

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Naval y Oceánica



PROYECTO FIN DE CARRERA

**ESTIMACIÓN DE LOS COEFICIENTES
HIDRODINÁMICOS DE VEHÍCULOS AUTÓNOMOS
SUBMARINOS MEDIANTE CFD**



Titulación: Ingeniero Naval y Oceánico.

Alumno: Antonio Garrido Pellicer

Directores: Gregorio Munuera Saura

José Enrique Gutiérrez Romero

AGRADECIMIENTOS

Si no fuera por la ayuda y el apoyo de las siguientes personas, la realización de este trabajo habría sido mucho más difícil o incluso imposible.

En primer lugar, me gustaría dar la gracias a D. Gregorio Munuera por darme la oportunidad de poder trabajar y ayudarme en el desarrollo un proyecto tan interesante como este, y a D. Jose Enrique Gutierrez por su ayuda en el manejo del software CFD y todos sus consejos y comentarios sobre la redacción del proyecto, de ambos hay que alabar su paciencia y dedicación que fueron fundamentales en la elaboración de este proyecto.

En casa, tengo que agradecer a toda mi familia por su confianza y apoyo constante, y en especial a mis padres por lidiar conmigo en mis momentos de desasosiego al no ver el final de este proyecto. Y a Laura por haber sufrido también en primera línea los vaivenes de mi ánimo, sobre todo en la recta final el proyecto.

Por último quiero hacer una mención a todos mis profesores y compañeros durante mis años de estudios, gracias a sus lecciones he adquirido los conocimientos y la actitud necesaria para poder finalizar un proyecto como este.

ÍNDICE GENERAL

1 Capítulo 1.-Estado Del Arte

1.1	Introducción.....	2
1.2	Definición de UUV.....	2
1.3	Antecedentes históricos de los AUVs.....	2
1.4	Misiones y utilización de los AUVs.....	6
1.4.1	Misiones militares.....	6
1.4.2	Misiones comerciales.....	12
1.4.3	Misiones científicas.....	14
1.5	Tecnología AUV.....	15
1.5.1	Autonomía.....	15
1.5.2	Energía.....	15
1.5.3	Navegación.....	16
1.5.4	Sensores.....	24
1.5.5	Comunicación.....	25
1.6	Estudio de AUVs disponibles en el mercado.....	26
1.6.1	Sistemas portátiles.....	28
1.6.2	Clase LWV (Light Weight Vehicles).....	30
1.6.3	Clase HWV (High Weight Vehicles).....	33
1.6.4	Vehículos de gran tamaño.....	39
1.7	Estructura del proyecto.....	41

2 Capítulo 2.-Dimensionamiento Básico

2.1	Diseño de formas.....	44
2.1.1	Consideraciones iniciales.....	44
2.1.2	Diseño casco de flujo laminar.....	45
2.1.3	Formas más usadas en el diseño de AUVs.....	46
2.1.4	Uso de CFD para el diseño de formas.....	46
2.2	Dimensionamiento básico.....	47
2.2.1	Peso-Profundidad.....	49
2.2.2	Peso-Eslora.....	50
2.2.3	Eslora-Manga.....	51

2.2.4	Peso-Energía.....	52
2.2.5	Peso-Potencia.....	53
2.2.6	Peso-Autonomía.....	54
2.2.7	Dimensiones preliminares.....	56

3 Capítulo 3-Estimación De La Resistencia Mediante CFD

3.1	Indroducción.....	58
3.2	Historia de los CFD.....	58
3.3	Utilización de los CFD.....	59
3.4	Ventajas e inconvenientes de las herramientas CFD.....	60
3.5	Clasificación de las herramientas CFD.....	61
3.5.1	Flujo Potencial.....	61
3.5.2	Flujo Viscoso.....	61
3.6	Validación de un código CFD.....	62
3.7	Características básicas de los programas CFD.....	63
3.8	Consideraciones iniciais.....	63
3.9	T _{dyn}	64
3.10	Estimación de la resistencia al avance usando T _{dyn}	65
3.10.1	Creación o importación de la geometría.....	66
3.10.2	Definición de la geometría.....	67
3.10.3	Asignación de condiciones.....	68
3.10.4	Modelo de turbulencia.....	75
3.10.5	Discretización espacial.....	86
3.10.6	Discretización temporal.....	90
3.10.7	Estimación de parámetros iniciales.....	91
3.10.8	Post-Proceso.....	93

4 Capítulo 4-Definición de los coeficientes Hidrodinámicos

4.1	Introducción.....	98
4.2	Consideraciones Iniciais.....	98
4.3	Sistemas de coordenadas, posicionamiento y cinemática.....	99
4.3.1	Sistemas de referencia.....	99
4.3.2	Ángulos de Euler.....	101
4.3.3	Cinemática.....	105

4.4	Ecuaciones Dinámicas del Movimiento.....	107
4.4.1	Ecuaciones del Movimiento de Translación.....	107
4.4.2	Ecuaciones del Movimiento de Rotación.....	109
4.4.3	Ecuaciones generales del Movimiento.....	111
4.5	Fuerzas Hidrostáticas y Momentos.....	112
4.6	Fuerzas Hidrodinámicas y Momentos.....	114
4.6.1	Consideraciones iniciales.....	114
4.6.2	Amortiguamiento Hidrodinámico.....	115
4.6.3	Masa añadida.....	117
4.6.4	Fuerzas y Momentos de sustentación.....	119
4.7	Fuerzas y Momentos Externos Totales.....	122
5	Capítulo 5-Estimación de Coeficientes Hidrodinámicos mediante CFD.	
5.1	Introducción.....	124
5.2	Amortiguamiento Hidrodinámico.....	125
5.2.1	Movimiento axial.....	125
5.2.2	Movimiento de rotación.....	128
5.3	Fuerzas y Momentos de Sustentación.....	132
5.3.1	Consideraciones iniciales.....	132
5.3.2	Sustentación del cuerpo.....	132
5.3.3	Sustentación de las aletas.....	134
5.4	Masa Añadida.....	135
5.4.1	Consideraciones iniciales.....	135
5.4.2	Masa añadida debida a la aceleración lineal.....	135
5.4.3	Masa añadida debida a la aceleración angular.....	136
6	Capítulo 6-Estimación y Validación de la Resistencia al Avance del REMUS 100	
6.1	Introducción.....	140
6.2	Estimación preliminar de la Resistencia.....	140
6.3	Estimación de la Resistencia del Vehículo en 2D sin apéndices.....	141
6.3.1	Condiciones de Contorno.....	142
6.3.2	Análisis de Resultados.....	152

6.4	Estimación de la Resistencia del Vehículo en 3D sin apéndices.....	155
6.4.1	Condiciones de Contorno.....	155
6.4.2	Análisis de Resultados.....	155
6.5	Estimación de la Resistencia del Vehículo en 3D con apéndices.....	158
6.5.1	Importación de la Geometría.....	158
6.5.2	Condiciones de Contorno.....	158
6.5.3	Resultados Experimentales.....	159
6.5.4	Resultados CFD, Comparación con Resultados Experimentales.....	161
6.5.5	Conclusiones.....	164
7	Capítulo 7-Estimación y Validación de los Coeficientes Hidrodinámicos del REMUS 100	
7.1	Introducción.....	168
7.2	Amortiguamiento Hidrodinámico.....	168
7.2.1	Movimiento de Avance.....	168
7.2.2	Movimiento de Deriva.....	170
7.2.3	Movimiento de Arfada.....	175
7.2.4	Movimiento de Cabeceo.....	178
7.2.5	Movimiento de Guiñada.....	178
7.2.6	Movimiento de Balance.....	178
7.2.7	Análisis de los Resultados.....	179
7.3	Fuerzas y Momentos de Sustentación.....	180
7.3.1	Sustentación del Cuerpo.....	181
7.3.2	Sustentación de las Aletas.....	191
8	Capítulo 8-Conclusiones Y Desarrollos Futuros	
8.1	Introducción.....	200
8.2	Conclusiones.....	200
8.3	Desarrollos Futuros.....	204
I	Tablas de Parámetros	206
	Bibliografía.....	209

ÍNDICE DE FIGURAS

1-1	Explorador Autónomo Benthic (ABE).....	3
1-2	Predicción de la transición de la tecnología del AUV.....	5
1-3	Vehículo Dorado ISR, Canadá.....	7
1-4	UUV patrullando la entrada y salida de un puerto.....	8
1-5	Varios UUVs patrullando la entrada y salida de un puerto.....	9
1-6	Funcionamiento de un ROV “Tow Fish”.....	11
1-7	Vehículo VideoRay Pro4 eyeball ROV.....	13
1-8	Capacidad de una batería Li-Ion en función del número de ciclos.....	16
1-9	Posición de los transpondedores sistema LBL.....	18
1-10	Ubicación de transpondedores en un sistema SBL.....	19
1-11	Ubicación de transpondedores en un sistema USBL.....	20
1-12	Funcionamiento de un sistema de navegación electromagnético.....	23
1-13	Vehículo ROV Falcon, SAAB.....	26
1-14	“Glider” Bluefin Spray, Bluefin Robotics.....	26
1-15	Vehículo Double Eagle, SAAB.....	27
1-16	Vehículo REMUS 100, Hydroid LLC.....	28
1-17	Vehículo Bluefin-9, Bluefin Robotics.....	28
1-18	Vehículo Flying Plug, Estados Unidos.....	29
1-19	Vehículo EMATT, Lockheed Martin’s Sippican Underwater.....	30
1-20	Vehículo Bluefin-12, Bluefin Robotics.....	30
1-21	Vehículo REMUS 600, Hydroid LLC.....	32
1-22	Vehículo REMUS 6000, Hydroid LLC.....	33
1-23	Vehículo LMRS, Boeing.....	34
1-24	Vehículo Bluefin-21, Bluefin Robotics.....	35
1-25	Vehículo HUGIN 3000, Kongsberg.....	36
1-26	Vehículo HUGIN 1000, Kongsberg.....	37
1-27	Vehículo Alister, ECA.....	38
1-28	Vehículo SAAB AUV 62, SAAB.....	38
1-29	Vehículo Theseus, International Submarine Engineering.....	39
1-30	Vehículo Seahorse, Universidad de Pensilvania.....	40
2-1	Casco con flujo laminar (Casco Carmichael).....	45
2-2	Relación Peso Profundidad.....	49
2-3	Relación Peso-Eslora.....	50
2-4	Relación Eslora/Manga con respecto Eslora.....	51
2-5	Relación Peso- Energía.....	53
2-6	Relación Peso- Potencia.....	54
2-7	Relación Peso-Autonomía.....	55
3-1	Esquema del proceso a seguir en Tdyn.....	65
3-2	Esquema del proceso para el cálculo de la resistencia al avance.....	66
3-3	Ejemplo de simplificación de superficies para Tdyn.....	67
3-4	Asignación del campo de presiones.....	69
3-5	Asignación del campo de velocidades.....	69
3-6	Distribución típica de velocidades en una capa límite turbulenta.....	70

3-7	Dominio real cerca de la pared y aproximación de la ley de la pared.....	72
3-8	Formación de Vórtices de Von Karman en un cilindro sumergido.....	75
3-9	Variación de la velocidad instantánea con respecto al tiempo.....	79
3-10	Ejemplo mallado no estructurado.....	87
3-11	Ejemplo mallado estructurado.....	87
3-12	Ejemplo de concentración de elementos.....	88
3-13	Ejemplo de mallado multibloque.....	89
3-14	Esquema para la estimación de parámetros iniciales en Tdyn.....	92
3-15	Ejemplo de convergencia en las fuerzas de presión.....	93
3-16	Ejemplo de distribución del campo de presiones en el REMUS 100.....	94
3-17	Ejemplo de distribución de velocidades en el REMUS 100.....	94
3-18	Ejemplo resultados de fuerzas sobre el modelo.....	95
4-1	Sistemas de referencia local y global.....	100
4-2	Sistema de referencia local con ángulos de rotación.....	101
4-3	Transformación de coordenadas en el eje Z_o	102
4-4	Transformación de coordenadas en el eje Y_o	103
4-5	Transformación de coordenadas en el eje X_o	104
4-6	Ángulo de ataque efectivo del timón.....	120
4-7	Ángulo de ataque efectivo de la aleta.....	121
5-1	Distribución de presiones aceleración en el sentido de avance.....	129
5-2	Campo del módulo de velocidad para cuando el flujo incide en el vehículo a 1 nudo.....	130
5-3	Campo del módulo de velocidad para cuando el vehículo se desplaza a 1 nudo.....	130
5-4	Fuerzas sobre un AUV a un cierto ángulo de ataque.....	132
6-1	Estimación preliminar de la resistencia, vehículo sin apéndices.....	141
6-2	Secciones de carena en el sentido de la manga.....	142
6-3	Mallado no estructurado del modelo de la carena en 2D.....	143
6-4	Mallado multi-bloque del modelo de la carena en 2D.....	144
6-5	Influencia del tamaño de superficie de control sobre los resultados de la resistencia.....	145
6-6	Mallado escogido para estimación de la resistencia en 2D.....	147
6-7	Variación de la resistencia en función de la densidad del mallado.....	147
6-8	Mallado en la proa del vehículo, 2D.....	148
6-9	Variación resistencia de presión y viscosa para 5 nudos y modelo K- ϵ High Reynolds.....	149
6-10	Variación resistencia de presión y viscosa para 5 nudos y modelo ILES.....	150
6-11	Variación resistencia de presión y viscosa para 5 nudos y modelo Spalart-Allmaras.....	151
6-12	Variación resistencia de presión y viscosa para 5 nudos y modelo K- ω SST.....	152
6-13	Distribución de presiones vehículo a 5 nudos, 2D.....	153
6-14	Distribución de velocidades vehículo a 5 nudos, 2D.....	154
6-15	Gráfica resistencia velocidad para la estimación de la resistencia del vehículo en 2D.....	154
6-16	Distribución de presiones en el vehículo sin apéndices en 3D a 5 nudos.....	156
6-17	Distribución de velocidades en el vehículo sin apéndices en 3D a 5 nudos.....	156
6-18	Gráfico Resistencia Velocidad para el vehículo en 3D, sin apéndices.....	157
6-19	Modelo en 3D del vehículo con apéndices.....	158
6-20	Mallado del GPS, Modelo 3D.....	159
6-21	Montaje del vehículo en el canal.....	160

6-22	Resultados obtenidos canal de experiencias y comparación con una parabólica.....	161
6-23	Distribución de presiones modelo en 3D con apéndices.....	162
6-24	Distribución de velocidades modelo 3D con apéndices.....	162
6-25	Gráfica resistencia-Velocidad del vehículo con apéndices.....	163
7-1	Momento de cabeceo y Fuerza de sustentación vehículo moviéndose en X.....	169
7-2	Distribución de velocidad Arrastre axial dirección Y, 1 nudo.....	171
7-3	Distribución de presiones Arrastre axial dirección Y, 1 nudo.....	172
7-4	Gráfica Resistencia de Deriva debida al movimiento axial en el eje Y.....	173
7-5	Gráfica Momentos de Guiñada y Balance debidos al movimiento axial en el eje Y.....	175
7-6	Distribución de velocidad Arrastre axial dirección Z, 1 nudo.....	176
7-7	Distribución de presión Arrastre axial dirección Z, 1 nudo.....	177
7-8	Resistencia de Arrastre y momento de cabeceo para el vehículo moviéndose en Z.....	177
7-9	Distribución de velocidades a 2 nudos y ángulo de ataque (cabeceo) de -8°	180
7-10	Distribución de presiones a 2 nudos y ángulo de ataque (cabeceo) de -8°	180
7-11	Distribución de velocidades a 2 nudos y ángulo de ataque (guiñada) de 6°	181
7-12	Distribución de velocidades a 2 nudos y ángulo de ataque (guiñada) de 6°	181
7-13	Fuerza de sustentación del cuerpo con apéndices a distintas velocidades y ángulos ataque.	183
7-14	Momento de sustentación del cuerpo con apéndices a distintas velocidades y ángulos de ataque.....	184
7-15	Coeficiente de sustentación y de arrastre del cuerpo con apéndices para distintas velocidades y ángulos de ataque.....	185
7-16	Fuerza de sustentación del cuerpo con apéndices a distintas velocidades y ángulos de ataque.....	186
7-17	Momento de sustentación del cuerpo con apéndices a distintas velocidades y ángulos de ataque.....	187
7-18	Coeficiente de sustentación y de arrastre del cuerpo con apéndices para distintas velocidades y ángulos de ataque.....	187
7-19	Fuerza de sustentación de los apéndices para distintas velocidades y ángulos de ataque.....	188
7-20	Distribución de presiones en timón y GPS a 2 nudos y ángulo de ataque (guiñada) de 4° .	189
7-21	Distribución de velocidades en timón y GPS a 2 nudos y ángulo de ataque (guiñada) de 4° .	189
7-22	Distribución de velocidades en el sonar a 2 nudos y ángulo de ataque (guiñada) de 4°	189
7-23	Fuerza de sustentación de timones y aletas para distintas velocidades y ángulos de ataque.....	194
7-24	Momento de sustentación de timones y aletas para distintas velocidades y ángulos de ataque.....	195
7-25	Coeficiente de sustentación y de arrastre de los timones a distintas velocidades y ángulos de ataque.....	196
I-1	Perfil acotado del REMUS 100 en el plano XZ.....	208

ÍNDICE DE TABLAS

1.1	Características AUVs misión de Inteligencia, vigilancia y reconocimiento.....	6
1.2	Características UUVs lucha anti-submarina.....	8
1.3	Características UUVs para misiones de comunicación.....	10
1.4	AUVs usados en instalaciones de gas y petróleo Off-shore.....	13
1.5	Comparativa entre sistemas acústicos.....	17
1.6	Características de LBL de alta y baja frecuencia.....	18
1.7	Evaluación del sistema de posicionamiento LBL.....	18
1.8	Evaluación del sistema de posicionamiento SBL.....	19
1.9	Evaluación del sistema de posicionamiento USBL.....	20
1.10	Comparación entre sistemas de posicionamiento acústico.....	20
1.11	Reconocimiento de imagen frente a rastreo de la fuente.....	23
1.12	Características de sistemas de guiado acústico, magnético y óptico.....	24
1.13	Características principales de las diferentes clases de AUV.....	27
1.14	Características generales REMUS 100.....	28
1.15	Características generales Bluefin-9.....	29
1.16	Características generales Flying Plug.....	29
1.17	Características generales EMATT.....	30
1.18	Características generales Bluefin-12.....	31
1.19	Características generales Increment 2.....	31
1.20	Características generales REMUS 600.....	32
1.21	Características generales REMUS 3000.....	32
1.22	Características generales REMUS 6000.....	33
1.23	Características generales LMRS.....	34
1.24	Características generales MRUUVS.....	35
1.25	Características generales Bluefin-21.....	35
1.26	Características generales Bluefin 21 BPAUV.....	36
1.27	Características generales Increment 3.....	37
1.28	Características generales HUGIN 3000.....	37
1.29	Características generales HUGIN 1000.....	38
1.30	Características generales ECA Alister.....	39
1.31	Características generales SAAB AUV 62.....	39
1.32	Características generales Theseus.....	40
1.33	Características generales SeaHorse.....	40
2.1	Base de datos de AUVs disponibles en el mercado.....	48
3.1	Ventajas e Inconvenientes mallado no estructurado.....	87
3.2	Ventajas e inconvenientes del mallado estructurado.....	88
3.3	Ventajas e inconvenientes del mallado Multi-Bloque.....	89
4.1	Nomenclatura estándar AUV.....	99
6.1	Parámetros iniciales para el vehículo sin apéndices a 5 nudos.....	143
6.2	Variación del N° de elementos y resistencia, mallado no estructurado.....	145
6.3	Variación del N° de elementos y resistencia, mallado multi-bloque.....	145

6.4	Variación del tamaño de malla.....	147
6.5	Resultados para el vehículo a 5 nudos, 2D modelo de turbulencia ILES.....	149
6.6	Resultados para el vehículo a 5 nudos, 2D modelo de turbulencia Spalart-Allmaras.....	150
6.7	Resultados para el vehículo a 5 nudos, 2D modelo de turbulencia K- ω SST.....	151
6.8	Resistencia de presión y viscosa, 2D, modelos Spalart-Allmaras y K-w SST.....	155
6.9	Comparativa resistencia en 2D y 3D con modelo de turbulencia Spalart-Allmaras.....	156
6.10	Resistencia del vehículo con apéndices.....	162
7.1	Resultados Resistencia de Arrastre, sustentación y Momento de Cabeceo vehículo avanzando en X.....	168
7.2	Variación Coeficientes debidos al Arrastre Axial en X en función de la Velocidad.....	170
7.3	Resultados Resistencia de Arrastre vehículo avanzando en Y.....	171
7.4	Momentos de guiñada y balance debido al movimiento axial en la dirección Y.....	172
7.5	Variación Coeficientes debidos al Arrastre Axial en Y en función de la Velocidad.....	174
7.6	Resultados Resistencia de Arrastre y Momento de Cabeceo vehículo moviéndose en Z.....	176
7.7	Variación Coeficientes debidos al Arrastre Axial en Z en función de la Velocidad.....	177
7.8	Variación Coeficientes debidos al Balance en función de la Velocidad.....	179
7.9	Comparativa coeficientes de amortiguamiento debido al movimiento axial.....	179
7.10	Variación de los coeficientes de sustentación y momentos de Munk en función del ángulo de ataque y de la velocidad para el cuerpo con apéndices.....	185
7.11	Variación de los coeficientes de sustentación en función del ángulo de ataque y de la velocidad para los apéndices y el cuerpo del vehículo.....	190
7.12	Variación de los centros de presiones de apéndices y del cuerpo del vehículo para diferentes velocidades y ángulos de ataque.....	190
7.13	Variación de los coeficientes de sustentación y momentos de Munk en función del ángulo de ataque y de la velocidad para el cuerpo con apéndices.....	191
7.14	Comparativa coeficientes de sustentación y de momento de Munk del cuerpo con apéndices.....	191
7.15	Variación del centro de presiones y coeficientes de sustentación de las aletas en función de la velocidad y el ángulo de ataque.....	196
7.16	Comparativa coeficientes de control y sustentación de los timones y aletas.....	197
7.17	Coeficientes de sustentación de todo el vehículo.....	197
I-1	Parámetros del REMUS 100.....	206
I-2	Límites de integración del REMUS 100.....	206
I-3	Coordenadas del centro de gravedad (c.d.g) respecto del centro de carena (c.d.c).....	206
I-4	Parámetros de las aletas del REMUS 100.....	207

1 Capítulo 1.

ESTADO DEL ARTE

1.1 Introducción

El desarrollo tecnológico de vehículos autónomos, tanto aéreos como submarinos está sufriendo en los últimos años un crecimiento exponencial. Son de interés prioritario, ya que pueden realizar con los sistemas de navegación, control y de adquisición de información actuales, un elevado abanico de misiones de alto nivel, con un riesgo mínimo para la seguridad humana y un coste tremendamente reducido con respecto a otros sistemas convencionales.

Los métodos de análisis computacional están tomando gran relevancia en el diseño y desarrollo de este tipo de vehículos, debido a que pueden abaratar tremendamente los costes, frente a los métodos convencionales como prueba en canales de experiencias hidrodinámicas y experimentación en aguas abiertas. Una de las técnicas que está siendo fruto de muchos estudios y desarrollo son los métodos de mecánica de fluidos computacional (en inglés, Computational Fluid Dynamics, CFD), ya que permiten estimar el comportamiento hidrodinámico del vehículo cuando se encuentra aún en la fase de diseño. Así, conociendo las formas, los apéndices, y algunas condiciones de contorno, permite optimizar y modificar estas formas sin la necesidad de construir un modelo físico.

La obtención de los coeficientes hidrodinámicos resulta de vital importancia, ya que con estos coeficientes se puede determinar la cinemática del vehículo. Hasta el momento, la única forma de obtener el valor de estos coeficientes es mediante experimentos tanto en aguas abiertas como en canales de experiencia hidrodinámica. Estos métodos son caros ya que precisan de la construcción física del modelo. Por tanto, el uso de técnicas CFD se perfila como un método alternativo adecuado para la estimación de estos coeficientes.

El objetivo fundamental de este proyecto es obtener estos coeficientes mediante el uso de CFD. Y comparar los resultados obtenidos con valores experimentales y empíricos de estos coeficientes para un vehículo ya conocido.

1.2 Definición de UUV

Un vehículo submarino autónomo no tripulado (en inglés, Unmanned Underwater Vehicle, UUV) es un robot que viaja bajo el agua y que no posee su propia capacidad de control a bordo, sino que está controlado por un operador remoto a través de algún tipo de enlace de comunicaciones. Los UUV's forman parte de un grupo más amplio de sistemas submarinos conocidos como vehículos submarinos no tripulados, una clasificación que incluye también a los (en inglés, Autonomous Underwater Vehicle, AUV) que no necesitan de aportaciones de un operador, y los no autónomos operados a distancia (en inglés, Remotely Operated Vehicle, ROV) que son controlados y alimentados desde la superficie por un operador / piloto a través de un cordón umbilical o usando el control remoto.

1.3 Antecedentes Históricos de los AUV's

El concepto de un vehículo sumergible no es una idea nueva. El primer submarino estadounidense se llamó "Turtle". Fue construido en Saybrook, Connecticut en 1775 por David Bushnell y su hermano, Ezra. La tortuga tenía forma de huevo y estaba formada por maderas unidas por tirantes de hierro. Tortuga se balanceaba como un corcho con los vientos de superficie y mares a pesar de que se le introdujo plomo en la parte inferior. En este artilugio, una persona podría descender utilizando una válvula para admitir agua en el tanque de lastre y ascender con el uso de bombas para expulsar dicha agua. Dos tipos de aberturas de ventilación en la parte superior de la escotilla, se abren cuando salen a superficie y se cierra cuando hay agua. El suministro de aire era tan solo de 30 minutos. La primera prueba de la tortuga, se llevó a cabo en el puerto de Nueva York en 1776.

Hay diferentes tipos de vehículos submarinos. Un método para clasificar estos vehículos es como sistemas tripulados y no tripulados. En general son más conocidos los sistemas tripulados.

- Tripulados: Pueden ser descritos simplemente en dos sub-clases:
 - Submarinos militares: Las marinas de guerra del mundo utilizan vehículos de diferentes clases para llevar a cabo sus misiones.
 - Sumergibles no militares, como los utilizados para apoyar las investigaciones submarinas y su evaluación.
- No tripulados, también están comprendidos en un número de diferentes sub-clases:
 - La más simple y más fácil de describir son los sumergibles que son remolcados detrás de un barco, actúan como plataformas para diversos sensores conectados al bastidor del vehículo.
 - Un segundo tipo de sistema sumergible se denomina Vehículo Operado Remotamente (ROV). Un ROV tiene un cordón de sujeción al vehículo, los elementos de sujeción, alimentación y comunicación del ROV se controlan directamente por un operador remoto.
 - Un tercer tipo de sumergible es un vehículo no tripulado “sin ataduras” (UUV). Este vehículo “sin ataduras” no posee su propia capacidad de control a bordo, sino que está controlado por un operador remoto a través de algún tipo de enlace de comunicaciones.
 - Un AUV es un sistema submarino que contiene su propia capacidad de control de sí mismo durante el cumplimiento de una tarea predefinida. La distinción entre el AUV y UUV es que el AUV no requiere comunicación durante su misión, mientras que el UUV requiere cierto nivel de comunicación hasta que se complete la misión asignada.



Figura 1-1: Explorador Autónomo Benthic (ABE), Instituto Oceanográfico Woods Hole

Una breve historia cronológica del desarrollo de los AUVs, es necesaria para entender lo que ha sucedido durante las últimas décadas en relación con el desarrollo de AUVs.

- Antes de 1970: Aplicaciones especiales de los AUVs
 - Las investigaciones iniciales sobre la utilidad de los sistemas de AUV.

El desarrollo AUV se inició en la década de 1960. Algunos vehículos AUVs se construyeron principalmente para aplicaciones muy específicas de recopilación de datos. Son escasos los artículos publicados que describen estos procesos.

- Entre 1970 y 1980: Explorando el potencial de los AUVs
 - El desarrollo tecnológico, y construcción de algunos bancos de pruebas.

Durante la década de 1970, un gran número de bancos de pruebas se desarrollaron. La Universidad de Washington desarrolló las APL UARS y vehículos SPURV para recopilar datos de las regiones árticas. La Universidad de la Marina de New Hampshire Laboratorio de Ingeniería de Sistemas (actualmente el Instituto de Sistemas Subacuáticos) desarrolló el vehículo EAVE (un sistema abierto dentro del marco AUV) junto con un esfuerzo complementario llevado a cabo en las instalaciones de la Marina de los EE.UU, en San Diego. También en esta ocasión el Instituto de Tecnología Marina, la Academia Rusa de Ciencias (IMTP, RAS) comenzaron su programa de AUVs con el desarrollo de los vehículos SKAT, así como, el primer análisis profundo en los AUVs L1 y L2. También se fabricaron otros bancos de pruebas de AUVs, este fue un momento significativo de experimentación con la esperanza de definir el potencial de estos sistemas autónomos. Hubo algunos éxitos y muchos fracasos la visión obtenida para su desarrollo ha superado con creces a la tecnología existente para poder aplicar dicha visión. No obstante, fue un avance importante en el desarrollo de los AUVs.

- Entre 1980 y 1990: Experimentos con prototipos.
 - Los avances de la tecnología para reforzar los esfuerzos de desarrollo.
 - Prueba del concepto (POC) se desarrollan prototipos que son probados y usados.

En la década de 1980 hubo una serie de avances tecnológicos fuera del campo de los AUVs y que en gran medida afectaron al desarrollo de los AUVs. Los ordenadores pequeños de baja potencia ofrecen la posibilidad de implementar algoritmos complejos de guía y control en plataformas autónomas. Los avances en los sistemas de software y de ingeniería han permitido desarrollar sistemas complejos capaces de poner en práctica la visión de los diseñadores del sistema. A pesar de estos avances tecnológicos, se hizo evidente una serie de problemas en el desarrollo tecnológico, los cuales tuvieron que ser resueltos, si los AUVs se iban a convertir en sistemas operativos.

El desarrollo más importante en los EE.UU., son los programas de investigación que se iniciaron proporcionando una importante financiación para el desarrollo de prototipos de prueba. El programa más exitoso fue el esfuerzo en los laboratorios Draper que llevó al desarrollo de dos AUVs grandes para ser utilizados como bancos de prueba para una serie de programas de la marina de guerra.

Esta década fue de hecho el punto de inflexión para la tecnología de AUVs. Estaba claro que la tecnología evolucionaría en los sistemas operativos, pero no estaba tan claro en cuanto a las tareas que realizarían esos sistemas.

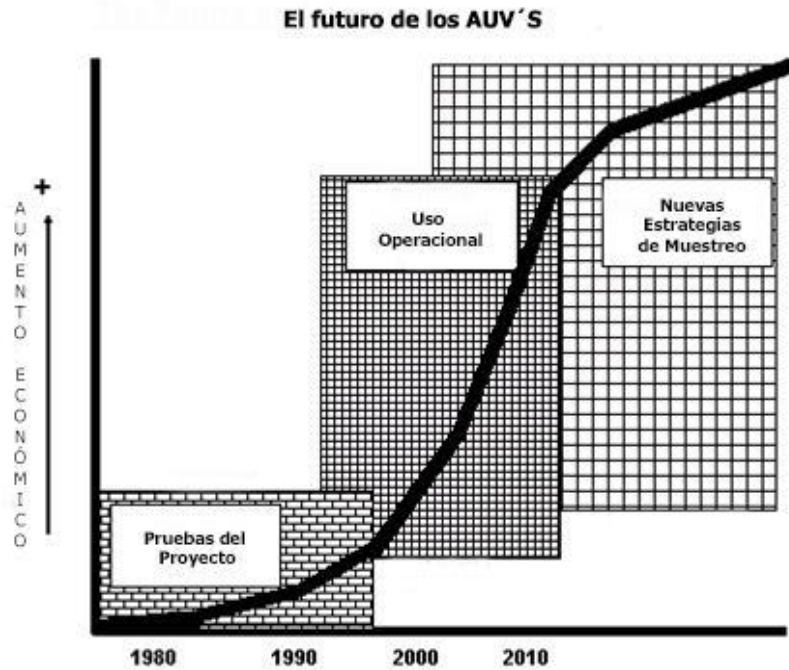


Figura 1-2: Predicción de la transición de la tecnología del AUV, desde prototipos de a sistemas operativos [14].

- Entre 1990 y 2000: Conducido hacia el objetivo del desarrollo tecnológico.
 - Más líneas de financiación para en el desarrollo tecnológico.
 - Muchos AUVs desarrollados internacionalmente.

Durante esta década, los AUVs pasaron de ser un concepto en bancos de pruebas de los sistemas operativos, a la generación de la tarea para lograr los objetivos definidos. Un número de organizaciones de todo el mundo se comprometió al desarrollo de proyectos basados en diversas tareas operativas. Los usuarios potenciales aparecieron y ayudaron a definir sistemas de misión necesarios para lograr los objetivos de sus programas de recopilación de datos. En esta década también identificó nuevos paradigmas para los AUVs, tales como la utilización del sistema de muestreo Autónomo Oceanográfico (en inglés, Autonomous Oceanographic Sampling System, AOSN) [15] y proporcionó los recursos necesarios para avanzar en su tecnología de cara a la comercialización.

- Entre 2000 y 2010: Expansión de los mercados comerciales.
 - Los primero productos verdaderamente comerciales están disponibles.

Esta década supone un incremento en la utilización de la tecnología AUV para un gran número de tareas comerciales. Se desarrollan programas que empiezan a construir, operar y ganar dinero con este tipo de vehículos. Esta es la década donde la tecnología AUV se mueve desde el campo académico y de la investigación hacia un campo comercial en la industria naval. Aunque siguen habiendo problemas tecnológicos sin resolver. La viabilidad económica de la tecnología continúa sin estar del todo probada. Los vehículos necesitan ser probados en sus regímenes de operación para que la tecnología pueda continuar avanzando y la industria pueda alcanzar su potencial.

1.4 Misiones y utilización de los AUVs

A continuación se va a comentar las diferentes misiones y usos que tienen actualmente los UUVs esto servirá para darnos una idea de la gran importancia de este tipo de vehículos en la actualidad, como pueden simplificar misiones y reducir costes. Dividiremos este tipo de misiones en dos grupos: militares y comerciales.

1.4.1 Misiones militares

El desarrollo de este tipo de vehículos es mayoritariamente militar, a continuación vemos en las misiones que se pueden utilizar estos vehículos y las características que deben tener dependiendo del tipo de misión que vayan a desarrollar.

1.4.1.1 Inteligencia, Vigilancia y Reconocimiento

En este tipo de misiones el AUV se lanza desde cualquier instalación y proceda a la observación de la zona designada. Una vez en ese lugar, lleva a cabo su misión, la recogida de información durante el período de tiempo predeterminado. El autómatas cambia de posición según sea necesario, tanto para reunir información adicional como para evitar amenazas. Se transmite la información recopilada a una estación repetidora. En los casos en los que se requiere que el vehículo no sea detectado, esta información se puede almacenar en el vehículo para luego ser vertida una vez se recoja el vehículo, o transmitida en una zona más segura.

El AUV necesitará llevar los siguientes sensores para la recogida de información:

- Sensores para medidas de meteorología y oceanología.
- Sensores para la detección y localización (por encima y por debajo de superficie) de armas químicas, biológicas y nucleares y explosivos.
- Monitorización cercana a tierra y puerto.
- Cartografía especializada y detección y localización de objetos.

Los AUVs podrían, en principio, llevar a cabo las tareas mencionadas en una amplia variedad de condiciones.

A grandes rasgos hay dos posibles características de funcionamiento la táctica (a corto plazo) y la persistente (a largo plazo). Un vehículo de tipo torpedo de unas 3.000 libras y unas 21 pulgadas lanzado desde submarino se podría usar en misiones tácticas, mientras que para misiones persistentes sería más recomendado uno mucho más grande de unas 20.000 libras y entre 36-50 pulgadas de diámetro.

En la siguiente tabla podemos ver las características generales que deben tener los AUVs usados en la aplicación táctica y la persistente.

Características	Aplicación Táctica	Aplicación Permanente
Radio de operación (km)	95-140	140-280+
Velocidad (m/s)	1,5-3,6	1,5-3,6
Tiempo de la misión (h)	<100	>300
Desplazamiento (kg)	~1350	~9000
Peso equipamiento en el mastil (kg)	<50	~50

Tabla 1.1: Características AUVs misión de Inteligencia, vigilancia y reconocimiento.

Las aplicaciones permanentes precisan de una autonomía de unas dos semanas, esto se traduce en un gran desafío en cuanto a autonomía y propulsión. Este desafío será aún mayor si, como ocurre a menudo, una amenaza de la detección deliberada o accidental del vehículo ocurre. En ese caso, se necesitan sensores adicionales y la autonomía de conocimiento de la situación para evitar que el vehículo sea recuperado y explotado. También se observa que las misiones descritas tienden al uso de mástiles, lo que crea problemas significativos de sigilo.



Figura 1-3: Dorado ISR (Intelligence, Surveillance, and Reconnaissance), Canada.

1.4.1.2 Medidas contra minas

Se busca que los AUVs sean capaces de establecer rápidamente zonas de operación, rutas de tránsito y carriles seguros. Por ello se busca que sean capaces de cubrir grandes áreas con un tamaño entre 100 nm^2 y 900 nm^2 y abarcar la columna de agua que en la que puedan haber minas.

Las operaciones deben ser completadas en entre 7-10 días. Las misiones incluyen:

- Reconocimiento (detección, clasificación, identificación y localización de minas)
- Neutralización
- Protección, es decir, el engaño a las minas. En caso que no se puedan neutralizar.

Por lo que un sistema exitoso tendría que barrer más de $5,4 \text{ nm}^2/\text{h}$ para lograr este objetivo. Todavía no existe un solo AUV capaz de realizar esta misión. Por lo que la práctica habitual es usar al menos 2 AUVs uno se usa para reconocimiento mientras el otro va neutralizando las minas encontradas, los dos deberán comunicarse entre sí para completar la misión en un tiempo aceptable.

Para este tipo de misión hay ventajas en usar AUVs pequeños ya que facilitan el lanzamiento, la recuperación, necesitan menos soporte operacional, una resistencia y una velocidad mayor que si usáramos buzos y una estabilidad relativa incluso en aguas poco profundas.

Podrían usarse combinados con los de Inteligencia, Vigilancia y Reconocimiento, por ejemplo, estos pueden indicarles donde se encuentran las minas y también recopilar datos oceanográficos de corrientes, batimetría, visibilidad del agua, olas, las características del fondo y otros factores para identificar las áreas minadas.

Los AUVs para medidas contra minas están mejor desarrollados que para cualquier otro tipo de misión, pero la protección, el engaño de las minas, en grandes áreas plantea muchas dificultades.

1.4.1.3 Guerra antisubmarina

El objetivo principal de esta misión UUV es llevar a cabo operaciones de guerra antisubmarina tales como patrullar, detectar el rastro y rechazar submarinos adversarios. Estos UUVs pueden utilizarse al comienzo de un conflicto antes de que los vehículos tripulados lleguen a la zona de operación o en zonas poco profundas para las operaciones con submarinos tripulados.

Estas misiones se pueden dividir en tres tipos:

- Supervisión del riesgo, los UUVs monitorizarán todos los submarinos que entran y salen de un puerto o de un cuello de botella (por ejemplo un estrecho).
- Protección marítima, mantener segura y limpia de amenazas submarinas el área de operación de un grupo de ataque portaaviones o grupo de expedición.
- Proporcionar una ruta libre de amenazas submarinas para los grupos expuestos en el apartado anterior.

Estos UUVs informarán de cualquier posible amenaza que detecten, maniobrarán a lo largo del área a proteger, hay dos formas de cubrir el área a proteger:

- Usar un solo UUV más sofisticado que sea capaz de patrullar siguiendo una ruta y actualizándola con los diferentes datos que va analizando para buscar los objetivos y comunicándoselos a la plataforma. Y sea capaz de volver a la base de recogida. Esta forma de actuar la vemos en la siguiente imagen.

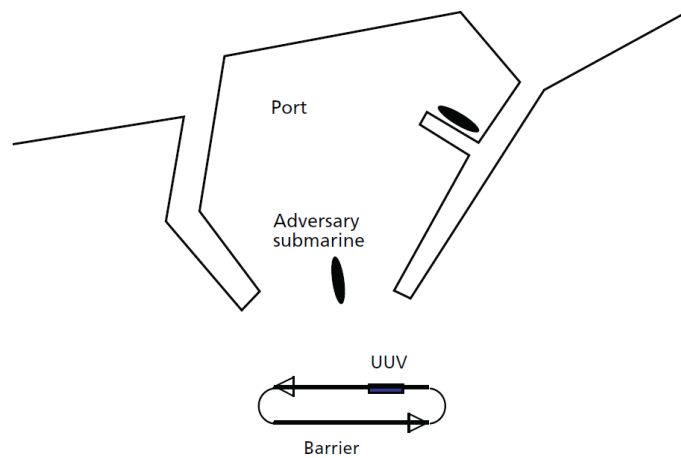


Figura 1-4: UUV patrullando la entrada y salida de un puerto.

Las características que debería tener uno de estos UUVs se ven reflejadas en la siguiente tabla.

Parámetro	Capacidades
Radio de operación (km)	16-160+
Autonomía (h)	100-400
Radio del área a patrullar (km)	8-80
Velocidad (m/s)	1,5-6
Desplazamiento (kg)	~9000

Tabla 1.2: Características UUV lucha anti-submarina.

- O por otra parte usando varios UUVs pequeños y relativamente baratos de gran autonomía moviéndose de una forma más o menos arbitraria por la zona, estos vehículos no corrigen la ruta ni perseguirán en ningún caso al submarino enemigo solo medirán su velocidad, posición y rumbo esta forma de actuar se ve reflejada en la siguiente imagen:

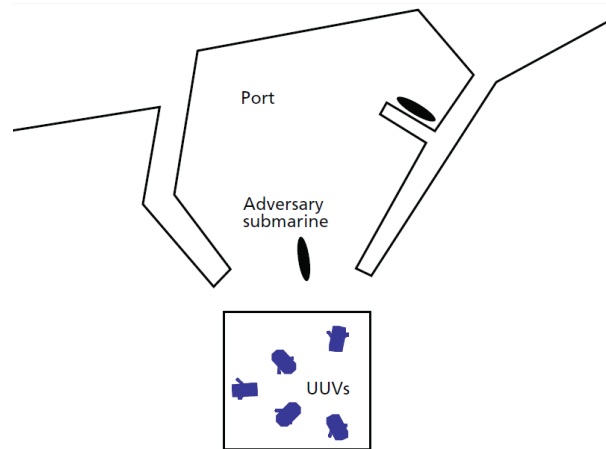


Figura 1-5: Varios UUVs patrullando la entrada y salida de un puerto.

Estos dos sistemas de actuación serán válidos para los dos primeros tipos de misiones, mientras que para el último caso necesariamente necesitamos un UUV que sea capaz de seguir una ruta preestablecida.

1.4.1.4 Inspección / Identificación

El vehículo debe ser capaz de inspeccionar los cascos de los buques y los muelles en busca de objetos extraños (bombas lapa, minas y cargas especiales de ataque) también incluye actividades comunes como la comprobación del estado del casco bajo el agua, el cuidado del barco y su reparación.

Actualmente estas misiones se llevan a cabo por buzos. Por lo que los barcos deben asegurarse de la seguridad del buzo antes de realizar las operaciones. Cuando se combina esto con el tiempo que tarde el buzo en localizar el problema, coordinarse con otros buques, mala visibilidad, enredo de líneas, desorientación del buzo, condiciones peligrosas como poder ser aplastado por el buque y el muelle, este tipo de misiones consumen bastante tiempo y conllevan un riesgo elevado.

Ambos AUV y ROV se utilizan con éxito para esta misión. El UUV explorará sistemáticamente el casco del barco, buscando anomalías e informará de lo encontrado.

1.4.1.5 Oceanografía

Los UUVs realizarían reconocimiento oceanográfico en zonas cercanas a la costa, en aguas poco profundas, mientras que sus buques de acogida se mantienen a una distancia de seguridad. UUVs bien podría recoger datos oceanográficos y transmitirlos inmediatamente o entregarlos más tarde. Las misiones de Oceanografía para operaciones con UUVs incluyen:

- Cartografía de fondos.
- Batimetría.
- Imágenes acústicas.
- Imágenes ópticas.
- Evaluación del perfil del sub-fondo.

- Caracterización de la columna de agua, incluidos: Perfiles de corrientes (con las mareas). Perfiles de temperatura. Perfiles de salinidad. Transparencia del agua. Bioluminiscencia.

Las Misiones de Oceanografía y de medidas contra minas se superponen. El uso de UUVs para recopilar datos oceanográficos en tiempo casi real mejora la eficacia de las operaciones anti-minas.

Las Misiones Oceanográficas se clasifican en dos grupos:

- Toma de datos que no son sensibles al tiempo, estos se pueden tomar en periodo de paz son tales como perfiles de temperatura, corrientes, etc...
- Toma de datos más sensibles al tiempo, para datos que se necesiten en momento determinado.

1.4.1.6 Comunicación / Navegación nodos de red

Estas misiones incluirían las siguientes funciones de comunicación:

- Actuar como "cabins telefónicas" (como una red de nodos para transmisión de datos, quizá) entre una plataforma submarina y sistema de antenas acústicas.
- Proporcionar conexiones submarinas.
- Proporcionar el despliegue de antenas de bajo aspecto tales como las del sistema de posicionamiento global [GPS] situándolas clandestinamente en superficie.

Estas misiones incluirían las siguientes funciones de navegación:

- El despliegue de transpondedores o transpondedores móviles.
- Proporcionar antenas a superficie invertidas de GPS, para permitir así que las plataformas submarinas accedan a los datos de navegación sin exponerse ellas mismas.
- Servir de marcador para la navegación apoyando asaltos anfibios pre-posicionándose en lugares específicos y saliendo a la superficie en el momento justo para proporcionar referencias visuales o de otro tipo. Se usarían estos UUVs como prescindible en la operación para evitar daños en las embarcaciones mayores.

Las características principales de los UUVs necesarios para este tipo de misiones se pueden ver en la siguiente tabla:

Características	Ayuda a la navegación.	Transmisor de comunicación Móvil
Radio de operación (km)	16-32	400
Autonomía (Navegando) (h)	72	72
Autonomía (Transmitiendo) (h)	5	72
Velocidad (m/s)	1-2,5	1-2,5
Desplazamiento (kg)	<50	~250

Tabla 1.3: Características UUVs para misiones de comunicación / navegación nodos de red.

Como se observa en la tabla estos vehículos necesitan un considerable consumo eléctrico mientras están transmitiendo. Por lo que el uso de UUVs se complica.

El objetivo de estas misiones sería el de proporcionar la conectividad en el terreno y posibilitar la navegación para la variedad de plataformas que realizan misiones de Guerra Anti-Submarina, Medidas contra Minas, Suministro submarino.

Como ayuda a la navegación se concibe el UUV como un punto de referencia para operaciones submarinas y de superficie. Pre-posicionado, ya sea justo antes de la operación o con adelanto. Los vehículos proporcionarán balizas de referencia (visual, radar, o acústica) para otros UUVs, submarinos, u operaciones de superficie. En situaciones críticas, el UUV podría proporcionar una capacidad de navegación por encima o por debajo de la superficie equivalente a la obtenida mediante GPS sin la necesidad de comunicaciones continuas directas por satélite.

1.4.1.7 Suministro a otras plataformas

Esta misión opera desde la premisa de que grandes UUVs pueden proporcionar suministro clandestino, logística y apoyo sin exponer plataformas de mayor valor. Suministros tales como armamento, comida, combustible, distribución de sensores o vehículos para ayuda a la navegación, guerra antisubmarina, oceanografía, armamento para la neutralización de minas.

La carga a entregar varía dependiendo del tipo de misión en particular a la que se apoya. Los UUVs involucrados requerirán un alto grado de autonomía, buenas capacidades de navegación y una acumulación de energía grande. Tales vehículos serán relativamente grandes y requieren de un sistema propulsor en concordancia.

1.4.1.8 Búsqueda y rescate submarino

ROV se han usado en la búsqueda y rescate (SAR) en misiones para recuperar los cuerpos y pruebas bajo el agua desde finales de los años 70. ROVs pueden ser utilizados durante las búsquedas para inspeccionar lugares potencialmente peligrosos antes de las operaciones de buceo. El uso de ROVs también puede ser atractivo para las operaciones de búsqueda y rescate submarino en ciertas condiciones ambientales, como bajo el hielo en los lagos congelados o en aguas muy contaminadas. Se puede usar un “Tow Fish”, un ROV sin propulsión que es remolcado por el barco, para examinar el área de interés, seguido por un ROV que inspeccione los objetos detectados por el “Tow Fish”.

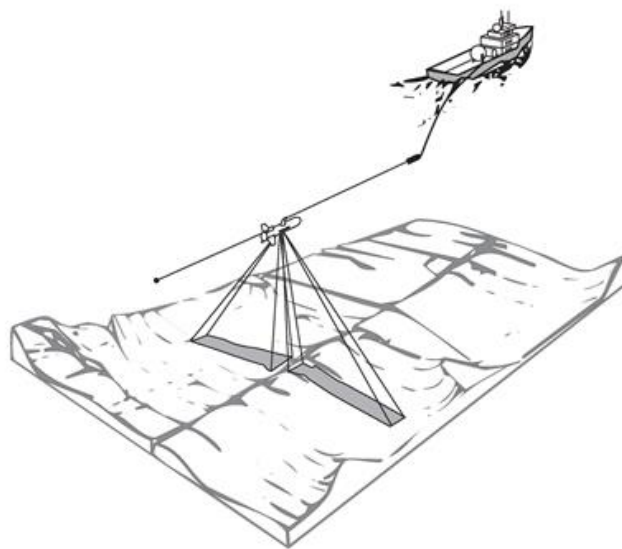


Figura 1-6: Boceto del funcionamiento de un ROV “Tow Fish”

1.4.1.9 Operaciones de Información

Se pueden identificar dos operaciones de información para UUVs:

- **“Atasco”** o inyectar datos falsos en las redes de comunicaciones del enemigo o en las redes computacionales, o llevar a cabo operaciones de denegación de servicio para degradar las redes inalcanzables por otras plataformas.
- **Actuar como señuelos submarinos** en tiempo de guerra con el objetivo de obstaculizar las operaciones marítimas enemigas, aumentando el temor de ser atacados por una inexistente o mínima amenaza submarina. Es decir los enemigos alterarían sus planes y decidir no operar en una zona por considerarla peligrosa, cuando en realidad no lo es.

Los UUVs usados para inyectar datos falsos, o realizar operaciones de denegación de servicio son diferentes de los asociados a actuar como señuelo submarino. Los primeros, podrían realizar ataques electrónicos en litorales, utilizando su pequeño tamaño y sigilo para operar en áreas inalcanzables por otras plataformas para aproximarse a los nodos de comunicaciones. La inyección de datos falsos es una tarea difícil, ya que requiere un enlace de comunicaciones fiable con el vehículo o un grado de autonomía sofisticado que permita al vehículo reconocer la oportunidad y entonces actuar introduciendo los datos falsos.

Como señuelos submarinos, los UUVs podrían transitar una zona conocida para contener las fuerzas de guerra antisubmarina enemigas o sensores que utilizan una ruta pre programada diseñada para atraer la atención y provocar una respuesta enemiga. O incluso UUVs más sofisticados podrían manipular su propia firma acústica para simular submarinos tripulados.

1.4.2 Comerciales

Las siguientes misiones no son militares, pero cada vez más se está extendiendo el uso de este tipo de vehículos con fines civiles. Además podemos ver cómo estas misiones guardan similitudes con las militares en cuanto a los sistemas que necesitan usar los AUVs.

1.4.2.1 Misiones en instalaciones petrolíferas y de gas Off-Shore

La mayoría de las misiones comerciales para UUVs ocurren en la industria del gas y el petróleo. Su valor para los estudios en alta mar se ha demostrado a través de estudios precisos y eficientes en las profundas aguas del Golfo de México y el oeste de África. Su valor en aguas poco profundas todavía no se ha demostrado. Numerosos modelos se encuentran en uso en plataformas petrolíferas y de gas en alta mar actualmente.

