaciones de tiempo.

En primer lugar, se ha utilizado ANSYS como programa de análisis y cálculo de todos y cada uno de los procesos y ensayos realizados durante el trabajo. Dicha herramienta no había sido utilizada en el Departamento de Ingeniería Mecánica para el cálculo de CFD, por lo que se ha empezado de cero, entendiendo y observando las ventajas e inconvenientes de cada una de las características del mismo:

- En cuanto a los softwares que tiene para el diseño de geometrías y figuras a analizar, son bastante simples e intuitivos de utilizar, y tienen la ventaja de poder importar piezas y ensamblajes realizados en otros softwares más utilizados como, en este caso, SolidWorks, usado anteriormente por el departamento para estudios similares.
- En relación al software de mallado, hay que destacar su capacidad de crear el mallado de forma automática y simple. Sin embargo, si se quieren cambiar los parámetros del mallado, Meshing ofrece numerosas características y posibilidades difíciles de saber cuál es la adecuada para obtener un resultado óptimo. Por ello, en vehículos y ensayos como los estudiados y realizados en este proyecto, es necesario investigar con profundidad sobre ello.
- Con respecto a los programas de análisis de fluidos, se ha observado que los dos códigos que ANSYS ofrece, CFX y Fluent, son bastante similares y ofrecen las mismas características. En este caso, se ha optado por utilizar Fluent, pero es indiferente debido a que CFX ofrece resultados semejantes y con una estructura y parámetros a establecer iguales a Fluent.

Por otro lado, en cuanto al estudio de los coeficientes hidrodinámicos, se puede decir:

- El proceso realizado para la estimación de la resistencia en vehículos submarinos mediante el uso de métodos de análisis de dinámica de fluidos computacional, en este caso, el software ya mencionado ANSYS, se ha manipulado de forma bastante general, pero intentando entender y explicar en la memoria las diferentes características del mismo y los procedimientos que son necesarios realizar para obtener resultados ajustados a la realidad.
- Se han realizado numerosas simulaciones para saber de manera aproximada un rango de iteraciones que se deben realizar para la obtención de cálculos de calidad sin demorar mucho el proceso. Además, se han comprobado diferentes tamaños para el volumen de control, estableciendo unas dimensiones apropiadas para los estudios.
- Se ha verificado la correcta realización de los estudios a través de la realización de ensayos con una esfera, similares a los realizados posteriormente con los vehículos. Dicha geometría era la adecuada para comprobarlo debido a su simetría y simplicidad. Además de que hay numerosos estudios con los resultados que se deben obtener.
- Se han estimado los coeficientes hidrodinámicos para el vehículo Remus 100, los cuales ya habían sido estudiados anteriormente con otros softwares. Además, como dicho vehículo tiene un diseño con forma de torpedo, el cual es el más extendido por las ventajas que ofrece, se podría decir que el proceso realizado se puede llevar a cabo

para cualquier vehículo con dicha geometría, arrojando resultados precisos y contrastados.

- En relación a los modelos de turbulencia, han sido estudiados los más utilizados en la actualidad, tanto de manera teórica como realizando estudios con ellos. En este proyecto se ha utilizado el método de turbulencia  $k-\omega$  ya que se han obtenido resultados similares a los de estudios anteriores. Sin embargo, para este tipo de ensayos, el modelo  $k-\epsilon$  también ofrece resultados semejantes. Por otro lado, el modelo llamado Spalart-Allmaras, se ha demostrado que no se puede utilizar para ensayos semejantes a los realizados en este trabajo.

Finalmente, las conclusiones obtenidas para el vehículo OpenROV 2.8 son:

- Para estudiar un vehículo con las características del OpenROV 2.8 y con los detalles que tiene en su geometría, es recomendable que el ensamblaje esté realizado detalladamente.
- En caso de querer obtener los coeficientes de manera aproximada, se podrían realizar simplificaciones de las geometrías. También, se pueden eliminar piezas que no intervengan en los resultados de las fuerzas.
- Finalmente, a pesar de que ANSYS tiene diferentes programas de CAD como son SpaceClaim y Design Modeler; y además tiene un gran programa de mallado automático como es Meshing; destacar que hay numerosos parámetros que intervienen y que son programas con gran complejidad, por lo que hay que profundizar en su utilización para obtener resultados fiables y de calidad con geometrías tan complejas.