El HUGIN 3000, vehículo desarrollado por Atlas Elektronik, se ha convertido en la referencia en este campo. Debido al gran éxito que Kongsberg está teniendo con el HUGIN 3000 están intentando expandir el uso de este vehículo con fines también militares. En la siguiente tabla podemos ver diez AUVs que se encuentran actualmente trabajando en este tipo de plataformas.

Vehículo	Fabricante	Compañía Operadora	Año entrada en servicio
HUGIN 3000	Atlas Elecktronik	C&C Technologies	1999
Marinan 200	Atlas Elecktronik	De Beers Pty	2001
Echo Ranger	Boeing	Furgo/Oceanering	2003
HUGIN 3000	Kongsberg Maritime	As Geoconsult	2004
HUGIN 3000	Kongsberg Maritime	Furgo NV	2004
Geosub	Subset 7/NOC	Subsea 7	2004
HUGIN 3000	Kongsberg Maritime	C&C Technologies	2004
HUGIN 4500	Kongsberg Maritime	C&C Technologies	2006
HUGIN 3000	Kongsberg Maritime	Furgo NV	2006
Bluefin-21	Bluefin Robotics	Furgo NV	2006

Tabla 1.4: AUVs comerciales usados actualmente en instalaciones de gas y petróleo Off-shore

1.4.2.2 Despliegue de Cable-Submarino e Inspección

AUV se han utilizado comercialmente durante más de una década para distribuir e inspeccionar cables submarinos. AUVs se han utilizado en las plataformas continentales y bajo la capa de hielo del Ártico para distribuir sistemas de cable. Se han realizado ahorros significativos en el costo de la selección de rutas, mediante el uso de AUVs para cartografiar el fondo. Los AUVs también pueden ser ventajosos en aguas profundas, donde la distribución de cable mediante buque de superficie requeriría longitudes excesivas de cable en el agua, creando tensiones excesivas en el cable. También se podrían usar para aguas poco profundas donde no se podría operar con barcos cableros.

1.4.2.3 Inspección en la Industria Nuclear

Pequeños ROV "eyeball", que son ROV equipados principalmente con sensores ópticos se utilizan dentro de las plantas de energía nuclear para llevar a cabo la inspección, intervención, y tareas de desmantelamiento.



Figura 1-7: VideoRay Pro4 eyeball ROV.

1.4.2.4 Salvamento Comercial

Hoy en día ROVs y AUVs se usan para realizar estudios preliminares de naufragios y sus cargamentos, para colocar cargas explosivas para romper los cascos, para inspeccionar los sistemas de agarre utilizados para recuperar la carga y llevarla a superficie, para despejar obstáculos y encontrar los potenciales puntos de enganche, y para la recuperación de la carga.

1.4.2.5 Acuicultura

ROV se utilizan para patrullar los corrales de peces para buscar intrusos y/o roturas en la red y para retirar los peces muertos. Esto es más eficiente y menos peligroso que el uso de buzos para la inspección de los corrales de peces. Las tareas requeridas para estas misiones están claramente relacionadas con las misiones militares explicadas anteriormente Inspección e Identificación de casco y puerto.

1.4.3 Científicas

Los UUVs se emplean cada día más en este tipo de misiones, permitiendo usar nuevas técnicas que con los sistemas antiguos de exploración eran más dificultosas o incluso imposibles.

1.4.3.1 Sistemas de observación oceanográfica

Para este tipo de misiones se realizan las mismas de tareas oceanográficas que las realizadas en el campo civil, además de las que se explican a continuación.

Los sistemas de observación oceanográfica generalmente implican la instalación de cajas de conexión en fondo marino que proporcionan energía y la infraestructura de transmisión de datos para los instrumentos oceanográficos y sensores y conectar la zona observada con los usuarios en tierra a través de cables de fibra óptica. Las fuentes de alimentación y nodos de transmisión de datos deben colocarse con precisión. Experimentos con ROVs han demostrado su capacidad para colocar nodos con una precisión de unos pocos metros.

1.4.3.2 Arqueología Marina

La arqueología marina estudia la interacción humana con el mar, lagos y ríos a través del estudio de los barcos, instalaciones en puerto, cargas, restos humanos y los paisajes sumergidos. La arqueología marina incluye la arqueología subacuática, que estudia el pasado a través del examen de los restos sumergidos, y la arqueología náutica, que estudia la construcción y el uso de buques en la antigüedad. La detección, identificación, asignación y recuperación de artefactos está claramente relacionada con las misiones militares para UUVs.

1.4.3.3 Monitorización de la infraestructura submarina.

Las diferentes armadas del mundo dependen de una extensa infraestructura submarina que incluye cables submarinos de comunicación, una gran variedad de instrumentos, y sistemas Integrados de Vigilancia submarina.

Para diversos grados, los diferentes componentes de la infraestructura submarina son vulnerables a los efectos inevitables del envejecimiento y de la vida marina, las anclas, las redes de pesca y la malversación. Los objetivos de esta misión son, por tanto, inspeccionar los sistemas submarinos para detectar los daños y asegurarse de que no han sido objeto de manipulación.

Se necesitará inspección visual de los componentes críticos de la infraestructura submarina, o áreas donde están enterrados sus componentes, se requiere detectar el daño y la posible reparación. Se usará equipo de vídeo, con el apoyo de fuentes de luz, para grabar las partes del sistema o regiones donde están enterrados dichos componentes. Sensores adicionales (tales como magnetómetros) se utilizan para rastrear cables enterrados.

1.5 Tecnología AUV

Con los años, el enfoque de desarrollo de la tecnología ha cambiado, han surgido nuevas ideas para abordar los problemas tecnológicos. Algunos de los problemas se han resuelto, otros permanecen y deben ser abordados, algunos problemas, no reconocidos anteriormente, han surgido. Es difícil enumerar las tecnologías que se necesitan para los sistemas de AUV.

Cualquier lista que se desarrollase sería incompleta. Se puede sugerir, sin embargo, que la siguiente lista representa muchas de las tecnologías que se han tratado en las últimas tres décadas.

- Autonomía.
- Energía.
- Navegación.
- Sensores.
- Comunicación.

1.5.1 Autonomía

Con autonomía nos referimos a la capacidad del vehículo para realizar una determinada misión sin ningún tipo de ayuda humana o control remoto.

En la década de 1980 se produjo un considerable esfuerzo para dotar a un AUV del nivel de inteligencia necesario para realizar las tareas asignadas. Cuestiones tales como el diseño de sistemas inteligentes, planificación de la misión, la percepción y evaluación de la situación se investigaron. Todos estos son problemas difíciles y hubo pocos resultados exitosos. Por este motivo las tareas de los AUVs debían no exigir un alto nivel de comportamiento inteligente. De hecho, muchas de las misiones que se asignan a los AUVs de hoy en día requieren sólo una lista de instrucciones pre-programadas para realizarse. Por esta razón, no ha habido un significativo nivel de desarrollo en este campo; recientemente se está trabajando bastante para mejorar el rendimiento de los vehículos en este campo.

1.5.2 Energía

La autonomía de los AUVs ha aumentado desde unas pocas horas a días. Algunos sistemas ya contemplan misiones de días y muy pocos de años. Este aumento en la autonomía sin embargo ha sido a expensas de la capacidad de detección, así como de velocidades muy limitadas.

En la mayoría de los primeros sistemas de AUV, las baterías de ácido de plomo fueron los caballos de batalla para los sistemas de energía. Hasta hace poco se optaba por baterías de plata-zinc por encima de otras alternativas debido a su gran relación energía peso (alrededor de 130 Wh/kg) y su densidad (240 Wh/l). Sin embargo son muy caras y tienen un ciclo de vida útil limitado. Durando tan solo entre 40 y 50 cargas, descendiendo mucho más su vida útil si se descargan más de un 80%. Todo esto reduce su uso en los AUVs.

Actualmente las más usadas son las baterías de Ion-Litio y Litio-Polímero, estas baterías mejoran a las de plata-zinc en ambos sentidos en coste y rendimiento. Se están construyendo baterías resistentes a la presión y estancas, lo que facilitaría mucho su recambio. Esta alternativa puede ser más atractiva que baterías internas recargables o baterías que deben ser desmontadas dentro del vehículo. Su relación de energía peso está en torno a 150 Wh/kg y su densidad 313 Wh/l. Pero su mejor ventaja es su vida útil que aguanta muchísimas más recargas que una de plata-zinc. Como se puede apreciar en la Figura 1-8.

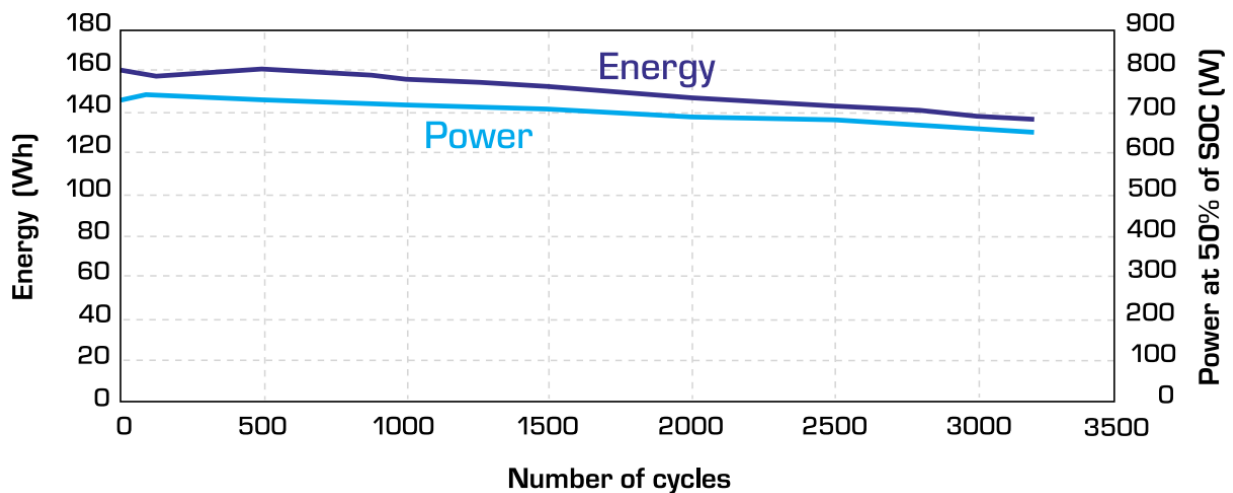


Figura 1-8: Variación de la capacidad de una batería Li-Ion en función del número de ciclos.

En 1987 el uso de un aluminio/ Oxígeno "semi-cell" fue propuesto a DARPA para ser utilizado en un AUV. Hoy en día se está trabajando en esta tecnología con un enfoque algo distinto. Se está desarrollando un motor de combustión basado en agua de mar y aluminio. Usando el aluminio en polvo y agua de mar como oxidante. Esta oxidación es muy energética y esta energía se puede usar para hacer funcionar el motor. Este tipo de energía evitaría tener que llevar la carga de oxidante.

La energía solar también se está utilizando en el diseño de AUVs. Este sistema exige un diseño detallado de la gestión de la energía a bordo; tanto durante la fase de adquisición como en la fase de operaciones. Es una fuente de energía inagotable pero exige que el AUV este en la superficie durante la recarga. Lo que es un gran inconveniente para la gran cantidad de misiones militares que necesitan ser clandestinas.

1.5.3 Navegación

Los primeros sistemas de navegación de los AUVs se basaron en la estimación de su posición mediante sistemas acústicos de navegación con transpondedor, tienen una mayor exactitud, pero un coste logístico considerable.

También se disponían de los sistemas de navegación inercial para los AUVs más caros, por lo que los costes eran prohibitivos para uso civil, con los avances en la tecnología de plataforma inercial, el coste se ha reducido de manera significativa.

Los sistemas de navegación continúan mejorando en exactitud. En los últimos años, muchos de los AUVs se han aprovechado de los Sistemas de Posicionamiento Global (GPS). Sin embargo, hay un fuerte interés en ser capaz de navegar con respecto al entorno, en dicho entorno de referencia de navegación se utilizan las características del fondo, las variaciones gravimétricas y otras características similares.

A continuación vamos a nombrar y describir los distintos sistemas de navegación empleados en los AUVs:

1.5.3.1 Navegación Geofísica.

Consiste en la medida de parámetros geofísicos para posicionarse y orientarse en el espacio. El vehículo debe tener almacenados parámetros geofísicos de la zona de navegación (mapas geofísicos): campo magnético, batimetría o anomalías gravitacionales de forma que, al medirlos con sus propios instrumentos y compararlos, pueda reconocer su posición exacta. El sistema debe asumir que puede existir una variación espacial suficiente de estos parámetros para asegurar un posicionamiento preciso.

En la práctica, este sistema de navegación asume ciertas simplificaciones, como: restringir las orientaciones, limitar los tipos de mapas de datos, utilizar mapas de baja resolución. Además se debe complementar este sistema con sistemas de otro tipo: navegación inercial o sistemas de estimación para limitar el área de búsqueda.

Todo ello hace de este sistema de navegación una opción poco interesante para aplicaciones de acercamiento y acoplamiento de AUV's.

1.5.3.2 Acústicos

Los sistemas de navegación mediante señal acústica son los más empleados en aplicaciones submarinas. Permiten determinar la posición de un elemento respecto a determinados puntos utilizados como referencia. Se requiere la instalación de dos grupos de transmisores/receptores: los ubicados en la posición de referencia y los instalados sobre el elemento a localizar (en este caso, el AUV).

El AUV emite una señal acústica que reciben los transpondedores. Éstos responden con otra señal acústica que registra el AUV. Conocida la posición de cada transpondedor y el tiempo de viaje de sus señales, el AUV calcula su ubicación exacta mediante técnicas de triangulación.

Estos sistemas presentan un inconveniente relacionado con su fundamento y es que toda fuente de reflexión provoca interferencia, por lo que operaciones cercanas al fondo marino, la superficie o cualquier otro foco reflector (termoclinas) pueden afectar al posicionamiento.

Los sistemas acústicos se clasifican en tres tipos en función de la distancia entre transpondedores:

Tipos de sistema	Distancia entre transpondedores (m)
Long Baseline	100 – 6000
Short Baseline	20 – 50
Ultrashort Baseline	< 0,1

Tabla 1.5: Comparativa entre sistemas acústicos

➤ Long-BaseLine (LBL)

Los sistemas de navegación tipo LBL (Figura 1-9) emplean como mínimo 4 transpondedores; uno situado en el AUV y los otros 3, en la mayor parte de los casos, sobre el fondo marino. También se pueden ubicar en el casco de un buque de superficie o bajo el hielo que cubre el océano.

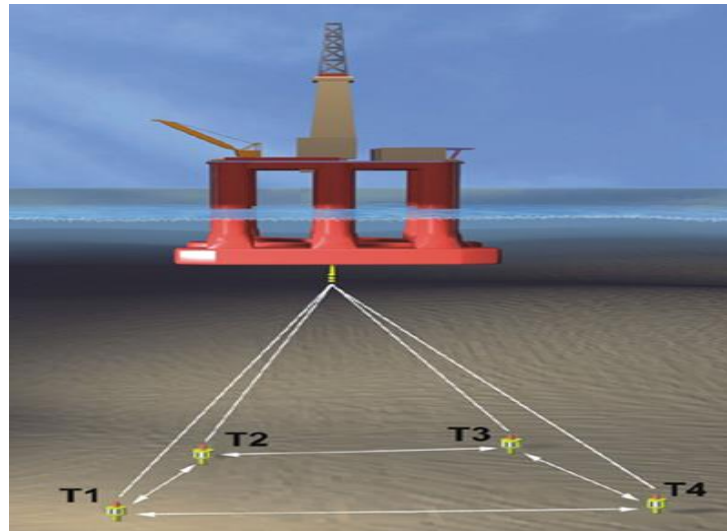


Figura 1-9: Posición de los transpondedores sistema LBL.

En función de la frecuencia de las señales acústicas, estos sistemas obtienen distinto alcance y precisión en el posicionamiento. Con frecuencias de 300 kHz pueden posicionar un objeto con una resolución inferior a 1 cm en un área de operación triangular de 100 metros de lado. Sin embargo, lo habitual en LBL's es funcionar con una frecuencia de 12 kHz en rangos de más de 10 km, con una precisión que varía en función de la distancia entre el emisor y los transpondedores de 0,1 a 10m y con una tasa de actualización de 20 segundos o más. Las características del funcionamiento a ambas frecuencias se resumen en la siguiente tabla.

Sistema	Tasa de Actualización (Hz)	Precisión Típica (m)	Alcance Efectivo (km)
12 KHz	0,1 a 1,0	0,01 a 10	5 a 10
	0,1 a 1,0	0,1 a 10	5 a 10
300 KHz	0,1 a 5,0	+/- 0,002	100
	1,0 a 10,0	+/- 0,007	100

Tabla 1.6: Características de LBL de alta y baja frecuencia

Existe una variante del sistema LBL denominada UGPS (Underwater Global Position System) que sigue el mismo principio de funcionamiento con la salvedad de que los hidrófonos no se anclan al fondo marino sino que flotan en la superficie del océano y se posicionan mediante GPS.

Ventajas	Inconvenientes
<ul style="list-style-type: none"> - Muy buena precisión de posicionamiento independiente de la profundidad. - Operación en grandes áreas y profundidades. - En el vehículo únicamente es necesario instalar un pequeño transductor. - Redundancia probada. 	<ul style="list-style-type: none"> - Son necesarios operadores expertos debido a la complejidad del sistema. - Inversión elevada. - Consume mucho tiempo la instalación de transpondedores en el fondo marino.

Tabla 1.7: Evaluación del sistema de posicionamiento LBL

➤ **SBL (Short BaseLine)**

El sistema SBL utiliza transpondedores similares a los del LBL; la diferencia entre ambos sistemas reside en la distancia a la que hay que colocarlos. Debido a la corta distancia entre transpondedores en el sistema SBL no es necesario ubicarlos sobre el fondo, de modo que suelen utilizarse posiciones conocidas sobre un vehículo de superficie. La separación típica entre transpondedores es de 20–50 m.

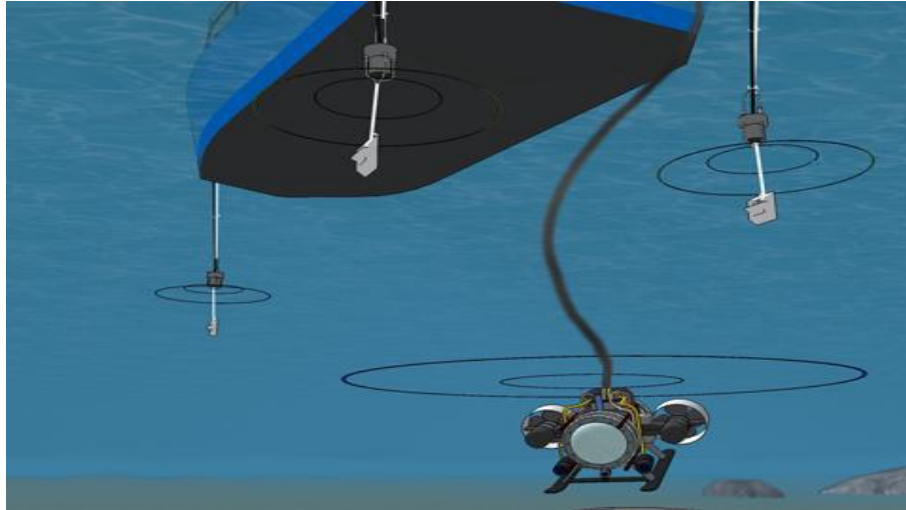


Figura 1-10: Ubicación de transpondedores en un sistema SBL

Ventajas	Inconvenientes
<ul style="list-style-type: none"> - Su baja complejidad respecto al LBL. - Buen rango de precisiones. - Despliegue rápido al no ser necesario instalar transductores en el fondo marino. - Transductores de pequeño tamaño en el buque. 	<ul style="list-style-type: none"> - Grandes distancias entre transductores (> 50 m) para lograr precisión en aguas profundas. - La posición de los transductores se debe mantener con precisión, lo que requiere operaciones en dique seco. - Necesidad de sensores adicionales como giroscopios o medidores de profundidad para conocer la posición absoluta con precisión.

Tabla 1.8: Evaluación del sistema de posicionamiento SBL

➤ **USBL (Ultra-Short BaseLine)**

La facilidad de despliegue y transporte del sistema hace del USBL lo convierte en una buena elección para misiones con ROV y AUV con alcances entorno a los 4 km. En este sistema, el array de transpondedores presenta una separación entre los hidrófonos de aproximadamente 10 cm. La siguiente tabla refleja su ventaja frente a otros sistemas de posicionamiento.

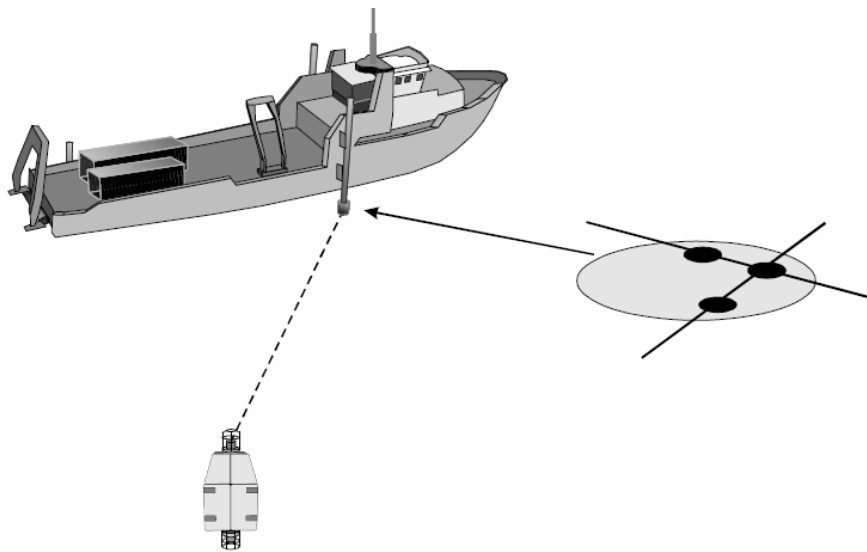


Figura 1-11: Ubicación de transpondedores en un sistema USBL

Ventajas	Inconvenientes
<ul style="list-style-type: none"> - Bajo número de componentes. - Buen rango de precisiones. - Reducido tamaño - Fácil instalación 	<ul style="list-style-type: none"> - Calibración rigurosa del sistema. - La precisión es proporcional a la inclinación de la línea que conecta emisor y receptor por lo que la precisión varía con la distancia. - Necesidad de sensores adicionales como giroscopios o medidores de profundidad para mejorar la precisión - Mínima redundancia en sistemas USBL comparado con LBL.

Tabla 1.9: Evaluación del sistema de posicionamiento USBL

Las principales características de este sistema son:

- Rango de actuación desde 10 metros hasta más de 4500 m.
- Precisión varía entre un 0,25 % y 0,5 % dependiendo de la profundidad o distancia oblicua.
- Velocidad de actualización de la posición de 1s.
- Frecuencias de trabajo 18-36 KHz.

	LBL	SBL	USBL
Distancia entre transpondedores	Varios Kilómetros	20 – 50 m	< 10 cm
Cantidad y localización de los elementos acústicos.	≥ 3 en el fondo marino	≥ 3 en el caso del buque	1 en el casco del buque
Posicionamiento	Relativo al fondo	Relativo al buque	Relativo al buque
Precisión relativa	Buena	Mala	Media
Facilidad de instalación	Difícil. Requiere posicionamiento preciso de los transpondedores en el fondo	Difícil. Requiere posicionamiento preciso de los transpondedores en el buque	Simple. Un único transmisor-receptor instalado en el buque
Tamaño	Grande	Medio	Pequeño
El objetivo conoce su posición	Posible	No	No

Tabla 1.10: Comparación entre sistemas de posicionamiento acústico

1.5.3.3 Navegación Doppler

Este sistema conocido como Doppler Velocity Logs (DVL) se basa en el efecto Doppler para la medida de la velocidad del vehículo con respecto al fondo marino o a la columna de agua. Un pulso de sonar, emitido desde el AUV a una frecuencia conocida, rebota en el fondo marino y alcanza de nuevo al vehículo, registrándose la frecuencia de la señal reflejada. Comparando ambas frecuencias es posible determinar la velocidad del vehículo en la dirección en que se emitió el haz del sonar.

La configuración típica del DVL es de 3 haces de sonar distanciados 120° o 4 haces colocados a 90° con lo que se logra determinar la velocidad del vehículo en las tres direcciones del espacio. Integrando estos valores es posible determinar desplazamientos.

El desarrollo de sistemas de este tipo empleando alta frecuencia, con múltiples haces sonar y tasa de actualización de 5 Hz ha permitido obtener medidas de velocidad para navegación cercana al fondo marino (18 – 100 m) con un error de 0,3%.

La precisión de la medida de velocidad depende de diversos factores: velocidad de propagación local del sonido, distancia al fondo y frecuencia de los pulsos. Estimar valores para estos parámetros, distintos a los reales, puede introducir errores importantes en esta medida.

1.5.3.4 Inercial

Este tipo de sistemas ha experimentado un importante desarrollo en los últimos 15 años. Los sistemas de navegación inercial permiten estimar la posición de un vehículo a partir de un punto de referencia, a un coste muy reducido.

Los sistemas de navegación inercial INS (Inertial Navigation System) poseen medios pasivos (giroscopios, brújulas, sensores de presión, etc.) para determinar la posición espacial con una excelente precisión a corto plazo. Debido a la falta de compensación del giroscopio, a los errores de los acelerómetros y las alteraciones no lineales del INS, la precisión se degrada con el tiempo al ir acumulándose constantemente los errores cometidos.

Los sistemas de este tipo determinan un elevado número de variables que le permiten estimar la posición del vehículo, del siguiente modo:

- **Aceleración angular:** Los giroscopios de anillo láser o los de fibra óptica miden la fase entre dos haces de luz que viajan en direcciones opuestas, a partir de lo cual la velocidad angular puede ser determinada. Presentan errores de $0.1-0.01^\circ/h$ y se emplean habitualmente en vehículos de bajo coste. Dentro de los giroscopios de fibra óptica son destacables aquellos que incorporan espejos, mejorando el sistema al ser completamente silenciosos debido a la ausencia de elementos móviles.
- **Aceleración lineal:** Los acelerómetros emplean resortes y masas para medir los pequeños desplazamientos de estas últimas a lo largo de ejes ortogonales cuando son sometidas a fuerzas externas. Estos desplazamientos son convertidos en lecturas de aceleración.
- **Velocidad lineal y angular:** Para el control de navegación resulta necesario conocer, tanto la velocidad angular como la lineal, para lo que se realiza una integración de las medidas de los acelerómetros y giroscopios.
- **Orientación:** La brújula permite determinar la orientación con respecto al campo magnético terrestre con la ventaja respecto a los sistemas anteriores de que no posee un error acumulativo. Sin embargo, presenta el inconveniente de que su medida puede verse afectada por campos magnéticos creados por los propios equipos del vehículo o variaciones locales en el entorno.
- **Inclinación:** Los inclinómetros aportan información acerca de los giros entorno a los ejes longitudinal y transversal del vehículo mediante la medida de la orientación angular que toma el vector gravedad respecto al bastidor.
- **Profundidad:** Sensores de profundidad se encargan de determinar la distancia hasta la superficie mediante la medida de la presión hidrostática.

La precisión de los sistemas de navegación inercial viene determinada principalmente por los acelerómetros. Y el error se considera acumulativo en el tiempo.

El INS se suele complementar con otros sistemas de posicionamiento (GPS o DVL), de manera que se pueda corregir el error cometido sin dejarlo evolucionar de forma acumulada. Presenta, como característica distintiva respecto al resto de sistemas, una alta precisión direccional del vehículo a un coste reducido.

1.5.3.5 Dead Reckoning

Dead Reckoning es un sistema de navegación básico, presente en muchos vehículos autónomos, cuyo fundamento es similar al del inercial por lo que normalmente se instala uno u otro. Consiste en determinar la posición en cualquier instante mediante la estimación del desplazamiento realizado por el vehículo desde una posición inicial conocida.

Al igual que el INS, se evita una acumulación en el error cometido complementándolo con otros sistemas (GPS, USBL, etc.) que actualizan cíclicamente la posición a partir de la cual debe estimarse la trayectoria seguida.

Asimismo, presenta como ventaja respecto a los otros sistemas de navegación su reducido coste, mantenimiento y una alta precisión direccional del vehículo.

1.5.3.6 Óptico

Los sistemas de navegación ópticos se pueden clasificar en dos tipos: Reconocimiento de imagen y Rastreo de la fuente.

El primero consiste en la captura de imágenes desde un vehículo y mediante el reconocimiento de lo que en ellas aparece, se logra orientar la trayectoria en la dirección deseada. Es similar al método empleado por el ser humano.

Por otro lado, el método de rastreo de fuente se basa en la emisión de uno o varios haces de luz desde el objetivo y mediante el procesado de las imágenes corregir la trayectoria para lograr alcanzarlo. Este segundo método es quizás el que posee un mayor interés para aplicaciones submarinas por no ser necesarias imágenes con alta nitidez para lograr resultados satisfactorios.

El método de rastreo de fuente ha sido estudiado en profundidad e implementado en AUVs para realizar operaciones de acoplamiento alcanzando precisiones de menos de 1cm. Sin embargo, presenta dos inconvenientes. Por un lado, su rango de acción se encuentra limitado a 10 -15 m por la turbiedad del agua que impide que los haces de luz sean visibles a distancias superiores.

Por otro lado, la direccionalidad de los haces lumínicos provoca que el vehículo deba encontrarse en un área limitada frente a la fuente de emisión para lograr que este método de guiado sea efectivo.

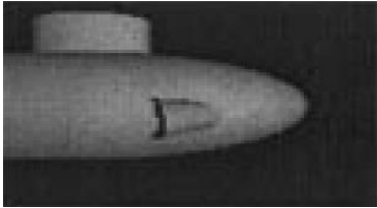
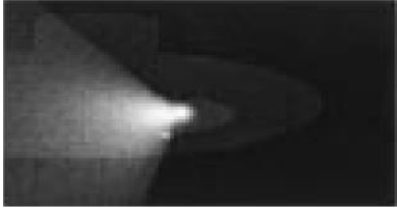
	Reconocimiento de imagen	Fuente de rastreo
Principio	Reconocimiento óptico del submarino y del dispositivo de recuperación.	Seguimiento de las mayores intensidades de luz.
Vista desde el AUV	 Iluminación en el AUV	 Iluminación en el submarino
Equipamiento	El submarino tiene marcas reflectantes. El AUV lleva un sensor óptico y la suficiente iluminación.	El dispositivo de recuperación del submarino lleva instalado una fuente de luz de alta intensidad. El AUV va equipado con una cámara.
Consumo energético	Las altas corrientes necesarias limitan la autonomía del AUV y amenazan la supervivencia del vehículo.	El submarino proporciona un amplio suministro energético.
Escenario	El AUV analiza la imagen y busca la forma del dispositivo de recuperación.	El AUV realiza un seguimiento de la mayor intensidad de luz. El movimiento relativo a la fuente de luz ayuda a determinar una dirección precisa.

Tabla 1-11: Reconocimiento de imagen frente a rastreo de la fuente

1.5.3.7 Electromagnético

El sistema de navegación electromagnético (EM) emplea un dipolo que genera un campo magnético en el objetivo a alcanzar y, sensores en el AUV para la medida del rumbo y la orientación. Para llevar a cabo el guiado, el vehículo detecta las líneas del campo magnético que emanan del dipolo y, simplemente, las sigue hasta alcanzar la posición final. Este sistema logra una precisión de 20 cm y su rango de operación es de 25 – 30m.

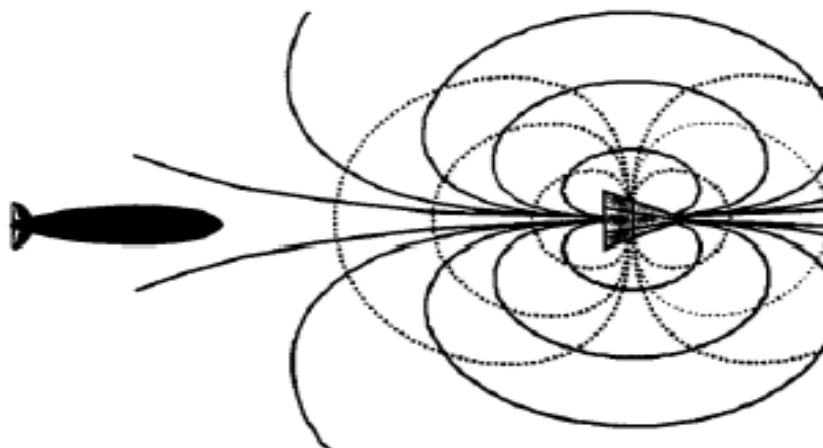


Figura 1-12: Esquema de funcionamiento de un sistema de navegación electromagnético

Este sistema no puede ser utilizado en aplicaciones militares, es fácilmente detectable por lo tanto su aplicación se ve restringida al uso civil.

1.5.3.8 GPS/DGPS

Las siglas responden a Sistemas de Posicionamiento Global y Sistema de Posicionamiento Global Diferencial. El fundamento es el empleo de satélites que orbitan entorno al globo terráqueo para lograr posicionar cualquier objeto mediante triangulación. La diferencia entre GPS y DGPS estriba en la precisión alcanzada. Así pues, el DGPS mejora notablemente la precisión del GPS mediante la corrección del error cometido.

Consiste en tomar la medida de dos puntos uno de los cuales tiene completamente definida su ubicación mientras que la del otro se desea conocer. Calculando el error cometido en la determinación del punto que se encuentra definido se puede ajustar la localización del que se desea conocer. Sin embargo, cualquiera de estos sistemas presenta problemas para el posicionamiento bajo el agua por lo que su aplicación queda limitada a acciones en superficie.

1.5.3.9 Comparación entre diferentes sistemas de navegación

En la siguiente tabla podemos ver una comparativa de los diferentes sistemas de navegación que se pueden instalar en un AUV.

Criterio	Acústico	Magnético	Óptico
Baja vulnerabilidad a la detección externa	-	-	●●●●
Buena precisión direccional	●●	●●	●●●●
Capacidad para diferentes usos	●●	-	●●●●
Buena propagación en el entorno	●●●	●●	●
Baja sensibilidad a ruidos parásitos	●	●	●●●
Tecnología probada	●●●●	●	●●
Coste bajo	●●●●	●●●	●●
Leyenda: - malo ● medio ●● bueno ●●● muy bueno ●●●● excelente			

Tabla 1-12: Características de sistemas de guiado acústico, magnético y óptico.

1.5.4 Sensores.

Un AUV puede considerarse simplemente una plataforma sobre la que montar sensores y sistemas de detección, los esfuerzos iniciales fueron para establecer las tecnologías básicas necesarias para permitir el funcionamiento del vehículo AUV.

Los sensores se añadieron a la red de a bordo para adquirir datos desde el medio ambiente marino, la mayor parte de estos esfuerzos hasta la fecha han sido integrar sensores existentes y el procesamiento de estos sensores a las limitaciones a veces únicas del AUV. Este método ha demostrado que funciona razonablemente bien.

Recientemente se ha reconocido que hay que desarrollar sensores completamente nuevos basados en las restricciones impuestas por un AUV.

Esto cambió el paradigma de la integración del sensor. Se impulsaría el desarrollo de sensores específicamente para AUV; más inteligentes, de menor consumo de energía, de menor tamaño, etc.

También es cada vez más evidente que los AUVs pueden utilizarse en grupos para la adquisición de los datos necesarios, al mantener una referencia común espacial y temporal, los datos adquiridos por los AUVs, pueden ser agregados y procesados para obtener datos sinópticos y de alta resolución que describan un proceso de interés.

Gran parte del trabajo continúa en el desarrollo de más y más altos sistemas de resolución de imagen, tanto ópticos y acústicos. Con los nuevos procesadores ha sido posible obtener imágenes de alta resolución en rangos más grandes.

El puesto de control de gran parte de este trabajo es la capacidad de analizar los datos adquiridos de manera que el AUV pueda utilizar estos datos para las decisiones de dirección y control. Esta capacidad de percepción va aún más allá de las actuales capacidades de los AUVs.

1.5.5 Comunicaciones

En el medio marino las comunicaciones acústicas subacuáticas son probablemente el sistema de comunicación más viable del que dispone el diseñador del sistema.

Algunos programas de desarrollo han investigado y evaluado otras tecnologías como la comunicación por láser a corta distancia y las comunicaciones relativamente sin ruido sobre grandes rangos de radio frecuencia utilizando las técnicas actuales de densidad de campo.

En los últimos 10 años ha habido importantes avances en las comunicaciones acústicas de tal manera que las comunicaciones de tasa de error relativamente baja son posibles a través de rangos de kms a una velocidad de un par de bits (Kbps).

Otro aspecto dentro de la comunicación es como poder conectar varios vehículos entre sí o en una plataforma, para poder conseguir así una red de comunicación. Esta red submarina puede entonces ser conectada a un vehículo de superficie que va a actuar como enlace de comunicación terrestre. Se están realizando esfuerzos para investigar cómo implementar una red y poder tener una comunicación efectiva entre los múltiples sistemas subacuáticos.

1.6 Estudio de AUVs disponibles en el mercado

Se va a proceder a hacer un breve resumen de las características de los diferentes AUVs que existen actualmente en el mercado para que nos ayude a realizar un dimensionamiento previo de nuestro AUV. Nos centraremos en los siguientes modelos:

- Solo AUVs los ROVs quedan excluidos del estudios ya que sus formas y diseño difieren mucho de las de los AUV al tenerse más en consideración el tipo de misión a realizar que sus características hidrodinámicas, es decir los ROVs son más parecidos a un robot y los AUVs a un submarino con formas hidrodinámicas. Además de que necesita ir conectado a la plataforma de control y un AUV no.



Figura 1-13: ROV Falcon de SAAB para explotaciones petrolíferas Off-Shore.

- Quedan excluidos también los AUV planeadores “Gliders”, estos carecen de propulsión, se mueven cambiando el centro de gravedad y la flotabilidad de forma automática adaptándose al movimiento de las corrientes. Estos vehículos pueden llegar a tener una autonomía de un año. Sobre estos vehículos no se tiene un control preciso de la trayectoria, luego carece de sentido incluirlos en este proyecto donde lo que se pretende es diseñar un prototipo para analizar la maniobrabilidad de nuestro AUV.



Figura 1-14: “Glider” Bluefin Spray desarrollado por Bluefin Robotics.

- También quedan excluidos vehículos híbridos, es decir, mezclas entre AUV y ROV, así como AUVs con formas demasiado extrañas. Centrándonos en nuestro estudio en AUVs con forma de torpedo o formas similares a esta.



Figura 1-15: Double Eagle desarrollado por SAAB, trabaja como AUV o como ROV.

Dicho esto vamos a dividir los AUV en cuatro clases principales según su tamaño:

- Sistemas portátiles. Estos vehículos tienen un desplazamiento entre 10 – 50 kilogramos y una autonomía de entre 10 - 20 horas. No hay unas formas específicas para el casco en esta clase.
- La clase LWV (Light Weight Vehicle). Vehículo de peso ligero por sus siglas en inglés. Estos vehículos tienen normalmente 0,32 metros de diámetro y un desplazamiento de aproximadamente 250 kg. Sus cargas útiles están pensadas con la intención de ser de seis a doce veces más grandes que las de la clase portátil. Su autonomía será aproximadamente el doble que la de la clase portátil.
- La clase HWV (High Weight Vehicle). Vehículo de peso elevado. Estos vehículos tienen normalmente 0,53 metros de diámetro y un desplazamiento de aproximadamente 1400 kg. Con esta clase se intenta duplicar las características de la clase LWV en cuanto a autonomía y carga útil. Además los vehículos de esta clase pueden ser compatibles con submarinos, es decir tienen las dimensiones para ser lanzados desde un tubo lanzatorpedos.
- Vehículos de gran tamaño. Estos vehículos tienen un desplazamiento de 10 toneladas aproximadamente y serán compatibles para su uso con buques de superficie y submarinos. Este tipo de vehículos queda lejos del estudio que vamos a realizar en este proyecto.

Las características de estas cuatro clases pueden verse resumidas en la siguiente tabla:

Clase	Diámetro (m)	Desplazamiento (kg)	Autonomía (Usando el equipo) (h)	Autonomía (Navegación) (h)	Espacio carga útil. (litros)
Portátil	0,08 – 0,23	<50	<10	10 – 20	<7
LWV	0,32	~250	10 – 20	24 – 40	25 – 85
HWV	0,53	<1400	20 – 50	40 – 80	100 – 170
Grande	>0,91	~10000	100 – 300	>400	400 – 800

Tabla 1.13: Características principales de las diferentes clases de AUV.

1.6.1 Sistemas portátiles.

En este tipo de vehículos se centrará nuestro estudio, ya que la finalidad del proyecto es el diseño de prototipo de portátil y sin la necesidad de que trabaje a grandes profundidades. A continuación se presenta un estudio comercial con algunos de los sistemas portátiles construidos en los últimos años.

REMUS 100



Figura 1-16: REMUS 100 desarrollado por Hydroid LLC.

País: USA	Compañía: Hydroid LLC
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 1.6 m Diámetro: 19 cm Peso: 37 kg
Velocidad	0.26-2.8 m/s (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 (40millas)
Profundidad de operación	100 m
Sistema de Energía	1 kW.hr Lion recargable
Sistema de 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
Capacidad de carga útil	-
Sistema construcción	Modular

Tabla 1.14: Características generales REMUS 100

Bluefin-9



Figura 1-17: Bluefin-9 desarrollado por Bluefin Robotics Corp.

País: USA	Compañía: Bluefin Robotics Corp.
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 1.65 m Diámetro: 24 cm Peso: 50 kg
Velocidad	1.0-2.6 m/s (2-5 kt)
Sistemas de Navegación	-
Sistemas de Comunicación	Comunicación Acústica, Módems de radio-frecuencia.
Sensores	Sonar de barrido lateral 900-1800 kHz; Backscatter óptico; sensor de turbulencia; CTD; video cámara (opcional)
Autonomía	12 horas a 2 kt
Profundidad de operación	100 m
Sistema de Energía	1.5 kW.hr Lion recargable
Sistema de propulsivo	Propulsores con tobera tipo cardan.
Aplicaciones	Cartografía de fondos; Estudios científicos.
Capacidad de carga útil	-
Sistema de construcción	Modular

Tabla 1.15: Características generales Bluefin-9

Flying Plug



Figura 1-18: Flying Plug desarrollado por los Estados Unidos.

País: USA	Compañía: -
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 1.27 m Diámetro: 22.9 cm Peso: -
Velocidad	1.8 m/s (3.5 kt)
Sistemas de Navegación	IMU y otros sensores incluyendo: GPS y DV
Sistemas de Comunicación	Comunicación Acústica de bajo nivel.
Sensores	Sonar 170 kHz; Sistema de detección óptico.
Autonomía	1.4 km; limitado por la longitud del cable de fibra óptica
Profundidad de operación	305 m
Sistema de Energía	-
Sistema de propulsivo	-
Aplicaciones	Proporcionar a los submarinos conectividad a las redes de fibra óptica submarina.
Capacidad de carga útil	-
Sistema de construcción	-

Tabla 1.16: Características generales Flying Plug

EMATT



Figura 1-19: EMATT desarrollado por Lockheed Martin’s Sippican Underwater.

País: USA	Compañía: Lockheed Martin’s Sippican Underwater Vehicles
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 91.4 cm Diámetro: 12.4 cm Peso: 10.1 kg
Velocidad	3-8 kt
Sistemas de Navegación	-
Sistemas de Comunicación	-
Sensores	Repetidor Sonar para sonar activo; Creador de pulso magnético; Emisor de Ultrasonidos; Imitador de firma acústica de Submarinos.
Autonomía	10 horas a 3 kt; 4 horas a 8 kt
Profundidad de operación	100 m
Sistema de Energía	-
Sistema de propulsivo	-
Aplicaciones	Guerra Antisubmarina.
Capacidad de carga útil	-
Sistema de construcción	-

Tabla 1.17: Características generales EMATT

1.6.2 Clase LWV (Light Weight Vehicles)

Estos vehículos se alejan de las dimensiones y tamaño del prototipo que se espera diseñar pero nos aportan valiosa información para un dimensionado previo del prototipo.

Bluefin-12

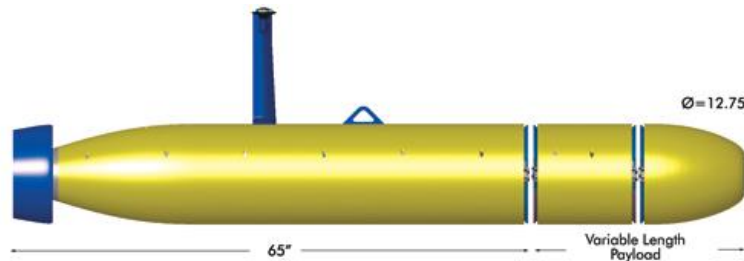


Figura 1-20: Bluefin-12 desarrollado por Bluefin Robotics (USA).

País: USA	Compañía: Bluefin Robotics Corp
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 2.1-3.8 m, dependiendo de la carga útil Diámetro: 32.4 cm Peso: 140-230 kg, dependiendo de la carga útil
Velocidad	0.26-2.6 m/s (0.5-5 kt)
Sistemas de Navegación	-
Sistemas de Comunicación	Comunicación Acústica, Módems de radio-frecuencia, Satélite Iridium
Sensores	Sonar de barrido lateral 900-1800 kHz; SAS; Sonar para encontrar objetos enterrados; Sonar frontal; CTD (todo opcional)
Autonomía	10-23 horas, dependiendo de la velocidad
Profundidad de operación	200 m
Sistema de Energía	4.5 kW.hr
Sistema de propulsivo	Propulsores con tobera tipo cardan.
Aplicaciones	Cartografía de fondos; Estudios científicos; Seguridad en puertos; Estudios Hidrográficos.
Capacidad de carga útil	-
Sistema de construcción	Modular

Tabla 1.18: Características generales Bluefin-12

Increment 2

País: USA	Compañía: Bluefin Robotics Corp
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 3.4 m Diámetro: 32.4 cm Peso: 249 kg
Velocidad	2.6 m/s (5 kt)
Sistemas de Navegación	Navegador Inercial (INS) Kearfott; GPS
Sistemas de Comunicación	Comunicación Acústica de bajo nivel
Sensores	SAS de doble frecuencia; Sonar para encontrar objetos enterrados; Sonar frontal; CTD (todo opcional)
Autonomía	12 horas a 3 kt
Profundidad de operación	67 m
Sistema de Energía	-
Sistema de propulsivo	Propulsores con tobera tipo cardan.
Aplicaciones	Encontrar e identificar minas enterradas o no; Obtención de imágenes de gran calidad.
Capacidad de carga útil	-
Sistema de construcción	Modular

Tabla 1.19: Características generales Increment 2

REMUS 600



Figura 1-21: REMUS 600 desarrollado por Hydroid LLC (USA).

País: USA	Compañía: Hydroid LLC
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 3.25 m Diámetro: 32.4 cm Peso: 240 kg
Velocidad	Hasta 2.6 m/s (5 kt)
Sistemas de Navegación	Inercial; LBL; GPS; USBL
Sistemas Comunicación	Modem acústico, Iridium Satélite, WiFi 2.4 GHz, 100 base T-Ethernet
Sensores	Doppler Acústico y Medidor de corriente; Sonar de barrido lateral de doble frecuencia; CTD; Fluorímetro; video cámaras (opcionales)
Autonomía	Hasta 70 horas.
Profundidad de operación	600 m
Sistema de Energía	5.2 kW.hr Lion recargable
Sistema de propulsivo	Motor transmisión directa DC “Brushless” Hélice abierta de 2 palas
Aplicaciones	Medidas contra minas; Estudios Hidrográficos; Seguridad en Puertos; Operaciones Pesqueras; Cartografía de fondos; Estudios Científicos
Capacidad de carga útil	-
Sistema construcción	Modular

Tabla 1.20: Características generales REMUS 600

REMUS 3000

País: USA	Compañía: Hydroid LLC
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 3.7 m Diámetro: 35.6 cm Peso: 345 kg
Velocidad	1.5-2.0 m/s (2.9-3.9 kt)
Sistemas de Navegación	Inercial; LBL; GPS; USBL
Sistemas Comunicación	Modem acústico, Iridium Satélite, WiFi 2.4 GHz, 100 base T-Ethernet
Sensores	Doppler Acústico y Medidor de corriente; Sonar de barrido lateral de doble frecuencia; CTD; Sonar frontal; video cámaras (opcionales);
Autonomía	49-77 horas a 3 kt; 33-44 horas a 4 kt
Profundidad de operación	3000 m
Sistema de Energía	5,2 kW.hr Lion recargable
Sistema de propulsivo	Motor transmisión directa DC “Brushless” Hélice abierta de 2 palas
Aplicaciones	Medidas contra minas; Estudios Hidrográficos; Seguridad en Puertos; Operaciones Pesqueras; Cartografía de fondos; Estudios Científicos
Capacidad de carga útil	-
Sistema construcción	Modular

Tabla 1.21: Características generales REMUS 3000

REMUS 6000



Figura 1-22: REMUS 6000 desarrollado por Hydroid LLC (USA).

País: USA	Compañía: Hydroid LLC
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 3.84 m Diámetro: 71 cm Peso: 862 kg
Velocidad	Hasta 2.6 m/s (5 kt)
Sistemas de Navegación	Inercial; LBL; GPS; USBL
Sistemas de Comunicación	Modem acústico, Iridium Satélite, WiFi 2.4 GHz
Sensores	Doppler Acústico y Medidor de corriente; Sonar de barrido lateral de doble frecuencia; Fluorímetro; CTD; Sonar frontal; video cámara; cámara electrónica; perfilador de sub-fondo (opcionales);
Autonomía	22 horas
Profundidad de operación	6000 m
Sistema de Energía	11 kW.hr Lion recargable
Sistema de propulsivo	Motor transmisión directa DC “Brushless” Hélice abierta de 2 palas
Aplicaciones	Medidas contra minas; Estudios Hidrográficos; Seguridad en Puertos; Operaciones Pesqueras; Cartografía de fondos; Estudios Científicos
Capacidad de carga útil	-
Sistema construcción	Modular

Tabla 1.22: Características generales REMUS 6000

1.6.3 Clase HWV (High Weight Vehicle)

Estos vehículos se alejan más de las dimensiones y tamaño del prototipo que se espera diseñar pero nos aportan valiosa información para un dimensionado previo del prototipo. Además de que son la clase más fabricada y extendida comercialmente en la actualidad.

LMRS



Figura 1-23: LMRS desarrollado por Boeing (USA).

País: USA	Compañía: Boeing
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 6.1 m Diámetro: 53 cm Peso: 1270 kg
Velocidad	2.1-3.6 m/s (4-7 kt)
Sistemas de Navegación	Inercial (INS)
Sistemas de Comunicación	Acústicos y por radio-frecuencia.
Sensores	Sonar de barrido lateral clasificación de objetos; Sonar frontal para evitar obstáculos.
Autonomía	40 horas
Profundidad de operación	450 m
Sistema de Energía	Batería de Litio o plata-cinc
Sistema de propulsivo	-
Aplicaciones	Medidas de seguridad y reconocimiento antiminas.
Capacidad de carga útil	-
Sistema construcción	-

Tabla 1.23: Características generales LMRS

MRUUVS

País: USA	Compañía: -
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 6.1 m Diámetro: 53 cm Peso: 1361 kg
Velocidad	Hasta 4.1 m/s (8 kt)
Sistemas de Navegación	Inercial (INS) con Doppler medidor de corriente
Sistemas de Comunicación	Modem acústico y radio-frecuencia
Sensores	Sonar frontal; SAS para búsqueda en el fondo
Autonomía	10-20 horas con baterías recargables.
Profundidad de operación	450 m
Sistema de Energía	11 kW.hr Lion recargable
Sistema de propulsivo	Motores de propulsión de 2-3 hp
Aplicaciones	Medidas Antiminas; Inteligencia Vigilancia y Reconocimiento.
Capacidad de carga útil	-
Sistema construcción	Modular

Tabla 1.24: Características generales MRUUVS

Bluefin-21



Figura 1-24: Bluefin-21 desarrollado por Bluefin Robotics (USA).

País: USA	Compañía: Bluefin Robotics Corp
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 2.4-4.2 m, dependiendo de la carga útil Diámetro: 53 cm Peso: 180 kg, peso del vehículo básico.
Velocidad	0.5-2.6 m/s (1-5 kt)
Sistemas de Navegación	INS con Doppler medidor de corriente; GPS; USBL; LBL
Sistemas de Comunicación	Comunicación Acústica, Módems de radio-frecuencia, Satélite Iridium
Sensores	Sonar de barrido lateral 455-kHz; CTD; (resto del equipo opcional dependiendo de los módulos)
Autonomía	20 horas a 2.9 kt (60 millas), con carga útil estándar
Profundidad de operación	4500 m
Sistema de Energía	-
Sistema de propulsivo	Propulsores con tobera tipo cardan.
Aplicaciones	Cartografía de fondos; Estudios científicos; Seguridad en puertos; Estudios Hidrográficos.
Capacidad de carga útil	300 litros
Sistema de construcción	Modular

Tabla 1.25: Características generales Bluefin-21

Bluefin 21 BPAUV

País: USA	Compañía: Bluefin Robotics Corp
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 3.3 m Diámetro: 53 cm Peso: 363 kg
Velocidad	1.5-2.6 m/s (3-5 kt)
Sistemas de Navegación	INS con Doppler medidor de corriente; GPS; USBL; LBL
Sistemas de Comunicación	Comunicación Acústica, Módems de radio-frecuencia, Satélite Iridium
Sensores	Sonar de barrido lateral 455-kHz; CTD
Autonomía	40 millas con baterías de litio recargable; 400 millas con pila de combustible
Profundidad de operación	201 m
Sistema de Energía	4.5kW.hr Lion
Sistema de propulsivo	Propulsores con tobera tipo cardan.
Aplicaciones	Misiones de Inteligencia, Vigilancia y Reconocimiento
Capacidad de carga útil	-
Sistema de construcción	Modular

Tabla 1.26: Características generales Bluefin 21 BPAUV

Increment 3

País: USA	Compañía: Bluefin Robotics Corp
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 5.2 m Diámetro: 53 cm Peso: 363 kg
Velocidad	1.5-2.6 m/s (3-5 kt)
Sistemas de Navegación	Navegador Inercial (INS); GPS; USBL; LBL
Sistemas de Comunicación	Modem acústico; Satélite Iridium
Sensores	SAS doble frecuencia; Sonar para objetos enterrados; Sonar frontal; medidor de corrientes; medidor de perfiles de sedimentos en fondo
Autonomía	Más de 16 horas
Profundidad de operación	91 m
Sistema de Energía	-
Sistema de propulsivo	Propulsores con tobera tipo cardan.
Aplicaciones	Encontrar e identificar minas enterradas o no; Obtención de imágenes de gran calidad.
Capacidad de carga útil	-
Sistema de construcción	Modular

Tabla 1.27: Características generales Increment 3

HUGIN 3000



Figura 1-25: HUGIN 3000 desarrollado por Kongsberg Maritime (Noruega).

País: Noruega	Compañía: Kongsberg Maritime
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 5.35 m Diámetro: 1 m Peso: 1400 kg
Velocidad	2.1 m/s (4 kt)
Sistemas de Navegación	Navegador Inercial (INS); USBL; LBL; GPS (opcional)
Sistemas de Comunicación	Modem acústico y de radio-frecuencia; comunicación por satélite
Sensores	Ecosonda multi-haz; perfilador de sub-fondo; sonar de barrido lateral; Sonar de busca volumétrica.
Autonomía	50-60 horas dependiendo de la velocidad y de la carga útil
Profundidad de operación	3000
Sistema de Energía	45 kW.hr AI/HP semi pila de combustible
Sistema de propulsivo	-
Aplicaciones	Estudios de gas y petróleo; Estudios científicos
Capacidad de carga útil	-
Sistema de construcción	Modular

Tabla 1.28: Características generales HUGIN 3000

HUGIN 1000



Figura 1-26: HUGIN 1000 desarrollado por Kongsberg (Maritime).

País: Noruega	Compañía: Kongsberg Maritime
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 3.85-5.0 m Diámetro: 0.75 m Peso: 600-850 kg
Velocidad	1-3 m/s (1.9-5.8 kt)
Sistemas de Navegación	Navegador Inercial (INS); USBL; LBL; GPS (opcional)
Sistemas de Comunicación	Ethernet; radio; acústico; WLAN; Iridium satellite.
Sensores	Ecosonda multi-haz; perfilador de sub-fondo; sonar de barrido lateral; CTD
Autonomía	7 horas a 4 kt; 9 horas a 3 kt (posibilidad de colocar dos baterías doblando la autonomía o tres triplicándola)
Profundidad de operación	1000
Sistema de Energía	15 kW.hr LiPolymer
Sistema de propulsivo	-
Aplicaciones	Estudios de gas y petróleo; Estudios científicos; Medidas Contraminas; Misiones de Inteligencia, Vigilancia y Reconocimiento
Capacidad de carga útil	-
Sistema de construcción	Modular

Tabla 1.29: Características generales HUGIN 1000

Alister



Figura 1-27: Alister desarrollado por ECA (Francia).

País: Francia	Compañía: Grupo ECA
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 4.4-5.0 m Manga: 1.68 m Calado: 1.45 Peso: 800-960 kg
Velocidad	1-3 m/s (1.9-5.8 kt)
Sistemas de Navegación	Navegador Inercial (INS); USBL; LBL; DVL
Sistemas de Comunicación	GPS; Modem acústico; Transpondedor de localización Acústica
Sensores	Sonar para evitar obstáculos; Sonar de barrido lateral; Perfilador de sub-fondo; video cámara; CTD; cámara acústica
Autonomía	12-20 horas
Profundidad de operación	300
Sistema de Energía	-
Sistema de propulsivo	-
Aplicaciones	Estudios Hidrográficos; Medidas contra minas; Operaciones de inteligencia
Capacidad de carga útil	-
Sistema de construcción	-

Tabla 1.30: Características generales ECA Alister

SAAB AUV 62



Figura 1-28: SAAB AUV 62 desarrollado por SAAB (Suecia).

País: Suecia	Compañía: SAAB
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 7 m Manga: 0.53 m Calado: 0.53 m Peso: 1000 kg
Velocidad	3 - 10.3 kts
Sistemas de Navegación	Navegador Inercial (INS); USBL; LBL; DVL
Sistemas de Comunicación	WLAN, Radio, WLAN,UHF/VHF, SatLink; submarina; Hydro, Acústica; Link
Sensores	Sonar para evitar obstáculos; Sonar de barrido lateral; Perfilador de sub-fondo; video cámara; CTD
Autonomía	-
Profundidad de operación	500
Sistema de Energía	-
Sistema de propulsivo	-
Aplicaciones	Medidas contra minas, Cartografía de fondos, Control Medioambiental
Capacidad de carga útil	-
Sistema de construcción	Modular, Aluminio, Torpedo

Tabla 1-31: Características generales SAAB AUV 62.

1.6.4 Vehículos de gran tamaño

Este tipo de vehículos no se incluirá en el estudio, no se han construido muchos y los que se han hecho se han hecho con fines muy específicos. Añadimos las características de los siguientes vehículos tan solo como una mención.

Theseus



Figura 1-29: ISE Theseus desarrollado por International Submarine Engineering (Canada).

País: Canada	Compañía: Internacional Submarine Engineering Limited
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 10,8 m Diámetro: 1.3 m Peso: 8845 kg
Velocidad	2.1 m/s (4 kt)
Sistemas de Navegación	Navegador Inercial (INS); USBL; LBL; GPS (opcional)
Sistemas de Comunicación	Acústica de bajo nivel y radio-frecuencia
Sensores	Cámara eléctrica fija, video cámara; dos magnetómetros, sonar doppler, control para evitar obstáculos
Autonomía	1 semana (880 millas)
Profundidad de operación	1000
Sistema de Energía	600 kW.hr Lion
Sistema de propulsivo	Motor DC “Brushless” de 6 hp, reductora y una hélice
Aplicaciones	Distribuir e inspeccionar líneas de cable, fibra óptica.
Capacidad de carga útil	2041 kg
Sistema de construcción	Casco de presión Aluminio

Tabla 1.32: Características generales Theseus

Seahorse



Figura 1-30: Seahorse desarrollado por el Laboratorio de la universidad de Pensilvania.

País: USA	Compañía: Penn State Univ Applied Research Lab
Características	Especificaciones
Dimensiones	Eslora: 8.7 m Diámetro: 96.5 cm Peso: 4536 kg
Velocidad	2.1-3.1 m/s (4-6 kt)
Sistemas de Navegación	Navegador Inercial (INS); GPS
Sistemas de Comunicación	Acústica de bajo nivel; radio-frecuencia; Satélite Iridium
Sensores	Sonar de barrido lateral; Medidor de corriente Doppler
Autonomía	125 horas a 4 kt (500 millas)
Profundidad de operación	1000
Sistema de Energía	166.183 kW.hr Alcalina
Sistema de propulsivo	Motor eléctrico 5hp conectado a una hélice de 3 palas
Aplicaciones	Cartografía de fondos
Capacidad de carga útil	290 litros
Sistema de construcción	-

Tabla 1.33: Características generales SeaHorse

1.7 Estructura del Proyecto

Este proyecto se estructura y divide en los siguientes 8 capítulos que se explican a continuación:

- **Capítulo 1.-Estado del arte:** En este capítulo se realiza revisión bibliográfica sobre el estado del arte en UUVs, centrándose en sus características dependiendo de las misiones y en los sistemas que necesitan. Se crea una base de datos con los AUVs disponibles en el mercado y se hace una introducción de los objetivos y estructura del proyecto.
- **Capítulo 2.-Dimensionamiento básico:** En este capítulo se expone cual es el proceso a seguir para el dimensionamiento básico de nuestro AUV. Primero se definen las formas más usadas en el diseño de este tipo de vehículos y como estas influyen en el comportamiento de los mismos. Y posteriormente se hará un análisis mediante regresiones para obtener las medidas del AUV fijando una cifra de mérito y discutiendo cuales son las variables que más influyen en el dimensionamiento de este tipo de vehículos.
- **Capítulo 3-Estimación de la resistencia mediante CFD:** En la primera parte de este capítulo se definirá la tecnología CFD los diferentes tipos de software que hay disponibles. Posteriormente se escogerá uno de estos softwares y se explicará las condiciones iniciales para calcular la resistencia al avance de un vehículo.
- **Capítulo 4- Definición de los coeficientes hidrodinámicos:** En este capítulo se definen un sistema de referencia y los coeficientes hidrodinámicos del vehículo en ese marco de referencia. Analizando el movimiento del vehículo como un sólido rígido moviéndose en los 6 grados de libertad.
- **Capítulo 5- Estimación de los coeficientes hidrodinámicos mediante CFD:** En este capítulo se va a explicar un método para la estimación de los coeficientes hidrodinámicos explicados en el Capítulo 4, mediante el uso de un software CFD.
- **Capítulo 6- Estimación y validación de la resistencia al avance del REMUS 100:** En este capítulo se va a estimar la resistencia para un modelo del REMUS 100, se realizará esta estimación tal y como se explicó en el Capítulo 3, los resultados obtenidos se compararán con los resultados obtenidos por Ben Allen [1] en el canal de experiencias hidrodinámicas de la Universidad de Rhode Island.
- **Capítulo 7- Estimación y validación de los coeficientes hidrodinámicos del REMUS 100:** En este capítulo se estiman los coeficientes hidrodinámicos del vehículo como se explicó en el Capítulo 5 para el vehículo REMUS 100, mediante un software CFD y se comparan con resultados empíricos.
- **Capítulo 8-Conclusiones y desarrollos futuros:** Finalmente, en el Capítulo 8 se aportan conclusiones derivadas del análisis de los resultados de las maniobras simuladas, y se introducen las posibles líneas futuras de desarrollo en este tema.

2 Capítulo 2.

DIMENSIONAMIENTO

BÁSICO

2.1 Diseño de formas

Las formas hidrodinámicas del AUV determinan la energía necesaria para propulsión, así como su estabilidad y maniobrabilidad a diferentes velocidades. Además las formas pueden también limitar el acceso al vehículo, su lanzamiento y recogida, su mantenimiento y su capacidad. Un ejemplo son los AUVs que son disparados y alojados en los tubos lanza-torpedos que necesariamente tienen que tener forma cilíndrica.

2.1.1 Consideraciones iniciales.

La primera consideración y la más importante a tener en cuenta en el diseño hidrodinámico de este tipo de vehículos es que están diseñados para navegar en inmersión, por lo que la resistencia debido a fuerzas de presión será menor a la debida a fuerzas de fricción. Ya que la resistencia al avance de un buque típicamente se divide en:

- **Resistencia viscosa**, es la componente de la resistencia asociada a la pérdida de energía debida a la viscosidad del fluido en que se desplaza el buque. Esta componente de la resistencia se descompone a su vez en:
 - **Resistencia de fricción**; se suele calcular a partir de la de una placa plana equivalente de igual longitud y superficie mojada que el buque.
 - **Resistencia de forma**, se divide en:
 - **Resistencia debida a la curvatura longitudinal del casco**. Debida a las variaciones de la velocidad del fluido a lo largo de la eslora, al ser esta mayor en las cuadernas centrales al agruparse las líneas de corriente.
 - **Resistencia debida a la curvatura transversal del casco**. Reduce el espesor de la capa límite con respecto a una placa plana, aumentando por tanto el gradiente de velocidad y por consiguiente la resistencia.
 - **Resistencia de presión de origen viscoso**, debida a la alteración del campo de presiones producido por la capa límite, y al desprendimiento de la misma en caso de producirse este fenómeno.
- **Resistencia por formación de olas**, debida a la energía que ha de ser suministrada por el sistema de olas creado en la superficie del agua. Esta energía se emplea en acelerar las partículas de agua verticalmente contra la acción de la gravedad.

Al ir navegando en inmersión la resistencia por formación de olas será cero, luego el diseño del AUV se centrará en disminuir las otras componentes de la resistencia.

Ahora bien, la resistencia al avance se va a calcular usando un software CFD, en este caso Tdyn, este calcula la resistencia total como la integración sobre la superficie mojada del casco de las fuerzas que el fluido ejerce sobre cada elemento de superficie; estas fuerzas elementales se dividen en sus componentes normal y tangencial al elementos superficie del casco, con lo que el programa distingue entre dos tipos de resistencia:

- **Resistencia de presión**: es la que se obtiene por la integración de las componentes normales.
- **Resistencia viscosa**: se obtiene por la integración de las componentes tangenciales. Esta no coincide con la resistencia viscosa mencionada anteriormente. Ya que no incluye la resistencia de presión de origen viscoso.

A continuación se exponen las consideraciones que se deben tener en cuenta para el diseño de las formas del casco.

- La reducción de la resistencia de fricción para maximizar la velocidad y la autonomía.
- El cuerpo de vehículo es un cuerpo de revolución y por lo tanto simétrico con respecto los planos XY e XZ.
- Minimizar la separación del flujo, especialmente para eficiencia en la propulsión cerca de la popa.
- La reducción de la resistencia de presión, mediante el uso de formas más finas.
- Colocación de todos los sistemas y sensores, así como aletas, timones y elementos de control.
- Eslora total del vehículo, en función de donde se vaya a manejar, una eslora muy grande puede imposibilitarnos tanto el transporte como el manejo del vehículo en cubierta.
- Normalmente a bajas velocidades (alrededor de 2 nudos) la capacidad para maniobrar se hace un problema debido a que los timones no ofrecen la sustentación suficiente.
- A altas velocidades la estabilidad de los sensores se vuelve problemática.

2.1.2 Diseño casco de flujo laminar.

Como ya se ha señalado la resistencia de fricción y la resistencia de forma son las que contribuirán a la resistencia total del vehículo. La resistencia de fricción depende de la velocidad y del área de la superficie en contacto con el fluido, luego cascos más pequeños y con una superficie mojada menor tendrán menor resistencia de fricción. La resistencia de forma es una función de cómo de bien la forma del casco minimiza la separación del flujo. Cascos más largos y finos, es decir con una mayor relación eslora manga se comportan mejor en este sentido. Los resultados de los estudios realizados por Granville [16] [17], han demostrado que una relación eslora manga entre 5 y 8 son las mejores para reducir la resistencia al avance sin afectar demasiado a la maniobrabilidad y capacidad de carga del vehículo. Valores más pequeños aumentarían demasiado la resistencia valores mayores perjudican la maniobrabilidad del vehículo.

Simplemente para tener la perspectiva de las formas con las que se obtiene una menor resistencia viscosa, buscaremos las formas del casco con las que el flujo sea laminar en la capa límite. El casco de Carmichael [18], desarrollado en los años 70 puede ser un buen ejemplo de este tipo de diseño. En el flujo laminar las partículas de fluido se mueven en capas. Y la resistencia de fricción es mucho menor que en el flujo turbulento donde las partículas se mueven de una forma más caótica creando un esfuerzo cortante mayor entre las capas del fluido y la superficie del casco.

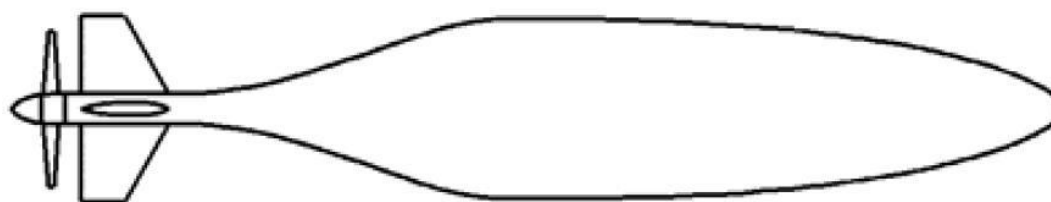


Figura 2-1: Ejemplo de casco con flujo laminar (Casco Carmichael).

Para mantener el flujo laminar, el casco es diseñado para que su diámetro aumente gradualmente desde proa para crear un gradiente favorable de presión hasta llegar al 60-70% de la eslora del casco. En esta área la superficie deber ser lo más lisa e hidrodinámicamente “limpia” posible. No se pueden colocar timones ni aletas porque desestabilizarían el flujo laminar. Por lo que todas deberían ir en el cono de popa. Todos los sensores acústicos, de comunicación y navegación deberían ir colocados lo más a popa posible para que las aberturas y protuberancias no disturben el flujo laminar. Desafortunadamente este diseño para obtener un AUV con flujo laminar no permite el alargamiento o acortamiento del vehículo y limita la posibilidad de expansión modular. Además de limitar y dificultar el posicionado de los equipos y sensores, complica la distribución de pesos y alarga el vehículo sin la correspondiente ganancia de espacio de carga, al tener unas formas tan finas en popa.

2.1.3 Formas más usadas en el diseño de AUVs

En el apartado anterior hemos visto cual sería la solución ideal del casco desde un punto de vista estrictamente hidrodinámico pero hemos visto que tiene una serie de desventajas, por lo que intentar construir un vehículo de estas características no sería una elección muy acertada.

Como ya se expuso en el capítulo anterior, en este proyecto se centra en AUVs con cuerpos cilíndricos o similares, que posibilitan una ampliación modular y una construcción relativamente sencilla.

Una de las alternativas más populares al casco de flujo laminar es la comúnmente llamada forma de torpedo, sobre todo en vehículos portátiles. La forma de torpedo consta de un cuerpo cilíndrico con una tapa a proa que puede tener forma esférica o similar, y forma tronco-cónica o similar para la popa. Como en la forma de torpedo el flujo no es laminar, se puede esperar que la resistencia sea aproximadamente un 30% mayor que en un casco con flujo laminar. Debido a su falta de eficiencia hidrodinámica la resistencia es menos sensible a imperfecciones de fabricación o daños en el casco. Los sensores, cargas útiles y baterías son más sencillos de distribuir que en el casco con flujo laminar. Además el cuerpo cilíndrico permite que el vehículo varíe su eslora. Otra ventaja del cuerpo cilíndrico es su fácil construcción ya que es completamente desarrollable.

Gran número de AUVs tienen esta forma siendo la más expandida sobre todo en vehículos que han de ser lanzados por los tubos-lanzatorpedos donde estas formas se vuelven obligatorias. Como ejemplo de vehículos con forma de torpedo tenemos: REMUS 100, 600; Bluefin 9, 12, 21; SAAB AUV 62; etc.

Las dos variables con las que se puede interactuar en este tipo de diseño son:

La forma de la tapa de proa y la de popa. Al cambiar estas formas reduciremos o ampliaremos la zona del casco con cuerpo cilíndrico. Así se pueden tener vehículos como los de la serie HUGIN, donde las formas se acercan más a las de casco de flujo laminar y el cuerpo cilíndrico ocupa un porcentaje no muy grande de la eslora del vehículo. Y en el otro extremo tendríamos vehículos como el SAAB AUV 62, que prácticamente carece de curvatura en proa y un las formas a popa tampoco son demasiado finas.

2.1.4 Uso de CFD para el diseño de formas.

Aunque el cálculo de la resistencia al avance se explicará con más detenimiento en el siguiente capítulo. La manera de proceder a la selección de las mejores formas para nuestro vehículo usando un software CFD una vez fijadas la dimensiones principales eslora y diámetro sería la siguiente:

- Al ser el vehículo un cuerpo de revolución bastaría con un análisis en dos dimensiones de las secciones centrales de los diferentes modelos.
- Se dibujan en un programa CAD la sección media de diferentes vehículos introduciendo cambios sistemáticos de formas, es decir aumentando y reduciendo el cuerpo cilíndrico y cambiando las formas del cuerpo de proa y popa, pero sin cambiar las dimensiones, eslora y manga del vehículo.
- Estas líneas se introducen en un software CFD y se obtiene su resistencia al avance.
- Se debe entonces realizar una comparación entre los distintos modelos analizados y seleccionar el mejor diseño para las misiones que va a realizar el vehículo. El mejor diseño será una solución de compromiso entre el que posea menor resistencia al avance y el que tenga un mayor volumen interno para carga, ya que puede que el vehículo que tenga una menor resistencia al avance no sea capaz de alojar todos equipos en su interior.

2.2 Dimensionamiento básico

En este capítulo se estiman unas dimensiones iniciales con las que empezar el diseño del vehículo. Para diseñar el AUV, hay que basarse en las soluciones técnicas ya existentes para tener una idea inicial de las formas, dimensiones y disposiciones que se emplean, así como de sus características más generales.

El AUV analizado en este proyecto presenta una serie de características que debe cumplir:

- Autonomía energética y de comunicaciones
- Autonomía de movimiento
- Un peso reducido, de entre 20-80 kg.
- Flotabilidad neutra o preferiblemente ligeramente positiva, para facilitar su recuperación, ya que el uso de tanques de lastre para inmersión obliga a tener un volumen del vehículo en el que no se pueden disponer equipos, ya que hay que reservarlo para el lastre, además de la necesidad de un equipo para el lastrado y deslastrado. Además estos no serán necesarios ya que el vehículo no está diseñado para la navegación en superficie. El equilibrado de pesos de este tipo de vehículos se suele hacer con lastre fijo.
- Dimensiones reducidas, una eslora no muy grande que permita el fácil transporte del vehículo en una furgoneta o una embarcación pequeña.
- Construcción sencilla y de bajo coste
- Una cota de profundidad no muy excesiva de entre 50-100 metros.

Para tener esta idea inicial se realizarán una serie de regresiones partiendo de una base de datos formada por AUVs construidos en los últimos años, como ya se indicó en el capítulo anterior tan solo se tendrá en cuenta para el estudio AUVs de formas relativamente sencillas en concreto todos tienen forma torpedo o similares y que no pertenezcan a la clase Vehículos de gran tamaño ya que distan mucho de lo que se quiere construir. En esta base de datos se han incluido 50 vehículos. Y se dispone de sus características principales: Peso, Eslora, Manga, Calado, Velocidad (normal de operación, no la máxima), Profundidad, Capacidad de las baterías (Energía), Autonomía (a la velocidad normal de operación), Relación Manga/Eslora y por último la potencia calculada como Energía/Autonomía.

Vehículo	Peso [kg]	L [m]	B [m]	D [m]	V [knts]	Profundidad [m]	Energía [kW·h]	Autonomía [horas]	Potencia	Relación
									[W]	L/B
Aqua Explorer	300	3,00	1,30	0,90	3,0	2000		16		2,308
Autosub		7,00	0,90	0,90	3,0	1600				7,778
AUSS	1273	5,50	0,79	0,79	5,0	6500		10		6,962
Bluefin-9	50	1,65	0,24	0,24	3,0	100	1,5	12	125	6,875
Bluefin-12	140	2,10	0,32	0,32	3,0	200	4,5	20	225	6,481
	230	3,80	0,32	0,32	3,0	200	4,5	20	225	11,728
Bluefin-21	180	2,40	0,53	0,53	2,9	4500		20		4,528
B-21 BPAUV	363	3,30	0,53	0,53	3,0	201	4,5	18	250	6,226
Caribou	400	3,40	0,58	0,58	3,0	3000				5,862
Cetus	150	1,80	0,80	0,50	2,0	4000				2,250
C-Surveyor II		5,30	1,00	1,00	4,0	3000				5,300
ECA Alister	960	5,00	1,68	1,45	5,0	300		20		2,976
EMATT	10,1	0,91	0,12	0,12	3,0			10		7,371
Fetch 2	73	1,96	0,29	0,29	3,0	150				6,759
Fetch 3	98	2,10	0,35	0,35	2,6	150				6,000
Folaga	31	2,00	0,16	0,16	4,0	80		6		12,500
Flying Plug		1,27	0,23	0,23	3,5	305				5,546
Gavia Defense	49	1,80	0,20	0,20	3,0	1000	1,2	7	171	9,000
Gavia Offshore	80	2,70	0,20	0,20	3,0	1000	1,2	5	240	13,500
Gavia Scientific	49	1,80	0,20	0,20	5,5	1000	1,2	7	171	9,000
HUGIN 1000 Military	600	3,85	0,75	0,75	4,0	1000	15,0	24	625	5,133
	850	5,00	0,75	0,75	4,0	1000	15,0	24	625	6,667
HUGIN 3000	1400	5,35	1,00	1,00	4,0	3000	45,0	60	750	5,350
HUGIN 4500	1900	6,00	1,00	1,00	4,0	4500	60,0	60	1000	6,000
IMSI AUV100	38	1,50	0,20	0,20	3,0	100				7,500
Increment 2	250	3,40	0,32	0,32	3,0	67		12		10,494
Increment 3	363	5,20	0,53	0,53	3,0	91		16		9,811
ISE ARCS	1361	6,40	0,69	0,69	5,5	305	20,0	10	2000	9,329
ISE	750	4,50	0,69	0,69	5,0	3000		14		6,522
EXPLORER	1250	6,00	0,74	0,74	5,0	5000		14		8,108
IVER 2 580-S	20	1,26	0,15	0,15	2,5	100	0,8	14	57	8,400
IVER 3	21	1,50	0,15	0,15	2,5	100	0,8	14	57	10,000
Marlin MK3	1590	4,90	1,50	1,30	4,0	4000		80		3,267
LAUV	15	1,10	0,15	0,15	3,0	50		8		7,333
LMRS	1270	6,10	0,53	0,53	4,0	450		40		11,509
MARES	32	1,50	0,20	0,20	3,0	100	0,6	10	60	7,500
Morpheus	35	1,50	0,25	0,25	4,0	200				6,000
MRUUVS	1361	6,10	0,53	0,53	4,0	450		50		11,509
Nessie VT	40	1,60	0,28	0,28	3,0	100		22		5,714
Odyssey llb	165	2,20	0,58	0,58	3,0	6000				3,793
Ranger	9,07	0,86	0,09	0,09						9,556
SAAB AUV 62	700	3,00	0,53	0,53	3,0	500				5,660
	1500	6,00	0,53	0,53	3,0	500				11,321
REMUS 100	37	1,60	0,19	0,19	3,0	100	1,0	22	45	8,421
REMUS 600	240	3,25	0,32	0,32	5,0	600	5,2	70	74	10,031
REMUS 3000	345	3,70	0,36	0,36	3,0	3000		77		10,393
REMUS 6000	862	3,84	0,71	0,71	5,1	6000	11,0	22	500	5,408
Xanthos	200	2,20	0,58	0,50	2,0	2000				3,793
VTSelf Mooring	34	2,26	0,18	0,18	4,0	500		25		12,556

Tabla 2.1: Base de datos de AUVs disponibles en el mercado.

2.2.1 Peso-Profundidad

La relación entre el peso y la profundidad del AUV están ligados a dos conceptos muy influyentes, como son la autonomía y la resistencia mecánica de la estructura. Ambos valores aumentan a medida que aumenta la profundidad de operación. La autonomía está ligada al número de baterías o la cantidad de combustible (en caso de usar una pila de combustible), por lo que parece lógico pensar que el peso aumente con la profundidad.

Por otro lado, la estructura deberá ser más pesada al incrementarse la presión exterior. Observando la siguiente gráfica se puede observar que no hay una clara relación entre el peso del AUV y la profundidad de operación esto puede ser debido a los siguientes factores:

- Los equipos que embarcan no tienen consumos elevados (equipos de medición, sensores,...), por lo que la parte de la autonomía al aumentar la profanidad no es crítica (dichos equipos no consumirán más por ser más robustos, ya que son estáticos).
- Este tipo de vehículos se suelen construir con materiales ligeros, lo cuales no aumentan demasiado el peso al aumentar los espesores (fibra de vidrio, o de carbono por ejemplo).

Luego no se puede establecer ninguna relación clara entre el peso y la profundidad de operación. Aunque vemos que la línea de tendencia indica que el peso de los vehículos tiende a incrementarse con la profundidad, pero los datos están muy dispersos.

Al margen de esto, debemos tener en cuenta que nuestro vehículo tendrá que tener flotación neutra, es decir una relación Peso/Volumen igual a la densidad del agua de mar o ligeramente inferior para poder recuperarlo en caso de fallo de la propulsión. Ya que este tipo de vehículos no suelen llevar tanque de lastre ya que no están diseñados para trabajar en superficie y al colocar tanques de lastre necesitamos ocupar un espacio vacío o lleno de agua en inmersión, cuando este espacio podría ser ocupado por algún equipo. Además de la necesidad de instalar un sistema para el lastrado y soplado de estos tanques. Por estas razones parece más lógico construir un vehículo con flotabilidad neutra que uno con tanques de lastre como un submarino convencional.

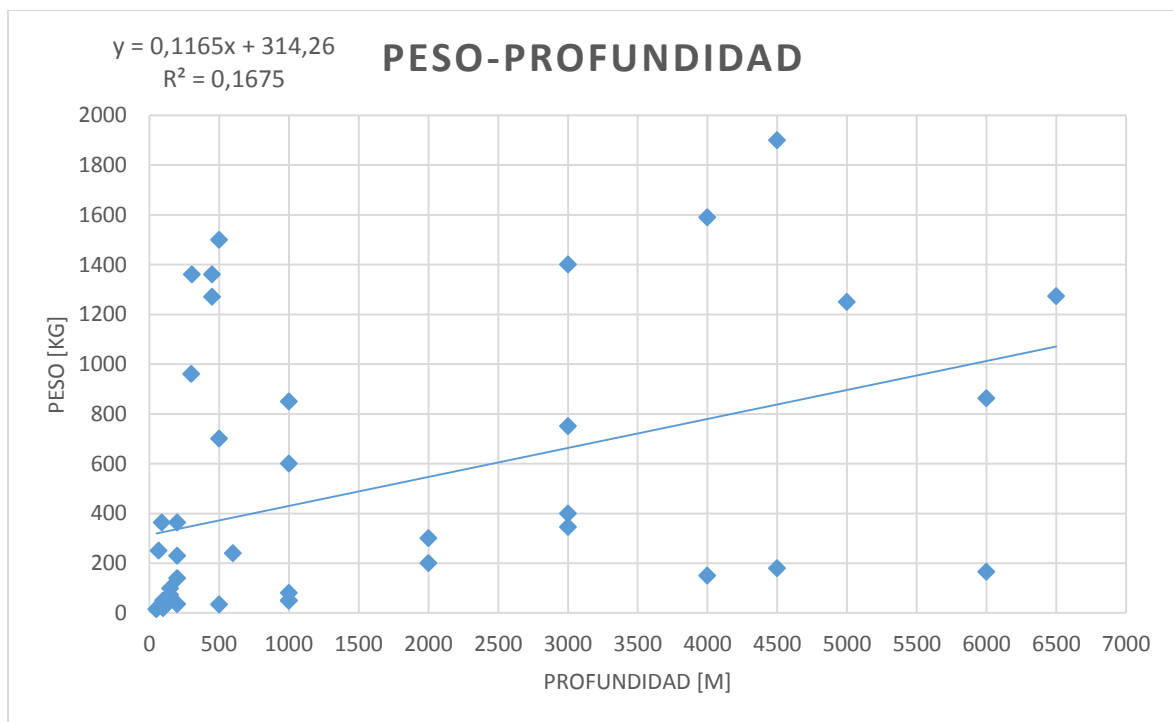


Figura 2-2: Relación Peso Profundidad.

2.2.2 Peso-Eslora

La distribución que se debería establecer sería del tipo cúbica, pues la relación peso/volumen ha de mantenerse constante, para tener flotabilidad neutra, por lo que se debe mantener una cierta relación entre todas las dimensiones que conforman el volumen, por lo que al ir aumentando la eslora, el peso lo hará de manera proporcional al cubo de la misma. En la gráfica vemos que la mejor forma de ajustar esta regresión es con una función potencial donde el exponente es (2,6791) que está bastante cerca de 3. Esta regresión es bastante aceptable ya que el valor del coeficiente de regresión está muy cercano a 1 y vemos que se ajusta aún mejor para vehículos menores de 2 metros que será nuestro caso de estudio.

Luego para el diseño utilizaremos la relación obtenida:

$$\text{Peso} = 12,175 \cdot L^{2,6791} \quad R^2 = 0,9174$$

Para comenzar con una primera estimación de las dimensiones de nuestro AUV, tenemos que tener en cuenta que este será un prototipo destinado sobre todo a realizar pruebas de maniobra autonomía y sistemas de navegación, luego el tamaño será un parámetro importante ya que deber ser lo suficientemente pequeño para poder ser transportado con facilidad, debido a esto la primera dimensión a fijar será la eslora y a partir de esta se estimarán los siguientes parámetros. Hay que recalcar que esta eslora inicial no es la final del AUV podrá sufrir variaciones.

La eslora de este tipo de vehículos suele estar comprendida entre 1 y 2 metros, debido a que el vehículo que se quiere diseñar es de características similares al REMUS 100 para empezar la estimación se seleccionará su eslora que es igual a: $L = 1,6$ metros.

Con esto nuestro vehículo tendrá un peso estimado de: $\text{Peso} = 43$ kg.

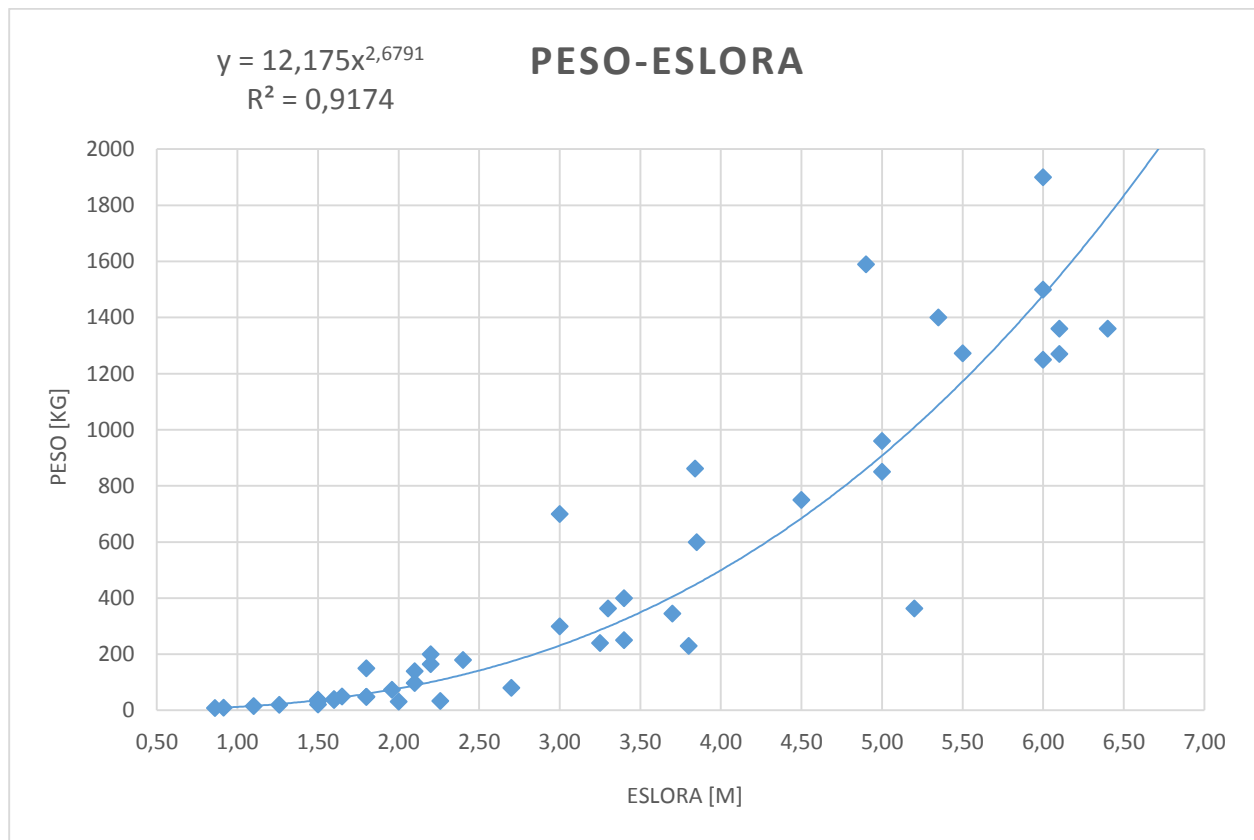


Figura 2-3: Relación Peso-Eslora.

2.2.3 Eslora-Manga

Con respecto a la relación entre las dimensiones L/B o L/T, que el caso de los AUV suelen ser la misma o estar muy cerca una de otra ya que suelen tener forma de torpedo o submarino con secciones circulares.

Los principales motivos de que no podamos encontrar una relación entre las medidas principales en este tipo de vehículos serían los siguientes:

- La gran mayoría de ellos tienen un sistema de construcción modular, es decir, un mismo vehículo puede tener varias esloras con una misma sección.
- Muchos de ellos tienen un diámetro estándar de 21 pulgadas (53cm), como se puede ver en la tabla de la base de datos, pero sus esloras no son para nada estándar.

Debido a esto no podemos establecer una relación entre la eslora y el diámetro del vehículo, una vez conozcamos la eslora y el peso estimaremos la eslora en función del espacio necesario para introducir los equipos.

De todos modos podemos observar que hay un rango de eslora-manga en el que entran la mayoría de los vehículos se encuentran, se puede decir que este sería:

$$L/B = [5 - 11]$$

Como hemos estimado la eslora podemos establecer entre que valores se moverá el valor de la manga (diámetro) del AUV:

La manga estará entre: [0,15 – 0,32]

Se tomará un valor intermedio (L/B =8), luego la manga inicial será: B = 0,2 m

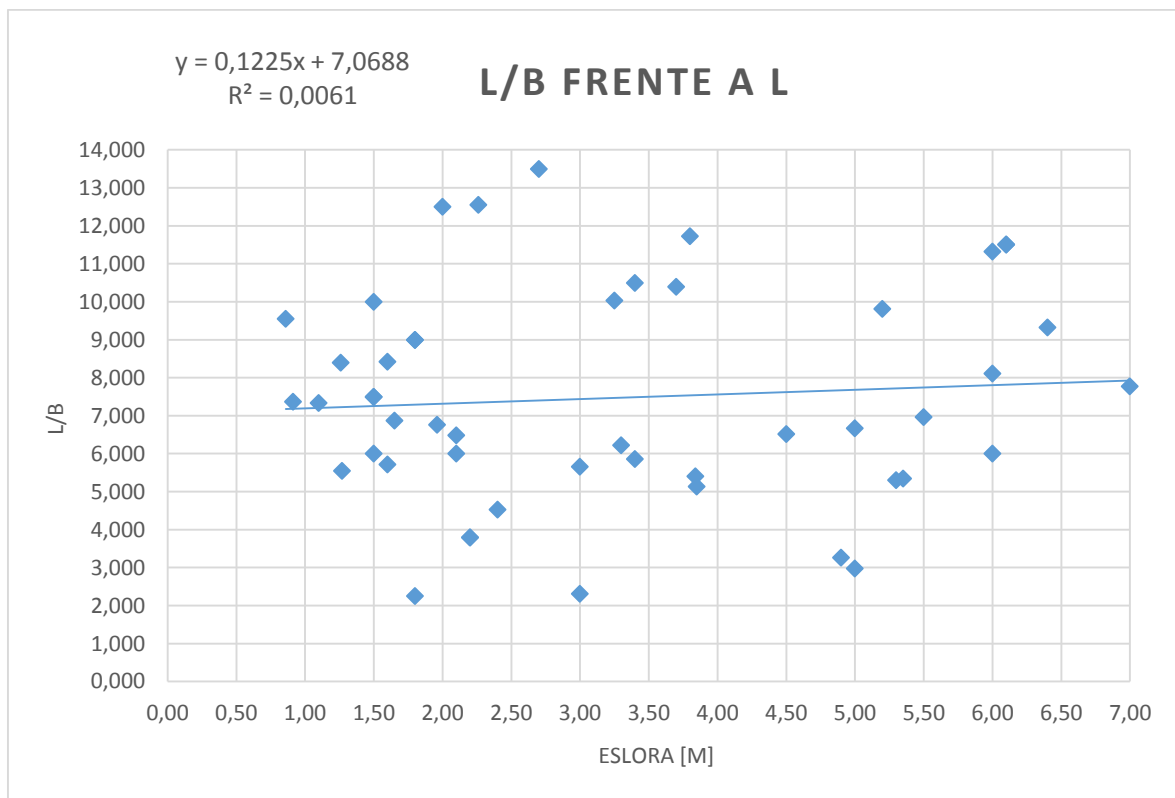


Figura 2-4: Relación Eslora/Manga con respecto Eslora.

2.2.4 Peso-Energía

La energía es un parámetro que dependerá de la autonomía del vehículo, así como de su peso, formas hidrodinámicas y equipos en funcionamiento, es por eso que muchos fabricantes dan un rango de autonomía para distintas velocidades y configuraciones.

Al margen de esto y tan solo como una aclaración debemos saber la diferencia entre consumo energético y energía, de una forma muy simple podríamos decir que:

- El consumo energético se refiere a la cantidad de energía por unidad de tiempo que los diferentes equipos demandan, este consumo se dividirá en los diferentes equipos que tiene el vehículo, tanto de propulsión como sensores y sistema de control. Este consumo es variable, por ejemplo el vehículo no consume lo mismo a un nudo que a cinco, ni tampoco si está usando todos sus sensores o tan solo los necesarios para la navegación. Los fabricantes de este tipo de vehículos no suelen presentar información sobre este dato.
- La energía en cambio es la cantidad de energía almacenada en las baterías, esta energía está íntimamente ligada con la autonomía del vehículo y nos definirá cuánto tiempo puede estar el vehículo autónomo funcionando sin suministro eléctrico exterior. Esta energía se agotará más rápidamente conforme más consumo energético demanden los equipos del vehículo. Los fabricantes de este tipo de vehículos suelen suministrar la cantidad de energía máxima de la que dispone el vehículo en máxima carga.

Pese a que la autonomía de cada vehículo es distinta se puede observar en la siguiente gráfica una relación entre el peso del AUV y la potencia instalada siguiendo una cúbica. Luego para obtener una estimación de la potencia una vez conocido el Peso usaremos la siguiente ecuación cúbica:

$$\text{Energía} = 8 \cdot 10^{-9} \cdot \text{Peso}^3 - 7 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Peso}^2 + 0,0177 \cdot \text{Peso} + 0,5251 \quad R^2 = 0,9289$$

Como el peso ya lo hemos estimado no hay más que sustituir el valor de este en la ecuación para obtener una estimación de la capacidad de las baterías de nuestro AUV.

$$\text{Energía} = 1,3 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

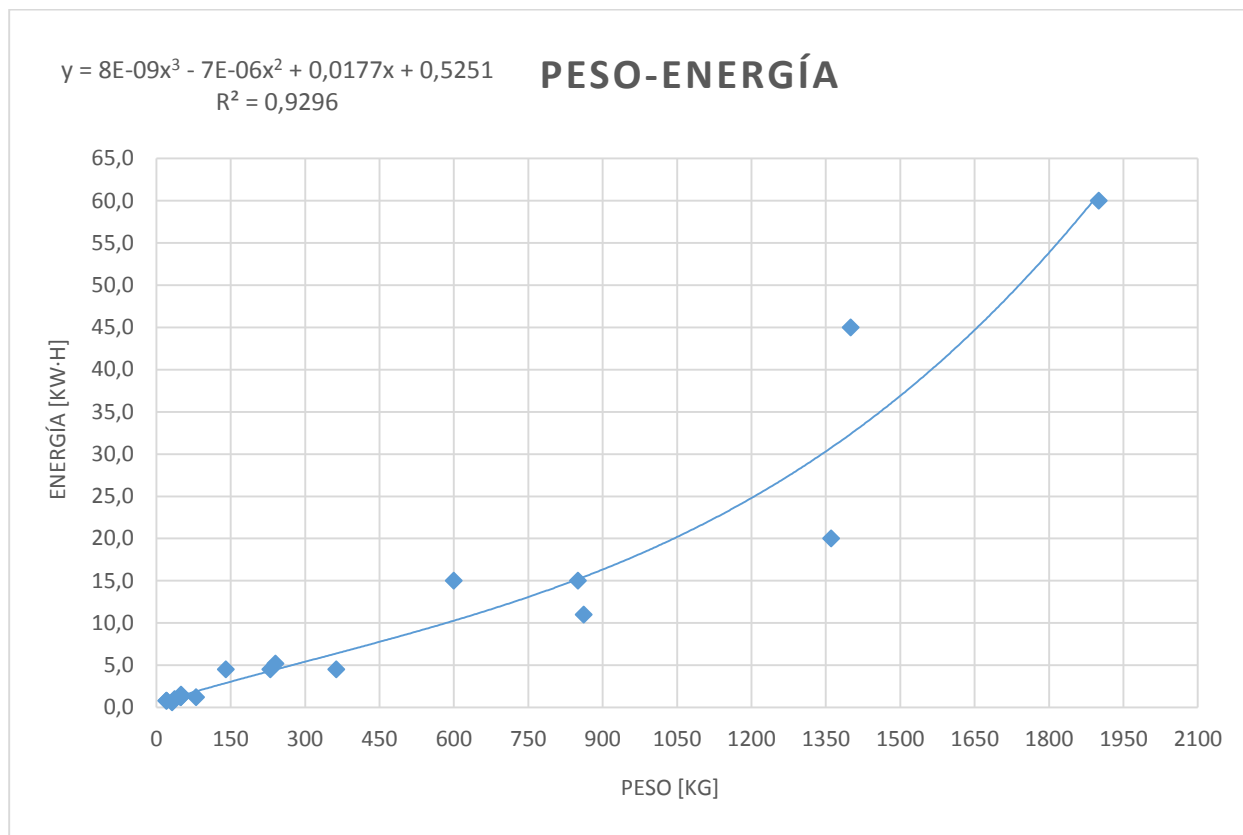


Figura 2-5: Relación Peso- Energía.

2.2.5 Peso-Consumo Energético

Los fabricantes de este tipo de vehículos no suelen suministrar el consumo energético como un dato, pero conociendo la autonomía y la energía instalada, podemos saber a qué velocidad se consume esa energía. Este consumo no tiene un valor fijo depende de los equipos que estén conectados y a la velocidad a la que se desplace el vehículo. Dependiendo de que este consumo energético sea mayor o menor las baterías suministrarán más o menos potencia al sistema para hacer lo funcionar.

Haciendo esta aproximación hay que dejar claro que este consumo energético no es solo la potencia utilizada para propulsión, en este consumo se tienen en cuenta también los equipos a bordo del vehículo, funcionando a velocidad nominal.

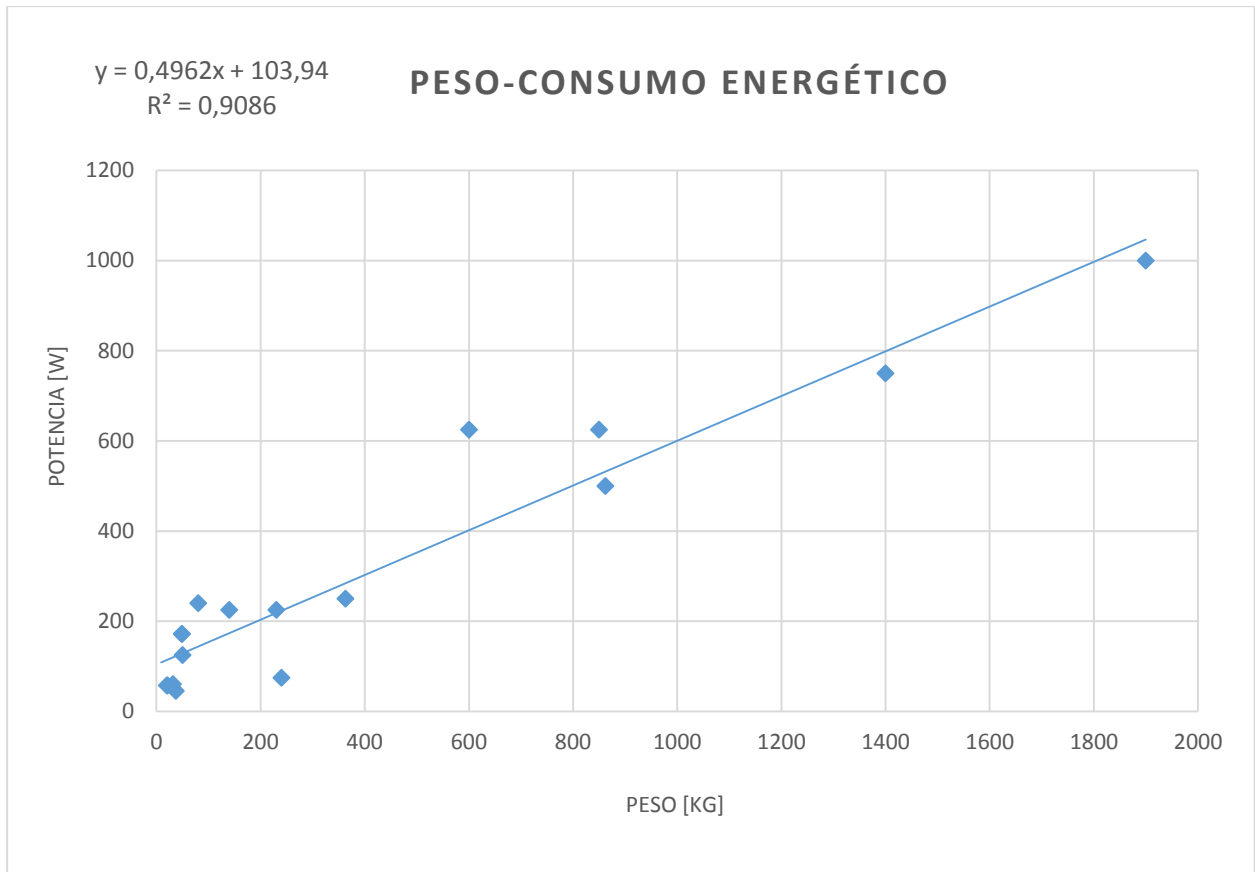


Figura 2-6: Relación Peso- Potencia.