## 9 DESARROLLOS FUTUROS

Debido a los inconvenientes producidos a lo largo del trabajo en cuanto a solución de errores con los programas que ofrece ANSYS, entendiendo cada una de las características y parámetros que se pueden modificar en los mismos; y debido también, a la falta de tiempo por la complejidad y longitud del proyecto; hay algunos aspectos que se pretendían estudiar, pero no ha sido posible. De este modo, estos aspectos pueden ser el inicio de nuevos proyectos o desarrollos para el futuro, como por ejemplo:

- Obtener los coeficientes correspondientes a la masa añadida y movimientos debido a la aceleración del vehículo mediante las técnicas de dinámica de fluidos computacional explicadas en este proyecto.
- Investigar de manera más detallada sobre la realización de un mallado más fino para poder obtener resultados más fiables, teniendo en cuenta la posible utilización de un hardware potente para disminuir el tiempo de simulación.
- Lograr el mallado del vehículo OpenROV 2.8 tomando una de las dos opciones explicadas en el apartado 7. O bien, con un hardware potente, realizando detalladamente la geometría del mismo; o, por otro lado, simplificando dicha geometría para obtener los resultados de manera aproximada.
- Obtener los coeficientes hidrodinámicos del OpenROV 2.8 para poder contrastarlos con los resultados que se pueden encontrar en las referencias bibliográficas una vez conocido el proceso de realización de los ensayos, el cual ha sido descrito en este estudio.
- Realizar un estudio de sensibilidad exhaustivo acerca de cómo influyen los coeficientes hidrodinámicos del vehículo en su comportamiento en la realidad y estudiar si es muy influyente el error cometido con los resultados obtenidos mediante CFD.
- La manera más precisa y fiable para la obtención de los coeficientes hidrodinámicos calculados en este proyecto sería el análisis en un canal de experiencias hidrodinámicas o en el mar, para comprobar si los resultados computacionales se aproximan o no a la realidad.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS, I. (2012). *ANSYS FLUENT. Tutorial Guide*. U.S.A.

ANSYS, Inc. (s.f.). Obtenido de ANSYS: [www.ansys.com](http://www.ansys.com)

Blidberg, R. (2001). *The development of autonomous underwater vehicles (AUV). A brief summary*. Lee New Hampshire, U.S.A.: Autonomous Undersea Systems Institute.

Chin, C., & Lau, M. (2011). *Modeling and testing of hydrodynamic damping model for a complex-shaped remotely-operated vehicle for control*. Newcastle: School of Marine Science and Technology. University of Newcastle.

de la Cotera López, I. (2018). *Construcción, modelización y simulación de un pequeño vehículo submarino comercial. Trabajo Fin de Grado*. Cartagena: UPCT. Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial.

de la Red Calvo, J. (2015). *Modelado, simulación y control de un vehículo submarino manipulado de forma remota (ROV). Trabajo fin de grado*. Cartagena: UPCT, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales.

Díez Fernández, A. (2008). *Canales de experiencias hidrodinámicas*. Oviedo: Escuela Superior de la Marina Civil.

Garrido Pellicer, A. (2015). *Estimación de los coeficientes hidrodinámicos de vehículos submarinos mediante CFD. Proyecto fin de carrera*. Cartagena: UPCT, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Naval y Oceánica.

Gómez González, S. (2017). *Mallado y simulación CFD de automóvil. Trabajo de final de máster*. Barcelona: ETSEIB. Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial de Barcelona.

Hoerner, S. F. (1965). *Fluid-dynamic Drag*. USA.

Kongsberg. (s.f.). Obtenido de [www.km.kongsberg.com](http://www.km.kongsberg.com):  
<https://www.km.kongsberg.com/ks/web/nokbg0240.nsf/AllWeb/D241A2C835DF40B0C12574AB003EA6AB?OpenDocument>

Naviers.xyz. (2017). Obtenido de Dinámica de Fluidos Computacional: [naviers.xyz](http://naviers.xyz)

OpenROV. (2011). *OpenROV*. Obtenido de [www.openrov.com](http://www.openrov.com)

Prestero, T. (2001). *Verification of a six-degree of freedom simulation model for the REMUS, AUV*. California and Massachusetts: University of California and Massachusetts Institute of Technology.

Robles Carrasco, G. (2014). *Diseño y estudio hidrodinámico de un submarino autónomo no tripulado: AUV. Trabajo Fin de Grado*. Cartagena: UPCT. Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial.

Ruiz Ruiz, J. A. (2016). *Cálculo de coeficientes hidrodinámicos de UUVs mediante CFDs. Trabajo fin de grado*. Cartagena: UPCT, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales.

Shen-Yeh Chen, P. (2002). *FEA-Optimization*. Obtenido de The Unofficial History of ANSYS: <http://www.fea-optimization.com/ansys/ANS-history.txt>