Como era de esperar el consumo energético aumenta al aumentar el tamaño del vehículo como sucedía con la energía necesaria almacenada en las baterías. Para hacer una primera aproximación del consumo energético podemos aproximar los datos a una regresión lineal obteniendo la siguiente fórmula.

$$\text{Consumo Energético} = 0,4962 \cdot \text{Peso} + 103,94 \quad R^2 = 0,9086$$

Introduciendo nuestro peso en la fórmula obtenemos una primera aproximación del consumo energético que tendrá el vehículo incluyendo propulsión y sensores.

$$\text{Consumo energético} = 125 \text{ W}$$

2.2.6 Peso-Autonomía

La autonomía del vehículo depende del consumo energético y de la cantidad de energía disponible y depende del tipo de misión a la que se destine el AUV necesitará de una mayor o menor autonomía. En la siguiente grafica intentaremos obtener una relación entre la autonomía y el peso en este tipo de vehículos.

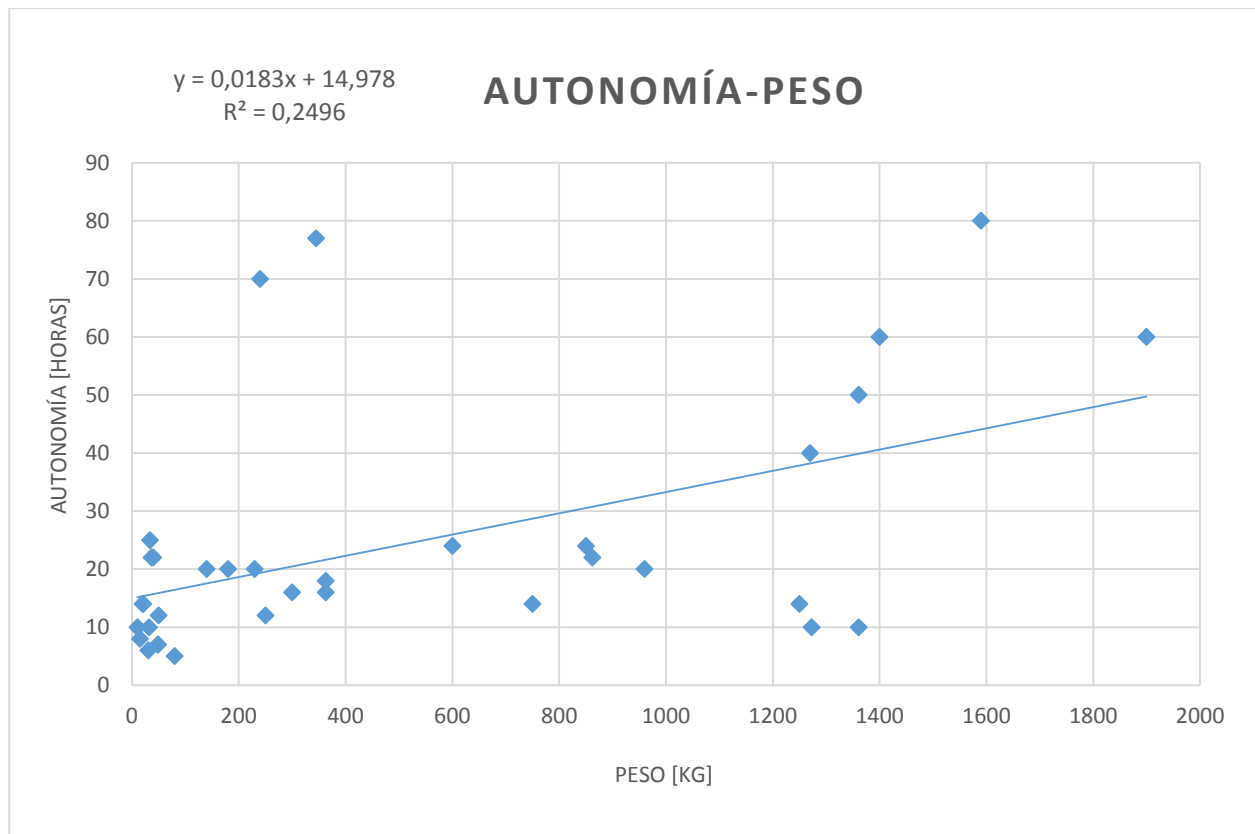


Figura 2-7: Relación Peso-Autonomía.

Se podría pensar que cuando más grande sea el vehículo mayor autonomía tendrá ya que tiene mayores baterías, es decir mayor energía, pero su consumo también será mayor por lo que la autonomía no aumenta con el peso, como ya se ha expuesto será dependiente de la misión. Aunque podemos ver que vehículos de menos de 100 kg, normalmente no tendrán autonomía mayores de 15 horas, debido a que son de tipo portátil y se usan para misiones de corta duración.

Conociendo la estimación de los consumos y la estimación de energía se puede estimar la autonomía, así se debe proceder cuando se avance más en el diseño del vehículo, se calculará los consumos energéticos que demandan la propulsión y los equipos y suponiendo una autonomía se puede estimar la capacidad de las baterías que necesita llevar el AUV. Para esta primera estimación inicial la autonomía obtenida es de:

$$\text{Autonomía} = 1,3 \text{ kW} \cdot \text{h} / 0,125 \text{ kW} = 10,4 \text{ horas}$$

Que se ajusta bastante bien a la autonomía que se necesita, que debe ser suficiente para poder hacer pruebas con el vehículo.

2.2.7 Dimensiones preliminares

Una vez recogidos todos estos datos, se obtienen unas dimensiones preliminares:

Eslora: 1,6 m

Diámetro: 0,23 m

Peso: 43 kg

Energía: 1,3 kW·h

Consumo energético: 125 W

Autonomía: 10,4 horas

Una vez estudiado esto, podemos llegar a la conclusión de que este tipo de vehículos son poco frecuentes y sus dimensiones y características no son tan fijas como en la gran mayoría de buques. Pero que aun así podemos ver que para vehículos con un tamaño parecido hay una serie de parámetros que si guardan una relación más o menos fija como hemos visto que sucede con la relación peso-eslora o la relación entre energía instalada-peso.

Sin embargo hay otras dimensiones como L/B que no guardan mucha relación, aquí es donde vemos que el mercado de los AUV es un mercado todavía poco desarrollado, estas diferencias en las relaciones de dimensiones entre unos y otros las podemos atribuir a que normalmente los fabricantes de AUVs (normalmente universidades o instituciones de carácter investigador) se enfrentan al problema de una forma más autónoma y obtienen resultados finales bastante independientes al resto de fabricantes de AUVs.

Pese a todas estas características que se han encontrado, las dimensiones finales de se encontraran en cuanto se conozcan todos los equipos a instalar a bordo, su potencia, su peso, etc... Este es el proceso que debemos seguir en la espiral de diseño.

Por último señalar que el objetivo de este proyecto no es diseñar unas formas concretas sino más bien explicar cómo se debería actuar para un caso genérico, luego no se van a analizar diferentes carenas, se analizan las formas de un vehículo ya disponible en el mercado en este caso el REMUS 100.

Se ha escogido el REMUS 100 por las siguientes razones. Tiene unas dimensiones y características muy similares a lo que se busca, además el vehículo se quiere construir en la universidad, con las técnicas constructivas de las que se disponen en la universidad el vehículo no puede tener formas muy complicadas. Y en el REMUS 100 el 65% de la eslora es cuerpo cilíndrico y la proa es casi una semiesfera estas características facilitan mucho su construcción, es un diseño que ha sido fruto de muchos estudios por lo que se tienen datos experimentales de su resistencia al avance.

3 Capítulo 3.
ESTIMACIÓN DE LA
RESISTENCIA
MEDIANTE CFD

3.1 Introducción

Conocer una estimación de la resistencia al avance del vehículo a diseñar es muy importante, ya que esta nos ayudará a saber que potencia necesitamos instalara bordo, en este capítulo se explicará cómo se puede estimar esta resistencia mediante el uso de herramientas CFD.

La mecánica de fluidos computacional (CFD) es una de las ramas de la mecánica de fluidos que utiliza métodos numéricos y algoritmos para resolver y analizar problemas sobre el flujo de gases y líquidos. Aun con ecuaciones simplificadas y superordenadores de alto rendimiento, solo se pueden alcanzar resultados aproximados en muchos casos. La continua investigación, sin embargo, permite la incorporación de software que reduce la velocidad de cálculo así como el margen de error al tiempo que permite analizar situaciones cada vez más complejas como los flujos turbulentos o casos con superficie libre. La verificación de los datos obtenidos por CFD suele ser realizada en túneles de viento u otros modelos físicos a escala como tanques de experiencias hidrodinámicas.

El método consiste en discretizar una región del espacio creando lo que se conoce por una malla espacial, dividiendo una región del espacio en pequeños volúmenes de control. Después se resuelve en cada uno de ellos las ecuaciones de conservación discretizadas, de forma que en realidad, se resuelve una matriz algebraica en cada celda de forma iterativa hasta que el residuo es suficientemente pequeño.

3.2 Historia de los CFD.

La utilización de los canales de Ensayos Hidrodinámicos y las pruebas en mar abierto, a través de la investigación experimental con modelos o el propio vehículo, ha sido desde hace tiempo el único medio de predicción del comportamiento del flujo y de las fuerzas que actúan sobre el buque. No obstante, la introducción de análisis matemáticos ha cuestionado la necesidad y prioridad de los ensayos realizados con modelos.

Aunque los primeros análisis matemáticos de un flujo fluido comenzaron a desarrollarse a principios del siglo XVIII, cuando Laplace, Bernoulli y Euler establecieron las ecuaciones básicas de la Mecánica de Fluidos, de hecho, su utilización para aplicaciones en ingeniería fue escasa debido a la complejidad de su estructura y falta de recursos numéricos en aquel momento.

En el siglo XIX fueron Navier y Stokes los que establecieron las ecuaciones fundamentales que describen un flujo real en fluidos viscosos. De igual manera seguía ocurriendo que, exceptuando unos pocos casos sencillos para los que podían encontrarse soluciones analíticas, la mayor parte de las veces las ecuaciones no pueden resolverse en los casos de interés práctico.

Prandtl desarrolló, a comienzos del siglo XX, la teoría de la capa límite como una simplificación de la solución de Reynolds para las ecuaciones de Navier-Stokes. Las ecuaciones de la capa límite constituyeron el primer medio de análisis de un flujo no sólo en casos de interés académico, sino en situaciones de interés técnico, con las limitaciones impuestas por los medios existentes en su día.

El concepto de capa límite presenta restricciones que limitan su rango de aplicación. En los casos en que existen fenómenos de turbulencias y separación de capa límite resulta obligatorio utilizar las soluciones de las ecuaciones de Navier-Stokes.

En 1945 fue cuando Neuman, en un congreso, propuso, por primera vez, usar el ordenador para integrar las ecuaciones de la mecánica de fluidos. La capacidad de cálculo había mejorado considerablemente y parecía posible encontrar soluciones matemáticas fiables. Con ello se recuperaba la vieja tesis de Lagrange sobre la posibilidad de resolver matemáticamente los problemas que plantea el estudio del movimiento de los fluidos.

Otro punto de partida de los nuevos métodos fue el trabajo de Hess y Smith, publicado en 1962 en donde por primera vez se podía calcular el flujo potencial, en tres dimensiones, alrededor de formas arbitrarias con condiciones en los límites. Dawson en 1977, introdujo la superficie libre, aunque apoyándose en una linealización de la condición de superficie libre. Para hacerlo se partía de una solución de modelo doble y luego se buscaba otra solución imponiendo la condición de superficie libre sobre la propia superficie deformada.

Estas soluciones iniciales se basan en los flujos potenciales asumiendo que el fluido no tiene viscosidad y que el flujo es irrotacional por lo que el campo de velocidades puede obtenerse como gradiente de una función potencial y la ecuación diferencial que rige el proceso es la ecuación de Laplace. Sin embargo, al no tener en cuenta la viscosidad, su alcance es limitado. De esta forma, al principio de los sesenta, el flujo viscoso se calculaba a partir de las ecuaciones de la capa límite bidimensional.

Se pasó posteriormente a considerar la capa límite tridimensional, pero los resultados no eran totalmente satisfactorios en la popa del buque donde el espesor de la capa límite es grande y donde también aparecen fenómenos de separación.

Desde entonces, el desarrollo de algoritmos para la solución no estacionaria de las ecuaciones de Navier-Stokes y para la solución mediante una estimación de un valor promedio de estas ecuaciones (RANSE: Reynolds Averaged Navier Stokes Equations) han avanzado considerablemente. Métodos numéricos como el de diferencias finitas, elementos finitos y volúmenes finitos se están utilizando con buenos resultados.

Todo esto ha dado lugar a la aparición de una nueva disciplina en el campo de la Mecánica de Fluidos, la “Mecánica de Fluidos Computacional” (CFD) en fase de desarrollo permanente.

3.3 Utilización de los CFD

Este tipo de herramientas tienen aplicación en casi todos los campos de la técnica actual desde la medicina a la ingeniería. Así mismo ocurre en la hidrodinámica, aquí aparece en los siguientes campos:

- **Resistencia y propulsión:** Las aplicaciones CFD se centran fundamentalmente en ese campo. Aquí sobre todo, hasta finales de los 90 se suelen utilizar cálculos potenciales donde se desprecian los efectos de la viscosidad y formación de olas en superficie libre. Esto proporciona unos cálculos simples, rápidos y más o menos acertados. Sin embargo, con el tiempo y ya a finales de los 90, empezaron a considerarse todos estos efectos siendo estos los puntos que plantean los mayores problemas en la actualidad.
- **Maniobrabilidad:** Este aspecto, cada día gana más en importancia con las nuevas regulaciones de la IMO tras accidentes marítimos de buques tanques. Así pues, el análisis mediante herramientas CFD de los flujos alrededor de apéndices del buque permiten calcular los distintos momentos producidos y así, evaluar la maniobrabilidad del buque.
- **Comportamiento en el mar:** Aquí los códigos CFD, constituyen una parte poco madura en este campo, aunque cada día más existen códigos comerciales que permiten el cálculo de los movimientos del buque frente a un determinado estado de mar. Sin embargo, éste problema presenta una gran dificultad ya que es necesario disponer una malla de diferente tamaño según la altura de ola y diferentes características del mar, así como un dominio computacional grande

que permita representar los estados del mar así como fenómenos de difracción de oleaje, embarque de agua en cubierta... Otra aplicación dentro de este campo es el "Offshore", campo con gran visión de futuro; aquí el estudio de las cargas de oleaje y viento sobre las estructuras resulta de suma importancia para un buen diseño.

- **Diseño de propulsores:** En campo de los CFD las técnicas utilizadas son viscosas ya que permiten un mejor cálculo del rendimiento del propulsor para una mejor aproximación a los resultados de experimentos reales. Aquí se emplean técnicas BEM ("Boundary Element Methods") u otras como superficies sustentadoras.
- **Flujos en el interior de tuberías y conductos.**

En este proyecto se van a utilizar los CFD tanto para el análisis de la resistencia al avance del modelo como para determinar los coeficientes que nos determinen cómo se va a comportar el vehículo.

3.4 Ventajas e inconvenientes de las herramientas CFD

Las ventajas del análisis con técnicas CFD puede ser resumido básicamente en las siguientes ventajas:

- Reducción sustancial en tiempo y costes en los nuevos diseños.
- Posibilidad de analizar sistemas y condiciones muy difíciles de simular experimentalmente.
- Capacidad de estudiar sistemas bajo condiciones peligrosas o más allá de sus condiciones límites de funcionamiento, por ejemplo, accidentes con sustancias tóxicas.
- Nivel de detalle prácticamente ilimitado. Los métodos experimentales son tanto más caros cuanto mayor es el número de puntos de medida, mientras que los programas CFD pueden generar gran cantidad de información sin coste añadido y con posibilidad de hacer estudios paramétricos.
- Valor añadido del producto. Existe la capacidad de generación de gráficos que permiten una mejor comprensión del resultado y así estimular la compra del producto.

Sin embargo, no todo pueden ser ventajas. Como las principales desventajas podemos citar:

- Se precisa de un gran conocimiento de las ecuaciones que modelan ciertos fenómenos físicos, necesitando personal con grandes conocimientos en la materia.
- Otra desventaja es que no siempre es posible llegar a resultados lo suficientemente precisos, dando lugar a grandes errores en cuestiones básicas.
- Simplificación del fenómeno a estudiar para que el hardware y el software puedan abordarlo. El resultado será tanto más preciso cuanto más adecuadas hayan sido las hipótesis y simplificaciones realizadas.
- La existencia de insuficientes e incompletos modelos para simular el efecto de la turbulencia, fenómenos multifásicos o la combustión, entre otros.
- Por último y no menos importante, la tendencia humana a creerse todo lo procedente del ordenador, sobre todo cuando se presentan resultados de forma atractiva.

En definitiva se puede resumir en que los CFD hoy en día continúan siendo una ayuda a otras herramientas de análisis y experimentación, como los túneles de viento o canales hidrodinámicos y deben por tanto ser usadas en conjunto con estas.

3.5 Clasificación de las herramientas CFD

Dentro del ámbito naval, las herramientas CFD, pueden ser clasificadas dentro de dos grandes grupos: aquellas que consideran flujo potencial y aquellas que consideran flujo viscoso:

3.5.1 Flujo potencial

Los flujos potenciales asumen que el fluido no tiene viscosidad y que el flujo es irrotacional por lo que la vorticidad es cero luego:

$$\omega = \nabla \times u = 0 \tag{3.1}$$

Esto implica que el campo de velocidades puede obtenerse como gradiente de una función llamada potencial de velocidades y denotada como ϕ

$$u_i = \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \tag{3.2}$$

Y la ecuación diferencial que rige el proceso es la ecuación de Laplace. Que para flujo incompresible debe cumplirse que:

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x_i^2} = 0 \tag{3.3}$$

Dentro de este grupo tendremos con y sin superficie libre.

3.5.2 Flujo viscoso

En el otro gran grupo tendremos las herramientas que consideran flujo viscoso, que como su nombre indica, son aquellas que, consideran la viscosidad del fluido, dividiéndose a su vez con o sin superficie libre.

En el desarrollo de este proyecto será necesario considerar flujo viscoso pero no consideraremos el efecto de superficie libre ya que consideramos el vehículo completamente sumergido.

Ecuación de continuidad.

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \tag{3.4}$$

Ecuación de cantidad de movimiento.

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} = \nu \Delta u_i \tag{3.5}$$

Ecuación de energía.

$$\frac{\partial E}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = \phi + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \tag{3.6}$$

Donde:

- Δ es el operador laplaciano.
- E es la energía interna por unidad de masa.
- ϕ es el ratio de disipación de energía mecánica.

- ν es la viscosidad cinemática.
- k es el coeficiente de conductividad térmica.
- T es la temperatura.

3.6 Validación de un código CFD

La validación se entiende como la demostración de que el programa de ordenador representa adecuadamente la realidad física. Aquí podemos distinguir dos casos, el caso en el que estemos desarrollando un nuevo código CFD, no comercial, aquí buscaremos que el programa funcione correctamente, por otro lado si estamos un usando un software comercial, como es nuestro caso, debemos comprobar que el programa se adapta a las características que necesitamos. Un proceso a seguir para la validación de un Software comercial sería la siguiente:

- Los suministradores del programa suelen suministrar tutoriales y casos de validación para el programa, hay que buscar uno que sea similar a lo que deseamos calcular y comprobar que los resultados obtenidos son los mismos. Esto es necesario para detectar algún problema o incompatibilidad del software con nuestro Hardware.
- Una vez que sabemos que el programa funciona correctamente habrá pasar al cálculo de nuestro problema, ahora estos datos se deben validar mediante la comparación con datos experimentales.

Otro concepto importante es la calidad. Los criterios de calidad de un software informático quedan establecidos a través de las Normas ISO, en dónde se abordan la problemática de la validación de los CFD, sobre todo los destinados a la optimización de las formas del buque.

Las características según las normas ISO que deben cumplir un software como CFD son las siguientes:

- **Funcionalidad:** Los programas deben proporcionar la información utilizando parámetros y nomenclatura compatible con las prácticas establecidas en el sector industrial de que se trate.
- **Fiabilidad:** Los programas deben realizar sus cálculos dentro de unos márgenes de confianza y alcanzar unos determinados niveles de precisión.
- **Facilidad de uso (usability):** Esta característica evalúa la capacidad para que su lógica sea entendida por el usuario así como el aprendizaje de las operaciones de entrada y salida de datos y de control.
- **Eficiencia:** La eficiencia de un programa de ordenador se debe medir no sólo en el tiempo de CPU y GPU sino en la consideración de los recursos empleados tanto materiales como humanos.
- **Mantenimiento:** Esta característica trata de reflejar la corta vida operativa de un programa de ordenador y que su actualización es fundamental para el usuario así como su adecuación a un cambio de entorno o necesidad.
- **Movilidad (portability):** Un programa de ordenador debe ser instalado en un amplio abanico de entornos y con la posibilidad de transferirlo de uno a otro.

3.7 Características básicas de los programas CFD

Actualmente, existen gran variedad de programas de programas destinados al cálculo CFD desde códigos libres hasta códigos comerciales de gran potencia. Actualmente podríamos agruparlos en varios bloques:

- **Códigos generales:** Éstos podrán englobar aquellos códigos que disponen herramientas al servicio del usuario para: generar la geometría, aplicar condiciones de contorno, discretizar el dominio espacial (en general a este paso se le llama "mallar la geometría"), resolución del problema y presentación de resultados. Ejemplos de ellos tenemos: Tdyn, CFX, Fluent, Phoenix, Open FOAM...
- **Códigos específicos:** Son aquellos, los cuales van destinados a una parte concreta del proceso de aplicación de un código CFD. Aquí podemos dividirlos en: códigos para la generación de la geometría y aplicación de las condiciones de contorno, códigos para la generación de mado, códigos encargados del cálculo específico y códigos para la visualización del resultado. De todos los anteriormente mencionados, podría decirse que son los encargados de los cálculos, los puramente códigos CFD. Al igual que ocurría con los anteriores dentro de éstos existe una gran variedad como: Paraview, ezVIZ, VTK, FieldView...

Los códigos generales suelen dividirse normalmente en tres partes fundamentales: un preprocesador, un módulo encargado del cálculo y un pos procesador.

El preprocesador, es aquella parte del programa que se encarga de realizar todos aquellos trabajos necesarios para un correcto cálculo de las ecuaciones a resolver del problema específico.

El módulo de cálculo, es la parte del programa cuya función es resolver numéricamente mediante determinadas partes las ecuaciones planteadas mediante el preprocesador.

Por último, el post-procesador, es la otra parte del programa, que una vez resuelto el problema, se encarga de mostrar de forma gráfica o similar, los resultados obtenidos en el cálculo.

3.8 Consideraciones iniciales.

Para el cálculo de la resistencia y de los coeficientes hidrodinámicos del modelo se harán las siguientes consideraciones.

- El vehículo se encuentra completamente sumergido, por lo que no se considerará el efecto de la superficie libre en el cálculo.
- No se considera el efecto de corrientes submarinas, es decir el vehículo se mueve en el agua en calma.
- El vehículo se considera como un sólido rígido. Esto elimina las fuerzas que aparecen entre elementos individuales de masa.
- La rotación de la Tierra es despreciable en cuanto a componentes de la aceleración del centro de masa se refiere. Esto elimina las fuerzas debidas al movimiento de la tierra, es decir, las fuerzas de Coriolis.

- El flujo se considera incompresible. Un flujo es incompresible cuando la densidad del elemento de fluido no cambia durante su movimiento. Esta es una propiedad del flujo y no del fluido. Aunque el agua en el océano está estratificada y por lo tanto su densidad no es constante, se suele considerar que el flujo es incompresible. Una consecuencia del flujo incompresible es que no hay ecuación de estado para la presión, por lo tanto debe ser obtenida a partir de las ecuaciones de continuidad y de cantidad de movimiento. Las ecuaciones que gobiernan el flujo incompresible son las siguientes:

3.9 Tdyn

El software escogido para realizar este proyecto es Tdyn se trata de un código general que utiliza la interfaz GiD para el pre-procesador y el post-procesador, siendo Tdyn propiamente dicho el módulo de cálculo. Ya que con GiD se pueden implementar otros modos de cálculo tanto de CFD como de cálculo estructural tales como RamSeries, Kratos, Vulcan, Carpa, etc... Se ha escogido este software porque es con el que hemos trabajado en la asignatura de hidrodinámica, además tiene módulos específicos navales y porque se puede disfrutar del programa completo con una licencia gratuita de 3 meses.

A continuación se explica en que consiste Tdyn de una forma más detallada, así como cuáles serán sus aplicaciones en este proyecto.

En este apartado se explican unas nociones básicas de Tdyn, aquellas que son generales a cualquier tipo de problema que se quiera resolver con el programa. Estas nociones serán ampliadas en los siguientes apartados para el caso del cálculo de la resistencia y del cálculo de los coeficientes hidrodinámicos.

Tdyn es un software para simulaciones multifísicas, basado en el uso del Método de los Elementos Finitos. Tdyn incluye varios módulos que permiten resolver distintos tipos de problemas estos módulos se pueden ver a continuación explicados en detalle:

- Flujo fluido, “fluid flow”, este módulo habilita la solución de problemas en fluidos incompresibles o ligeramente compresible, incluyendo los efectos de la turbulencia ecuaciones RANS, (Reynolds-averaged Navier–Stokes equations) y métodos LES (Large Eddy Simulation).
- Transferencia de calor, “Heat Transfer”, este módulo permite resolver problemas de transferencia de calor en sólidos y líquidos. Este módulo estará desactivado.
- Arrastre, “Species Advection”, permite resolver problemas de arrastre en fluidos. Este módulo estará desactivado.
- Deformación de la malla, “mesh deformation”, este módulo permite resolver problemas utilizando técnicas de mallado dinámico, es decir, actualizando la malla usando las técnicas ALE (arbitrary Lagrangian-techniques) para resolver los sistemas. Esto nos permite solucionar problemas donde por ejemplo hubiese movimiento del cuerpo.
- Superficie libre, este módulo tampoco lo usaremos ya que se considerará al cuerpo completamente sumergido y por lo tanto sin resistencia por formación de olas.
- RamSeries, este módulo permite el cálculo del análisis estructural, basado en el método de los elementos finitos. Este módulo tampoco se utilizará ya que el análisis estructural no es objetivo de este proyecto.

El análisis de un problema con el programa Tdyn consta de los siguientes pasos básicos:

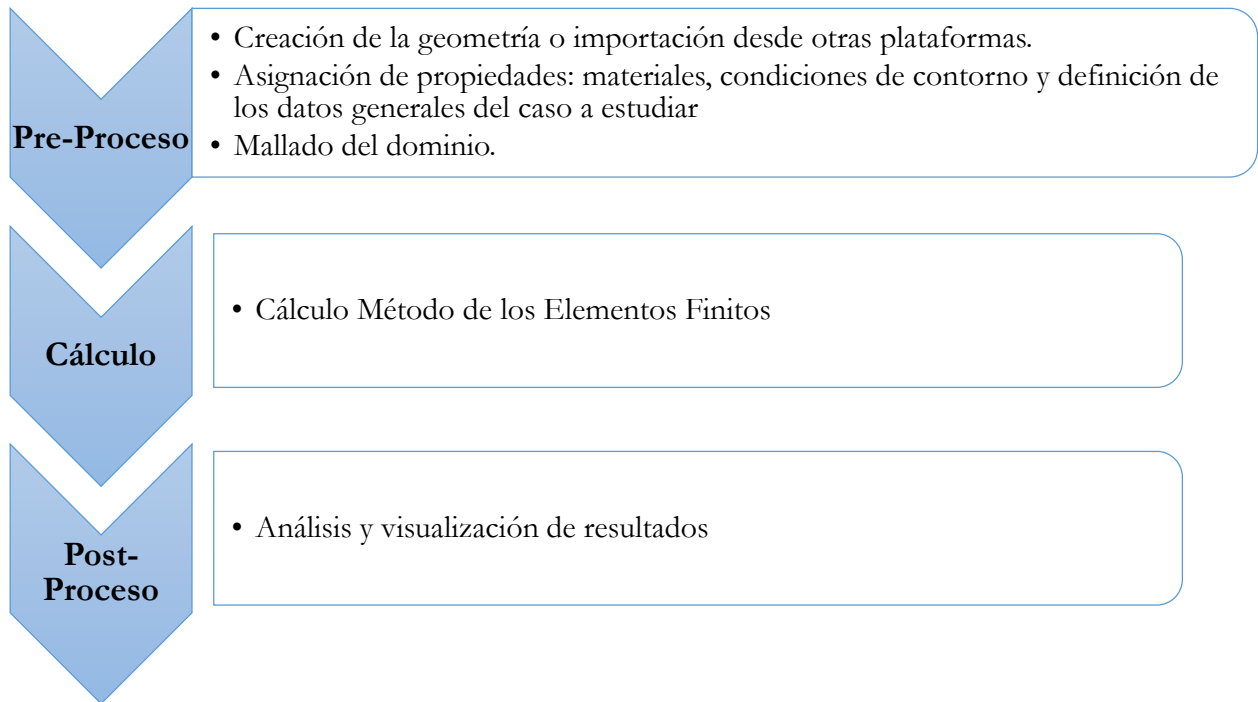


Figura 3-1: Esquema del proceso a seguir en Tdyn

Este esquema será el que se seguirá más adelante para explicar el cálculo de la resistencia al avance con Tdyn.

3.10 Estimación de la resistencia al avance usando Tdyn.

Aún con los grandes avances de los que se dispone hoy en día con respecto a la capacidad computacional de los ordenadores, conseguir una buena estimación de la resistencia al avance utilizando herramientas CFD es un proceso que consume mucho tiempo de computación. Muchas son las opciones que ofrecen los programas y muchas las variables en juego para obtener un valor de la resistencia. Por esa razón no es acertado abordar un nuevo problema intentando analizar un modelo completo en 3D esto consumiría mucho tiempo, ya que en caso de que alguna de las suposiciones no sea adecuada y se quiera cambiar alguna variable habría que volver a realizar el cálculo. Por eso el proceso a realizar antes de la simulación completa en 3D de un vehículo con todos sus apéndices podría ser el siguiente:

- **Análisis de la carena en 2D sin apéndices:** Con este análisis se consigue ahorrar muchísimo tiempo ya que para un mismo tamaño de malla se pueden tener de un orden de 50 veces menos elementos que en un modelo en 3D y por lo tanto reducir el tiempo de cálculo de horas a minutos. En este análisis en 2D se harán variaciones sistemáticas de los distintos parámetros que influyen en los resultados como son: Tamaño de elementos de malla, diferentes tipos de mallado, tamaño de la superficie de control, modelo de turbulencia, modelo de capa límite. Una vez obtenidos los diferentes resultados se analizan y con las conclusiones obtenidas pasamos al siguiente paso.
- **Análisis de la carena en 3D sin apéndices:** Con la información obtenida de los análisis en 2D dimensiones ya nos encontramos en disposición de realizar un análisis en 3D que nos de unos resultados que se puedan comparar con algún método empírico de cálculo de resistencia. Lo principal en este paso será comprobar que los resultados coinciden con las conclusiones obtenidas del análisis en 2D. Una vez hecho esto se puede avanzar hacia el siguiente y último paso.

- **Análisis del vehículo completo con apéndices en 3D:** De este último paso obtendremos los resultados de la estimación de la resistencia que validaremos con los resultados obtenidos en pruebas de canal, con la información obtenida de los cálculos anteriores se pueden fijar todas las condiciones tanto para el vehículo como para sus apéndices previas al cálculo, esperando no tener que realizar muchos intentos, ya que cada intento fallido puede costar hasta un día entero de cálculo dependiendo de la densidad de malla del modelo.

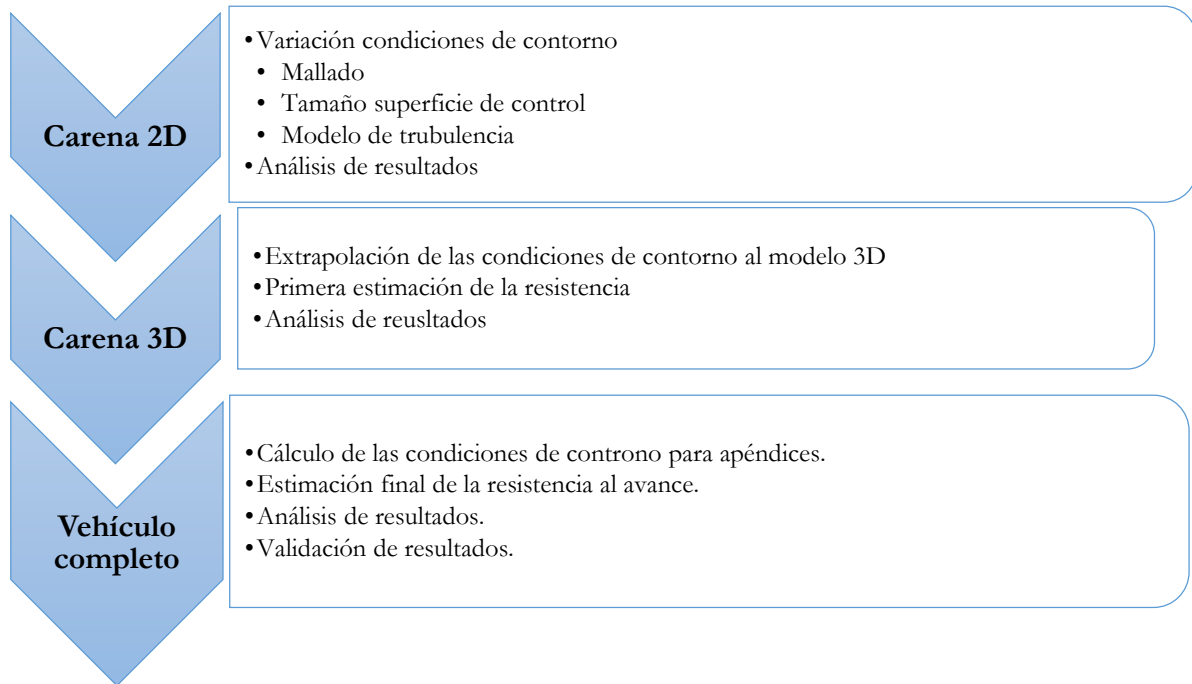


Figura 3-2: Esquema del proceso para el cálculo de la resistencia al avance.

A continuación como ya se dijo en el apartado anterior se va a explicar paso a paso como realizar una simulación en Tdyn, para obtener el cálculo de la resistencia al avance. Lo que aquí se comenta es válido tanto para simulaciones en 3D como en 2D, más adelante se verá todo esto que se explica aquí aplicado al caso del vehículo REMUS 100.

3.10.1 Creación o importación de la geometría.

Como ya se dijo hay dos opciones, crear o importar la geometría desde otras plataformas:

Creación de la geometría: El programa Tdyn nos permite crear las líneas y superficies que van a definir nuestro modelo, aunque si el usuario está acostumbrado a trabajar en otros programas de diseño CAD tales como Rhinoceros o SolidWorks se recomienda que se trabaje en estos y se importe la geometría creada, ya que el uso de estos códigos ahorrará tiempo al usuario.

Importación desde otras plataformas: Tdyn soporta un gran formato de archivos, luego normalmente no habrá problema en importar la geometría que se desee, pero la importación de geometría puede ser problemática en los siguientes aspectos que habrá que tener muy en cuenta.

- Los programas de diseño muchas veces duplican líneas y superficies, el modelo se debe revisar bien antes de importarse. Una vez importado para eliminar todas estas superficies líneas o capas duplicadas.

- Hay que tener precaución con las superficies o líneas en contacto, ya que si la tolerancia del programa de origen y destino difieren pueden que estas líneas y superficies que antes estaban en contacto no lo estén en el nuevo programa. De nuevo se tiene la opción de modificar esto en el programa de diseño, o modificarlo una vez que haya sido importado a Tdyn, colapsando todos los puntos, líneas y superficies que sean necesarios.
- Las superficies deben ser lo más simples posible, aquí es donde se suelen dar los mayores problemas a la hora de mallar el modelo. Se debe intentar importar superficies con el menor número de puntos de control posible, pero este no debe ser nuestro único criterio ya que a veces convendrá partir una superficie muy compleja en varias menores y por lo tanto menos complejas aunque esto aumentaría el número de puntos de control. Para entender esto se puede explicar con el siguiente ejemplo:

Considérese un cilindro con 6 huecos en su superficie, se podría pensar que la mejor manera de actuar es crear un cilindro y después hacer los huecos teniendo así una sola superficie, ahora bien cuando el programa malla el modelo lo hace superficie a superficie al ser esta superficie compleja se corre el riesgo de que el mallado falle. Ahora bien si se parte este cilindro en 6 partes tendremos ahora 6 cilindros con un solo hueco cada uno, es decir, 6 superficies más pequeñas y sencillas, aquí se tendrán menos problemas a la hora de realizar el mallado. Ahora tampoco es recomendable tener muchas superficies ya que esto complica la imposición de condiciones de contorno. A continuación se puede ver una imagen para explicar este ejemplo.

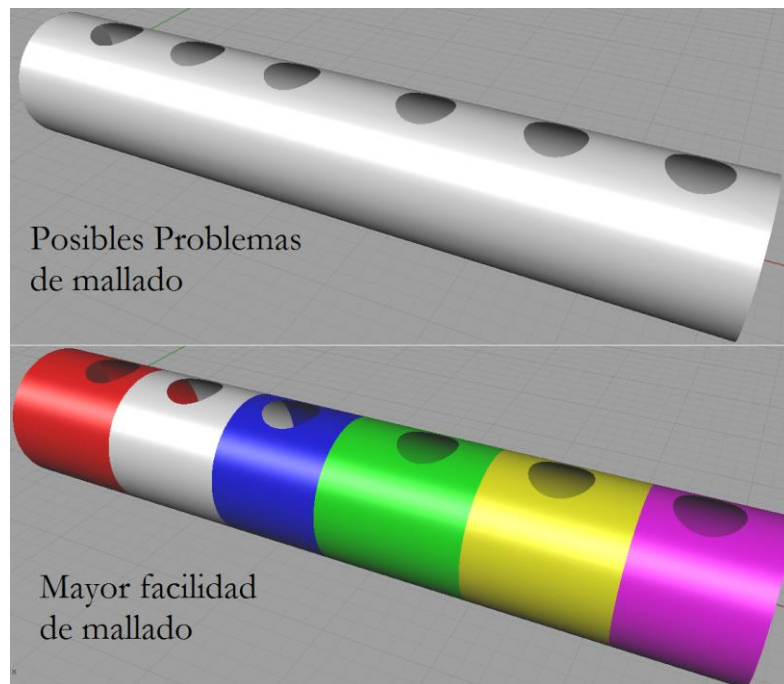


Figura 3-3: Simplificación de un cilindro con huecos para análisis en Tdyn.

3.10.2 Definición de la geometría.

A continuación se tiene que crear un volumen de control para el caso del análisis en 3D o una superficie de control para el caso del análisis en 2D. Esta superficie o volumen de control representa el agua que rodea al vehículo, y es sobre la que se realizan los cálculos y debe ser lo suficientemente grande para que el flujo se desarrolle libremente. Al igual que un canal de experiencia Hidrodinámica, si las paredes, el fondo o la superficie libre están demasiado cerca del vehículo se producen los siguientes efectos:

- Si el vehículo está demasiado cerca de la superficie, este formará una ola, la energía necesaria para formar esa ola se traduce en un incremento de la resistencia al avance del vehículo. Para este tipo de vehículos se puede decir que a partir de una profundidad mayor de cinco veces el diámetro no se produce ola.

$$h \geq 5D \quad (3.7)$$

- Si el vehículo está demasiado cerca de las paredes o del fondo, el flujo se constriñe, es decir, hay un agrupamiento de las líneas de corriente o no se deja que la estela se desarrolle de forma libre, y esto equivale a un incremento de la resistencia.

Ahora bien será necesario encontrar una solución de compromiso, ya que aumentar mucho el tamaño de la superficie de control manteniendo una misma densidad de mallado conlleva un incremento en el número de elementos y por lo tanto un consumo de tiempo mayor y llegado un punto el incremento en la precisión es muy pequeño en comparación con el incremento en el número de elementos.

Para comprobar que tamaño de superficie de control es apropiado, se ha ido aumentando la superficie de control y comprobando como aumentan el número de elementos al aumentar el tamaño, y como varían las soluciones obtenidas, todo esto se hará sólo en el modelo en 2D y las conclusiones se extrapolarán al modelo en 3D. Usando siempre el mismo tamaño de elementos de malla, para que los resultados puedan ser comparables. La medida para parametrizar este tamaño de superficie de control ha sido la distancia desde crujía hasta las paredes laterales del volumen de control. Las distancias aguas arriba y aguas abajo del vehículo se han dejado constantes, 3 veces la eslora del modelo aguas abajo y 2 veces la eslora aguas arriba. La distancia aguas abajo es mayor para permitir que la estela dejada por el vehículo se desarrolle libremente.

Es importante también separar las diferentes superficies y líneas en diferentes capas, esto nos facilitará mucho el trabajo, tanto durante la definición de condiciones de contorno como a la hora de visualizar los resultados en el post-proceso.

3.10.3 Asignación de condiciones

Antes de realizar el mallado hay que asignar las condiciones de contorno dentro de la superficie de control. Estas condiciones son las mismas para el análisis del modelo en 2D y en 3D sólo que en el caso de 3D se asignarán a superficies en vez de a líneas.

3.10.3.1 Materiales.

Para la superficie o volumen de control hay que seleccionar el fluido sobre el que se va a realizar el análisis. El material seleccionado es agua de mar para todos los análisis tanto de resistencia como de coeficientes hidrodinámicos, y tiene las siguientes características:

- Tipo de fluido: Incompresible.
- Densidad: $\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$
- Viscosidad dinámica: $\mu = 1.9 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}$
- Viscosidad cinemática $\nu = 1.85 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}^2$

3.10.3.2 Campo de presiones.

En este caso se trabaja con valores de presión relativa, es decir, si se fija la presión en un punto en 0 Pa, en realidad la se está fijando al valor de la presión atmosférica 101325 Pa.

El campo de presiones debe definirse al menos en las líneas de salida, es decir, las últimas líneas aguas abajo de la superficie de control y en algunos casos también en la de entrada pero para este caso no será necesario. El campo de presiones puede tener un valor fijo o ser una función del tiempo. En nuestro caso tendrá un valor fijo, la presión en la línea de salida valdrá 0 Pa.

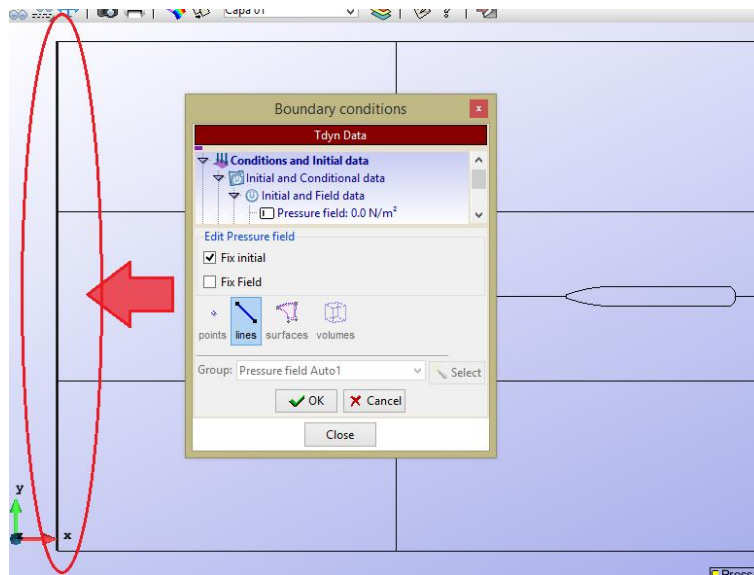


Figura 3-4: Asignación del campo de presiones.

3.10.3.3 Campo de Velocidades.

El vehículo avanza en la dirección X sin ninguna componente de velocidad en la dirección Y. Para simular esto no se simula el movimiento del vehículo, sino que es el fluido es el que se moverá en sentido contrario al avance del modelo. Por lo tanto, la velocidad en Y será 0 m/s, y la velocidad en X será negativa e igual a la velocidad de avance del vehículo, para 5 nudos sería por ejemplo -2.572 m/s . La velocidad Y se fija en las paredes laterales y la velocidad X en las líneas de entrada.

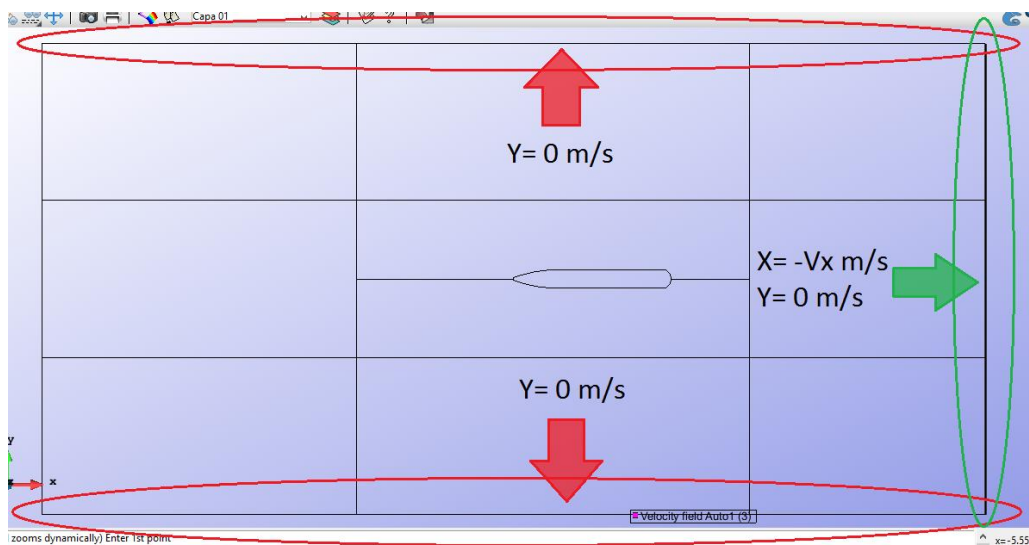


Figura 3-5: Asignación del campo de velocidades.

3.10.3.4 Capa límite

Esta condición se impone en la superficie que define al vehículo y a sus apéndices que están en contacto con el fluido. El correcto cálculo de los parámetros que definen a la capa límite y la correcta selección de la ley de la pared son claves para obtener unos resultados adecuados y una buena aproximación a la realidad.

➤ **Definición.**

La capa límite es la zona del campo fluido próxima a un contorno sólido en la que se manifiestan especialmente los efectos viscosos. Debido a la viscosidad y a la condición de no deslizamiento, cerca de cualquier contorno sólido aparece un gradiente de velocidades en la dirección normal a dicho contorno. Este gradiente de velocidades condiciona el intercambio energético entre las distintas partículas de fluido con velocidades diferentes, originando vorticidad y turbulencia.

El problema básico para la modelización numérica del intercambio energético en la capa límite consiste en la definición correcta de las velocidades de las partículas en una zona muy próxima a la frontera. Esto implica una densidad de mallado muy elevada, necesaria para capturar los distintos fenómenos que se producen dentro de la capa límite. En muchas aplicaciones prácticas en ingeniería los requerimientos de RAM y CPU para resolver la malla necesaria son demasiado elevados.

Además, conforme se está más cerca a la pared, las fluctuaciones de turbulencia se suprimen y los efectos viscosos se vuelven importantes en la región llamada subcapa viscosa, como podemos ver en la siguiente imagen. Esta modificación en la estructura turbulenta da como resultado que muchos de los modelos estándar de turbulencia, como los de alto número de Reynolds, no sean válidos para el cálculo cerca de la pared.

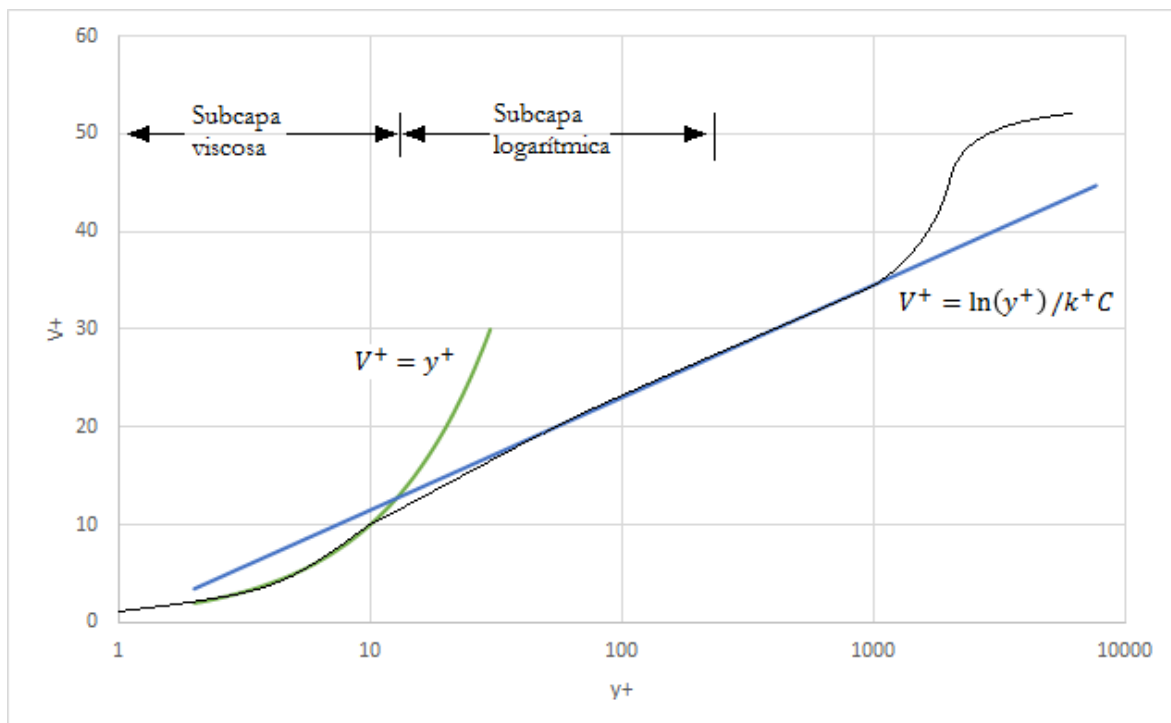


Figura 3-6: Distribución típica de velocidades en una capa límite turbulenta.

➤ Ley de la pared

Para solucionar el problema antes mencionado, Tdyn incorpora diferentes modelos para la resolución de la capa límite. Estos modelos no resuelven la región cercana a la pared de forma explícita con el modelo numérico, lo que hacen es que abordan esta zona utilizando lo que se conocen como funciones de ley de la pared. Para construir estas funciones la región cercana a la pared es caracterizada en términos de variables adimensionalizadas con respecto a condiciones en la pared. Estas variables adimensionales se definen en términos de la velocidad de fricción en la pared u_t que se define como:

$$u_t = \sqrt{\tau_w / \rho}, \quad (3.8)$$

donde τ_w es el esfuerzo cortante en la pared que se define como:

$$\tau_w = \frac{1}{2} \rho \cdot C_F \cdot S \cdot V^2, \quad (3.9)$$

donde V es la velocidad de referencia, es decir la velocidad de avance del modelo, S es la superficie mojada del modelo, C_F es el coeficiente de fricción obtenido mediante la fórmula de la ITTC de 1957 y ρ es la densidad del agua de mar.

Siendo y la distancia normal a la pared y U la velocidad media en el tiempo paralela a esta, entonces definimos la distancia adimensionalizada a la pared y^+ , y la velocidad adimensionalizada U^+ como:

$$U^+ = U / u_t \quad (3.10)$$

$$y^+ = y \cdot \rho \cdot u_t / \mu \quad (3.11)$$

donde $y = 0.1 \cdot \delta$, y μ es la viscosidad dinámica del agua de mar.

Si el fluido cercano a la pared está determinado por las condiciones en esta, entonces se puede esperar que U^+ pueda ser expresado en función de y^+ hasta cierto valor de y^+ . Esto de hecho se observa en la práctica, donde hay una relación lineal entre ambos en lo que hemos llamado subcapa viscosa y una relación logarítmica en la capa adyacente la que llamamos en la figura de arriba subcapa logarítmica. Para paredes rugosas, esta ley de la pared debe ser modificada escalando la altura equivalente de rugosidad.

La validez de la ley de la pared para un determinado valor de y^+ depende de factores externos tales como el gradiente de presiones. En algunos casos el rango de validez puede verse afectado por influencias locales como fuerzas de flotabilidad y si hay una gran transferencia de calor a través de la pared.

La ley de la pared usada por Tdyn está definida por la siguiente función:

$$U^+ = 2.5 \cdot \ln(1 + k \cdot y^+) + 7.8 \cdot \left[1 - e^{-y^+/11} - \frac{y^+}{11} \cdot e^{-y^+/3} \right] \quad (3.12)$$

Esta función es conocida como la ley de Reichardt. Y se considera válida para valores de $0 < y^+ < 300$, donde $y = 0.1\delta$ y δ es el espesor de la capa límite.

Para estimar el valor de la capa límite se puede usar la siguiente fórmula analítica obtenida de una placa plana y válida para números de Reynolds comprendidos entre 10^3 y 10^6 , que se corresponde con nuestro caso que está en la zona de transición entre flujo laminar y turbulento.

$$\delta = \frac{5 \cdot x}{\sqrt{Re}} \tag{3.13}$$

Donde x es la longitud característica del problema, esta longitud se refiere a la longitud de flujo laminar que hay en la proa del vehículo, en el caso en que se trate de flujo laminar o muy cercano a ser laminar esta x casi coincidirá con la eslora del vehículo, y Re es el número de Reynolds del problema.

Estas fórmulas se pueden usar para calcular el esfuerzo cortante en los puntos más cercanos a la pared, en la figura los puntos A, B y C. Estos valores se pueden usar como condición de contorno para calcular la solución del fluido en el resto de puntos usando el solver numérico estándar.

En conclusión, la implementación de la ley de la pared consiste en resolver los puntos más cercanos a la pared (A, B y C en la figura) usando la formulación analítica, pero aproximada expresada arriba, la fórmula de Reichardt, mientras que usamos el solver numérico estándar para el resto de puntos.

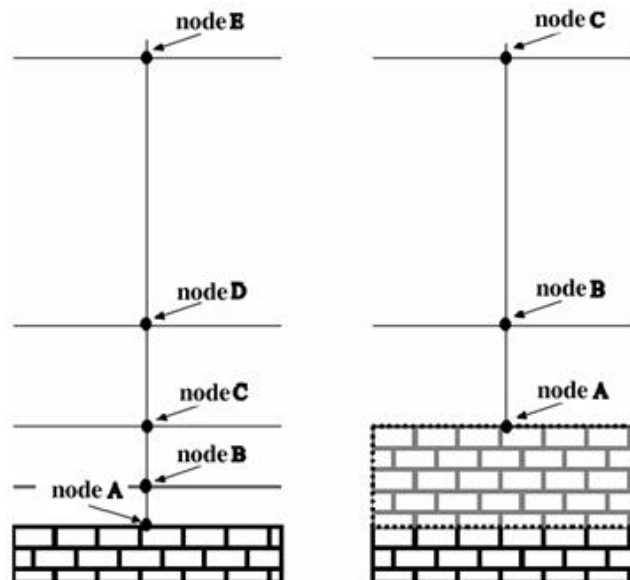


Figura 3-7: Dominio real cerca de la pared (izquierda), aproximación de la ley de la pared.

Las funciones estándar de la ley de la pared son unas de las mayores fuentes de confusión en la computación de flujos turbulentos incluso para usuarios experimentados. Estas funciones proponen una solución a la capa viscosa extremadamente fina cerca de la superficie. Pero no liberan al usuario de resolver correctamente la zona turbulenta de la capa límite.

➤ **Condiciones de capa límite ofrecidas por Tdyn**

Tdyn ofrece una gran variedad de condiciones de capa límite. Las más relevantes son las siguientes:

- **InvisWall:** Impone una condición resbaladiza en la capa límite, es decir, la componente normal será cero. Esta condición es adecuada para fluidos sin viscosidad o para aquellos casos donde fenómenos debidos a la capa límite pueden ser despreciables. No tiene sentido utilizar esta condición en nuestro caso.

- **V_fixWall:** Impone una condición de velocidad nula en el contorno, es decir, la velocidad en la pared será cero. Esta condición se usa para resolver explícitamente la región cercana a la pared, con el modelo numérico. Para resolver la capa límite de forma precisa usando esta condición, se debe realizar un análisis del mallado global bajo la capa límite. En la mayoría de las aplicaciones de ingeniería, esto es práctico solamente para análisis en régimen con moderados o bajos números de Reynolds. Esta condición se puede usar para el análisis del modelo a bajas velocidades o en los apéndices, ya que tendremos bajos valores del número de Reynolds. Aplicar esta condición fuera de su rango de aplicación puede generar en grandes imprecisiones en la resolución de la capa límite y la evaluación de fuerzas de fricción.
- **DeltaWall:** La ley de la pared usada se extiende en el contorno a una distancia y de la pared. La distancia a la pared debe ser introducida en el campo Delta “ δ ”. Este se calcula con las fórmulas expresadas anteriormente. La implementación de esta condición, basada en la ley de la pared de Reichardt, se considera válida para valores de $0 < y^+ < 300$, donde $y = 0.1\delta$, donde δ es el espesor de la capa límite.
- **RoughWall:** Esta condición de ley de la pared tiene en cuenta la rugosidad de la pared, es aplicada a una distancia y de la pared. La distancia a la pared debe ser introducida en el campo Delta “ δ ”. La implementación de esta condición, basada en la ley de la pared con rugosidad, se considera válida para valores de $30 < y^+ < 100$ (donde $y = 0.1\delta$, donde δ es el espesor de la capa límite).
- **YplusWall:** Esta condición de ley de la pared se extiende en el contorno a una distancia adimensional de la pared y^+ . Esta distancia adimensional debe ser introducida en el campo Yplus. Esta es una implementación lineal simplificada de la condición de contorno, basada en la ley de la pared de Reichardt. Esta formulación se considera válida para valores de $30 < y^+ < 100$ (donde $y = 0.1\delta$, donde δ es el espesor de la capa límite). Esta condición es la más ampliamente usada para modelos sobre todo para elevados números de Reynolds, debido a que ha sido corregida mediante diversas pruebas experimentales.
- **ITTC Wall:** Esta condición de ley de la pared se extiende en el contorno a una distancia adimensional de la pared y^+ . Esta distancia adimensional debe ser introducida en el campo Yplus. Esta condición es similar a YplusWall, pero está corregida basada en experimentos numéricos, para coincidir con la fuerza de fricción predicha por la fórmula de la ITTC-57. Esta implementación la hace muy útil para análisis navales en tanques de remolque. Esta es una implementación lineal simplificada de la condición de contorno, basada en la ley de la pared de Reichardt. Esta formulación se considera válida para valores de $30 < y^+ < 100$ (donde $y = 0.1\delta$, donde δ es el espesor de la capa límite).

➤ **Consideraciones a tener en cuenta:**

Las siguientes condiciones se tienen que tener en cuenta cuando usemos funciones de la ley de la pared:

- La imposición de la capa límite no es única para la superficie del casco y esta puede ser diferente para las apéndices, ya que las características del flujo sobre estos no es la misma ya que su superficie es mucho menor.

- El flujo calculado debe ser consecuente con las asunciones hechas para llegar a las ecuaciones de pared. Fuera del rango de aplicación de estas funciones; estas funciones pueden ser inadecuadas.
- El primer punto después de la pared, el punto B en la figura de la derecha, es recomendable que esté a una distancia adimensional menor de $y^+ < 100$. En muchos casos un buen valor para este primer punto se encuentra en el rango de $20 < y^+ < 30$. Esto facilitará las probabilidades de poder resolver la parte turbulenta de la capa límite.
- Para valores pequeños de y^+ . Cercanos al límite que se fija entre 20 y 30. Una simulación directa de capa límite podría ser obtenida para simulaciones con moderado o bajo número de Reynolds usando por ejemplo un modelado de la capa límite del tipo VfixWall.
- Las funciones de la ley de la pared no liberan al usuario de tener que resolver adecuadamente la zona turbulenta de la capa límite. Para una adecuada resolución de la capa límite necesitamos al menos entre 8 y 10 puntos en esta zona, si queremos obtener unos resultados precisos de los efectos de la capa límite como son, fricción en la pared, transferencia de calor y separación de flujo.
- Generar una malla con una distribución de y^+ pre-especificada resulta difícil, ya que de y^+ depende la solución. Estudios similares anteriores pueden usarse como guía para hacer el mallado inicial.
- Comprobar la resolución de la capa límite. Si los efectos de la capa límite son importantes, es recomendable comprobar la resolución de la capa límite después de la simulación. Comprobar que las funciones de pared han sido usadas correctamente de acuerdo con la rugosidad de la misma.

➤ **Asignación de condiciones de capa límite.**

A cada parte del vehículo se le asignará una condición de capa límite distinta, es decir, cada apéndice y el cuerpo del vehículo tendrán asociadas una condición de capa límite con diferente nombre. Incluso si los valores de y^+ son los mismos, o utilizan la misma condición de capa límite, haciendo esto conseguimos lo siguiente:

- Personalizar la capa límite de cada parte del vehículo adaptándola mejor al tipo de flujo que se espera que circule por ella.
- El programa obtiene la resistencia integrando las fuerzas en los elementos de cada superficie donde se ha aplicado una condición de capa límite, luego podemos obtener los valores de resistencia de cada parte del vehículo independientemente, es decir, se obtiene la resistencia de los timones por un lado, del sonar por otro, del cuerpo por otro. Esto permite un análisis más detallado.

3.10.4 Modelo de turbulencia

3.10.4.1 Introducción:

Podemos definir turbulencia como un estado de movimiento en el fluido caracterizado por cambios aparentemente caóticos, incluyendo variaciones rápidas de la presión y velocidad en el espacio y en el tiempo, pero especialmente aparentemente una evolución arbitraria de la vorticidad en tres dimensiones.

La turbulencia causa la formación de torbellinos de muchos tamaños diferentes, los torbellinos son vórtices de fluido y la corriente inversa que generan cuando el flujo pasa un obstáculo. A bajas velocidades el flujo es laminar, el fluido es suave, puede sin embargo producir vórtices de gran tamaño, pero conforme la velocidad se incrementa, en un punto se pasará a tener flujo turbulento. Una vez este flujo turbulento está totalmente desarrollado, estos grandes vórtices se contraen a lo largo de la dirección perpendicular a la vorticidad, y se alargan en la dirección de la vorticidad para ser capaces de conservar el momento angular. Este fenómeno se conoce como el mecanismo de alargamiento de vórtice. Este mecanismo se puede apreciar representado en la Figura 3-8, que representa la generación de vórtices de Von Karman donde se puede observar que estos vórtices son cada vez más largos. Este alargamiento es el responsable de una ampliación local de la intensidad en la vorticidad, al mismo tiempo que forma pequeñas estructuras en el fluido. Este fenómeno por lo tanto implica una transferencia de energía desde los fenómenos a gran escala hacia los de menor escala, este proceso es conocido como cascada de energía.

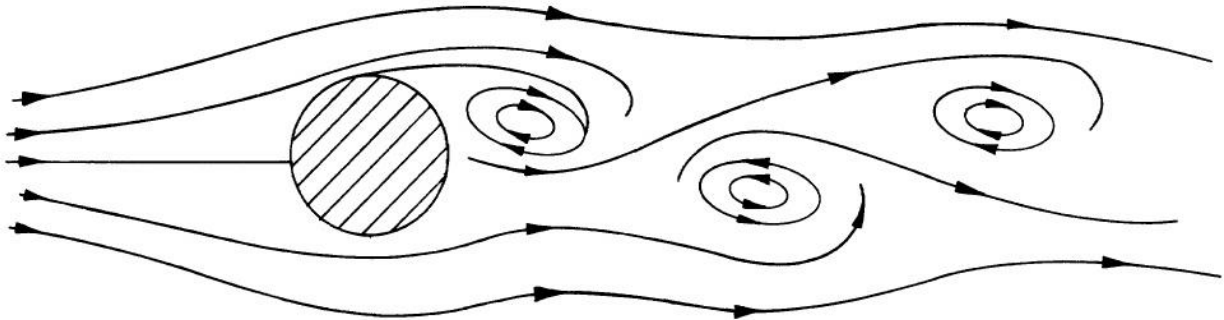


Figura 3-8: Formación de Vórtices de Von Karman en un cilindro sumergido.

La mayoría de la energía cinética del movimiento turbulento está contenida en los fenómenos de gran escala. El fenómeno de cascada de energía trabaja transfiriendo la energía desde los fenómenos a gran escala a los de pequeña escala. Este proceso continua creando cada vez estructuras más y más pequeñas lo que produce una infinita jerarquía de vórtices, donde los vórtices absorben la energía de los grandes vórtices en los cuales están contenidos. A veces este proceso puede crear estructuras que son lo suficientemente pequeñas para que la difusión molecular se vuelva importante y la disipación viscosa y energía finalmente ocurre. El tamaño al que esto sucede es el llamado longitud de escala de Kolmogorov.

La complejidad de este fenómeno hace que entender la turbulencia, su magnitud, predicción, simulación y control se haya convertido en uno de los problemas más complejos e importantes de la ciencia e ingeniería.

La mayoría de los flujos que interesan en ingeniería son turbulentos, y la turbulencia normalmente domina el comportamiento del flujo. La turbulencia juega un papel crucial en la determinación de muchos parámetros relevantes, como la resistencia friccional, la transferencia de calor, separación del

flujo, transición de flujo laminar a flujo turbulento, y la difusión de estelas. Cuando la turbulencia está presente, eso usualmente domina sobre los otros fenómenos en el flujo y resulta un incremento en la disipación, mezcla, transferencia de calor, y resistencia.

Los fenómenos de transporte de energía turbulenta son normalmente descritos por un coeficiente de viscosidad turbulenta. Este coeficiente de viscosidad turbulenta es definido de una forma fenomenológica, por la analogía con la viscosidad molecular, pero no tiene un significado físico real, siendo dependiente de las condiciones del flujo, y no de una propiedad del flujo en sí mismo. Además, el concepto de viscosidad turbulenta asume una relación fundamental entre un flujo turbulento y el gradiente de un significado variable similar en la relación entre el flujo y gradiente que existe por el transporte molecular. En el mejor de los casos, esta asunción es solo una aproximación. Sin embargo, la viscosidad turbulenta es la aproximación más práctica para el análisis cuantitativo de flujos turbulentos, y muchos modelos se han propuesto para calcularlo.

3.10.4.2 Parámetros iniciales de turbulencia:

El método usado por Tdyn calcula la forma del flujo a partir de una estimación inicial del campo fluido. Esta estimación inicial marca como de rápido se alcanza la convergencia del problema y en algunos casos marca que el sistema puede convergir o no. Por lo que es necesario estimar correctamente estos parámetros en los pasos iniciales.

Es importante remarcar que los modelos de turbulencia tipo LES (Large Eddy Simulations), no tienen en cuenta estas las condiciones de contorno iniciales y por lo tanto no necesitan que el usuario defina los parámetros iniciales de turbulencia o condiciones de contorno de la turbulencia.

Las condiciones iniciales han de ser compatibles con las condiciones de contorno. Además en la mayoría de problemas no es necesario definir unas condiciones de contorno de la turbulencia específicas, siendo suficiente con especificar los valores iniciales de los parámetros de la turbulencia. Estos valores se calcularán teniendo en cuenta los parámetros de todo el modelo incluyendo apéndices.

Estas variables iniciales que debemos fijar son la energía cinética turbulenta “k”, (Eddy kinetic energy), y la escala de longitud de los mayores vórtices “L”, (Eddy Length). Además L se utiliza en los modelos turbulentos de una ecuación de cierre para evaluar la viscosidad turbulenta. Si es posible estas variables deben definirse mediante experimentos iniciales. Si no hay datos experimentales disponibles, como es nuestro caso, los valores se estimaran siguiendo las siguientes suposiciones. La elección de estas suposiciones es acertada se deberá comprobar haciendo diferentes simulaciones. En la mayoría de los casos un campo uniforme de las variables de turbulencia compatible con las condiciones de contorno es suficiente.

Normalmente un valor apropiado de “k” se suele calcular usando la llamada nivel de intensidad de turbulencia “TIL”, el cual se define mediante el ratio de la fluctuación del componente de la velocidad (u') con respecto a la velocidad de fricción en la pared:

$$TIL = \frac{u'}{u_t} \quad (3.14)$$

$$u' = \sqrt{\frac{1}{3} \cdot (u_x'^2 + u_y'^2 + u_z'^2)} = \sqrt{\frac{2}{3}} \cdot k \quad (3.15)$$

Este nivel de intensidad turbulenta se puede estimar como:

$$TIL = 0.16 \cdot Re^{-0.125} \quad (3.16)$$

Para flujo sobre aviones, coches o submarinos este nivel de turbulencia debe ser bastante menor del 1%, normalmente se estimará un valor del 0.3% ($TIL = 0.003$). Utilizando la fórmula (3.16) los valores del nivel de turbulencia cambian con la velocidad y serán mayores a menor sea esta. Una vez tenemos TIL calcularemos la “ k ” de la siguiente forma:

$$k = \frac{3}{2} (TIL \cdot u_t)^2 \quad (3.17)$$

La longitud de escala turbulenta la estimamos mediante el ratio de viscosidad turbulenta/viscosidad, para este valor se suele tomar los siguientes valores:

$$1 < \frac{\mu_t}{\mu} < 10 \quad (3.18)$$

Una vez estimado este valor obtendremos el valor de longitud de escala turbulenta con la siguiente fórmula:

$$l = \frac{\mu_t}{\rho \cdot V} \quad (3.19)$$

3.10.4.3 Modelos para la resolución de la turbulencia.

El número de Reynolds de un flujo da una medida de la importancia relativa de las fuerzas de inercia, asociadas con los efectos convectivos, y las fuerzas viscosas. Para valores inferiores al Reynolds crítico el flujo es intrínsecamente estable y las capas de fluido adyacentes se deslizan unas sobre otras de forma ordenada llamando a este régimen laminar.

Si el flujo tiene un valor del número de Reynolds por encima del crítico, se manifiestan en éste unas perturbaciones que dan lugar a un cambio radical en el comportamiento del flujo. El movimiento se vuelve intrínsecamente no estacionario, incluso con condiciones de contorno constantes. Este régimen lo denominamos flujo turbulento.

La turbulencia se define como el estado de movimiento de un fluido en el que las distintas variables relevantes (presión, velocidad, etc.) fluctúan de una forma desordenada. Se trata de un estado no estacionario desde el punto de vista macroscópico en el que las distintas variables adoptan valores dependientes tanto de la posición como del tiempo y estos valores varían de una forma aleatoria y desordenada.

La descripción del movimiento de las partículas fluidas debido al efecto de la turbulencia resulta altamente compleja y constituye un problema aún sin solución desde el punto de vista de los métodos numéricos. Así pues, la simulación de las turbulencias constituye una de los principales obstáculos de los CFD.

➤ Simulación directa de las ecuaciones (“Direct Simulation”, DS)

Este método consiste, en realidad, en no utilizar ningún modelo para la turbulencia, sino realizar discretizaciones temporales y espaciales que sean capaces de simular el flujo en un determinado problema.

La resolución directa de las ecuaciones de Navier-Stokes resulta hoy en día abordable sólo para un número muy limitado de problemas simples de interés académico. La primera solución de este tipo se realizó en 1981 en la Universidad de Stanford.

➤ **Simulación de grandes vórtices (“Large Eddy Simulation”, LES)**

Este tipo de técnicas numéricas reducen la complejidad de las ecuaciones de gobierno considerando sólo parte de los efectos turbulentos del flujo. Se estudia el intercambio energético entre las denominadas “fluctuaciones de gran escala” y se simula el efecto de las pequeñas escalas de la turbulencia. Se trata de un tipo de modelo intermedio entre la simulación directa y el promediado temporal de las ecuaciones de Navier-Stokes, que extiende el promedio temporal a la captura de ciertos efectos turbulentos básicos de forma numérica. Aunque sin llegar al extremo de la simulación directa, sólo es posible para problemas simplificados y requiere unas capacidades de cálculo muy elevadas.

Para la elección del modelo de turbulencia que mejor se adapta al problema a resolver se estudiarán cuatro modelos diferentes de turbulencia, entre ellos un método LES, que se explica a continuación:

Modelos ILES. Este método LES se basa en “The Finite Calculus Method” (FIC), este método introduce términos adicionales a las ecuaciones diferenciales clásicas de momentum y conservación de masa, en función de la longitud característica y el tamaño de los elementos de malla. Este método está demostrado que obtiene resultados bastante precisos para flujos de alto número de Reynolds, pero presentan el inconveniente que dependen mucho del tamaño de malla para obtener buenos resultados. Necesitando una malla muy fina que ralentiza mucho los cálculos.

➤ **Modelos que promedian las ecuaciones de Navier-Stokes (RANS)**

Los modelos de promedio de las ecuaciones de Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes) han sido muy estudiados y resultan bastante útiles en la mayoría de los problemas prácticos resueltos mediante técnicas numéricas.

El procedimiento de promediar las leyes que describen el movimiento de una partícula se introduce en las ecuaciones con el fin de obtener los comportamientos promedio y turbulento (aleatorio) de las distintas variables. El punto de partida es muy sencillo. Se trata de obtener una descomposición de las variables en su valor medio y su valor fluctuante. Así existen tres formas más pertinentes en la promediado de Reynold, las cuales son: promediado del tiempo, promediado espacial y el promedio del ensamble.

Así, el promediado temporal es adecuado para turbulencias estacionarias; es decir, flujos cuya media no varía con el tiempo. La promediado del tiempo puede ser definida como.

$$F_T(x) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} f(x, t) dt \tag{3.20}$$

La promediación espacial, resulta adecuada, para flujos con turbulencias homogéneas; es decir, flujos uniformes en todas las direcciones.

$$F_V(x) = \lim_{V \rightarrow \infty} \frac{1}{V} \iiint f(x, t) dV \tag{3.21}$$

El promedio del ensamble es la técnica más general de promediado. En un ejemplo idealizado en términos de medidas, para N experimentos iguales, donde $f(x, t) = f_n(x, t)$ resulta que la media es F_E , donde:

$$F_E(x, t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N f_n(x, t) \tag{3.22}$$

Cuando la turbulencia es homogénea y estacionaria, se asumen que estos tres promedios resultan iguales. Esta asunción es conocida como hipótesis ergódica.

Por ejemplo, para la velocidad, la descomposición sería:

$$\vec{u} = \bar{\vec{u}} + \vec{u}' \tag{3.23}$$

Donde la componente media de la velocidad se obtiene haciendo la integral de la velocidad instantánea:

$$\bar{\vec{u}} = \frac{1}{T} \int_0^T \vec{u}(t) dt \tag{3.24}$$

Suponiéndose que el periodo de integración (T) es lo suficientemente grande en comparación con la escala temporal de la turbulencia, pero lo suficientemente pequeño como para captar cualquier fenómeno no estacionario distinto a la turbulencia. La utilización de este tipo de métodos es bastante adecuada, pues la mayoría de los fenómenos no estacionarios en Mecánica de Fluidos tiene lugar a frecuencias con rangos muy alejados del rango de frecuencias de la turbulencia.

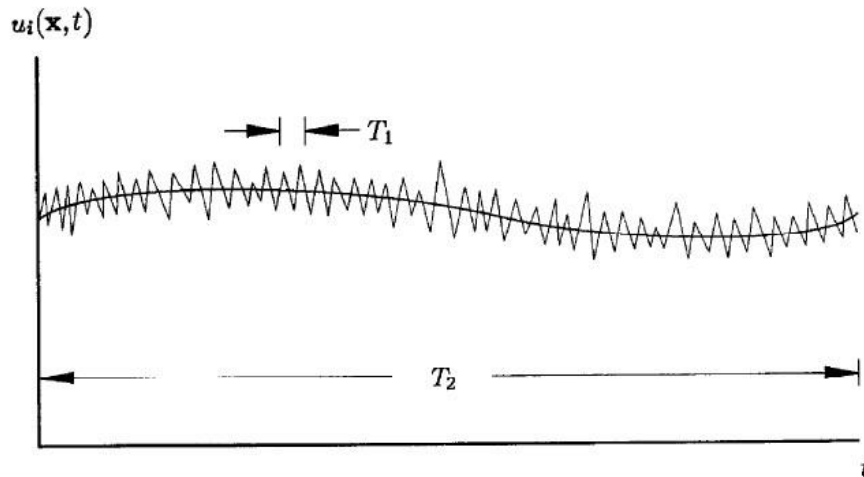


Figura 3-9: Variación de la velocidad instantánea con respecto al tiempo.

El proceso de promediado temporal de las ecuaciones diferenciales, da lugar a unos términos, denominados de tensiones de Reynolds (“Reynolds stresses”), que involucran medias de los productos de la fluctuaciones de las componentes de la velocidad, cuya relación con las componentes medias del flujo es desconocida. Para obtener dicha relación es necesario introducir un modelo adicional, denominado modelo de turbulencia o de cierre. Las distintas posibilidades prácticas en cuanto a modelos de turbulencia son analizadas a continuación.

Así pues, las ecuaciones de Navier-Stokes se promedian sobre las escalas de las fluctuaciones de turbulencia (RANS). Estos métodos dan lugar a un campo de flujo promediado y simulado que es más uniforme que el flujo real, y, por tanto, reduce drásticamente el número de puntos de la discretización espacial y del temporal necesario para obtener las variables buscadas.

➤ **Modelos URANS (“Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes)**

Son modelos matemáticos muy similares a los métodos RANS, sin embargo, en este caso trabajan en régimen transitorio en lugar de permanente como lo hacen los métodos RANS. Así la solución del problema depende del tiempo. Este tipo de métodos están sufriendo gran desarrollo en la actualidad.

Un modelo de turbulencia es un procedimiento numérico que permite relacionar los valores medios de las fluctuaciones de las variables con los valores promedio, de forma que se puedan resolver las ecuaciones de gobierno. Un modelo de turbulencia será útil, dentro de un programa CFD de propósito general, si es lo suficientemente aproximado, sencillo y económico. Entre los modelos más comunes podemos encontrar algunos de los explicados en los siguientes párrafos.

➤ **Modelos algebraicos o de cero ecuaciones de cierre.**

Los modelos algebraicos de turbulencia o modelos de cero ecuaciones, son aquellos que no necesitan ecuaciones adicionales, y son calculados directamente desde las variables del fluido. Utilizan las hipótesis de aproximación de Boussinesq para obtener las tensiones de Reynolds. En ellos la viscosidad turbulenta y la longitud de mezcla dependen en particular del fluido y deberán ser especificados por adelantado. Como consecuencia, este tipo de modelos de ecuación no son muy apropiados ya que no tendrán en cuenta efectos como convecciones, difusiones de la energía turbulenta. Este tipo de modelos resultan demasiado simples para su utilización en simulaciones en general, por ello es necesario tener un especial cuidado de utilizarlo en geometrías complicadas o procesos complejos, ya que los resultados no serían válidos.

Entre los modelos algebraicos podemos encontrar:

1. Modelo de Cebeci-Smith
2. Modelo de Baldwin-Lomax
3. Modelo de Johnson-King
4. Modelos dependientes de la rugosidad
5. Modelos de longitud de mezcla

➤ **Modelos de ecuación de energía cinética turbulenta**

Dentro de este punto se incluyen tanto los modelos de una ecuación de cierre y de dos ecuaciones. Ambos modelos retienen las aproximaciones de Boussinesq para la viscosidad turbulenta pero difieren en un importante aspecto, mientras que los modelos de una ecuación resultan incompletos ya que relacionan la longitud de escala turbulenta con alguna dimensión típica del flujo. Por el contrario, los modelos de dos ecuaciones provienen de una ecuación más para la longitud de escala turbulenta, lo que equivale a decir que presentan un modelo completo.

La ecuación de energía cinética turbulenta: Esta ecuación fue desarrollada para incorporar los efectos no locales y de históricos del flujo sobre la viscosidad turbulenta a los distintos modelos. Así Prandtl eligió la energía cinética de las fluctuaciones turbulentas como base de la velocidad de escala.

Así pues:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2} = \frac{1}{2} (\overline{u_i^2} + \overline{v_i^2} + \overline{w_i^2}), \quad (3.25)$$

donde, k es la energía cinética turbulenta y u_i es la velocidad de las diferentes partículas, descompuesta en sus tres componentes u_i , v_i , w_i .

Así la viscosidad turbulenta, en términos de "k" queda como:

$$\mu_T = \text{Constante} \cdot \rho k^{1/2} l_{mix}, \quad (3.26)$$

donde, l_{mix} es la longitud de mezcla, representa la distancia media perpendicular al flujo, a lo largo de la cual una partícula pierde su cantidad de movimiento extra y adquiere la velocidad media que exista en la nueva posición.

Por otro lado, cuando estudiamos la ecuación de tensiones de Reynolds:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial k}{\partial x_j} - \frac{1}{2} \overline{\rho u_i' u_i' u_j'} - \overline{p' u_j'} \right] \quad (3.27)$$

Se puede observar que aparecen una serie de términos que representan procesos que ocurren en los flujos turbulentos. Estos los podemos clasificar en: términos de producción " k ", los cuales representan la proporción de energía cinética que es transferida del flujo principal a la turbulencia; términos de disipación " ϵ ", que representan la proporción de energía cinética que es convertida en energía interna térmica. Donde sí se estudia que representa cada uno de los términos se tendría que:

- $\rho \frac{\partial k}{\partial t}$ variación de la energía cinética turbulenta.
- $\rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j}$ transporte de la energía cinética turbulenta por convección.
- $\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}$ transporte de k por tensiones de Reynolds.
- $\rho \epsilon$ disipación de la energía cinética turbulenta, debido a los remolinos más pequeños, es el término más grande junto con el término de producción.
- $\frac{\partial}{\partial x_j} [-\overline{p' u_j'}]$ transporte de k por presión.
- $\frac{\partial}{\partial x_j} \left[-\frac{1}{2} \overline{\rho u_i' u_i' u_j'} \right]$ transporte de k por esfuerzos viscosos.
- $\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$ producción de turbulencia, representa una producción de k mediante una destrucción de k .

Así, dentro de los modelos de una y dos ecuaciones podemos encontrar una gran variedad de modelos adecuados cada uno para un determinado tipo de flujo turbulento.

Modelos de una ecuación de cierre

1. Modelo de una ecuación de Prandt
2. Modelo de Baldwin-Barth
3. Modelo de Spalart-Allmaras

Modelos de dos ecuaciones de cierre

1. Modelos de k-epsilon
2. Modelos de k-omega

➤ **Modelos de una ecuación de cierre.**

Los modelos de una ecuación de energía cinética contemplan la mejora de los modelos algebraicos de resolución mediante el uso de una "viscosidad turbulenta" que no depende puramente de las condiciones locales del fluido pero toma parte por ejemplo en la historia del flujo. Estos modelos son relativamente sencillos y fueron concebidos originalmente para aplicaciones aeroespaciales relacionadas con modelos de flujos de pared *maybounded* (limitados) y capas límites sometidas a unas condiciones de presiones adversas.

En estos modelos la velocidad V es identificada con $K^{1/2}$, donde K es la energía cinética por unidad de masa del fluido. Para completar la ecuación de energía cinética turbulenta Prandtl postuló que la disipación turbulenta " ϵ " asumía la siguiente ecuación:

$$\epsilon = C_d \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \quad (3.28)$$

Donde C_d es un coeficiente de cierre del modelo y donde la única parte no especificada era la longitud de mezcla. Sin embargo, la experiencia en los modelos de longitud de mezcla dio la suficiente seguridad como para afirmar que $l \propto l_{\text{mix}}$, solamente si el ratio de producción o disipación se mantenía constante. Así sustituyendo (3.28) en (3.27) se obtiene el primer modelo de una ecuación turbulenta:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho C_d \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.29)$$

Más recientemente Baldwin y Barth y por otro lado Spalart y Allmaras han desarrollado métodos más sofisticados, así, por ejemplo, el modelo de Baldwin-Barth incluye siete coeficientes de cierre, dos funciones empíricas de amortiguamiento y alguna otra función que describe la longitud de escala turbulenta.

Originalmente resultaban efectivos con bajo número de Reynolds; en los cuales se requería una buena resolución de la región viscosa afectada por la capa límite.

Estos modelos están implementados usando funciones de contorno en donde la resolución de la malla no es suficientemente buena, lo que los hace ideales para obtener simulaciones en donde la malla no es suficientemente fina y en donde el cálculo turbulento no es demasiado crítico.

Son relativamente modernos y no se sabe con certeza si son aplicables a cualquier tipo de fluido complejo en ingeniería; así por ejemplo: no se puede predecir la caída de los flujos turbulentos, isotrópicos y homogéneos. Además estos modelos son criticados por la imposibilidad de adaptarlos rápidamente a los cambios de escala "l" ya que en configuraciones geométricas complejas resulta difícil describir "l", porque es dependiente de cantidades no locales como del espesor de capa límite, desplazamiento del espesor... e introduce una incertidumbre algo similar al modelo de ecuación algebraica.

Para la determinación del mejor modelo de turbulencia se estudiarán cuatro modelos distintos dentro de los modelos de una ecuación de cierre se estudiará el modelo Spalart-Allmaras:

Modelo Spalart-Allmaras. Este es un modelo de una ecuación de cierre. El objetivo de este modelo es mejorar la predicción que se obtiene con los métodos algebraicos y proponer una alternativa más sencilla a los modelos de dos ecuaciones de cierre. Este método presenta una transición suave entre flujos laminares y turbulentos, está pensado para flujos con bajos e intermedios números de Reynolds. No requiere una malla demasiado fina y presenta una buena convergencia en flujos sencillos. Este método presenta resultados bastante exitosos en flujos turbulentos en airfoils.

➤ Modelos de dos ecuaciones de cierre

Este tipo de modelos de turbulencia han sido los más estudiados durante las décadas de los 80 y 90 del siglo XX, gran parte de los estudios realizados en estos años son con este tipo de modelos, los cuales permiten una mayor precisión en flujos complicados, pero que conllevan un gasto computacional elevado, aunque actualmente esto ya no resulta un inconveniente por el desarrollo informático.

Este tipo de modelos provienen no sólo de una ecuación para el cálculo de "k" sino que también nos ofrecen ecuación otra para el cálculo de la longitud de escala turbulenta "l". Como consecuencia tenemos modelos que permiten predecir los flujos turbulentos con más precisión. Como punto de partida de estos métodos, tenemos la hipótesis de Boussinesq junto con la ecuación de energía cinética vista anteriormente.

Kolmogorov en los años 40, definió entonces la segunda variable, a la que se llamó rango específico de disipación "ω". Esta cantidad tiene dimensiones de t⁻¹, así de esta manera los valores de la viscosidad turbulenta, longitud de escala turbulenta y disipación turbulenta pueden ser determinadas como:

$$\mu_T \sim \frac{\rho k}{\omega} \quad (3.30)$$

$$l \sim \frac{k^{\frac{1}{2}}}{\omega} \quad (3.31)$$

$$\epsilon = k\omega \quad (3.32)$$

Hemos de notar que este tipo de modelos de turbulencia no son una herramienta universal para la obtención de las características turbulentas del fluido, dando resultados más o menos aceptables dependiendo de dónde se utilicen.

A continuación nos centraremos en un modelo de dos ecuaciones que resulta ampliamente utilizado en diversas simulaciones, este modelo es el **k-ε**.

Como modelo de cierre o estrategia numérica para resolver de forma aproximada las ecuaciones de Navier-Stokes, se desarrollan dos ecuaciones de transporte adicionales, una para la energía cinética turbulenta (k) y otra para la tasa de disipación de energía cinética turbulenta (ε). Estas variables se definen según las expresiones donde:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2} = \frac{1}{2} (\overline{u_i^2} + \overline{v_i^2} + \overline{w_i^2}) \quad (3.33)$$

$$\epsilon = 2\nu \overline{e_{ij}'} \quad (3.34)$$

Es la parte $\overline{e_{ij}'}$ fluctuante del tensor de velocidad de deformación.

Las ecuaciones de transporte para k y ε se basan en el conocimiento de los procesos que producen los cambios en esas variables y son:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla(\rho k \bar{u}) = 2\mu_T E_{ij} E_{ij} - \rho \epsilon + \nabla \left[\frac{\mu_T}{\sigma_k} \text{grad } k \right] \quad (3.35)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \nabla(\rho \epsilon \bar{u}) = C_{1\epsilon} 2\mu_T E_{ij} E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \epsilon + \nabla \left[\frac{\mu_T}{\sigma_k} \text{grad } k \right] \quad (3.36)$$

Dónde E_{ij} es el tensor de componentes medias de la velocidad de deformación. El significado físico de las anteriores expresiones se puede resumir en el siguiente balance:

$$\begin{aligned} & \left[\text{Velocidad de cambio de } \frac{k}{\epsilon} \right] + \left[\text{Transporte de } \frac{k}{\epsilon} \text{ por convección} \right] \\ & = \left[\text{Producción de } \frac{k}{\epsilon} \right] - \left[\text{Destrucción de } \frac{k}{\epsilon} \right] \\ & + \left[\text{Transporte de } \frac{k}{\epsilon} \text{ por difusión} \right] \end{aligned}$$

Aparecen varios conceptos cinemáticos relacionados con las “escalas” o longitudes típicas asociadas a los distintos movimientos del flujo (flujo principal medio y flujo oscilante o turbulento, relacionado con los vórtices). Así en este modelo de turbulencia la longitud de escala turbulenta se expresa mediante la siguiente relación como:

$$l = \frac{k^{3/2}}{\epsilon} \quad (3.37)$$

Este método utiliza la velocidad de disipación ϵ de los remolinos pequeños para definir la escala de longitud "l" de los remolinos grandes porque, para altos números de Reynolds, la velocidad de extracción de energía del flujo de los remolinos grandes es igual a la velocidad de transferencia de energía a los remolinos pequeños. Si esto no fuese así, la energía en algunas escalas de la turbulencia podría aumentar o disminuir sin límite, cosa que no ocurre en la práctica con lo que se justifica el uso de la velocidad de disipación ϵ dentro de la definición de la escala de longitud "l". Aplicando la misma aproximación del modelo de la longitud de mezcla se puede obtener la viscosidad turbulenta como:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.38)$$

Este tipo de modelos presentan ventajas como:

- Sólo se necesita fijar las condiciones iniciales y de contorno. Resultados satisfactorios para una gran cantidad de flujos.
- Es el modelo turbulento más ampliamente utilizado en la mayoría de flujos en aplicaciones industriales.
- Se dispone de leyes de pared desarrolladas como condiciones de contorno para este tipo de modelos

Aunque también presenta algunas desventajas:

- Implementación más compleja que los modelos algebraicos debido a la introducción de dos ecuaciones diferenciales adicionales.
- Pobres resultados en casos como: flujos no confinados, flujos con grandes gradientes longitudinales, flujos turbulentos completamente desarrollados en conductos no circulares.

Una variación del método k- ϵ , denominada k- ω , fue publicada por Wilcox en 1993 [28]. Se trata de un método RANS en el cual se elimina una variable dividiendo entre ella todas la demás del problema, simplificando la resolución del problema particular. Este método fue diseñado para trabajar con modelos a bajo o moderado número de Reynolds.

Pero da muy buenos resultados en las capas más cercanas a la pared en la capa límite y da mejores resultados que los modelos k- ϵ en cuanto a la predicción de la separación de la capa límite. Sin embargo tiene el inconveniente de presentar singularidades, cuando la variable por la que se divide es cero y es muy sensible a la predicción que se haga de la variable ω . El modelo k- ϵ es menos sensible a este valor pero predice peor los resultados cuando hay grandes gradientes de presión.

El modelo k- ω SST que incorpora Tdyn intenta solucionar este problema utilizando las propiedades de los modelos k- ω cerca de la pared y gradualmente mezclándolo con el modelo k- ϵ conforme se aleja de ella. Este modelo soluciona el problema de la sensibilidad al valor de ω si perder los buenos resultados que ofrece k- ω cerca de la pared.

Además de todos estos modelos existen otros que podemos encontrar dentro de la variedad de códigos existentes en el mercado actual de los CFD.

- Modelos v2-f
- Modelos de tensiones de Reynolds (RSM)
- Modelo de Smagorinsky: Submalla dinámica.
- Modelo RNG-LES
- Modelo de adaptación a la viscosidad turbulenta cercana a la pared (WALE)

Modelos de simulación directa...

3.10.4.4 Selección del modelo de turbulencia más adecuado

Esta información se obtiene del modelo en 2D, quizá al tratarse de un problema complejo, no se puede obtener un solo modelo de turbulencia de buenos resultados en el análisis en 2D, pero seguro este análisis servirá para descartar algunos. Para la elección del modelo de turbulencia más adecuado se deben seguir las siguientes recomendaciones:

- Hay que tener cuidado con las simulaciones simétricas, muchas veces se hace esto porque se reducen los tiempos de computación, sobre todo cuando la geometría es simétrica. Pero hay muchas aplicaciones para las que un modelo simétrico da soluciones asimétricas, por ejemplo la estela en un cilindro moviéndose a bajos números de Reynolds, conocido como vórtices de von Karman. Esto puede ser un factor importante a la hora de predecir la forma de flujo más realista posible.
- Para poder estudiar qué modelo se adapta mejor a cada situación, se necesita hacer un estudio y ver como varían los resultados con respecto al mallado. Debería simularse cada modelo de turbulencia con varios tamaños de malla y comprobar la sensibilidad de los resultados a este cambio.
- Se deberían estudiar varios modelos de turbulencia, y comprobar la sensibilidad de los resultados a este cambio. Aún no hay modelo de turbulencia que pueda expandirse a todos los casos, el modelo de turbulencia a usar será diferente dependiendo de las características del flujo.
- El modelo de turbulencia debe ser escogido para cada aplicación en concreto y se escogerá aquel que genere las predicciones más precisas, comparándolas con datos experimentales fiables de simulaciones parecidas.
- Cuanto más complejo (y posiblemente más realista) sea el modelo, más fina deberá de ser la malla y esto acarreará mayores gastos. Por lo que normalmente en ingeniería se debe optar por el modelo que resulte más práctico.

Habrá que estudiar varios modelos de turbulencia, para el cálculo de la resistencia se aconseja probar entre los diferentes modelos de turbulencia que incluye Tdyn, donde se hace hincapié en métodos de RANS pero también se incluyen métodos LES, estos últimos están sufriendo gran desarrollo actualmente.

3.10.5 Discretización espacial.

En esta sección se tratará de especificar como debe ser el mallado, en la sección anterior ya se ha comentado que será necesario probar varios tamaños de elementos de malla distintos, pero en este capítulo se obtendrán unos patrones para fijar un tamaño de malla inicial con el que empezar a realizar los cálculos. También se estudiará que tipo de mallado se recomienda usar en estos casos.

3.10.5.1 Mallado.

Cualquier mallado debe cumplir los siguientes requisitos:

- Ajuste a las fronteras de la región a estudiar de forma que las condiciones de contorno queden representadas con la mayor exactitud posible.
- El mallado debe distribuirse localmente de la forma más regular posible, con variaciones suaves de su densidad. La densidad de un mallado se define como el número de puntos por unidad de superficie o volumen. Es fundamental elegir la densidad de malla adecuada para resolver un problema:
 - Si es demasiado basta, no se consigue una solución correcta.
 - Si es demasiado fina, el coste del análisis es desproporcionado a los resultados.
 - La mayor densidad del mallado se debe localizar donde se espere que las variaciones espaciales de la solución sean mayores.
 - El mallado debería ajustarse dinámicamente a las variaciones de las variables en la solución del flujo.

Las dificultades que se pueden presentar en la generación de la malla usualmente son las siguientes:

- Excesiva distorsión de elementos. En el MEF se usan elementos básicos (uni, bi y tridimensionales) de formas sencillas (rectas, triángulos, rectángulos, cubos, etc.) que hay que transformar en otras formas de configuración más arbitraria.
- Mezcla incorrecta de tipos de elementos. La mayoría de los programas de elementos finitos dan libertad completa al usuario en la elección de elementos en la malla, pero no todos los elementos son compatibles entre sí.
- Conexiones incorrectas entre elementos. Para que haya convergencia en el MEF debe haber continuidad. En el interior de los elementos la continuidad está asegurada, pero en la frontera entre elementos es el usuario el que debe conseguirla mediante una elección correcta de la malla.

3.10.5.2 Tipo de mallado

Dependiendo del tipo de problema se debe optar por un tipo de mallado u otro. Los tipos de mallado se pueden clasificar en varios grupos dependiendo de su distribución (estructurados, no estructurados, o multi-bloque), o según el tipo de elementos (triangulares, rectangulares, hexagonales, tetraédricos). A continuación se analizarán los diferentes tipos de mallado atendiendo a su distribución.

➤ **Mallado no estructurado**

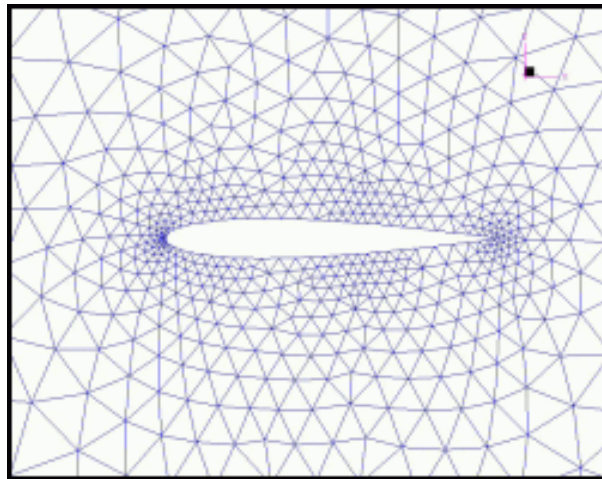


Figura 3-10: Ejemplo mallado no estructurado.

Este tipo de mallado presenta las siguientes ventajas e inconvenientes:

Mallado no estructurado	
Ventajas	Inconvenientes
<ul style="list-style-type: none"> - Flexibilidad para manejar geometrías complejas, adaptabilidad, movimientos de contornos. - La generación automática del mallado es más sencilla incluso para geometrías muy complicadas. 	<ul style="list-style-type: none"> - Requiere un mayor almacenamiento de variables y precisa de un direccionamiento indirecto. - En general las resoluciones son más complicadas. - La exactitud es más baja, en general, debido a la falta de suavidad del mallado.

Tabla 3.1: Ventajas e Inconvenientes mallado no estructurado

Debido a estas características, este mallado se tiene que usar necesariamente en zonas cercanas a la superficie del vehículo, ya que la geometría allí suele ser compleja y el programa no nos permite usar otro tipo de mallado.

➤ **Mallado estructurado**

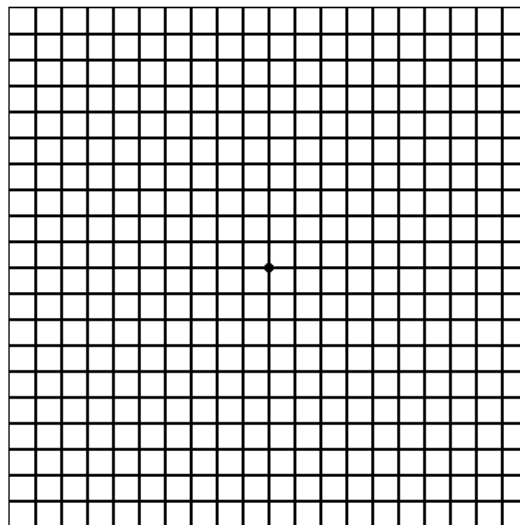


Figura 3-11: Ejemplo mallado estructurado.

Las ventajas e inconvenientes que presentan este tipo de mallados son:

Mallado estructurado	
Ventajas	Inconvenientes
<ul style="list-style-type: none"> - Conduce a resoluciones más simples. - Se requiere menos memoria para el almacenamiento de variables. - Los métodos implícitos utilizan la estructura del mallado: ADI (Alternating-Direction Implicit technique), métodos de relajación lineal, relajación en el plano. - La suavización y ortogonalidad pueden ser controlados fácilmente. 	<ul style="list-style-type: none"> - El manejo de geometrías complejas no es flexible. Tdyn sólo deja aplicar este tipo de mallado a superficies con cuatro lados, lados rectos o superficies NURBS desarrollables. - La adaptabilidad sólo es posible añadiendo o moviendo líneas o superficie de mallado, lo cual no lo hace flexible. - El movimiento de contornos es difícil de manejar.

Tabla 3.2: Ventajas e inconvenientes del mallado estructurado.

Para una mayor precisión de los resultados y conseguir un mallado más denso cercano al vehículo sin la necesidad de introducir una mayor cantidad de elementos, el software incluye la opción de concentrar los elementos de mallas estructuradas, pero sólo funciona en líneas, luego si queremos una superficie con este tipo de mallado tendremos que definirlo en las cuatro líneas que cierran la superficie y después seleccionar un mallado estructurado para la superficie. Se puede ver esto en el ejemplo siguiente, se trata de un cuadrado donde se han concentrado los elementos en el centro.

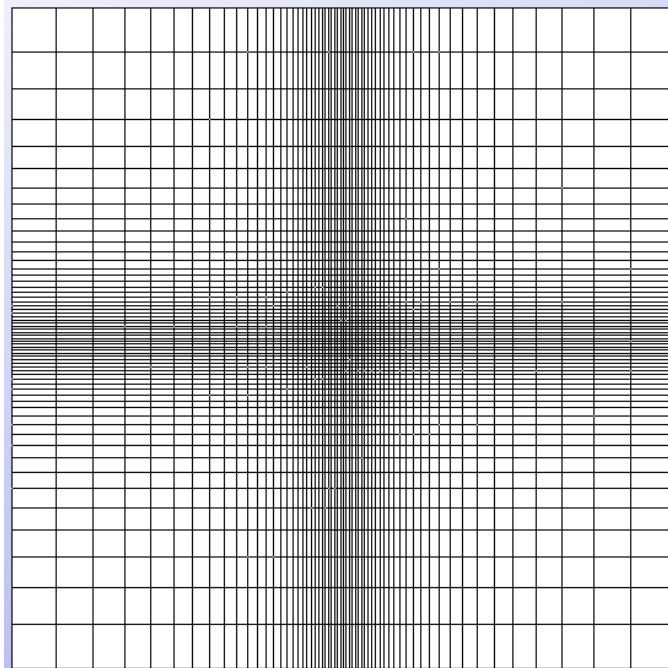


Figura 3-12: Cuadrado con elementos concertados en el centro.

Debido a estas características, el mallado estructurado no se puede utilizar sólo, hay que utilizarlo en combinación con el mallado no estructurado. La opción por la que se suele optar es por un mallado multibloque, que se explica a continuación.

➤ **Mallado multi-bloque**

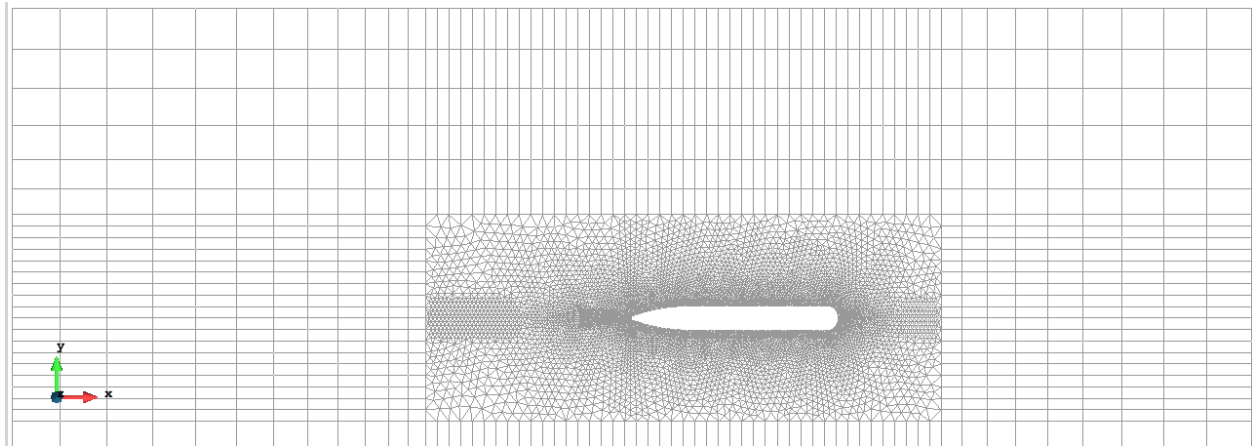


Figura 3-13: Ejemplo de mallado multi-bloque.

En este tipo de mallado se combinan los dos mallados anteriores, aprovechando así los beneficios de ambos tipos de mallados, estructurados y no estructurados, hay varias formas de construir este mallado, dependiendo de que se utilicen elementos triangulares o cuadrangulares para las zonas de mallado no estructurado, la zona del mallado no estructurado utilizará siempre elementos triangulares o tetraedros dependiendo de que estemos en una superficie o un volumen. Para construir este tipo de malla hay que dividir las superficies y volúmenes previamente en zonas más pequeñas para así en cada una asignar la condición que se desee, es importante que la transición entre las zonas estructuras y no estructuradas sea suave, es decir, que no haya una gran variación del tamaño de los elementos entre zonas en contacto.

Las ventajas e inconvenientes que presentan este tipo de mallados son:

Mallado Multi-Bloque	
Ventajas	Inconvenientes
<ul style="list-style-type: none"> - Se pueden manejar geometrías más complicadas, lo que aumenta la flexibilidad en general. - Permite maneras fáciles de paralelizar en multiprocesador. - Ahorra memoria en máquinas de secuencias. 	<ul style="list-style-type: none"> - La generación de mallados es difícil: La forma de especificar los contornos entre bloques de forma adecuada exige alto grado de experiencia. - Es todavía menos flexible que los mallados sin estructurar cuando existe movimientos de contornos. Lo que complica su uso en mallados dinámicos (módulo ALEMesh).

Tabla 3.3: Ventajas e inconvenientes del mallado Multi-Bloque.

Para el modelo que se va a simular, se utiliza este tipo de mallado. Compuesto por un mallado no estructurado, con una malla fina y adaptable a formas complejas cerca del modelo, y en las zonas más alejadas del modelo una malla menos densa estructurada donde no se necesita esta adaptabilidad y que nos ahorra tiempo de cálculo a la vez que requiere menos memoria. Los elementos del mallado estructurado serán rectángulos en el caso 2D y tetraedros en el caso 3D, el mallado no estructurado serán triángulos en el caso 2D y tetraedros en el caso 3D. Podemos ver este mallado en la figura 3-12.

3.10.5.3 Tamaño de elementos de malla.

Ya se ha dicho anteriormente que el tamaño de malla no puede ser ni demasiado pequeño, ni demasiado grande. Para hacer una estimación del rango en el que es recomendable que se encuentre el tamaño de malla utilizamos el número de Courant “C”, que tendrá un valor comprendido entre 0,1 y 0,01.

En matemáticas, la condición CFL (condición Courant-Friedrichs-Lewy) es una condición necesaria para la convergencia de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales solucionadas mediante ciertos algoritmos como por ejemplo, el método de las diferencias finitas. Como consecuencia el intervalo de tiempo debe ser inferior a un cierto valor, sino la simulación producirá resultados incorrectos.

Por ejemplo, si una onda está cruzando una malla discreta, entonces el intervalo de tiempo debe ser menor que el tiempo que necesita la onda para atravesar dos puntos adyacentes en la malla. Por lo que cuanto menor sea el tamaño de malla menor tendrá que ser el incremento de tiempo, el número de Courant se define de la siguiente forma:

$$C = \frac{V\Delta t}{\Delta x}, \quad (3.39)$$

donde, V es la velocidad, C el número de Courant, Δt el intervalo de tiempo y Δx el intervalo de espacio.

Con este número estimaremos el tamaño mínimo de malla. El tamaño del elemento mínimo de malla será:

$$h = C \cdot \frac{V}{10}, \quad (3.40)$$

donde h es el tamaño mínimo de elemento de malla. Vemos como la estimación de la h variará en un orden de magnitud dependiendo de la estimación del número de Courant, luego será necesario hacer pruebas con diferentes mallados.

3.10.6 Discretización temporal.

El método para resolver es un método RANS, y como estamos buscando un resultado estacionario el modelo más acertado será el de promediado de tiempo. Para esto necesitamos establecer en el programa un tiempo de simulación adecuado, que se representa con la letra T , y se calcula del siguiente modo:

$$T = \delta t * NOS, \quad (3.41)$$

donde δt es el incremento de tiempo, es decir cuando dura cada paso y NOS es el número mínimo de pasos. Para que el resultado converja estos parámetros se deben seleccionar correctamente, se puede estimar su valor de la siguiente manera:

$$\delta t = C \cdot \frac{L}{V}, \quad (3.42)$$

donde V es la velocidad y L la eslora y C es el número de Courant un valor comprendido entre 0,1 y 0,01.

$$NOS \geq 1000 \cdot \delta t \cdot \frac{V}{L} \quad (3.43)$$

Este es el valor mínimo de pasos necesarios, el valor escogido siempre deberá ser mayor, una práctica que suele dar buenos resultados es multiplicar el resultado obtenido por 10, es decir si se ha $NOS=50$ pasos, colocar en el campo correspondiente 500. De todas formas siempre se debe comprobar la convergencia una vez finalizado el cálculo en el post-proceso.

Como se puede observar, el valor de δt es un valor estimado y que varía en un orden de magnitud, cuando escojamos un valor para δt y otro para el tamaño de malla h . Se debe comprobar que el incremento de tiempo es compatible con el tamaño de malla h . Comprobando que se cumple la siguiente desigualdad.

$$dtm = \frac{h}{V} \quad (3.44)$$

$$2 \cdot dtm < dt < 20 \cdot dtm, \quad (3.45)$$

donde dtm es lo que llama como tiempo característico de la malla, y es el tiempo que tarda en este caso el agua en recorrer un elemento de la malla, normalmente se escoge el tamaño más pequeño de malla.

Se deben fijar también unos pasos iniciales, estos se fijaran en alrededor de un 10% del valor de los pasos totales ya que no hay superficie libre, sino estos pasos deberían aumentarse. Estos pasos tratan de estabilizar el proceso de empezar a realizar los cálculos. Esta estabilización en los pasos iniciales se puede realizar de tres formas:

- Velocidad: Incrementado poco a poco la velocidad del flujo antes de empezar con el cálculo. Para el caso que nos ocupa este tipo será la que mejor resultados de.
- Tiempo: va incrementando poco a poco el incremento de tiempo δt hasta llegar al incremento con el que se realizarán los cálculos.
- Una combinación de ambos de ambos, velocidad y tiempo.

En caso de que se introdujese cualquier tipo de aceleración al flujo, esta estabilización debe estar desactivada. Para el caso del cálculo de la resistencia, nos interesa el flujo estacionario por lo que este comando estará activado y en la función velocidad.

3.10.7 Estimación de parámetros iniciales.

En este apartado se va a resumir todo lo explicado anteriormente en una línea de procesos, para que sea más sencillo de asimilar. Los cálculos que se explican a continuación, son los cálculos necesarios para hacer una primera estimación de los datos que se deben introducir en el pre-procesador de Tdyn. Estos parámetros pueden variar, si después de hacer diferentes simulaciones vemos que con otros valores se alcanzan resultados más cercanos a la realidad. Pero aun haciendo estos cambios estos parámetros no deberían diferenciarse mucho de los obtenidos con las siguientes fórmulas.

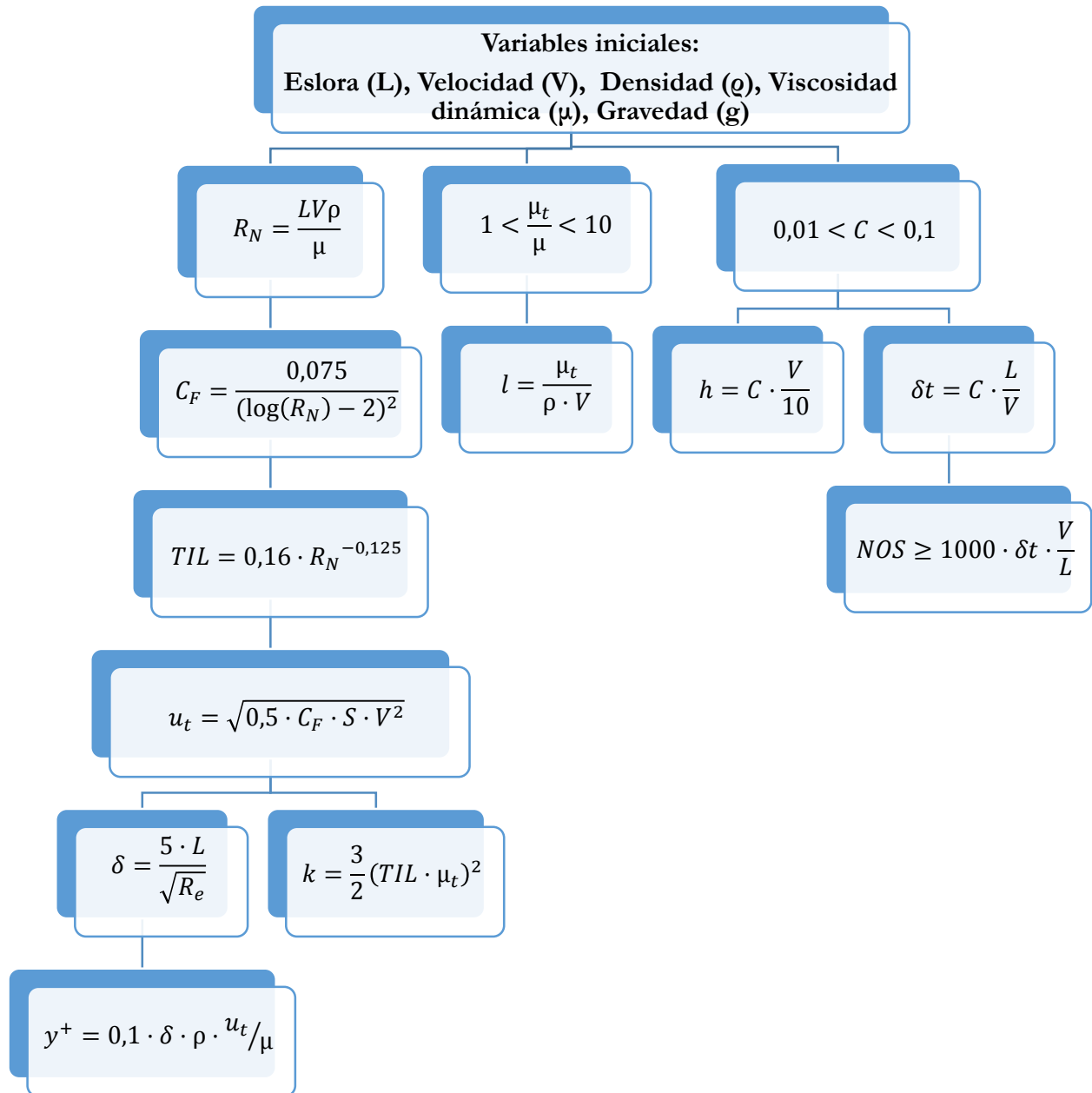


Figura 3-14: Esquema para la estimación de parámetros iniciales en Tdyn.

Toda la nomenclatura usada en este esquema es la misma que se ha usado durante todo el capítulo y las fórmulas son las mismas que se pueden encontrar en el capítulo. Lo manera normal de actuar será programar estas fórmulas en una hoja de cálculo, así podemos obtener los valores de estos parámetros para cualquier vehículo y situación que deseemos tan solo cambiando las variables iniciales.

3.10.8 Post-Proceso

Después de que Tdyn termine de realizar el cálculo, ya se está en disposición de analizar los resultados obtenidos. Lo primero que habrá que hacer es comprobar que las simulaciones convergen. Después habrá que comprobar que la distribución de presiones y velocidades tiene lógica. A continuación se analizarán los valores de resistencia obtenidos, y se comprobará que la relación entre valores de resistencia de presión y resistencia viscosa tiene lógica. Por último se deben validar los resultados numéricos comparándolos con valores experimentales.

3.10.8.1 Comprobación de la convergencia.

Una vez el programa ha acabado el cálculo, lo primero que se debe hacer es ir a los gráficos de fuerzas, estos gráficos nos indican como han ido variando las componentes de las fuerzas durante el análisis debemos comprobar que las diferentes componentes convergen, es decir, que las gráficas son asintóticas, esto se debe hacer para todos los apéndices. Las gráficas deben tener un aspecto similar al mostrado en la figura 3-14:

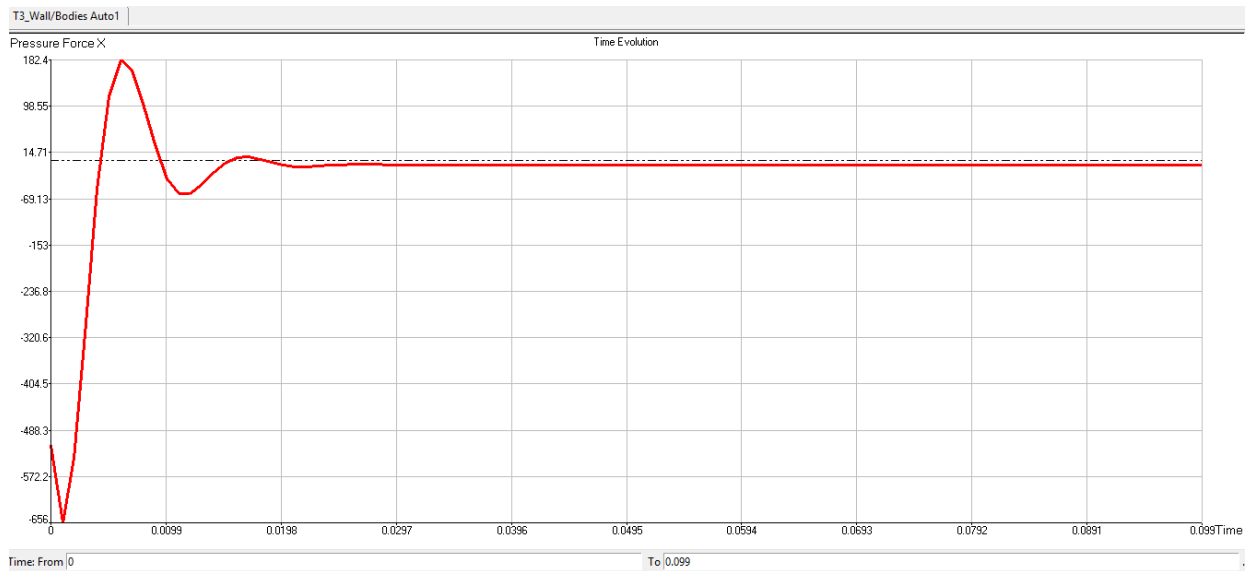


Figura 3-15: Ejemplo de convergencia en las fuerzas de presión.

3.10.8.2 Distribución de presiones y velocidades.

Se debe comprobar que la distribución de presiones y velocidades son lógicas, ahora bien, ¿cómo se puede saber que estas lo son?

- **Distribución de presiones:** La presión debe ser más elevada en la proa del vehículo, así como en todas las zonas más a proa de los apéndices, ya que este avanza hacia adelante y el agua golpeará allí primero, luego la presión se debe reducir en las curvas que presente el vehículo, ya que en estas se acelerará el flujo, esta aceleración del flujo conlleva una pérdida de presión. Esta presión debe de aumentar de nuevo en la popa, debido a la estela el agua se mueve con menor velocidad, y como pasaba antes una menor velocidad conlleva una mayor presión. En la imagen 3-15 se puede ver cómo debería ser una distribución del campo de presiones.

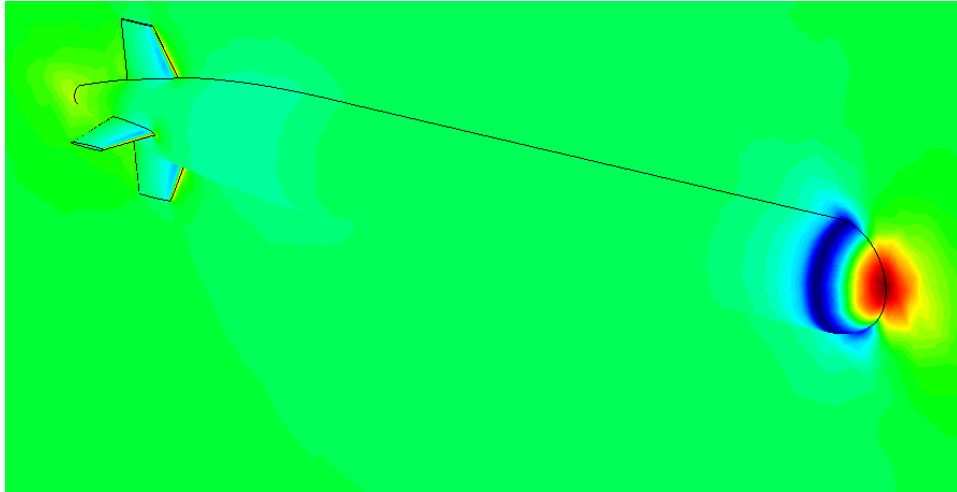


Figura 3-16: Ejemplo de distribución del campo de presiones en el REMUS 100.

- **Distribución de velocidades:** Como ya se ha expuesto anteriormente, lo que se mueve es el agua y no el vehículo, por lo que en las zonas más alejadas del vehículo la velocidad del flujo debe ser la del vehículo. La distribución de velocidades se espera que sea contraria a la de presiones, es decir, menor en la proa y en la popa y mayor donde hay zonas con curvatura. En la siguiente imagen podemos ver un ejemplo de cómo esperamos que sea este campo de velocidades.

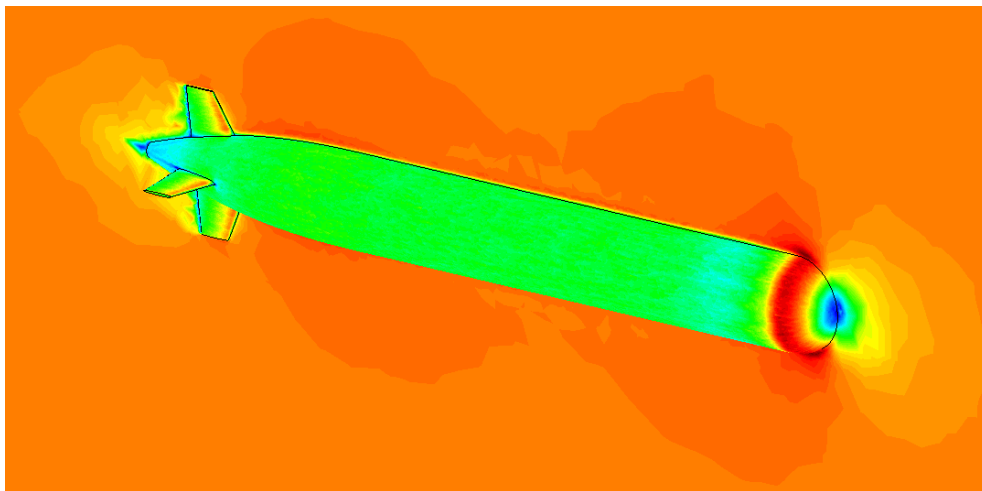


Figura 3-17: Ejemplo de distribución de velocidades en el REMUS 100.

3.10.8.3 Análisis de los valores de resistencia obtenidos.

Para cada superficie para que hayamos establecido una condición de capa límite podremos ver las fuerzas y momentos en las tres direcciones del espacio. Además estas fuerzas se dividen en tres componentes:

- Fuerzas de Presión: Integración de las fuerzas normales.
- Fuerzas Viscosas: Integración de las fuerzas tangenciales.
- Fuerzas Hidrostáticas: Integración de las fuerzas debidas a la presión hidrostática.

Las fuerzas Hidrostáticas deben anularse en la dirección XY, y el valor obtenido en Z debe ser el empuje. Esta es la primera comprobación que se debe hacer.

Se tiene que comprobar que las fuerzas viscosas son mayores que las de presión, debido a que el vehículo navega en inmersión.

Se debe comprobar que las fuerzas de presión y viscosas en Z e Y son muy pequeñas, ya que el flujo circula sólo en la dirección X. Y los momentos de Balance (K) Guiñada (M) y cabeceo (N), deben también ser pequeños si el vehículo es simétrico y si su centro de gravedad se encuentra alineado en el origen, ya que Tdyn calcula los momentos respecto del origen de coordenadas.

El valor de la resistencia al avance será la suma de las fuerzas de presión y viscosas en la dirección X. Cuando se hace el análisis de la carena en 2D hay que tener en cuenta que los valores de resistencia están en N/m por lo que habrá que integrarlos a lo largo de la manga para obtener los valores de resistencia en N.

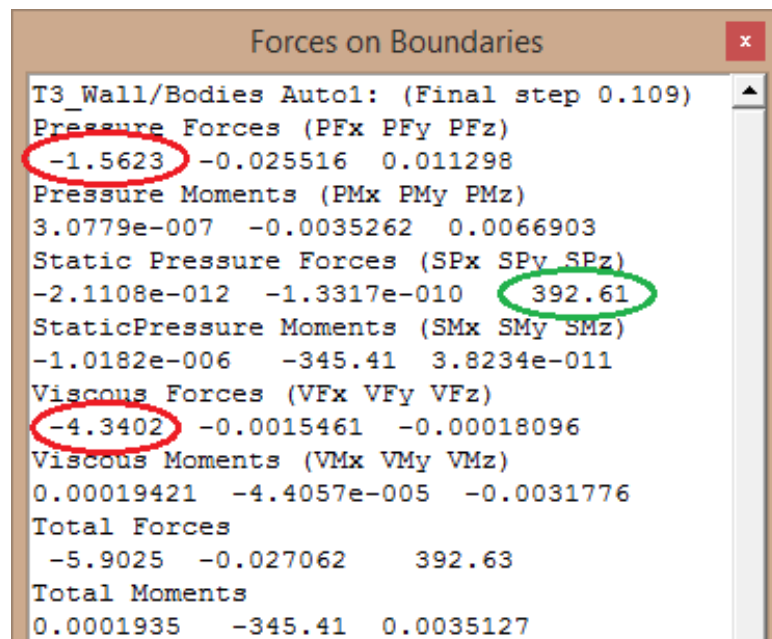


Figura 3-18: Ejemplo resultados de fuerzas sobre el modelo.

En la figura 3-17, la suma de los números rodeados en rojo es la resistencia al avance del modelo y el verde es el empuje. En los resultados totales se puede ver como el resto de fuerzas y momentos son pequeños, se observa que el momento de cabeceo es grande, pero esto es debido a que el centro de gravedad de este modelo no se encuentra situado en el origen de coordenadas, por esta razón se recomienda situar el centro de gravedad del modelo en el origen de coordenadas.

Una vez que ya se ha comprobado que los valores de resistencia al avance tienen lógica, habrá que validar los resultados comparándolos con resultados experimentales, el valor de la resistencia escogido será aquel que más se aproxime a los resultados experimentales cumpliendo todo lo explicado anteriormente. Todo este análisis debe aplicarse para cada velocidad del modelo a la que deseemos conocer la resistencia, y así podremos obtener la curva de resistencia velocidad del modelo.

4 Capítulo 4.
DEFINICIÓN DE LOS
COEFICIENTES
HIDRODINÁMICOS.

4.1 Introducción

La modelación matemática del comportamiento dinámico de vehículos submarinos no tripulados es un área ampliamente investigada y la información no clasificada está disponible a través de Internet y de otras fuentes de publicaciones escritas.

Sin embargo, existe gran confusión, aun en la actualidad, en los términos asociados a las fuerzas que actúan sobre los UUV's, principalmente de tipo hidrodinámico. Como ya se dijo uno de los objetivos de este proyecto es explicar cómo se pueden obtener estos coeficientes mediante el uso de CFD, pero antes de explicar cómo se pueden obtener hay que comprender como que son y cómo se definen estos coeficientes, para después saber cómo se deben desarrollar las maniobras en el software.

Por lo que en este capítulo se analiza el movimiento de un AUV sumergido en sus 6 grados de libertad, obteniendo las ecuaciones que definen el movimiento de este vehículo.

4.2 Consideraciones Iniciales

Vamos a considerar las siguientes consideraciones iniciales:

- El vehículo se comporta como un cuerpo rígido. Lo que elimina la consideración de fuerzas que actúan sobre los elementos individuales de masa.
- La rotación de la Tierra es despreciable en cuanto a componentes de la aceleración del centro de masa se refiere. Lo que elimina las fuerzas debidas al movimiento de la Tierras (aceleración de Corilis).
- No se consideran corrientes subacuáticas, es decir, se considera que el vehículo navega en un mar completamente en calma.

Las principales fuerzas que actúan sobre el vehículo son de origen inercial, gravitacional, hidrostáticas e hidrodinámicas. Estas fuerzas principalmente se combinan para constituir el comportamiento hidrodinámico del cuerpo.

El estudio de la dinámica se puede dividir en dos partes: la cinemática, que sólo trata los aspectos geométricos del movimiento, y la cinética, que es el análisis de las fuerzas que provocan el movimiento.

El capítulo comienza con una descripción de los sistemas de coordenadas, la cinemática y las relaciones dinámicas utilizadas en el modelado de un vehículo que se mueve en el espacio libre.

También se representa la hidrodinámica básica. Esta discusión desarrolla la base de la fuerza de diversas expresiones y momentos representando la interacción del vehículo con su entorno fluido.

Las fuerzas de control, como son las de las hélices, propulsores y superficies de control o aletas que permiten que el vehículo maniobre también están representadas.

Con las fuerzas hidrodinámicas, las fuerzas de control y sus momentos se analiza completamente las seis ecuaciones del movimiento que se forman.

4.3 Sistemas de coordenadas, posicionamiento y cinemática

Es necesario analizar el movimiento de un vehículo autónomo submarino no tripulado con seis grados de libertad para determinar su posición y orientación en el espacio tridimensional y en el tiempo.

Las tres primeras coordenadas independientes (x, y, z) determinan la posición y el movimiento de traslación a lo largo de X, Y, Z ; los tres restantes (θ, Φ, Ψ), son para la orientación y el movimiento de rotación en el sistema Global (véase la Figura 4-1).

Convencionalmente en terminología naval a estas componentes se le llama: avance, deriva, arfada, balanceo, cabeceo y guiñada, respectivamente.

Obviamente la posición, orientación y movimiento de rotación de un cuerpo rígido (un cuerpo en el que la posición relativa de todos sus puntos es constante) puede ser descrito con respecto a una posición de referencia. Para este fin, un conjunto de ejes de coordenadas ortogonales se eligen y se supone que se conecta rígidamente al origen arbitrario del cuerpo para construir el sistema de referencia.

De manera similar, las fuerzas y momentos que actúan sobre el vehículo lo hacen de la misma forma.

Hay que tener en cuenta que el convenio utilizado en los UUVs, la dirección “x” positiva se toma hacia adelante, la dirección “y” positiva se toma hacia la derecha, la dirección “z” positiva se toma hacia abajo, y la regla de la mano derecha se aplica a los ángulos de rotación.

Grados de Libertad	Movimientos	Fuerzas y Momentos	Velocidades lineales y angulares	Posiciones y ángulos de Euler
1	Avance	X	U	x
2	Deriva	Y	V	y
3	Arfada	Z	W	z
4	Balance	K	P	\emptyset
5	Cabeceo	M	Q	θ
6	Guiñada	N	R	ψ

Tabla 4.1: Nomenclatura estándar AUV

4.3.1 Sistemas de referencia

Como se mencionó anteriormente, las posiciones y los ángulos requeridos son muy importantes para describir claramente los sistemas de referencia con el fin de entender las ecuaciones cinemáticas del movimiento. Hay dos sistemas de referencia ortogonales; el primero es el sistema fijo $X Y Z$ Tierra (Sistema Global) se define con respecto a la superficie de la tierra como se ilustra en la Figura 4-1.

El Sistema Global de coordenadas que se utiliza en este proyecto se define con los tres ejes ortogonales, colocados en un punto arbitrario en la superficie del mar. Estos ejes están alineados con las direcciones Norte, Este y Abajo. Se establece un sistema de referencia con vectores unitarios $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$. Ignorando la tasa de rotación de la Tierra en comparación con las velocidades angulares producidas por el movimiento del vehículo, se puede decir que las coordenadas XYZ son un sistema de referencia inercial en el que las leyes del movimiento de Newton son válidas.

La posición de un vehículo en este sistema de referencia tendrá el siguiente vector:

$$r_{O'} = [X\vec{i} + Y\vec{j} + Z\vec{k}] \tag{4.1}$$

En segundo lugar, un sistema de referencia fijado en el cuerpo (Sistema Local) $O'xyz$, con el origen O' y vectores unitarios $\vec{i}', \vec{j}', \vec{k}'$ situado en la línea longitudinal del vehículo. El origen O' será el punto sobre el cual se calcula la fuerza. El centro de gravedad del vehículo (c.d.g), y el centro de o carena, (c.d.c).

Se considerará que todas las fuerzas de origen hidrostático actúan en el c.d.c. Mientras que todas las otras fuerzas actúan sobre el c.d.g, ya que se trata de un sólido rígido y es donde pasan los principales ejes de inercia.

Los vectores de posición del c.d.g y c.d.c relativos al origen del sistema de referencia son ρ_G y ρ_B , respectivamente, y sus componentes pueden ser representados como:

Centro de gravedad: $[x_G i + y_G j + z_G k]$

Centro de carena: $[x_B i + y_B j + z_B k]$

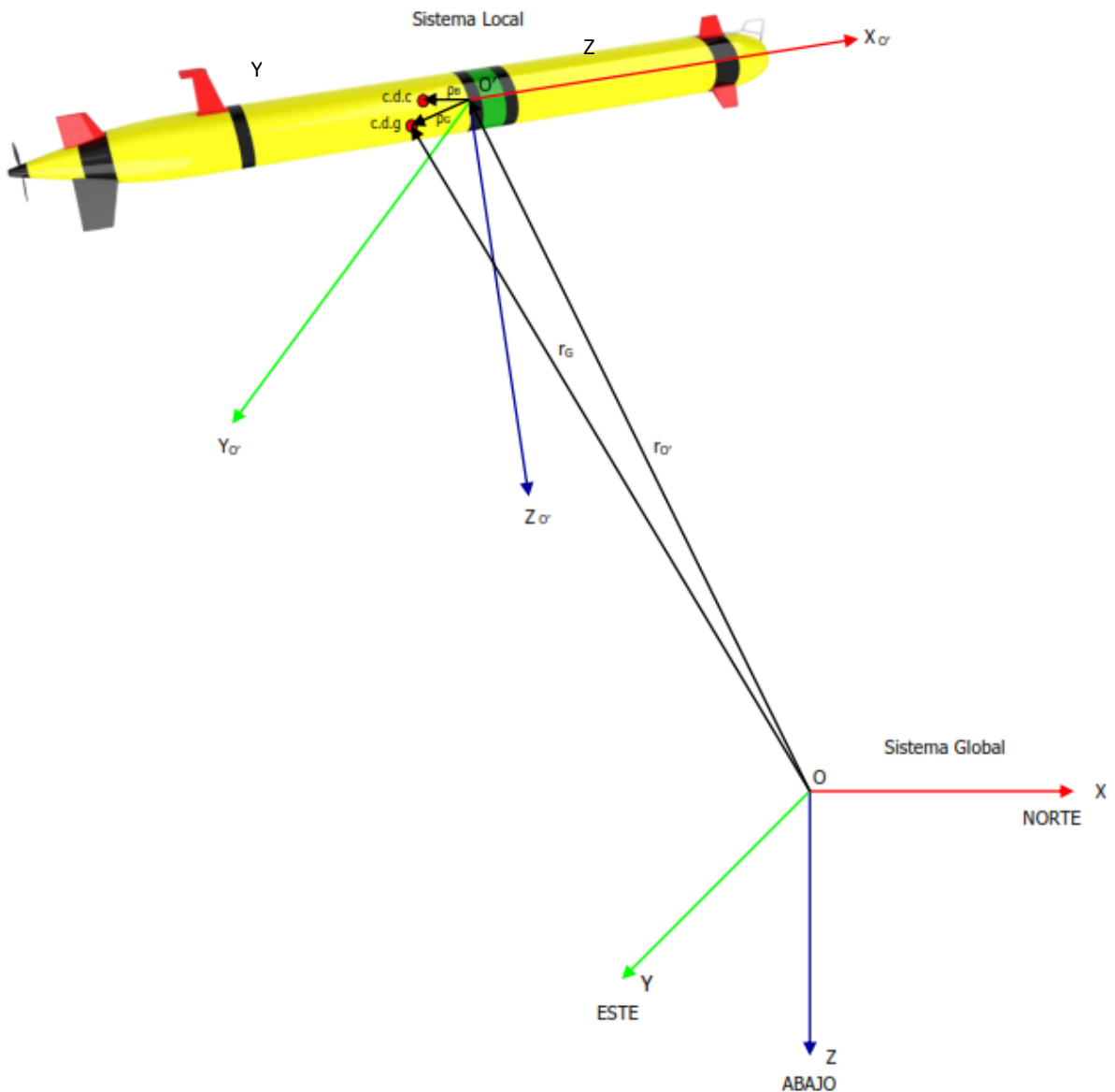


Figura 4-1: Sistemas de referencia local y global

4.3.2 Ángulos de Euler

Cuando queremos cambiar de un sistema de coordenadas cartesianas a otro, se realizan tres rotaciones sucesivas. Según el teorema de rotación de Euler, una rotación arbitraria puede ser descrita por sólo tres parámetros. Esto significa que para dar a un objeto una orientación específica tiene que ser sometido a una secuencia de tres rotaciones descritas por los ángulos de Euler. Como resultado, la matriz de rotación se puede descomponer como un producto de tres rotaciones elementales.

Aunque el comportamiento de un vehículo puede ser descrito por varios métodos en un sistema de referencia fijo, el método más común es el método de Euler, que es el utilizado en este caso. Este método representa la orientación espacial de cualquier objeto del espacio como una composición de rotaciones desde un sistema de referencia.

El sistema de referencia Global dentro de la teoría de Euler define los ángulos de balance (ϕ), cabeceo (θ) y guiñada (ψ) los cuales requieren implícitamente que estas rotaciones se realicen en orden.

Para el "balanceo, cabeceo, guiñada" (Sistema Global), una transformación hacia adelante se realiza empleando una magnitud vectorial que originalmente hace referencia al sistema de referencia local. Entonces, a través de una secuencia de tres rotaciones se transforma en un sistema de referencia global que se supone esta unido a la superficie del mar.

Para iniciar la transformación, comenzar por definir una rotación ψ , como una rotación sobre el eje Z, a continuación definimos una posterior rotación θ , sobre el eje Y, seguido de una rotación ϕ , sobre el eje X, siendo todas las rotaciones positivas sobre los ejes en sentido anti-horario. La triple transformación rotacional en términos de estos tres ángulos es suficiente para describir la orientación angular del vehículo.

La rotación y velocidad angular del sistema de referencia local se pueden ver en la siguiente figura.

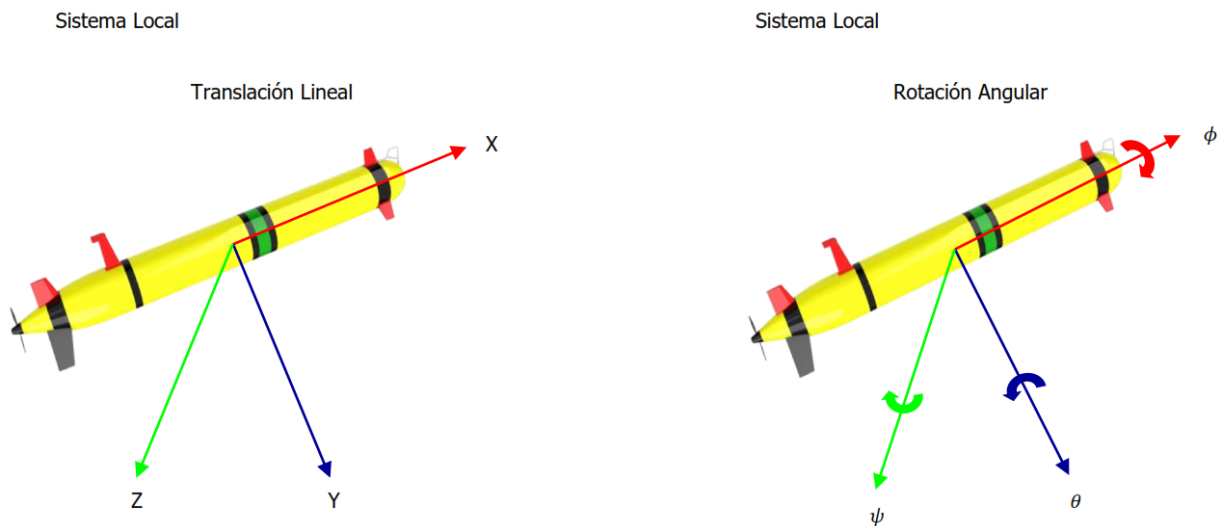


Figura 4-2: Sistema de referencia local con ángulos de rotación

Como ejemplo, cualquier vector de posición, \mathbf{r}_O , en un sistema de referencia global viene dado por $\mathbf{r}_O = [X_0, Y_0, Z_0]$, que tendrá coordenadas diferentes cuando se produce una rotación del ángulo ϕ , sobre el eje x_0 en el sistema local.

Si la nueva posición se define mediante: $r_1 = [X_1, Y_1, Z_1]$, se puede observar que el vector de coordenadas en el nuevo sistema de referencia puede ser escrito con las coordenadas del sistema de referencia anterior como:

$$Y_1 = Y_0 \cos \varnothing + Z_0 \sin \varnothing \tag{4.2}$$

$$Z_1 = -Y_0 \sin \varnothing + Z_0 \cos \varnothing \tag{4.3}$$

Cuando $Z_1 = Z_0$. Esta relación puede expresarse en forma de matriz, mediante la matriz de rotación.

$$r_1 = [R]^{-1}_{x_0, \varnothing} r_0 \tag{4.4}$$

Donde la rotación $[R]$ es una matriz ortogonal y su inversa es igual a su transpuesta.

$$[R]^T = [R]^{-1} \tag{4.5}$$

La multiplicación de esta matriz de rotación por cualquier vector r_0 , da como resultado componentes del mismo vector en el sistema de referencia girado. A continuación se va a desarrollar las matrices de rotación en cada eje, empezamos por el plano XY, o lo que es lo mismo por la matriz de rotación en el eje Z_0 :

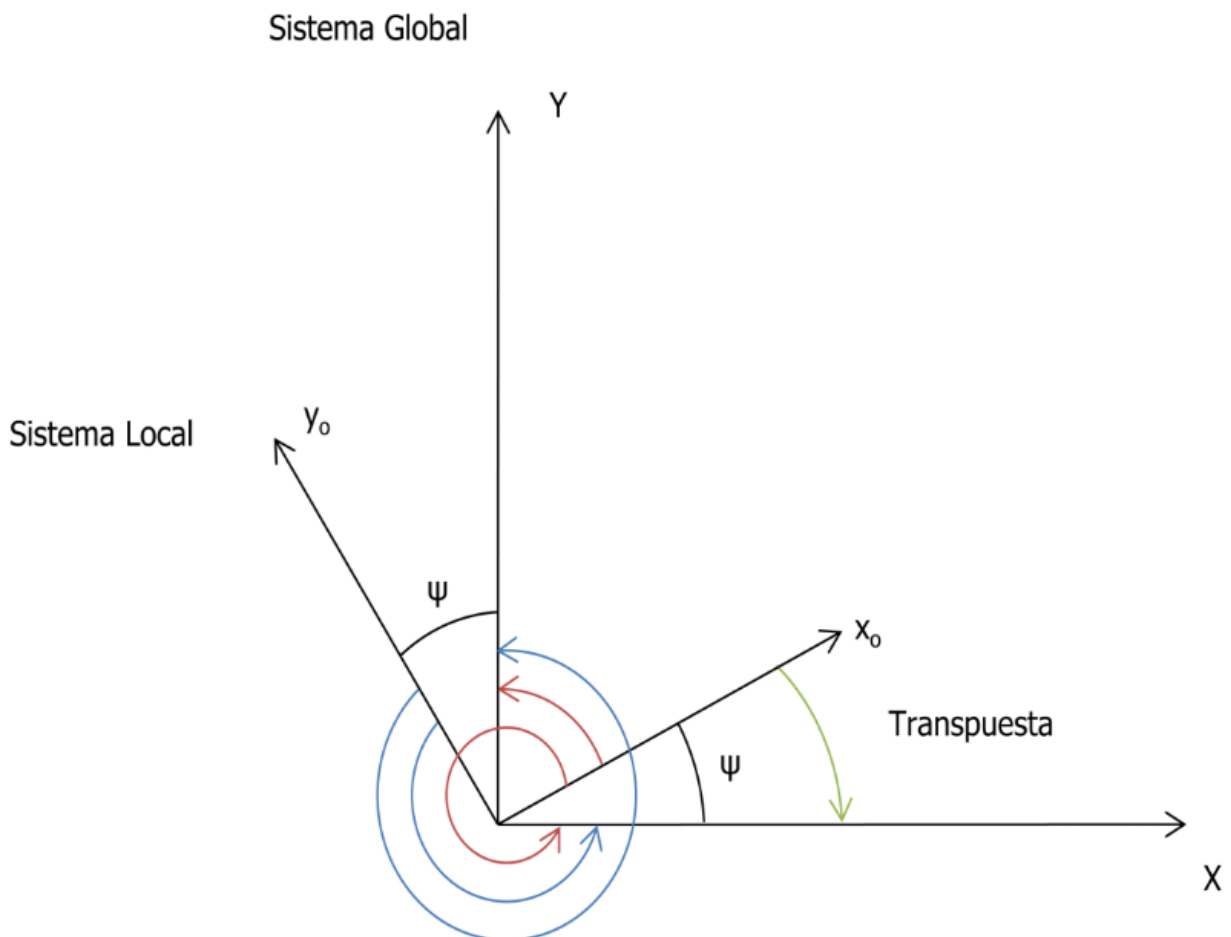


Figura 4-3 Transformación de coordenadas en el eje Z_0 .

Tomando sentido anti-horario positivo, realizamos las rotaciones del sistema local al global, simbolizadas en rojo las del eje x_0 (Local), y en azul las del eje y_0 (Local). Una vez realizados los cuatro giros tenemos que la matriz de rotación es igual a:

$$R_{z_o,\psi} = \begin{bmatrix} \cos \psi & \cos (90 - \psi) & 0 \\ \cos (90 + \psi) & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

Donde el término $\cos \psi$ de la matriz corresponde a la rotación del eje x_o (Local), al X(Global), el término $\sin \psi$ corresponde a la rotación del eje x_o (Local), al Y(Global), el término $-\sin \psi$ corresponde a la rotación del eje y_o (Local), al X(Global), y el término $\cos \psi$ corresponde a la rotación del eje y_o (Local), al Y(Global).

Para referenciar las coordenadas del Sistema Local sobre el Global se gira el sistema Local en sentido horario sobre el sistema Global (como indica la figura 4-3) contrario al definido para la rotación de nuestros ángulos, por lo tanto hay que realizar la transpuesta a la matriz de rotación, obteniendo así nuestra autentica matriz de rotación en coordenadas Globales:

$$R_{z_o,\psi}^T = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

Análogamente tenemos la matriz de rotación en el eje Y_o :

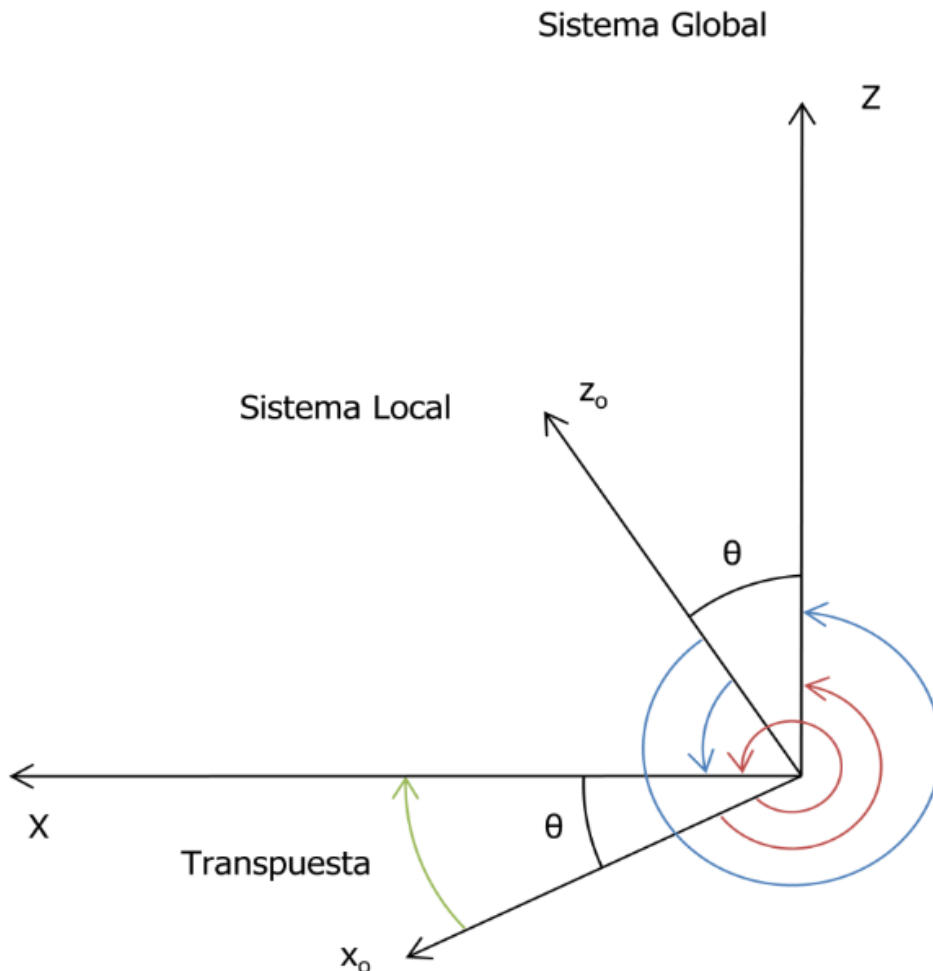


Figura 4-4: Transformación de coordenadas en el eje Y_o .

$$R_{y_o,\theta} = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & \cos (90 + \theta) \\ 0 & 1 & 0 \\ \cos (90 - \theta) & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

Su transpuesta, viene dada por:

$$R_{y_0, \theta}^T = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & \sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

Finalmente la matriz de rotación del eje X₀:

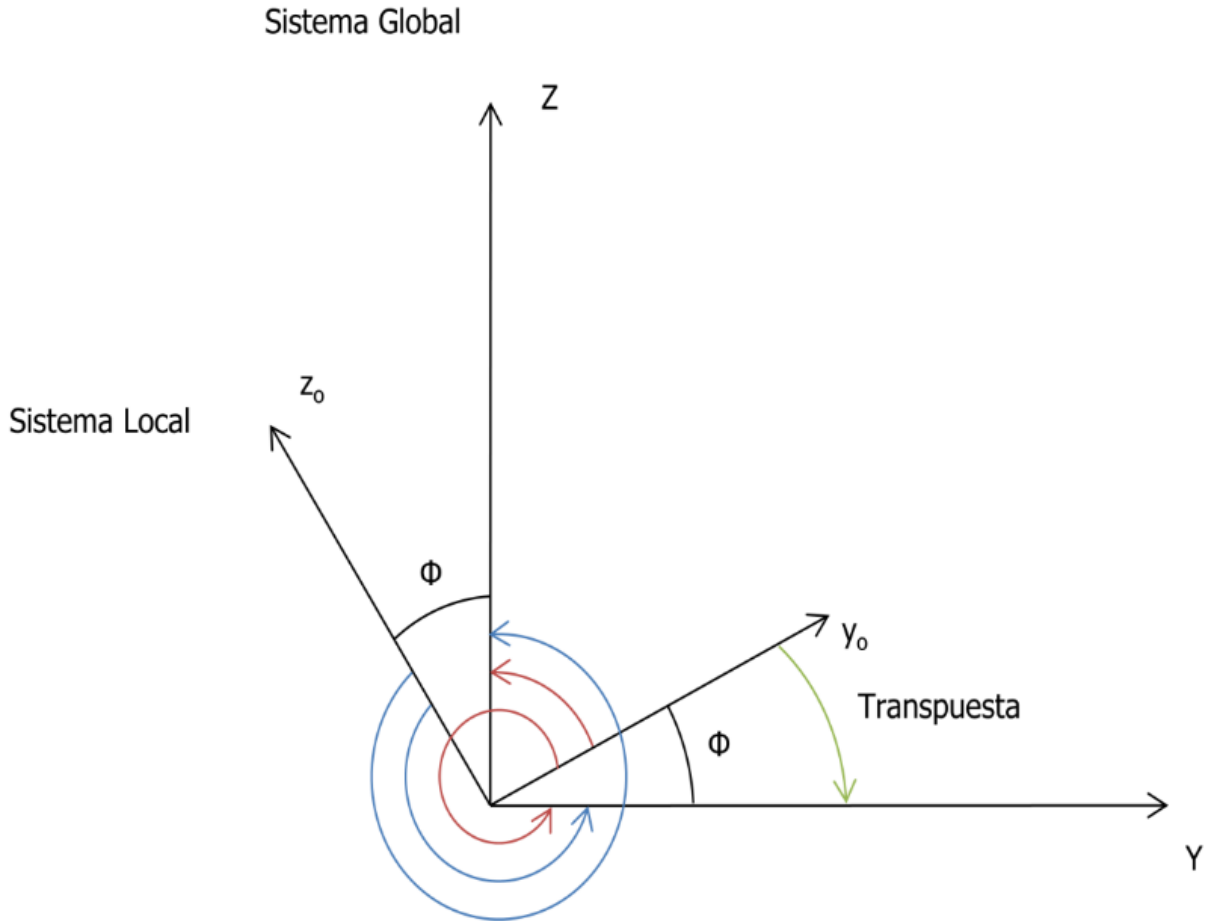


Figura 4-5: Transformación de coordenadas en el eje X₀.

$$R_{x_0, \phi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & \cos (90 - \phi) \\ 0 & \cos (90 + \phi) & \cos \phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & \sin \phi \\ 0 & -\sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

Su transpuesta, viene dada por:

$$R_{x_0, \phi}^T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & -\sin \phi \\ 0 & \sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

Continuando con la serie de los resultados de las rotaciones, la rotación total viene dada por:

$$[R] = [R]_{z_0, \psi}^T [R]_{y_0, \theta}^T [R]_{x_0, \phi}^T \quad (4.12)$$

Si desarrollamos la ecuación (4.12) queda de la siguiente manera:

$$[R] = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & -\sin \phi \\ 0 & \sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

Si multiplicamos las matrices de la ecuación (4.13), obtenemos $[R]$ de la siguiente forma:

$$[R] = \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \theta & \cos \psi \sin \theta \sin \phi - \sin \psi \cos \phi & \cos \psi \sin \theta \cos \phi + \sin \psi \sin \phi \\ \sin \psi \cos \theta & \sin \psi \sin \theta \sin \phi + \cos \psi \cos \phi & \sin \psi \sin \theta \cos \phi - \cos \psi \sin \phi \\ -\sin \theta & \cos \theta \sin \phi & \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

Se puede decir que cualquier vector de posición bajo un sistema de referencia rotado se puede expresar en términos de las coordenadas del sistema de referencia original, teniendo en cuenta que $[R]^T = [R]^{-1}$ podemos escribirlo de las dos maneras, de local a global o viceversa:

$$\begin{aligned} r_{i'j'k'} &= [R]^{-1} r_{ijk} \quad \text{ó} \quad r_{i'j'k'} = [R]^T r_{ijk} \\ r_{ijk} &= [R]^{-1} r_{i'j'k'} \quad \text{ó} \quad r_{ijk} = [R]^T r_{i'j'k'} \end{aligned} \quad (4.15)$$

4.3.3 Cinemática

La cinemática define el movimiento de un objeto sin tener en cuenta la masa y las fuerzas externas que actúan sobre el objeto durante su movimiento. Por lo tanto las velocidades lineal y angular del objeto se tienen en cuenta en la cinemática. Como se ha mencionado en el punto anterior, las velocidades lineal y angular se expresan bajo un sistema de coordenadas o de referencia fijo.

En este punto se analizará la transformación de la velocidad lineal y angular, así como la aceleración que sufre el cuerpo desde el sistema de referencia local hasta el sistema de referencia global.

Un vector velocidad bajo el sistema de referencia global puede ser escrito como,

$$\dot{r} = \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

Estos tres componentes del sistema global se pueden obtener mediante la selección de los componentes lineales de la vector velocidad, multiplicados por la matriz de rotación, que es la matriz de transformación rotacional dada en la ecuación (56):

$$\begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} = [R] \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

Inversamente, el vector velocidad se puede obtener de una manera similar, multiplicando por la transpuesta de la matriz rotacional:

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} = [R]^T \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

Las tres coordenadas del sistema de referencia global dentro del marco de la rotación angular del cuerpo (Euler), se obtienen de las tasas de rotación del sistema de coordenadas local mediante transformaciones lineales no ortogonales.

$$\dot{\phi} = p + q \sin(\phi) \cdot \tan(\theta) + r \cos(\phi) \cdot \tan(\theta) \quad (4.19)$$

$$\dot{\theta} = q \cos(\phi) - r \cos(\phi) \quad (4.20)$$

$$\dot{\psi} = \frac{q \sin(\phi) + r \cos(\phi)}{\cos(\theta)} \quad (4.21)$$

En notación matricial, podemos definir una nueva matriz de transformación del sistema local al sistema global, mediante la siguiente ecuación:

$$\begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p \\ q \\ r \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

Donde T es:

$$[T] = \begin{bmatrix} 1 & \sin \phi \tan \theta & \cos \phi \tan \theta \\ 0 & \cos \phi & -\sin \phi \\ 0 & \sin \phi / \cos \theta & \cos \phi / \cos \theta \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

Hay que tener en cuenta que para pequeñas rotaciones angulares, (suponemos que el ángulo es pequeño)

$$\dot{\phi} = p ; \dot{\theta} = q ; \dot{\psi} = r \quad (4.24)$$

Cabe destacar que a diferencia de la matriz de rotación [R], [T] no es ortogonal por lo tanto, $[T]^{-1} \neq [T]^T$.

Las velocidades angulares en términos del sistema de referencia global del vector velocidad angular, puede obtenerse mediante la inversa de la ecuación (4.23).

$$\begin{bmatrix} p \\ q \\ r \end{bmatrix} = [T]^{-1} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

$$[T]^{-1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin \phi \\ 0 & \cos \phi & \sin \phi \cos \theta \\ 0 & -\sin \phi & \cos \phi \cos \theta \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

En forma de matriz el conjunto de velocidades se define de la siguiente manera:

$$[V]_{Sist.local} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \\ q \\ r \end{bmatrix} \quad (4.27)$$

$$[V]_{Sist.global} = \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \\ \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

Transformación en forma matricial del sistema local al global:

$$[V]_{Sist.global} = \begin{bmatrix} [R] & 0 \\ 0 & [T] \end{bmatrix} [V]_{Sist.local} \quad (4.29)$$

Transformación en forma matricial del sistema global al local:

$$[V]_{Sist.local} = \begin{bmatrix} [R]^T & 0 \\ 0 & [T]^{-1} \end{bmatrix} [V]_{Sist.global} \quad (4.30)$$

Finalmente desarrollando la ecuación (4.29), sustituyendo las ecuaciones (4.14), (4.23) y (4.27) podemos ver las relaciones cinemáticas entre las velocidades, y las tasas de cambio de las posiciones globales y los ángulos de Euler de la siguiente manera:

$$\begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \\ \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u \cos \theta \cos \psi + v (-\cos \phi \sin \psi + \sin \phi \sin \theta \cos \psi) + w (\sin \phi \sin \psi + \cos \phi \sin \theta \cos \psi) \\ u \cos \theta \sin \psi + v (\cos \phi \cos \psi + \sin \phi \sin \theta \sin \psi) + w (-\sin \phi \cos \psi + \cos \phi \sin \theta \sin \psi) \\ -u \sin \theta + v \sin \phi \cos \theta + w \cos \phi \cos \theta \\ p + q \sin \phi \tan \theta + r \cos \phi \tan \theta \\ q \cos \phi - r \sin \phi \\ (q \sin \phi + r \cos \phi) / \cos \theta \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

4.4 Ecuaciones Dinámicas del Movimiento

Las ecuaciones generales de traslación y de rotación del movimiento de un cuerpo rígido se desarrollan en este punto. Después de la obtención de los parámetros requeridos para las ecuaciones dinámicas de movimiento, se realiza una formulación matricial completa del sistema.

4.4.1 Ecuaciones del Movimiento de Traslación

Para un vector de posición “r”, bajo una velocidad de rotación angular “ ω ”, su derivada respecto al tiempo viene dada por:

$$\frac{dr}{dt} = \dot{r} + \omega \times r \quad (4.32)$$

Tasa de cambio de “r” respecto al tiempo y referido al c.d.g es:

$$\frac{dr_G}{dt} = \dot{r}_{O'} + \omega \times \rho_G \quad (4.33)$$

La expresión de “ $\dot{r}_{O'}$ ” puede ser escrita ya sea bajo el sistema global o local como:

$$\dot{r}_{O'} = \left[\frac{dX}{dt} \vec{i} + \frac{dY}{dt} \vec{j} + \frac{dZ}{dt} \vec{k} \right] = [u\vec{i}' + v\vec{j}' + w\vec{k}'] \quad (4.34)$$

El vector aceleración se considera aplicado en el centro de masas y se obtiene mediante la derivada del vector velocidad, $\frac{dr_G}{dt}$, teniéndose cuenta de que el centro de masa se encuentra en un sistema de referencia giratorio. Considerando lo anterior la derivada de la vector aceleración viene dada por:

$$\ddot{r}_G = \ddot{r}_{O'} + \dot{\omega} \times \rho_G + \omega \times \omega \times \rho_G + \omega \times v_{O'} \quad (4.35)$$

Donde; $\ddot{r}_{O'}$ es la aceleración respecto al sistema de referencia o'

Podemos observar que el término $\dot{\omega} \times \rho_G$ corresponde a la componente de la aceleración tangencial, $\omega \times \omega \times \rho_G$ a la aceleración normal, y por ultimo $\omega \times v_{O'}$ que corresponde a la derivada del vector velocidad debido a la rotación de los ejes. A continuación se desarrolla cada uno de estos términos.

$$\ddot{r}_{O'} = \dot{u} \vec{i} + \dot{v} \vec{j} + \dot{w} \vec{k} \quad (4.36)$$

$$\dot{\omega} \times \rho_G = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \dot{p} & \dot{q} & \dot{r} \\ x_G & y_G & z_G \end{vmatrix} = (\dot{q}z_G - \dot{r}y_G)\vec{i} + (\dot{r}x_G - \dot{p}z_G)\vec{j} + (\dot{p}y_G - \dot{q}x_G)\vec{k} \quad (4.37)$$

$$\omega \times \rho_G = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ p & q & r \\ x_G & y_G & z_G \end{vmatrix} = (qz_G - ry_G)\vec{i} + (rx_G - pz_G)\vec{j} + (py_G - qx_G)\vec{k} \quad (4.38)$$

$$\begin{aligned} \omega \times \omega \times \rho_G &= \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ p & q & r \\ (qz_G - ry_G) & (rx_G - pz_G) & (py_G - qx_G) \end{vmatrix} \\ &= (pqy_G - q^2x_G)\vec{i} + (prx_G - p^2z_G)\vec{k} + (qrx_G - r^2y_G)\vec{j} - (q^2z_G - qry_G)\vec{k} \\ &\quad - (r^2x_G - prz_G)\vec{i} - (p^2y_G - pqx_G)\vec{j} \\ &= (-x_G(q^2 + r^2) + pqy_G + prz_G)\vec{i} + (pqx_G - y_G(r^2 + p^2) + qrz_G)\vec{j} \\ &\quad + (prx_G + qry_G - z_G(p^2 + q^2))\vec{k} \end{aligned} \quad (4.39)$$

$$\omega \times v_{O'} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ p & q & r \\ u & v & w \end{vmatrix} = (wq - vr)\vec{i} + (ur - wp)\vec{j} + (vp - uq)\vec{k} \quad (4.40)$$

Sustituyendo las ecuaciones (4.36-4.37-4.38-4.39-4.40) en la ecuación (4.35), se obtiene la aceleración del centro de masas. La ecuación del movimiento de translación se obtiene igualando esta aceleración por la masa del vehículo, a la suma neta de todas las fuerzas que actúan sobre dicho vehículo en tres grados de libertad de translación (X, Y, Z), que queda de la siguiente manera:

$$\sum F_{Translación} = m \ddot{r}_G = m (\ddot{r}_{O'} + \dot{\omega} \times \rho_G + \omega \times \omega \times \rho_G + \omega \times v_{O'}) \quad (4.41)$$

Se puede descomponer esta ecuación y agruparla en sus diferentes componentes.

$$m \ddot{r}_{O'} = m[\dot{u} \vec{i} + \dot{v} \vec{j} + \dot{w} \vec{k}]$$

$$m (\dot{\omega} \times \rho_G) = [(\dot{q}z_G - \dot{r}y_G)\vec{i} + (\dot{r}x_G - \dot{p}z_G)\vec{j} + (\dot{p}y_G - \dot{q}x_G)\vec{k}]$$

$$m(\omega \times \omega \times \rho_G) = [(-x_G(q^2 + r^2) + pq y_G + pr z_G)\vec{i} + (pq x_G - y_G(r^2 + p^2) + qr z_G)\vec{j} + (pr x_G + qr y_G - z_G(p^2 + q^2))\vec{k}]$$

$$m(\omega \times v_{O'}) = [(wq - vr)\vec{i} + (ur - wp)\vec{j} + (vp - uq)\vec{k}]$$

$$\begin{aligned} \sum F_{Traslación} = m \ddot{r}_G = m [\dot{u} + wq - vr - x_G(q^2 + r^2) + y_G(pq - \dot{r}) + z_G(pr + \dot{q})] \vec{i} \\ + [\dot{v} + ur - wp + x_G(pq + \dot{r}) - y_G(r^2 + p^2) + z_G(qr - \dot{p})] \vec{j} \\ + [\dot{w} + vp - uq + x_G(pr - \dot{q}) + y_G(qr + \dot{p}) - z_G(p^2 + q^2)] \vec{k} \end{aligned}$$

4.4.2 Ecuaciones del Movimiento de Rotación

Para desarrollar las ecuaciones del movimiento de rotación, la suma de los momentos aplicados sobre el centro de masa del vehículo se iguala a la variación del momento angular del vehículo alrededor de su centro de masa. El tensor de inercia a calcular es:

$$I_{O'} = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (4.42)$$

Donde,

$$I_{xx} = \sum_{i=1}^N dm_i (y^2 + z^2),$$

$$I_{xy} = I_{yx} = - \sum_{i=1}^N dm_i (xy),$$

$$I_{xz} = I_{zx} = - \sum_{i=1}^N dm_i (xz),$$

$$I_{yy} = \sum_{i=1}^N dm_i (x^2 + z^2),$$

$$I_{yz} = I_{zy} = - \sum_{i=1}^N dm_i (yz),$$

$$I_{zz} = \sum_{i=1}^N dm_i (x^2 + y^2)$$

Aquí, I_{xx} , I_{yy} , I_{zz} son los momentos de inercia alrededor del cuerpo de ejes X_0 , Y_0 , Z_0 y el resto de términos de la ecuación (4.42) son los productos de inercia, que son muy pequeños en comparación con los momentos de inercia, por lo tanto podemos suponer que son cero.

El tensor de inercia en forma vectorial puede definirse como:

$$I_{O'} \omega = \int \rho_G \times (\omega \times \rho_G) dm_i \quad (4.43)$$

El momento angular viene dado por:

$$H_{O'} = I_{O'} \cdot \omega \quad (4.44)$$

El momento de rotación total sobre el origen del sistema de referencia del vehículo viene dado por:

$$\sum M_{O'} = \dot{H}_{O'} + \rho_G \times (m\dot{v}_G) \quad (4.45)$$

Donde; $\dot{H}_{O'}$ es el término que corresponde a la derivada del momento angular. $\rho_G \times (m\dot{v}_G)$ es el término debido a que el centro de masas no está en el origen, el movimiento no es centrodial.

Derivando la ecuación (4.44), la variación del momento angular viene dada:

$$\dot{H}_{O'} = I_{O'} \dot{\omega} + \omega \times H_{O'} \quad (4.46)$$

Donde; $I_{O'} \dot{\omega}$ es el término de la variación del módulo cantidad de movimiento. $\omega \times H_{O'}$ es el término debido a la rotación de los ejes del vector momento angular.

La aceleración viene dada por la derivada del vector velocidad $\dot{v}_{O'}$, mediante la siguiente expresión:

$$\dot{v}_{O'} = \dot{v}_{O'} + \omega \times v_{O'} \quad (4.47)$$

Sustituyendo las ecuaciones (4.46) y (4.47) en la ecuación (4.45), la ecuación del movimiento rotacional en forma de vector viene dada por:

$$\sum M_{Rotación} = I_{O'} \dot{\omega} + \omega \times (I_{O'} \omega) + m (\rho_G \times \dot{v}_{O'} + \rho_G \times \omega \times v_{O'}) \quad (4.48)$$

Donde; $\rho_G \times \dot{v}_{O'}$ es el término de la variación del módulo velocidad debido a que el movimiento no es centrodial. $\rho_G \times \omega \times v_{O'}$ es el término debido a la rotación de los ejes del vector velocidad.

Ahora vamos a desarrollar cada uno de los términos de la ecuación (4.48):

$$I_{O'} \dot{\omega} = I_{xx} \dot{p} - I_{xy} \dot{q} - I_{xz} \dot{r} - I_{xy} \dot{p} + I_{yy} \dot{q} - I_{zy} \dot{r} - I_{xz} \dot{p} - I_{yz} \dot{q} + I_{zz} \dot{r} \quad (4.49)$$

$$\begin{aligned} \omega \times (I_{O'} \omega) &= \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ p & q & r \\ (I_{xx} p - I_{xy} q - I_{xz} r) & (-I_{xy} p + I_{yy} q - I_{zy} r) & (-I_{xz} p - I_{yz} q + I_{zz} r) \end{vmatrix} \\ &= [I_{yz}(r^2 - q^2) - I_{xz} pq + I_{zz} qr - I_{xy} pr - I_{yy} qr] \vec{i} \\ &\quad + [I_{xx} pr - I_{xy} qr + I_{xz}(p^2 - r^2) + I_{yz} pq - I_{zz} pr] \vec{j} \\ &\quad + [I_{yy} pq - I_{yz} pr - I_{xx} pq + I_{xz} qr + I_{xy}(q^2 - p^2)] \vec{k} \end{aligned} \quad (4.50)$$

$$\rho_G \times \dot{v}_{O'} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ x_G & y_G & z_G \\ \dot{u} & \dot{v} & \dot{w} \end{vmatrix} = (\dot{w}y_G - \dot{v}z_G) \vec{i} + (\dot{u}z_G - \dot{w}x_G) \vec{j} + (\dot{v}x_G - \dot{u}y_G) \vec{k} \quad (4.51)$$

$$\omega \times v_{O'} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ p & q & r \\ u & v & w \end{vmatrix} = (wq - vr) \vec{i} + (ur - wp) \vec{j} + (vp - uq) \vec{k} \quad (4.52)$$

$$\begin{aligned} \rho_G \times \omega \times v_{O'} &= \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ x_G & y_G & z_G \\ (wq - vr) & (ur - wp) & (vp - uq) \end{vmatrix} \\ &= [y_G (vp - uq) - z_G (ur - wp)] \vec{i} + [z_G (wq - vr) - x_G (vp - uq)] \vec{j} \\ &\quad + [x_G (ur - wp) - y_G (wq - vr)] \vec{k} \end{aligned} \quad (4.53)$$

Sustituyendo las ecuaciones (4.49), (4.50), (4.51), y (4.53) en la ecuación (4.48), obtenemos las ecuaciones rotacionales para los tres grados de libertad de rotación.

4.4.3 Ecuaciones generales del Movimiento

En resumen tenemos tres ecuaciones de movimiento de translación obtenidas a partir de la ecuación (4.41), y tres ecuaciones rotacionales obtenidas de la ecuación (4.48). Estas dos ecuaciones se pueden descomponer en sus componentes quedando de la siguiente manera:

$$m [\dot{u} - vr + wq - x_G (q^2 + r^2) + y_G (pq - \dot{r}) + z_G (pr + \dot{q})] = X_{ext} \quad (4.54)$$

$$m [\dot{v} + ur - wp + x_G (pq + \dot{r}) - y_G (p^2 + r^2) + z_G (qr - \dot{p})] = Y_{ext} \quad (4.55)$$

$$m [\dot{w} - uq + vp + x_G (pr - \dot{q}) + y_G (qr + \dot{p}) - z_G (p^2 + q^2)] = Z_{ext} \quad (4.56)$$

$$\begin{aligned} I_{xx} \dot{p} + (I_{zz} - I_{yy})qr + I_{xy} (pr - \dot{q}) - I_{yz} (q^2 - r^2) - I_{xz} (pq + \dot{r}) \\ + m [y_G (\dot{w} - uq + vp) - z_G (\dot{v} + ur - wp)] = K_{ext} \end{aligned} \quad (4.57)$$

$$\begin{aligned} I_{yy} \dot{q} + (I_{xx} - I_{zz})pr - I_{xy} (qr + \dot{p}) + I_{yz} (pq - \dot{r}) + I_{xz} (p^2 - r^2) \\ + m [z_G (\dot{u} + wq - vr) - x_G (\dot{w} + vp - uq)] = M_{ext} \end{aligned} \quad (4.58)$$

$$\begin{aligned} I_{zz} \dot{r} + (I_{yy} - I_{xx})pq - I_{xy} (p^2 - q^2) - I_{yz} (pr + \dot{q}) + I_{xz} (qr - \dot{p}) \\ + m [x_G (\dot{v} + ur - wp) - y_G (\dot{u} - vr + wq)] = N_{ext} \end{aligned} \quad (4.59)$$

La formulación escrita anteriormente de las ecuaciones (4.54) a (4.59), puede reescribirse de forma matricial bajo la Segunda Ley de Newton como:

$$[F]_{Global} = \frac{d}{dt} [MV]_{Global} \quad (4.60)$$

Para el cálculo de los componentes de la velocidad de un cuerpo en un sistema de coordenadas global, como se indica en el lado derecho de las ecuaciones (4.60) y (4.41), el cálculo del vector de velocidad en un sistema de referencia local, necesita la siguiente transformación del sistema de referencia.

$$\frac{d}{dt} [V]_{Global} = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} [R] & 0 \\ 0 & [T] \end{bmatrix} [V]_{Local} + \begin{bmatrix} [R] & 0 \\ 0 & [T] \end{bmatrix} \frac{d}{dt} [V]_{Local} \quad (4.61)$$

Dado que para la simulación dinámica del movimiento de un cuerpo rígido, se necesitan sus velocidades para cada instante de tiempo, esto implica que la integración de las ecuaciones dinámicas de movimiento tiene que hacerse bajo un sistema de coordenadas locales.

La ecuación (4.61) puede ser redefinida en el sistema local como:

$$[F]_{Local} = \frac{d}{dt} ([M]_{Local} [V]_{Local}) = \frac{d}{dt} ([M]_{Local}) [V]_{Local} + [M]_{Local} \frac{d}{dt} ([V]_{Local}) \quad (4.62)$$

Considerando la ecuación (4.33), la ecuación (4.62) puede ser reescrita como:

$$[F]_{Local} = [M]_{Local} \left[[\dot{V}]_{Local} + \omega \times [V]_{Local} \right] \quad (4.63)$$

Para obtener la aceleración del cuerpo, la inversa de la matriz de masa local se puede multiplicar a ambos lados de la ecuación (4.63).

$$[\dot{V}]_{Local} = [M]_{Local}^{-1} [F]_{Local} - \omega \times [V]_{Local} \quad (4.64)$$

La representación general de las ecuaciones de la dinámica del movimiento se hace dejando las fuerzas externas y momentos en el lado derecho y las aceleraciones del cuerpo, su masa, su inercia, y los términos de masa añadida en el lado izquierdo.

$$\begin{bmatrix} \text{Masa} \\ \text{Inercia} \\ \text{Masa Añadida} \end{bmatrix} [Aceleraciones] = \begin{bmatrix} \text{Fuerzas Hidrostáticas y Momentos} \\ + \\ \text{Fuerzas Hidrodinámicas y Momentos} \\ + \\ \text{Fuerzas Propulsivas y Momentos} \end{bmatrix} \quad (4.65)$$

4.5 Fuerzas Hidrostáticas y Momentos

Las fuerzas gravitatorias y de empuje generalmente se llaman fuerzas de restauración en la terminología usada en hidrodinámica. Los vectores de peso y de empuje no cambian las reacciones del vehículo para los cuerpos que están sumergidos. La expresión del empuje y del peso bajo el sistema de referencia global puede ser escrita como: $F_W = 0\vec{i} + 0\vec{j} + W\vec{k}$ y $F_B = 0\vec{i} + 0\vec{j} - B\vec{k}$. Como se mencionó anteriormente, las componentes del peso y empuje están actuando en la dirección vertical global y deben ser transformadas con el fin de ser añadidas a las ecuaciones de movimiento.

Mediante la aplicación de la transformación del sistema de referencia global al local dada en la ecuación (55), las componentes de la fuerza vertical total se pueden obtener como:

$$F_{Hidrostática} = [R^{-1}][F_W] - [R^{-1}][F_B] \quad (4.66)$$

Donde $[R^{-1}]$ es la inversa de la matriz R multiplicada por el peso (W) y el empuje (B), quedando de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} & F_{Hidrostática} \\ &= \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \theta & \sin \psi \cos \theta & -\sin \theta \\ \cos \psi \sin \theta \sin \phi - \sin \psi \cos \phi & \sin \psi \sin \theta \sin \phi + \cos \psi \cos \phi & \cos \theta \sin \phi \\ \cos \psi \sin \theta \cos \phi + \sin \psi \sin \phi & \sin \psi \sin \theta \cos \phi - \cos \psi \sin \phi & \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ W \end{bmatrix} \\ &- \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \theta & \sin \psi \cos \theta & -\sin \theta \\ \cos \psi \sin \theta \sin \phi - \sin \psi \cos \phi & \sin \psi \sin \theta \sin \phi + \cos \psi \cos \phi & \cos \theta \sin \phi \\ \cos \psi \sin \theta \cos \phi + \sin \psi \sin \phi & \sin \psi \sin \theta \cos \phi - \cos \psi \sin \phi & \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ B \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} -(W - B) \sin \theta \\ (W - B) \cos \theta \sin \phi \\ (W - B) \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.67)$$

La componente vertical del peso actúa en el c.d.g del vehículo, mientras que la componente vertical del empuje actúa en el c.d.c. los cuales no se encuentran en la misma vertical, por lo tanto el momento resultante respecto al centro del vehículo viene dado por:

$$M_{hidrostatica} = \rho_G \times ([R^{-1}] \cdot [W]) - \rho_B \times ([R^{-1}] \cdot [B]) \quad (4.68)$$

A continuación se desarrolla los distintos términos de la ecuación, empezamos por el producto matricial de $[R^{-1}] \cdot W$ y $[R^{-1}] \cdot B$:

$$\begin{aligned} & [R^{-1}] \cdot [W] \\ = & \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \theta & \sin \psi \cos \theta & -\sin \theta \\ \cos \psi \sin \theta \sin \phi - \sin \psi \cos \phi & \sin \psi \sin \theta \sin \phi + \cos \psi \cos \phi & \cos \theta \sin \phi \\ \cos \psi \sin \theta \cos \phi + \sin \psi \sin \phi & \sin \psi \sin \theta \cos \phi - \cos \psi \sin \phi & \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ W \end{bmatrix} \\ = & \begin{bmatrix} -W \sin \theta \\ W \cos \theta \sin \phi \\ W \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.69)$$

$$\begin{aligned} & [R^{-1}] \cdot [B] \\ = & \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \theta & \sin \psi \cos \theta & -\sin \theta \\ \cos \psi \sin \theta \sin \phi - \sin \psi \cos \phi & \sin \psi \sin \theta \sin \phi + \cos \psi \cos \phi & \cos \theta \sin \phi \\ \cos \psi \sin \theta \cos \phi + \sin \psi \sin \phi & \sin \psi \sin \theta \cos \phi - \cos \psi \sin \phi & \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ B \end{bmatrix} \\ = & \begin{bmatrix} -B \sin \theta \\ B \cos \theta \sin \phi \\ B \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.70)$$

Ahora los productos vectoriales:

$$\begin{aligned} \rho_G \times ([R^{-1}] \cdot [W]) &= \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ x_G & y_G & z_G \\ -W \sin \theta & W \cos \theta \sin \phi & W \cos \theta \cos \phi \end{vmatrix} \\ &= (y_G W \cos \theta \cos \phi) \vec{i} + (x_G W \cos \theta \sin \phi) \vec{k} - (z_G W \sin \theta) \vec{j} + (y_G W \sin \theta) \vec{k} \\ &\quad - (z_G W \cos \theta \sin \phi) \vec{i} - (x_G W \cos \theta \cos \phi) \vec{j} \quad (4.72) \end{aligned} \quad (4.71)$$

$$\begin{aligned} \rho_B \times ([R^{-1}] \cdot [B]) &= \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ x_B & y_B & z_B \\ -B \sin \theta & B \cos \theta \sin \phi & B \cos \theta \cos \phi \end{vmatrix} \\ &= (y_B B \cos \theta \cos \phi) \vec{i} + (x_B B \cos \theta \sin \phi) \vec{k} - (z_B B \sin \theta) \vec{j} + (y_B B \sin \theta) \vec{k} \\ &\quad - (z_B B \cos \theta \sin \phi) \vec{i} - (x_B B \cos \theta \cos \phi) \vec{j} \end{aligned} \quad (4.72)$$

Introduciendo ahora las ecuaciones de (4.69) a (4.72) en la ecuación (4.68) tenemos que:

$$\begin{aligned}
 M_{hidrostatica} &= [(y_G W \cos \theta \cos \phi) \vec{i} + (x_G W \cos \theta \sin \phi) \vec{k} - (z_G W \sin \theta) \vec{j} + (y_G W \sin \theta) \vec{k} \\
 &\quad - (z_G W \cos \theta \sin \phi) \vec{i} - (x_G W \cos \theta \cos \phi) \vec{j}] \\
 &\quad - [(y_B B \cos \theta \cos \phi) \vec{i} + (x_B B \cos \theta \sin \phi) \vec{k} - (z_B B \sin \theta) \vec{j} + (y_B B \sin \theta) \vec{k} \\
 &\quad - (z_B B \cos \theta \sin \phi) \vec{i} - (x_B B \cos \theta \cos \phi) \vec{j}] \tag{4.73} \\
 &= [(y_G W - y_B B) \cos \theta \cos \phi + (-z_G W + z_B B) \cos \theta \sin \phi] \vec{i} \\
 &\quad + [(-z_G W + z_B B) \sin \theta + (-x_G W + x_B B) \cos \theta \cos \phi] \vec{j} \\
 &\quad + [(x_G W - x_B B) \cos \theta \sin \phi + (y_G W - y_B B) \sin \phi] \vec{k}
 \end{aligned}$$

Este momento será distinto de cero, incluso si W (peso) y B (empuje) son iguales o ρ_G (c.d.g) y ρ_B (c.d.c) son cero. El centro de gravedad (c.d.g) tiene que estar situado por debajo del centro de carena (c.d.c) para que el vehículo se mantenga estable. Las fuerzas hidrostáticas totales y sus momentos pueden ser escritas como:

$$\begin{bmatrix} F_{Hidrostaticas} \\ M_{Hidrostaticas} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(W - B) \sin \theta \\ (W - B) \cos \theta \sin \phi \\ (W - B) \cos \theta \cos \phi \\ (y_G W - y_B B) \cos \theta \cos \phi + (-z_G W + z_B B) \cos \theta \sin \phi \\ (-z_G W + z_B B) \sin \theta + (-x_G W + x_B B) \cos \theta \cos \phi \\ (x_G W - x_B B) \cos \theta \sin \phi + (y_G W - y_B B) \sin \phi \end{bmatrix} \tag{4.74}$$

4.6 Fuerzas Hidrodinámicas y Momentos

4.6.1 Consideraciones iniciales.

Es bien sabido que el amortiguamiento de un vehículo submarino no tripulado moviéndose a gran velocidad con sus seis grados de libertad es acoplado, altamente no lineal y que está formado por dos términos; uno cuadrático y otro lineal. Con el fin de simplificar el modelado del vehículo, se harán las siguientes suposiciones:

- No tener en cuenta los términos acoplados lineales y angulares. Se va a suponer que los términos como Y_{rv} y M_{rv} son relativamente pequeños. El cálculo de estos términos está más allá de este proyecto.
- Se considera que para el rango de velocidades en el que se mueve el vehículo, los coeficientes tienen valores constantes.
- Se supone que el vehículo es simétrico de babor-estribor (plano XZ). Esto permite simplificar e igualar algunos coeficientes.
- No se tendrá en cuenta ninguno de los términos de amortiguamiento mayores de segundo orden. Esto permitirá descartar los términos de orden superior como Y_{vvv} .
- No se tendrá en cuenta el efecto de la hélice, el modelo se introduce sin tener en cuenta los efectos que esta produce, efectos tales como succión y también un par que obliga normalmente a este tipo de vehículos a navegar con un cierto ángulo de balance.

Los principales componentes de amortiguamiento hidrodinámico son el rozamiento superficial debido a la capa límite, que es fundamentalmente laminar y, turbulento él debido a la formación de remolinos. El análisis dimensional nos ayuda a predecir el tipo de flujo alrededor del vehículo. El número de Reynolds representa la relación de inercia para fuerzas viscosas.

Hay que tener en cuenta que el arrastre viscoso siempre se opone al movimiento del vehículo. Con el fin de establecer el signo correcto, es necesario que en todas las ecuaciones donde se introduzcan términos de arrastre considerar $v/|v|$, en lugar de v^2 .

4.6.2 Amortiguamiento Hidrodinámico

4.6.2.1 Fuerzas y Momentos debidos al movimiento axial.

Estas fuerzas y momentos aparecen cuando el vehículo se mueve con velocidad constante en una de las direcciones del espacio, es decir, el vehículo se mueve sólo en la dirección X, Y o Z.

4.6.2.1.1 Fuerzas debidas al movimiento axial.

Cuando el vehículo se mueve en una de las tres direcciones de los ejes X, Y o Z. Aparecerán unas fuerzas hidrodinámicas sobre él. Esta fuerza las expresaremos en función de la velocidad mediante dos coeficientes, uno lineal y otro cuadrático como vemos a continuación.

$$F_{\text{Arrastre Avance X}} = X_{u|u}|u| + X_u \cdot u \quad (4.75)$$

Donde;

$X_{u|u}|u|$, corresponde al término de amortiguamiento cuadrático y es el dominante cuando la velocidad es media o elevada.

$X_u u$, corresponde al término de amortiguamiento lineal y es el dominante cuando la velocidad es pequeña.

Debido a la asimetría del vehículo entre la parte superior y la inferior se crea una fuerza de sustentación aunque el ángulo de ataque sea nulo, esta fuerza de sustentación se expresará como:

$$F_{\text{Sustentación Avance X}} = Z_{u|u}|u| + Z_u \cdot u \quad (4.76)$$

De la misma manera se expresará para los términos en las direcciones Y Z.

$$F_{\text{Arrastre Deriva Y}} = Y_{v|v}|v| + Y_v \cdot v \quad (4.77)$$

$$F_{\text{Arrastre Arfada Z}} = Z_{w|w}|w| + Z_w \cdot w \quad (4.78)$$

4.6.2.1.2 Momentos debidos al movimiento Axial.

Debido a que no se considera simetría de arriba abajo, (plano XY) aparecerá un momento de cabeceo cuando el vehículo se desplaza en la dirección X el cual se determinará como, aunque este momento será normalmente pequeño y a veces incluso despreciable.

$$M_{\text{Arrastre avance M}} = M_{u|u}|u| + M_u \cdot u \quad (4.79)$$

Debido a esta asimetría también aparecerá un momento de balance cuando vehículo se desplaza en la dirección Y.

$$K_{Arrastre\ derivada\ K} = K_{v|v|} \cdot v|v| + K_v \cdot v \quad (4.80)$$

Cuando el vehículo se desplaza en esta dirección, debido a la completa falta de simetría en la dirección proa, plano (YZ). Se crearán unos momentos que se definen como se determina a continuación:

$$N_{Arrastre\ Deriva\ N} = N_{v|v|} \cdot v|v| + N_v \cdot v \quad (4.81)$$

$$M_{Arrastre\ Arfada\ M} = M_{w|w|} \cdot w|w| + M_w \cdot w \quad (4.82)$$

4.6.2.2 Fuerzas y Momentos debido a la rotación.

Estas fuerzas y momentos se obtienen cuando el vehículo está girando con respecto alguno de los ejes a una velocidad angular constante, es decir los movimientos de balance, cabeceo y guiñada.

4.6.2.2.1 Balance.

Al igual que sucedía con las fuerzas anteriores se aproximará el momento mediante dos coeficientes uno cuadrático y otro lineal dependiendo de la velocidad, en este caso de giro del vehículo.

$$M_{Arrastre\ Balance\ K} = K_{p|p|} \cdot p|p| + K_p \cdot p \quad (4.83)$$

Al estar girando en el plano YZ, al giro se oponen fuerzas en las dos direcciones estas fuerzas las definimos como:

$$F_{Arrastre\ Balance\ Y} = Y_{pp} \cdot pp \quad (4.84)$$

$$F_{Arrastre\ Balance\ Z} = Z_{pp} \cdot pp \quad (4.85)$$

De igual manera se hará para los giros de cabeceo y guiñada.

4.6.2.2.2 Momento de cabeceo.

Cuando el vehículo gira con una velocidad constante de cabeceo deberá vencer las siguientes fuerzas y momentos.

$$M_{Arrastre\ Cabeceo\ M} = M_{q|q|} \cdot q|q| + M_q \cdot q \quad (4.86)$$

Al estar girando en el plano XZ, al giro se oponen fuerzas en las dos direcciones estas fuerzas las definimos como:

$$F_{Arrastre\ Cabeceo\ X} = X_{qq} \cdot qq \quad (4.87)$$

$$F_{Arrastre\ Cabeceo\ Z} = Z_{qq} \cdot qq \quad (4.88)$$

4.6.2.2.3 Momento de guiñada.

Cuando el vehículo gira con una velocidad constante de guiñada deberá vencer las siguientes fuerzas y momentos.

$$M_{Arrastre\ Guiñada\ N} = N_{r|r} \cdot r|r + N_r \cdot r \quad (4.89)$$

Al estar girando en el plano XY, al giro se oponen fuerzas en las dos direcciones estas fuerzas las definimos como:

$$F_{Arrastre\ Guiñada\ X} = X_{rr} \cdot rr \quad (4.90)$$

$$F_{Arrastre\ Guiñada\ Y} = Y_{rr} \cdot rr \quad (4.91)$$

4.6.3 Masa añadida

Debido a la aceleración de un cuerpo en un fluido esta crea un vacío mientras avanza, este vacío debe ser rellenado con el fluido que queda aguas abajo del vehículo, a la representación de esta masa se le llama masa virtual o añadida, esto se traduce en un aumento de la resistencia del vehículo. La masa añadida o virtual, no es en realidad una masa pero tiene las mismas unidades que esta, la masa añadida es otro coeficiente hidrodinámico que se debe calcular. Las fuerzas y momentos para un fluido ideal pueden ser expresadas mediante las siguientes ecuaciones:

$$F_j = -\dot{u}_i m_{ji} - \varepsilon_{jkl} u_i \Omega_k m_{li} \quad (4.92)$$

$$M_j = -\dot{u}_i m_{j+3,i} - \varepsilon_{jkl} u_i \Omega_k m_{l+3,i} - \varepsilon_{jkl} u_k u_i m_{li} \quad (4.93)$$

Donde $i = 1,2,3,4,5,6$

y $jkl = 1,2,3$

Y donde el tensor ε_{jkl} es igual a +1 si los índices están en orden cíclico (123, 231, 312), -1 si los índices son acíclico (132, 213, 321), y cero si cualquier par de los índices son iguales. Para el desarrollo completo de estas ecuaciones consultar Newman [9] o Fossen [2]. Debido a la simetría que presenta el vehículo. Se obtienen las siguientes expresiones simples para M_A :

$$M_A = -diag [X_{\dot{u}}, Y_{\dot{v}}, Z_{\dot{w}}, K_{\dot{p}}, M_{\dot{q}}, N_{\dot{r}}] = \begin{bmatrix} m_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{22} & 0 & 0 & 0 & m_{26} \\ 0 & 0 & m_{33} & 0 & m_{35} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{53} & 0 & m_{55} & 0 \\ 0 & m_{62} & 0 & 0 & 0 & m_{66} \end{bmatrix} \quad (4.94)$$

Que es equivalente a:

$$M_A = - \begin{bmatrix} X_{\dot{u}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Y_{\dot{v}} & 0 & 0 & 0 & N_{\dot{v}} \\ 0 & 0 & Z_{\dot{w}} & 0 & M_{\dot{w}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{\dot{p}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Z_{\dot{p}} & 0 & M_{\dot{q}} & 0 \\ 0 & Y_{\dot{r}} & 0 & 0 & 0 & N_{\dot{r}} \end{bmatrix} \quad (4.95)$$

La estructura de la diagonal es muy importante ya que los elementos fuera de la diagonal son difíciles de determinar tanto de manera experimental como teórica. En la práctica, la aproximación de la diagonal se considera que es aceptable para muchas aplicaciones, esto es debido al hecho de que los elementos fuera de la diagonal de una matriz positiva (inercia) serán mucho más pequeños que sus homólogos diagonales.

Desarrollando las ecuaciones (4.93) y (4.94), fijando el valor de j en 1,2,3 en sus distintas combinaciones con los valores de $i=1,2,3,4,5,6$. Obtenemos las siguientes ecuaciones:

$$X_{Añadida} = X_{\dot{u}} \dot{u} - Y_{\dot{v}} vr + Z_{\dot{w}} wq + Z_{\dot{q}} q^2 - Y_{\dot{r}} \dot{r}^2 \quad (4.96)$$

$$Y_{Añadida} = X_{\dot{u}} ur + Y_{\dot{v}} \dot{v} - Z_{\dot{w}} wp + Y_{\dot{r}} \dot{r} + Z_{\dot{q}} pq \quad (4.97)$$

$$Z_{Añadida} = -X_{\dot{u}} uq + Y_{\dot{v}} vp + Z_{\dot{w}} \dot{w} + Z_{\dot{q}} \dot{q} + Y_{\dot{r}} rp \quad (4.98)$$

$$K_{Añadida} = K_{\dot{p}} \dot{p} \quad (4.99)$$

$$M_{Añadida} = M_{\dot{w}} \dot{w} + M_{\dot{q}} \dot{q} + (K_{\dot{p}} - N_{\dot{r}}) rp - Y_{\dot{r}} vp - (Z_{\dot{w}} - X_{\dot{u}}) uw - Z_{\dot{q}} uq \quad (4.100)$$

$$N_{Añadida} = N_{\dot{v}} \dot{v} + N_{\dot{r}} \dot{r} - (X_{\dot{u}} - Y_{\dot{v}}) uv + Z_{\dot{q}} wq - (K_{\dot{p}} - M_{\dot{q}}) pq + Y_{\dot{r}} ur \quad (4.101)$$

Estas ecuaciones expresan las fuerzas y momentos añadidos debido a la aceleración del cuerpo, es decir, debido a lo que se ha llamado masa añadida o virtual. Estas fuerzas se deberán añadir a la fuerza que se obtenía en los apartados anteriores cuando no se tenía aceleración.

Unos de los momentos que aparecen, aunque se calculan en relación con las masas añadidas no son debidos a las aceleraciones, estos son los llamados momentos de Munk, este momento se crea porque cualquier cuerpo que se mueve inclinado en un fluido sin viscosidad según la paradoja de Alembert's no tendrá una fuerza resultante pero si un momento. Este momento se crea por la posición asimétrica del punto de estancamiento, es decir por la asimetría del vehículo respecto de la sección media, donde la presión es más elevada en la proa que en la popa. El momento de Munk siempre es desestabilizador, en el sentido que tiende en mover el vehículo perpendicular al flujo, los momentos de Munk en los diferentes ejes se pueden expresar como:

$$M_{uwa} = -(Z_{\dot{w}} - X_{\dot{u}}) \quad N_{uva} = -(X_{\dot{u}} - Y_{\dot{v}}) \quad M_{rpa} = (K_{\dot{p}} - N_{\dot{r}}) \quad N_{pqa} = -(K_{\dot{p}} - M_{\dot{q}}) \quad (4.102)$$

Sólo como una cuestión de nomenclatura y para que las ecuaciones finales de fuerzas y momentos sólo contengan solo coeficientes con las mismas letras y todos los términos sean aditivos, añadiremos unos nuevos términos, para los términos cruzados de la masa añadida, donde se combinan velocidades angulares con velocidades lineales.

$$X_{wq} = Z_{\dot{w}} \quad X_{qq} = Z_{\dot{q}} \quad X_{vr} = -Y_{\dot{v}} \quad X_{rr} = -Y_{\dot{r}}$$

$$Y_{ura} = X_{\dot{u}} \quad Y_{wp} = -Z_{\dot{w}} \quad Y_{pq} = -Z_{\dot{q}}$$

$$Z_{uqa} = -X_{\dot{u}} \quad Z_{vp} = Y_{\dot{v}} \quad Z_{rp} = Y_{\dot{r}}$$

$$M_{vpa} = -Y_{\dot{r}} \quad M_{uqa} = -Z_{\dot{q}}$$

$$N_{wpa} = Z_{\dot{q}} \quad N_{ura} = Y_{\dot{r}}$$

Sustituyendo estos términos en las ecuaciones de fuerzas y momentos añadidos obtenemos:

$$X_{Añadida} = X_{\dot{u}} \dot{u} + X_{vr} vr + X_{wq} wq + X_{qq} q^2 + X_{rr} r^2 \quad (4.103)$$

$$Y_{Añadida} = Y_{ura} ur + Y_{\dot{v}} \dot{v} + Y_{wp} wp + Y_{\dot{r}} \dot{r} + Y_{pq} pq \quad (4.104)$$

$$Z_{Añadida} = Z_{uqa} uq + Z_{vp} vp + Z_{\dot{w}} \dot{w} + Z_{\dot{q}} \dot{q} + Z_{rp} rp \quad (4.105)$$

$$K_{Añadida} = K_{\dot{p}} \dot{p} \quad (4.106)$$

$$M_{Añadida} = M_{\dot{w}} \dot{w} + M_{\dot{q}} \dot{q} + M_{rp} rp + M_{vp} vp + M_{uwa} uw + M_{uq} uq \quad (4.107)$$

$$N_{Añadida} = N_{\dot{v}} \dot{v} + N_{\dot{r}} \dot{r} + N_{uva} uv + N_{wp} wq + N_{pq} pq + N_{ur} ur \quad (4.108)$$

4.6.4 Fuerzas y Momentos de sustentación

Cuando el vehículo se mueve con un cierto ángulo de ataque con respecto al flujo, se genera una aceleración del flujo y por lo tanto una caída de presión en la cara de succión y el flujo se frena y por lo tanto se genera una sobre presión en la cara de presión, esta diferencia de presiones genera una fuerza de sustentación, esta fuerza está aplicada sobre el centro de presión, como este no está alineado con el centro de gravedad del vehículo la fuerza generará un momento de cabeceo o guiñada, dependiendo del plano en el que se produzca el ángulo de ataque.

El vehículo maniobra gracias a las fuerzas y momentos de sustentación que aparecen en las aletas y timones cuando estos se les da un cierto ángulo de ataque con respecto a la dirección que lleva el vehículo, esta es la razón de que tengamos que obtener unos coeficientes hidrodinámicos de sustentación de las aletas y el cuerpo por separado, ya que muchas veces el ángulo de ataque de las aletas y del vehículo serán distintos.

4.6.4.1 Fuerza y momentos de sustentación del cuerpo

La fuerza de sustentación de un cuerpo de formas hidrodinámicas, es decir un cuerpo donde la eslora es bastante mayor que la manga depende linealmente del ángulo de ataque para pequeños ángulos de ataque y cuadráticamente de la velocidad en la dirección de avance. Por lo que para el vehículo sin las aletas definimos los coeficientes de fuerzas de sustentación como:

$$L_{cuerpo Y} = Y_{uvl} u^2 \beta \quad (4.109)$$

$$L_{cuerpo Z} = L_{cuerpo 0} + Z_{uwl} u^2 \beta \quad (4.110)$$

Donde β es el ángulo de ataque del vehículo, debido a que el vehículo no posee simetría entre la parte superior e inferior se crea una fuerza de sustentación cuando el vehículo navega con ángulo de ataque 0, esta fuerza se representa como $L_{cuerpo 0}$, normalmente los vehículos son simétricos de babor a estribor y su fuerza de sustentación en la dirección Y es 0 cuando no hay ángulo de ataque. Esta sustentación para un ángulo de cabeceo nulo ya se definió como:

$$L_{cuerpo 0} = Z_{u|u} u|u| + Z_u u \quad (4.111)$$

El momento de sustentación será la fuerza de sustentación multiplicada por la distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el centro de presión. Ahora bien, como el origen se establece en el centro de carena que está alineado con el de gravedad, tan solo habrá que multiplicar por la coordenada del centro de presiones en X.

$$M_{cuerpo N} = Y_{uwl} \cdot u^2 \beta x_{cpY} = N_{uwl} \cdot u^2 \beta \quad (4.112)$$

$$M_{cuerpo M} = M_{cuerpo 0} + Z_{uwl} u^2 \beta x_{cpZ} = M_{u|u|} u|u| + M_u u + M_{uwl} \cdot u^2 \beta \quad (4.113)$$

4.6.4.2 Fuerza y momentos de superficies de control

El movimiento del vehículo es controlado por dos aletas horizontales, o planos de popa y de dos apéndices verticales o timones. Los pares de aletas se mueven juntos, es decir, los planos de popa no se mueven independientemente uno del otro, ni tampoco los planos del timón.

La fuerza y el momento de sustentación de las aletas y timones se van a definir de la misma forma que se definieron los del cuerpo. Como ni los timones ni aletas se mueven independientemente los coeficientes aquí representados son para las dos aletas o los dos timones juntos.

$$L_{Timón Y} = Y_{uwaleta} u^2 \delta_{re} \quad (4.114)$$

$$L_{aleta Z} = Z_{uwaleta} u^2 \delta_{se} \quad (4.115)$$

El momento será igual a multiplicar la fuerza de sustentación por la posición del centro de presiones en la aleta que llamaremos x_{aleta} .

$$M_{timón N} = Y_{uwaleta} u^2 \delta_{re} x_{aleta} = N_{uwaleta} u^2 \delta_{re} \quad (4.116)$$

$$M_{aleta M} = Z_{uwaleta} u^2 \delta_{se} x_{aleta} = M_{uwaleta} u^2 \delta_{se} \quad (4.117)$$

Donde δ_{se} y δ_{re} son los ángulos efectivos de la aleta y del timón respectivamente y quedan expresados en función del ángulo de ataque que tenga el vehículo con respecto al buque β y el ángulo de timón o de aleta que nosotros especifiquemos al vehículo δ_s δ_r .

$$\delta_{re} = \delta_r - \beta \quad (4.118)$$

$$\delta_{se} = \delta_s + \beta \quad (4.119)$$

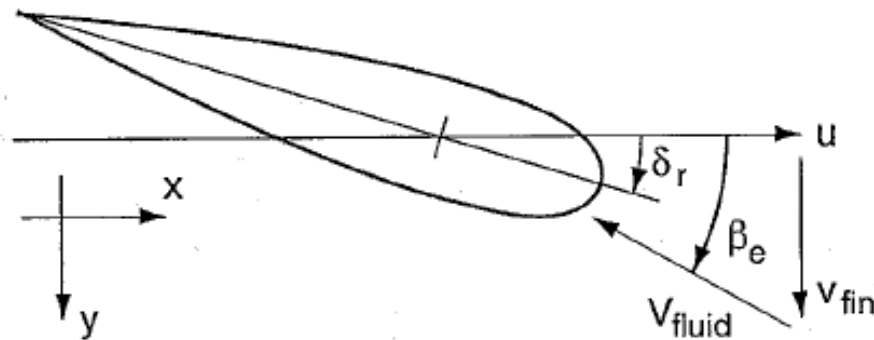


Figura 4-6: Ángulo de ataque efectivo del timón

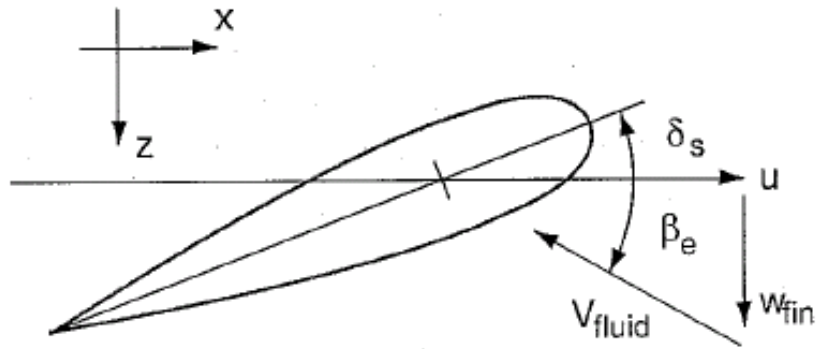


Figura 4-7: Ángulo de ataque efectivo de la aleta.

Se cumplirán las siguientes igualdades:

$$Y_{uu\delta r} = -Y_{uvaleta}$$

$$Z_{uu\delta s} = Z_{uwaleta}$$

$$M_{uu\delta s} = M_{uwaleta} = Z_{uqaleta}$$

$$N_{uu\delta r} = -N_{uvaleta} = -Y_{uraleta}$$

$$M_{uqaleta} = Z_{uqaleta}x_{aleta}$$

$$N_{uraleta} = -Y_{uraleta}x_{aleta}$$

4.6.4.3 Términos Combinados

Los coeficientes de fuerzas y momentos de sustentación globales del vehículo se obtendrán como:

$$Y_{uv} = Y_{uwl} + Y_{uvaleta}$$

$$Y_{ur} = Y_{ura} + Y_{uraleta}$$

$$Z_{uw} = Z_{uwl} + Z_{uwaleta}$$

$$Z_{uq} = Z_{uqa} + Z_{uqaleta}$$

$$M_{uw} = M_{uwa} + M_{uwl} + M_{uwaleta}$$

$$M_{uq} = M_{uqa} + M_{uqaleta}$$

$$N_{uv} = N_{uva} + N_{uwl} + N_{uvaleta}$$

$$N_{ur} = N_{ura} + N_{uraleta}$$

4.7 Fuerzas y Momentos Externos.

Combinando las distintas ecuaciones obtenidas en los apartados anteriores obtenemos las expresiones generales para las fuerzas que actúan sobre el vehículo cuando este se mueve en cualquiera de los 6 grados de libertad, con o sin aceleración. Sumaremos las siguientes fuerzas y momentos:

- Hidrostáticas: Ecuación (4.74)
- Amortiguamiento Hidrodinámico: Ecuaciones desde (4.75) a (4.91)
- Masa Añadida: Ecuaciones desde (4.103) a (4.108)
- Fuerzas y Momentos de Sustentación del cuerpo: Ecuaciones desde (4.109) a (4.113)
- Fuerzas y Momentos de Sustentación de las aletas: Ecuaciones desde (4.114) a (4.117)

El sumatorio de todas las fuerzas externas y momentos, se puede expresar como:

$$\sum X_{ext} = -(W - B) \sin \theta + X_{u|u|} u|u| + X_u u + X_{\dot{u}} \dot{u} + X_{wq} wq + X_{qq} qq + X_{vr} vr + X_{rr} rr \quad (4.120)$$

$$\begin{aligned} \sum Y_{ext} = (W - B) \sin \phi \cos \theta + Y_{v|v|} v|v| + Y_v v + Y_{r|r|} r|r| + Y_{pp} pp + Y_{\dot{v}} \dot{v} + Y_{\dot{r}} \dot{r} + Y_{ur} ur \\ + Y_{wp} wp + Y_{pq} pq + Y_{uv} uv + Y_{uu\delta_r} u^2 \delta_r \end{aligned} \quad (4.121)$$

$$\begin{aligned} \sum Z_{ext} = (W - B) \cos \phi \cos \theta + Z_{u|u|} u|u| + Z_u u + Z_{w|w|} w|w| + Z_w w + Z_{q|q|} q|q| + Z_{pp} pp \\ + Z_{\dot{w}} \dot{w} + Z_{\dot{q}} \dot{q} + Z_{uq} uq + Z_{vp} vp + Z_{rp} rp + Z_{uw} uw + Z_{uu\delta_s} u^2 \delta_s \end{aligned} \quad (4.122)$$

$$\begin{aligned} \sum K_{ext} = (y_G W - y_B B) \cos \theta \cos \phi + (-z_G W + z_G B) \cos \theta \sin \phi + K_{v|v|} v|v| + K_v v \\ + K_{p|p|} p|p| + K_p p + K_{\dot{p}} \dot{p} \end{aligned} \quad (4.123)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{ext} = (-z_G W + z_B B) \sin \theta + (-x_G W + x_B B) \cos \theta \cos \phi + M_{w|w|} w|w| + M_w w \\ + M_{u|u|} u|u| + M_u u + M_{q|q|} q|q| + M_{\dot{q}} \dot{q} + M_{\dot{w}} \dot{w} + M_{uq} uq + M_{vp} vp + M_{rp} rp \\ + M_{uw} uw + M_q q + M_{uu\delta_s} u^2 \delta_s \end{aligned} \quad (4.124)$$

$$\begin{aligned} \sum N_{ext} = (x_G W - x_B B) \cos \theta \sin \phi + (y_G W - y_B B) \sin \phi + N_{r|r|} r|r| + N_r r + N_{v|v|} v|v| + N_v v \\ + N_{\dot{v}} \dot{v} + N_{\dot{r}} \dot{r} + N_{ur} ur + N_{wp} wp + N_{pq} pq + N_{uv} uv + N_{uu\delta_r} u^2 \delta_r \end{aligned} \quad (4.125)$$

5 Capítulo 5.
ESTIMACIÓN DE
COEFICIENTES
HIDRODINÁMICOS
MEDIANTE CFD.

5.1 Introducción.

En este capítulo se va a explicar un método para la estimación de los coeficientes hidrodinámicos explicados en el Capítulo 4, mediante el uso de un software CFD.

Se considera que el cuerpo tiene flotabilidad neutra, es decir su peso y su empuje son iguales, además aunque fuesen diferentes, no hay coeficientes hidrodinámicos para las fuerzas hidrostáticas luego estas fuerzas y momentos quedan fuera del estudio de este proyecto.

Las ecuaciones (4.120), (4.121), (4.122), (4.123), (4.124) y (4.125), para un caso determinado en el que se conocieran las velocidades lineales y angulares, las aceleraciones lineales y angulares los ángulos de ataque de los timones y los coeficientes hidrodinámicos, sin tener en cuenta la propulsión, se podrían obtener las fuerzas y momentos que actúan sobre el vehículo. El inconveniente es conocer estos coeficientes, el método que aquí se propone para estimar estos coeficientes es el siguiente:

Mediante el software CFD podemos conocer una estimación de las fuerzas y momentos que actúan sobre el vehículo cuando este se mueve en unas condiciones de velocidad y aceleración determinadas, por lo que para obtener el valor de los coeficientes se resolverá el sistema formado por las ecuaciones antes mencionadas, donde ahora las incógnitas son los coeficientes hidrodinámicos. El inconveniente es que tan sólo hay 6 ecuaciones pero por otra parte se tienen, muchísimas más incógnitas que ecuaciones, por lo que necesitamos más ecuaciones. Ahora bien si se aislasen uno a uno los movimientos del vehículo se puede conseguir que muchos de los términos estén multiplicando por cero y se conseguiría así obtener ecuaciones más sencillas. Se ilustrará esto con un ejemplo, supóngase que el vehículo se mueve con una velocidad constante en u , siendo todas las demás velocidades y aceleraciones nulas, entonces:

$$\sum X_{ext} = X_{u|u}|u| + X_u u + \cancel{X_{\dot{u}} \dot{u}} + \cancel{X_{wq} wq} + \cancel{X_{qq} qq} + \cancel{X_{vr} vr} + \cancel{X_{rr} rr} \quad (4.120)$$

$$\sum Y_{ext} = \cancel{Y_{v|v}|v|} + \cancel{Y_v v} + \cancel{Y_{r|r}|r|} + \cancel{Y_{pp} pp} + \cancel{Y_{\dot{v}} \dot{v}} + \cancel{Y_{\dot{r}} \dot{r}} + \cancel{Y_{ur} ur} + \cancel{Y_{wp} wp} + \cancel{Y_{pq} pq} + \cancel{Y_{uv} uv} + Y_{uu\delta_x} u^2 \delta_x \quad (4.121)$$

$$\sum Z_{ext} = Z_{u|u}|u| + Z_u u + \cancel{Z_{w|w}|w|} + \cancel{Z_w w} + \cancel{Z_{q|q}|q|} + \cancel{Z_{pp} pp} + \cancel{Z_w \dot{w}} + \cancel{Z_q \dot{q}} + \cancel{Z_{uq} uq} + \cancel{Z_{vp} vp} + \cancel{Z_{rp} rp} + \cancel{Z_{uw} uw} + \cancel{Z_{uu\delta_x} u^2 \delta_x} \quad (4.122)$$

$$\sum K_{ext} = \cancel{K_{p|p}|p|} + \cancel{K_p p} + \cancel{K_{\dot{p}} \dot{p}} + \cancel{K_{v|v}|v|} + \cancel{K_v v} \quad (4.123)$$

$$\sum M_{ext} = \cancel{M_{w|w}|w|} + \cancel{M_w w} + M_{u|u}|u| + M_u u + \cancel{M_{q|q}|q|} + \cancel{M_q q} + \cancel{M_{\dot{q}} \dot{q}} + \cancel{M_w \dot{w}} + \cancel{M_{uq} uq} + \cancel{M_{vp} vp} + \cancel{M_{rp} rp} + \cancel{M_{uw} uw} + \cancel{M_{uu\delta_x} u^2 \delta_x} \quad (4.124)$$

$$\sum N_{ext} = \cancel{N_{r|r}|r|} + \cancel{N_r r} + \cancel{N_{v|v}|v|} + \cancel{N_v v} + \cancel{N_{\dot{v}} \dot{v}} + \cancel{N_{\dot{r}} \dot{r}} + \cancel{N_{ur} ur} + \cancel{N_{wp} wp} + \cancel{N_{pq} pq} + \cancel{N_{uv} uv} + \cancel{N_{uu\delta_x} u^2 \delta_x} \quad (4.125)$$

Donde los términos que aparecen tachados son todos los términos que están multiplicando por cero.

Por lo que todo el sistema anterior quedaría reducido en el siguiente sistema mucho más reducido:

$$\sum X_{ext} = X_{u|u}|u| + X_u u \quad (5.1)$$

$$\sum Z_{ext} = Z_{u|u}|u| + Z_u u \quad (5.2)$$

$$\sum M_{ext} = M_{u|u}|u| + M_u u \quad (5.3)$$

Donde sí se considera que los coeficientes son constantes en un rango de velocidades determinado, escogiendo dos velocidades dentro de este rango tendríamos seis ecuaciones y seis incógnitas que podríamos calcular.

Así aislando cada velocidad angular y lineal cada aceleración y cada ángulo de ataque podríamos obtener el valor de todos los coeficientes hidrodinámicos del vehículo.

El principal error que se comete al utilizar este método es el de suponer que los coeficientes hidrodinámicos son constantes, ya que se espera que estos varíen al variar las condiciones del movimiento del vehículo. Pero sin hacer esta suposición siempre se tendrían sistemas de ecuaciones indeterminados y sería imposible estimar los coeficientes. Ahora bien, si se supone un intervalo lo suficientemente pequeño, se podría suponer que los coeficientes en ese intervalo no varían demasiado, por ejemplo si para el ejemplo explicado anteriormente se selecciona un intervalo de 0,5 nudos se puede obtener la fuerza que se opone al avance del vehículo y el momento de cabeceo inducido por el avance del vehículo a una velocidad por ejemplo de 3 y 3,5 nudos y así obtener el valor de los coeficientes en ese rango de valores, es de esperar que a menor sea el rango menor sea la variación de los valores de los coeficientes y por lo tanto más preciso sea el método. El inconveniente entonces es que se necesitará hacer más análisis y por lo tanto un consumo mayor de recursos. Por lo que se tendrá que llegar a una solución de compromiso en cuando a la selección de la magnitud del intervalo de velocidades entre simulaciones.

A continuación se va a explicar en más detalle cómo obtener el valor de los coeficientes utilizando el software CFD Tdyn.

5.2 Amortiguamiento Hidrodinámico

5.2.1 Movimiento axial.

5.2.1.1 Consideraciones iniciales.

Para el cálculo de los coeficientes de amortiguamiento axial haremos las siguientes consideraciones:

- Partimos del modelo generado en el cálculo de la resistencia al avance, es decir, tendremos un mismo tamaño de malla, tamaño de volumen de control y tan solo cambiaremos las condiciones de control cuando sea necesario, las variables a modificar serán la velocidad del flujo, la energía cinética y longitud turbulenta, el número de pasos e incremento de tiempo así como el modelo de turbulencia y el modelado de la capa límite cuando sea preciso.
- Tan sólo se simula el movimiento del vehículo en el sentido positivo de los ejes, es decir el fluido se mueve con velocidad negativa. El vehículo tiene simetría en la dirección babor estribor luego para este caso esta suposición es válido, pero carece de simetría en la dirección proa popa y arriba abajo, por lo que los coeficientes serían diferentes dependiendo de en qué sentido se moviera el vehículo, pero para simplificar el modelo consideraremos sólo los coeficientes en la dirección positiva.

- El origen del sistema de coordenadas se situará en el centro de gravedad del vehículo, ya que el programa calcula los momentos con respecto del origen de coordenadas, así conseguiremos obtener los momentos con respecto del centro de gravedad, sin necesidad de hacer ninguna transformación.

5.2.1.2 Movimiento en el eje X

Para el cálculo de estos coeficientes partimos de los resultados obtenidos en la estimación de la resistencia, estos coeficientes corresponden a los del ejemplo del principio del capítulo. Despejando estos coeficientes de las ecuaciones (5.1) y (5.2) obtenemos:

$$X_{u|u|} = \frac{\sum X_{ext} - X_u u}{u|u|} \quad (5.4)$$

$$X_u = \frac{\sum X_{ext} - X_{u|u|}u|u|}{u} \quad (5.5)$$

$$M_{u|u|} = \frac{\sum M_{ext} - M_u u}{u|u|} \quad (5.6)$$

$$M_u = \frac{\sum M_{ext} - M_{u|u|}u|u|}{u} \quad (5.7)$$

$$Z_{u|u|} = \frac{\sum Z_{ext} - Z_u u}{u|u|} \quad (5.8)$$

$$Z_u = \frac{\sum Z_{ext} - Z_{u|u|}u|u|}{u} \quad (5.9)$$

De los resultados obtenidos se tiene que comprobar que el resto de fuerzas y momentos de presión y viscosos son cero. Otra cosa que hay que comprobar es que coeficientes tienen mayor influencia, si $X_{u|u|} \gg X_u$ y $M_{u|u|} \gg M_u$, entonces podemos considerar los términos de primer orden despreciables y sólo calcular los de segundo orden de la siguiente forma:

$$X_{u|u|} = \frac{\sum X_{ext}}{u|u|} \quad (5.10)$$

$$M_{u|u|} = \frac{\sum M_{ext}}{u|u|} \quad (5.11)$$

Esto es algo que de hecho se suele cumplir a velocidades moderadas y elevadas como las de los AUV como vemos ahora podremos tener los coeficientes para cada valor de u , sin necesidad de resolver el sistema de ecuaciones.

5.2.1.3 Movimiento en el eje Y

Para la estimación de estos coeficientes hay que cambiar varias cosas con respecto a la simulación realizada para el cálculo de la resistencia:

Inicialmente habrá que introducir la velocidad en Y por lo que cambian las superficies de entrada y salida, el otro parámetro que cambia es el número de Reynolds, ya que ahora el flujo fluye de babor a estribor por lo que la longitud característica es ahora el diámetro del vehículo y no su eslora.

$$R_e = \frac{DV\rho}{\mu} \quad (5.12)$$

Además las velocidades para las que se realizará esta simulación serán menores, ya que no espera que el vehículo alcance grandes velocidades en esta dirección. Por lo que el número de Reynolds será bastante menor que en el caso de la resistencia al avance. Como se puede observar ver en la figura 3-13, el número de Reynolds influye en los parámetros que definen la capa límite y la turbulencia, al reducirse el número de Reynolds el valor de y^+ caerá mucho saliéndose de los valores admisibles para el uso del modelado de la capa límite Y+Wall. Por lo tanto para el modelado de la capa límite se escogerá el tipo VfixWall en estas simulaciones.

Todos los parámetros se deben recalculan para cada análisis con el nuevo Rn como se explicó en el Capítulo 3. Se analizarán los resultados, y para obtener los coeficientes induciremos una velocidad constante v en las ecuaciones (4.120), (4.121), (4.122), (4.123), (4.124) y (4.125), obteniendo así las expresiones de los coeficientes.

$$Y_{v|v} = \frac{\sum Y_{ext} - Y_v v}{v|v|} \quad (5.13)$$

$$Y_v = \frac{\sum Y_{ext} - Y_{v|v}|v|v|}{v} \quad (5.14)$$

$$N_{v|v} = \frac{\sum N_{ext} - N_v v}{v|v|} \quad (5.15)$$

$$N_v = \frac{\sum N_{ext} - N_{v|v}|v|v|}{v} \quad (5.16)$$

$$K_{v|v} = \frac{\sum K_{ext} - K_v v}{v|v|} \quad (5.17)$$

$$K_v = \frac{\sum K_{ext} - K_{v|v}|v|v|}{v} \quad (5.18)$$

Al igual que sucedía en el movimiento en X, si $Y_{v|v} \gg Y_v$ y $N_{v|v} \gg N_v$ podremos despreciar la influencia de los términos de primer orden y quedarnos sólo con los cuadráticos.

5.2.1.4 Movimiento en el eje Z

Para obtener los coeficientes en esta dirección partimos del modelo del eje Y, ahora sólo tendremos que introducir la velocidad en Z cambiando las superficies de entrada y salida. Todos los demás datos para una velocidad de igual módulo son iguales ya que el número de Rn será idéntico al anterior.

Sustituyendo ahora una velocidad constante w en las ecuaciones (4.120), (4.121), (4.122), (4.123), (4.124) y (4.125), despejo el valor de los coeficientes.

$$Z_{w|w} = \frac{\sum Y_{ext} - Y_w w}{w|w|} \quad (5.19)$$

$$Z_w = \frac{\sum Y_{ext} - Z_{w|w}|w|w|}{w} \quad (5.20)$$

$$M_{w|w} = \frac{\sum M_{ext} - M_w w}{w|w|} \quad (5.21)$$

$$M_w = \frac{\sum M_{ext} - M_{w|w} w|w|}{w} \quad (5.22)$$

Al igual que sucedía en el movimiento en X e Y, si $Z_{w|w} \gg Z_w$ y $M_{w|w} \gg M_w$ podremos despreciar la influencia de los términos de primer orden y quedarnos sólo con los cuadráticos.

5.2.2 Movimiento de rotación.

5.2.2.1 Consideraciones iniciales.

Para el cálculo de los coeficientes debido a movimientos de rotación haremos las siguientes consideraciones:

- Para el cálculo de la resistencia de los coeficientes anteriores se consideraba que el vehículo estaba en reposo y era el agua el que se movía hacia el cuerpo. En cambio para el cálculo de estos coeficientes es el agua el que está en reposo y es el vehículo el que se mueve en ella.
- El vehículo gira con velocidad angular constante y sólo en una dirección de giro.
- Tan sólo se consideran los giros en los sentidos positivos de giro.
- El eje de giro del vehículo se considera situado en su centro de gravedad.
- El origen del sistema de coordenadas se situará en el centro de gravedad del vehículo.
- Partimos del modelo generado en el cálculo de la resistencia al avance, con la excepción de que ahora no podemos utilizar un mallado multi-bloque, ya que para el cálculo de estos coeficientes es necesario utilizar el módulo ALEMESH, y la utilización de este módulo da problemas con mallados estructurados.

5.2.2.2 Mallado dinámico.

Tdyn incorpora un módulo que permite el mallado dinámico, es decir, permite actualizar la malla cada cierto número de pasos de manera que está se adapte al modelo del cuerpo. Este módulo es bastante complejo de utilizar ya que fijar los parámetros de remallado de los elementos puede causar muchos problemas, como la generación de volúmenes negativos. Por esta razón en este proyecto tan solo se han realizado algunas pruebas en 2D usando esta función del programa para ver que se pueden obtener resultados satisfactorios.

Será necesario utilizar este tipo de malla siempre y cuando el vehículo se mueva con una aceleración lineal o angular en cualquiera de las direcciones. Se hace esto porque el vehículo se mueve como un sólido rígido y cuando acelera lo hacen todas sus partes al mismo tiempo, es decir no hay movimientos independientes de las diferentes partes del vehículo. Por lo que si se intenta acelerar el fluido en vez del vehículo para la simulación en el software CFD estaremos cometiendo un error, ya que la velocidad del flujo incidente a proa y popa del vehículo no serán la misma en cada instante de tiempo cuando si deberían serlo. Esto se debe que al acelerar el fluido, lo hacemos introduciendo la velocidad como una función temporal, pero esta función se introduce en la superficie de entrada y se va desplazando conforme avanza la simulación. En la figura 5-1 se puede observar como la presión quedaría de forma estratificada y del mismo modo sucede con la velocidad.

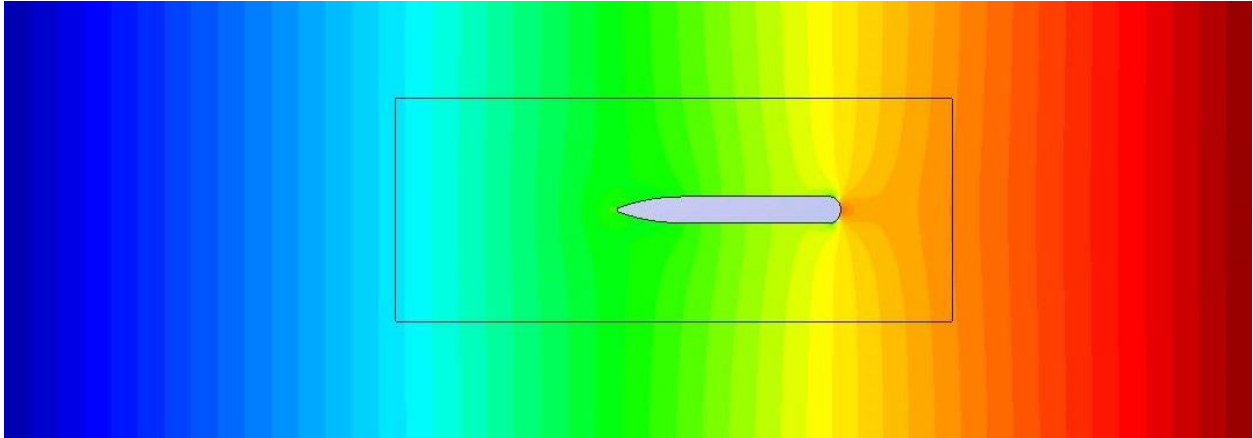


Figura 5-1: Distribución de presiones aceleración en el sentido de avance.

Por lo que se hace imprescindible mover el vehículo cuando analizamos giros y masas añadidas, ya que cuando hay un giro aunque la velocidad angular sea constante las componentes lineales de la fuerza son variables.

El módulo ALEMESH permite fijar el movimiento de la malla de diversas formas, pero para nuestro caso lo más recomendable es asignar el movimiento de la superficie que define al cuerpo, para hacer esto hay que seleccionar esta opción en Wall-Bodies. Los giros y movimientos se definen como una función del tiempo, por lo que si lo que queremos es que el vehículo se mueva a una velocidad de un metro por segundo debemos introducir $f(1 \cdot t)$ ya que el movimiento se expresa en metros, o para un giro $f(1 \cdot t)$ irá a una velocidad de 1 grado por segundo.

El mallado es crucial para abordar con éxito el problema del mallado dinámico, ya que cuanto más fino es el mallado, más riesgo tenemos de obtener volúmenes negativos, pero peores resultados obtendremos, además de que en mallado estructurado en 3D el mallado dinámico no es posible con Tdyn. La precaución que debemos tener es que el vehículo no se mueva más de la mitad del tamaño del elemento de malla adyacente en cada paso, si esto ocurre tendremos volumen negativo, hay dos maneras de solucionarlo para una velocidad del vehículo ya determinada:

- Incrementando el tamaño de malla, arriesgándonos a perder precisión.
- Haciendo más pequeño el incremento de tiempo y por lo tanto reduciendo la distancia avanzada en cada paso, arriesgándonos a necesitar añadir muchos más pasos.

Como siempre se ha de buscar una solución de compromiso.

Se recomienda antes de empezar con aceleraciones y giros hacer pruebas simulando el movimiento a velocidad constante del vehículo y compararlo con los resultados obtenidos cuando lo que se movía era el flujo. Por ejemplo se pueden comprobar para las distintas velocidades en la simulación de la resistencia al avance.

De estas simulaciones con mallado dinámico se deberían obtener los mismos valores de la resistencia y del campo de presiones pero los resultados de las distribuciones de velocidades van a ser completamente distintos. Antes el flujo se movía por lo que la mayoría del fluido aparecía con la velocidad del vehículo y ahora casi todo tendrá velocidad nula y sólo el contorno que define el vehículo tendrá exactamente la velocidad del vehículo. Además ahora la velocidad en la proa no será nula como cuando el flujo impactaba sobre ella, sino que tendrá cierta velocidad hacia delante y los lados del vehículo debido ya que este le comunica parte de su movimiento. En las siguientes imágenes se puede observar las comparaciones del campo de velocidades cuando movemos el agua y cuando movemos

el vehículo, maldado dinámico, para una simulación en 2D, en la que el vehículo se desplaza a un nudo en la dirección de avance:

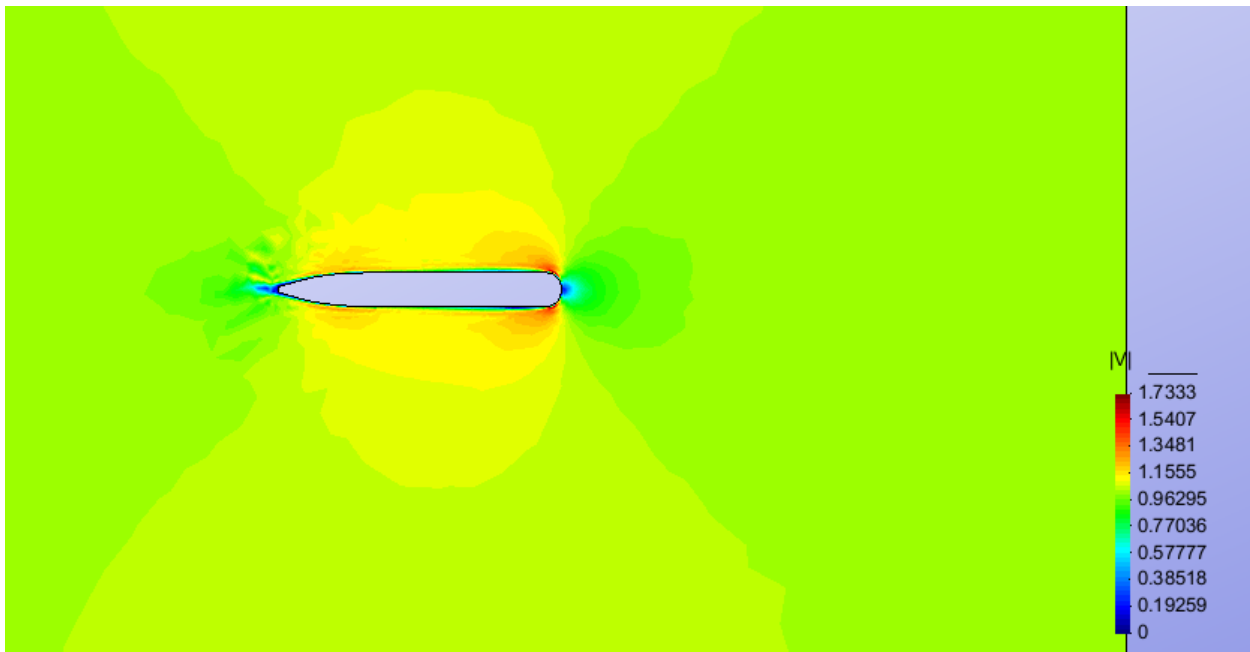


Figura 5-2: Campo del módulo de velocidad para cuando el flujo incide en el vehículo a 1 nudo.

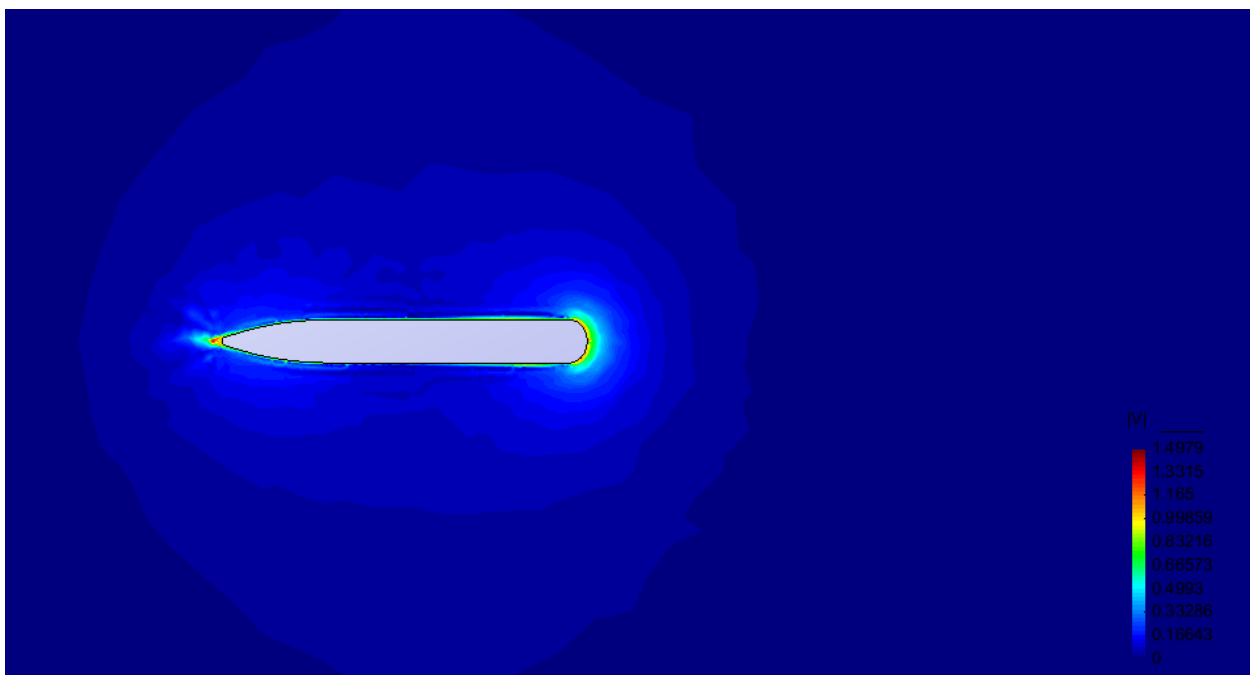


Figura 5-3: Campo del módulo de velocidad para cuando el vehículo se desplaza a 1 nudo.

5.2.2.3 Balance.

Para calcular los coeficientes cuando el vehículo gira con una velocidad constante de balance p y todas las demás velocidades son nulas, se sustituye en las ecuaciones (4.120), (4.121), (4.122), (4.123), (4.124) y (4.125) y se despejan los coeficientes, obteniendo:

$$Y_{pp} = \frac{\sum Y_{ext}}{p^2} \quad (5.23)$$

$$Z_{pp} = \frac{\sum Z_{ext}}{p^2} \quad (5.24)$$

$$K_{p|p|} = \frac{\sum K_{ext} - K_p p}{p|p|} \quad (5.25)$$

$$K_p = \frac{\sum K_{ext} - K_{p|p|} p|p|}{p} \quad (5.26)$$

Hay que tener en cuenta que las velocidades de giro no son comparables con las de avance, por lo que el número de Reynolds será considerablemente mayor, por lo que el modelado de la capa límite se podrá hacer con la función VfixWall y posiblemente se puede incluso usar flujo laminar para el caso del modelo de turbulencia, esto deberá estudiarse para cada caso concreto, ya que depende mucho también del tamaño del modelo.

5.2.2.4 Cabeceo.

Para calcular los coeficientes cuando el vehículo gira con una velocidad constante de cabeceo q y todas las demás velocidades son nulas, se sustituye en las ecuaciones (4.120), (4.121), (4.122), (4.123), (4.124) y (4.125) y se despejan los coeficientes, obteniendo:

$$X_{qq} = \frac{\sum X_{ext}}{q^2} \quad (5.27)$$

$$Z_{qq} = \frac{\sum Z_{ext}}{q^2} \quad (5.28)$$

$$M_{q|q|} = \frac{\sum M_{ext} - M_q q}{q|q|} \quad (5.29)$$

$$M_q = \frac{\sum M_{ext} - M_{q|q|} q|q|}{q} \quad (5.30)$$

5.2.2.5 Giñada.

Para calcular los coeficientes cuando el vehículo gira con una velocidad constante de guiñada r y todas las demás velocidades son nulas, se sustituye en las ecuaciones (4.120), (4.121), (4.122), (4.123), (4.124) y (4.125) y se despejan los coeficientes, obteniendo:

$$X_{rr} = \frac{\sum X_{ext}}{r^2} \quad (5.31)$$

$$Y_{rr} = \frac{\sum Y_{ext}}{r^2} \quad (5.32)$$

$$N_{r|r|} = \frac{\sum N_{ext} - N_r r}{r|r|} \quad (5.33)$$

$$N_r = \frac{\sum N_{ext} - N_{r|r|} r|r|}{r} \quad (5.34)$$

5.3 Fuerzas y momentos de sustentación.

5.3.1 Consideraciones iniciales.

- Se parte del modelo generado para el cálculo de la resistencia al avance, igual que para el caso del cálculo de coeficientes de amortiguamiento hidrodinámicos axiales.
- Se considera que el vehículo está en reposo y es el agua el que se mueve.
- Es imprescindible crear una condición de capa límite diferente para las aletas y timones, así se obtendrán por separado la sustentación que aportan los timones, las aletas y el resto del vehículo.
- El origen del sistema de coordenadas se sitúa en el centro de carena del vehículo.
- Se introduce una velocidad en dos direcciones, obteniendo así el ángulo de ataque, pero estas velocidades serán constantes para cada análisis, no habrá aceleración.

5.3.2 Sustentación del cuerpo.

Los coeficientes de sustentación del cuerpo y de los timones y de los apéndices se obtienen en la misma simulación, ya que el programa determina las fuerzas y momentos para cada superficie donde se haya impuesto una condición de capa límite por separado.

Se parte desde la base de que el modelo se encuentra estático y la que varía el ángulo de ataque y se mueve es el agua, al calcular las fuerzas de sustentación de esta manera hay que tener en cuenta que las fuerzas de sustentación son perpendiculares a la incidencia del flujo, pero la fuerza que nosotros obtenemos del programa es perpendicular a los ejes del vehículo por lo que la fuerza de sustentación “L” la obtendremos en función del ángulo de ataque β y de los flujos cruzados de arrastre que llamaremos $D_{CRUZADO}$ y $L_{CRUZADO}$, estas son las que se obtienen con Tdyn.

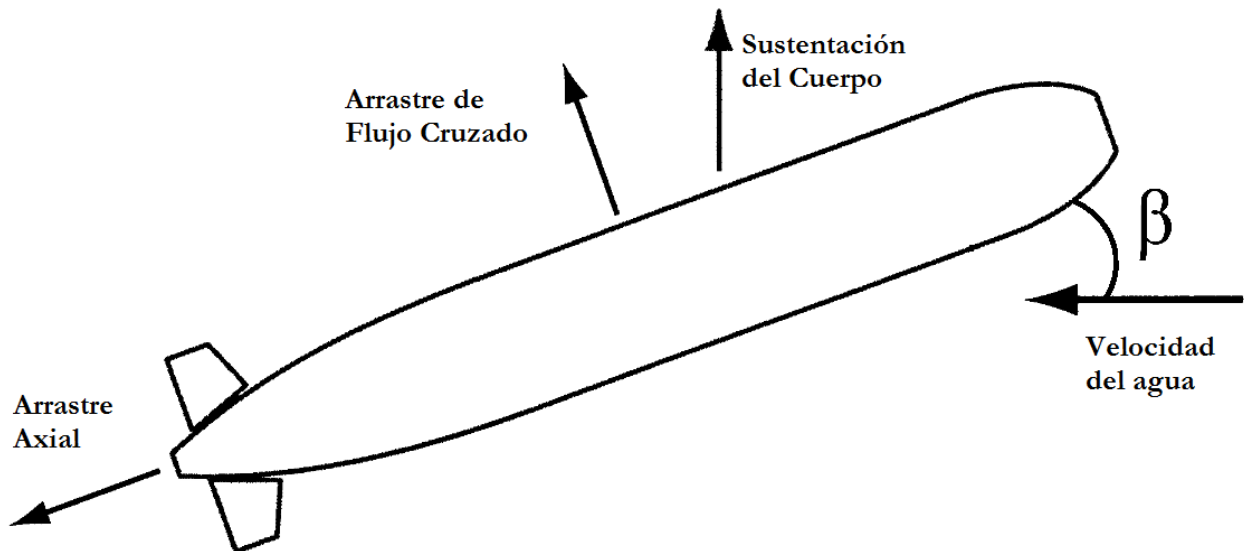


Figura 5-4: Fuerzas sobre un AUV a un cierto ángulo de ataque.

$$L = L_{CRUZADO} \cdot \cos \beta - D_{CRUZADO} \cdot \sin \beta \tag{5.35}$$

$$D = L_{CRUZADO} \cdot \sin \beta - D_{CRUZADO} \cdot \cos \beta \tag{5.36}$$

Estas fórmulas se aplicarán tanto en el cuerpo como en las aletas.

La manera de dar un ángulo de ataque al agua es introducir una componente de la velocidad en la dirección X y otra en la dirección Y o Z. de esta forma:

$$\tan \beta = \frac{u}{v} \quad \text{ó} \quad \tan \beta = \frac{u}{w} \quad (5.37)$$

Luego ahora habrá dos superficies de entrada y por lo tanto dos superficies de salida cada una para una componente de la velocidad, para poder comparar los resultados con los obtenidos de la resistencia al avance, el módulo de la velocidad incidente de coincidir con alguna de las velocidades con las que se hizo la simulación para la estimación de la resistencia al avance.

Se sabe que el coeficiente de sustentación de un cuerpo hidrodinámico varía linealmente con el ángulo de ataque para pequeños ángulos de ataque que son con los ángulos que esperamos que se mueva el vehículo, este coeficiente de sustentación se define como:

$$C_L = \frac{2L}{\rho A_p u^2} \quad (5.38)$$

Al variar linealmente con el ángulo de ataque y depender de la velocidad al cuadrado, si lo divido por el ángulo de ataque, obtendré la pendiente del coeficiente de sustentación y esta será constante para pequeños ángulos de ataque e igual para todas las velocidades. Esto se deberá comprobar mediante gráficas que representes la variación del coeficiente de sustentación con respecto al ángulo de ataque una vez obtengamos los resultados de las simulaciones.

Luego los coeficientes de las fuerzas de sustentación para el cuerpo se definirán como:

$$Y_{uwl} = \frac{L_{cuerpo y}}{u^2 \beta} \quad (5.39)$$

$$Z_{uwl} = \frac{L_{cuerpo z} - L_{cuerpo 0}}{u^2 \beta} \quad (5.40)$$

Las fuerzas de sustentación se calculan a partir de los datos obtenidos por el programa.

De la misma manera se procede con los coeficientes de los apéndices.

A la hora de estimar los coeficientes de momentos de sustentación se nos plantea el siguiente problema, el programa calcula un momento total cuando el vehículo avanza a un determinado ángulo de ataque, este momento incluye el momento propiamente dicho de sustentación y el momento de Munk correspondiente, por lo que no se puede saber exactamente que parte de ese momento se corresponde puramente a la sustentación y que parte al momento de Munk, por lo que la manera de obtener estos dos coeficientes de forma independiente será la siguiente:

De la simulación en CFD se obtienen los coeficientes de momentos de cabeceo y guiñada totales:

$$M_{uwa} + M_{uwl} = \frac{M_{cuerpo M} - M_{cuerpo 0}}{u^2 \beta} \quad (5.41)$$

$$N_{uva} + N_{uwl} = \frac{N_{cuerpo N}}{u^2 \beta} \quad (5.42)$$

Ahora para poder obtener los valores de cada momento por separado se necesita estimar uno de los dos, se puede conocer el momento de sustentación si se conoce el centro de presión, Hoerner [6] estima que para un cuerpo de revolución con un cierto ángulo de ataque, la fuerza viscosa se centra en un punto entre el 60 y 70 % de la longitud total del cuerpo desde la proa de este. Sus hallazgos experimentales sugieren que el flujo pasa suavemente alrededor del extremo delantero del casco, y que la fuerza lateral solo se genera en la parte interior en la mitad delantera del casco. Debido a los apéndices sería de esperar que este centro de presiones varíe, pero no se espera que lo haga demasiado por lo que.

A raíz de estos resultados, se va a suponer que en sistema de coordenadas local:

$$x_{cp} = -0,65L - x_{cero} = -0,32 m \quad (5.43)$$

donde, L es la eslora del vehículo, x_{cp} es el centro de presión del cuerpo y x_{cero} es la coordenada longitudinal del centro de gravedad medido desde proa.

Así haciendo esta suposición puedo obtener los momentos de Munk y los momentos de sustentación del cuerpo del vehículo incluyendo los apéndices.

$$N_{uwl} = Y_{uwl}x_{cp} \quad (5.44)$$

$$M_{uwl} = Z_{uwl}x_{cp} \quad (5.45)$$

Sustituyendo los resultados de estas ecuaciones en las ecuaciones (5.41) y (5.42) obtendremos la estimación de los coeficientes de los momentos de Munk para la guiñada y el cabeceo.

5.3.3 Sustentación de las aletas.

Para las aletas se hace de la misma manera que para el cuerpo, al haber separado las aletas del cuerpo en diferentes condiciones de capa límite, obtendremos los resultados por separado, ahorrándose así el tener que hacer modelos con tan sólo el giro de las aletas, para las fuerzas de sustentación y arrastre hay que utilizar las ecuaciones (5.35) y (5.36).

Los coeficientes los obtendremos de la siguiente manera:

$$Y_{uu\delta r} = -Y_{uwaleta} = -\frac{L_{timón} Y}{u^2 \beta} \quad (5.46)$$

$$Z_{uu\delta s} = Z_{uwaleta} = \frac{L_{aleta} Z}{u^2 \beta} \quad (5.47)$$

$$M_{uu\delta s} = M_{uwaleta} = Z_{uwaleta} x_{cpaleta} \quad (5.48)$$

$$N_{uu\delta r} = -N_{uwaleta} = -Y_{uwaleta} x_{cpaleta} \quad (5.49)$$

$$x_{cpaleta} = \frac{N_{timón}}{L_{cuerpo} Y} = \frac{M_{aleta}}{L_{cuerpo} Z} \quad (5.50)$$

Estos coeficientes son para los dos timones y las dos aletas a la vez ya que estas no actúan por separado.

A la hora de validar los resultados, los timones suelen ser perfiles NACA simétricos, estos perfiles están muy estudiados, por lo que se pueden encontrar sus valores para los coeficientes de sustentación y arrastre tabulados en algunos libros o se pueden calcular usando el programa Xfoil. A la hora de comparar los resultados se debe tener cuidado ya que en los coeficientes se están considerando las dos aletas.

Para obtener los coeficientes finales habrá que tener en cuenta cómo se combinan los términos, como se dijo en el apartado (4.5.4.3 -Términos Combinados).

5.4 Masa añadida.

5.4.1 Consideraciones iniciales.

- Se considera que el vehículo se mueve y el agua está en reposo, por lo que será necesario utilizar el módulo ALEMESH, como en el caso de los giros.
- Normalmente se necesita de un volumen de control mayor que para el cálculo de los otros coeficientes, ya que el modelo se mueve y si este se acercase mucho a los límites su resistencia de presión aumentaría, obteniéndose entonces resultados erróneos.
- Tan solo se considerarán aceleraciones positivas, y aplicadas a movimientos en las direcciones positivas de los ejes.
- Para el cálculo de los coeficientes debido a la masa añadida, se necesita partir de los resultados obtenidos de las de los coeficientes de amortiguamiento hidrodinámico.

5.4.2 Masa añadida debida a la aceleración lineal.

Para la obtención de la masa añadida debido a las aceleraciones lineales, se parte de los resultados obtenidos de los análisis que se hicieron para los cálculos de los coeficientes de amortiguamiento hidrodinámico. Ahora se harán nuevas simulaciones donde se acelera el modelo partiendo de una velocidad hasta alcanzar otra que pueda ser comparada con las fuerzas cuando no había aceleración, por ejemplo, se acelera el vehículo desde 2,5 nudos hasta 3 y se comparan los resultados obtenidos con los resultados sin aceleración para 3 nudos con los nuevos obtenidos con aceleración.

Lógicamente estos resultados ahora son mayores, la diferencia entre los dos es lo que se conoce como fuerza o momento añadido, y de aquí se obtienen los coeficientes, ahora veremos en detalle cómo se obtienen los coeficientes para las distintas direcciones.

5.4.2.1 Aceleración en el eje X

Para el vehículo cuando este se desplaza a una velocidad u en la dirección X y sometido a una aceleración constante \dot{u} y todas la demás velocidades son nulas de las ecuaciones (4.120), (4.121), (4.122), (4.123), (4.124) y (4.125) se pueden despejar los coeficientes obteniendo:

$$X_{\dot{u}} = \frac{\sum X_{ext} - X_{u|u}|u| - X_u u}{\dot{u}} = \frac{\sum X_{ext} - X_{velocidad\ constante}}{\dot{u}} \quad (5.51)$$

Donde $X_{velocidad\ constante}$, hace referencia a la fuerza de arrastre axial obtenida de la simulación para el cálculo de la resistencia al avance.

Para introducir las aceleraciones usando el módulo ALEMESH, se introducirán de la misma manera que las velocidades para el caso de los giros, pero ahora habrá que poner el tiempo al cuadrado, por ejemplo una aceleración de 1 m/s^2 se expresaría como $f(1 \cdot t^2)$ y lo mismo para una aceleración angular de $1 \text{ }^\circ/\text{s}^2$, en los campos correspondientes.

5.4.2.2 Aceleración en el eje Y

Para el vehículo cuando este se desplaza a una velocidad v en la dirección Y y sometido a una aceleración constante \dot{v} y todas la demás velocidades son nulas de las ecuaciones (4.115), (4.116), (4.117), (4.118), (4.119) y (4.120) podemos despejar los coeficientes obteniendo:

$$Y_{\dot{v}} = \frac{\sum Y_{ext} - Y_{v|v|} v|v| - Y_v v}{\dot{v}} = \frac{\sum Y_{ext} - Y_{velocidad\ constante}}{\dot{v}} \quad (5.52)$$

$$N_{\dot{v}} = \frac{\sum N_{ext} - N_{v|v|} v|v| - N_v v}{\dot{v}} = \frac{\sum N_{ext} - N_{velocidad\ constante}}{\dot{v}} \quad (5.53)$$

Donde $Y_{velocidad\ constante}$ y $N_{velocidad\ constante}$ hacen referencia a la fuerza de arrastre axial en la dirección Y al momento de guiñada obtenidos de la simulación mediante el software CFD para la obtención de los coeficientes hidrodinámicos correspondientes.

5.4.2.3 Aceleración en el eje Z

Para el vehículo cuando este se desplaza a una velocidad w en la dirección Z y sometido a una aceleración constante \dot{w} y todas la demás velocidades son nulas de las ecuaciones (4.120), (4.121), (4.122), (4.123), (4.124) y (4.125) podemos despejar los coeficientes obteniendo:

$$Z_{\dot{w}} = \frac{\sum Z_{ext} - Z_{w|w|} w|w| - Z_w w}{\dot{w}} = \frac{\sum Z_{ext} - Z_{velocidad\ constante}}{\dot{w}} \quad (5.54)$$

$$M_{\dot{w}} = \frac{\sum M_{ext} - M_{w|w|} w|w| - M_w w}{\dot{w}} = \frac{\sum M_{ext} - M_{velocidad\ constante}}{\dot{w}} \quad (5.55)$$

Donde $Z_{velocidad\ constante}$ y $M_{velocidad\ constante}$ hacen referencia a la fuerza de arrastre axial en la dirección Z y al momento de cabeceo obtenidos de la simulación mediante el software CFD para la obtención de los coeficientes hidrodinámicos correspondientes.

5.4.3 Masa añadida debida a la aceleración angular.

5.4.3.1 Balance.

Para el vehículo cuando este se gira a una velocidad p de balance y sometido a una aceleración constante \dot{p} y todas la demás velocidades son nulas de las ecuaciones (4.120), (4.121), (4.122), (4.123), (4.124) y (4.125) podemos despejar los coeficientes obteniendo:

$$K_{\dot{p}} = \frac{\sum K_{ext} - K_{p|p|} p|p| - K_p p}{\dot{p}} = \frac{\sum K_{ext} - K_{velocidad\ constante}}{\dot{p}} \quad (5.56)$$

Donde $K_{velocidad\ constante}$, hace referencia al momento de balance debido a un giro a velocidad angular constante, obtenido mediante el software CFD.

5.4.3.2 Cabeceo.

Para el vehículo cuando este se gira a una velocidad q de cabeceo y sometido a una aceleración constante \dot{q} y todas la demás velocidades son nulas de las ecuaciones (4.120), (4.121), (4.122), (4.123), (4.124) y (4.125) podemos despejar los coeficientes obteniendo:

$$M_{\dot{q}} = \frac{\sum M_{ext} - M_{q|q|} q|q| - M_q q}{\dot{q}} = \frac{\sum M_{ext} - M_{velocidad\ constante}}{\dot{q}} \quad (5.57)$$

Donde $M_{velocidad\ constante}$, hace referencia al momento de cabeceo debido a un giro a velocidad angular constante, obtenido mediante el software CFD.

5.4.3.3 Guiñada.

Para el vehículo cuando este se gira a una velocidad r de guiñada y sometido a una aceleración constante \dot{r} y todas la demás velocidades son nulas de las ecuaciones (4.120), (4.121), (4.122), (4.123), (4.124) y (4.125) podemos despejar los coeficientes obteniendo:

$$N_{\dot{r}} = \frac{\sum N_{ext} - N_{r|r|} r|r| - N_r r}{\dot{r}} = \frac{\sum N_{ext} - N_{velocidad\ constante}}{\dot{r}} \quad (5.58)$$

Donde $N_{velocidad\ constante}$, hace referencia al momento de guiñada debido a un giro a velocidad angular constante, obtenido mediante el software CFD.

De esta manera se pueden obtener todos los coeficientes hidrodinámicos, ya que los coeficientes que faltan se definen en función de los ya obtenidos, como se explicó en el Capítulo 4.

6 Capítulo 6.
ESTIMACIÓN Y
VALIDACIÓN DE LA
RESISTENCIA AL
AVANCE DEL REMUS 100

6.1 Introducción

En este capítulo se va a estimar la resistencia para un modelo del REMUS 100, se realizará esta estimación tal y como se explicó en el Capítulo 3, los resultados obtenidos se compararán con los resultados obtenidos por Ben Allen [1] en el canal de experiencias hidrodinámicas de la Universidad de Rhode Island.

En primer lugar se va a estimar la resistencia mediante una fórmula empírica, para poder tener una primera aproximación de la bondad de los cálculos cuando se trabaja con el casco desnudo, es decir, sin apéndices. Ya que los resultados de los que dispones de los ensayos de canal incluyen los apéndices. Posteriormente se pasará al uso del software Tdyn para el cálculo de la resistencia, siguiendo el proceso que se ilustra en las figuras (3-1 y 3-2).

6.2 Estimación preliminar de la resistencia.

Como ya se dijo anteriormente la resistencia de este tipo de vehículos se divide en resistencia de fricción y una resistencia de forma, se pueden usar relaciones empíricas para obtener una primera estimación de la resistencia de fricción. La línea de correlación de la ITTC-57 es comúnmente usada en la estimación del coeficiente de fricción como una función del número de Reynolds:

$$C_F = \frac{0.075}{(\log(R_e) - 2)^2} \quad (6.1)$$

Esta multiplicada por un factor de forma $(1 + k)$ nos dará una estimación del coeficiente de resistencia viscosa, que en este caso coincidirá con el coeficiente de resistencia total, si consideramos el casco hidráulicamente liso, es decir sin rugosidad. El factor de forma depende de las formas del casco. Hoerner [5] propuso una fórmula para la estimación de este factor para cuerpos con formas aerodinámicas en función de la eslora y el diámetro del casco. Esta estimación del factor de forma no tiene en cuenta las formas de popa y proa al ser tan solo una función de la relación diámetro eslora, luego no podemos esperar que sea una estimación muy precisa.

$$(1 + k) = 1 + 1.5(d/l)^{3/2} + 7(d/l)^3 \quad (6.2)$$

Esta simple aproximación proporciona una primera estimación de las necesidades de propulsión, pero como el factor de formas depende de la forma del casco. Para formas nuevas, determinar el valor de este coeficiente mediante métodos empíricos sería necesario.

El valor estimado del factor de forma utilizando la fórmula de Hoerner [5] resulta $(1+k) = 1,073$.

Una vez obtenido el factor de formas se sustituirá en la siguiente fórmula y así se obtiene una primera aproximación del valor de la resistencia a remolque de la carena del vehículo sin apéndices y completamente sumergida, que nos servirá posteriormente para compararla con los resultados obtenidos mediante el uso de CFD.

$$Resistencia = \frac{1}{2} \rho (1 + k) C_F S V^2 \quad (6.3)$$

Donde:

$S = 0,8835 \text{ m}^2$ Superficie mojada del vehículo sin apéndices.



Figura 6-1: Estimación preliminar de la resistencia, vehículo sin apéndices.

6.3 Estimación de la Resistencia del Vehículo en 2D sin apéndices.

6.3.1 Introducción

La primera consideración que se ha de tener en cuenta al ser un análisis en dos dimensiones, es que los valores de la resistencia obtenidos en el software CFD no serán Newton sino Newton/metro. Y para obtener la resistencia total habría que integrar a lo largo de manga, por ejemplo si se supone que las formas son constantes a lo largo de la manga, que no es el caso, ya que las formas serán más finas conforme nos alejamos de crujía. El valor de la resistencia total sería, la resistencia obtenida multiplicada por la manga que en este caso es $B = 0,19$ m. Ahora bien esta aproximación no será muy precisa por lo que se hará una integración utilizando la regla de Simpson teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- La resistencia al avance del vehículo depende proporcionalmente de la superficie mojada del mismo.
- Todas las secciones del modelo tienen un mismo valor para el coeficiente de resistencia viscosa C_v .
- El valor de la resistencia por metro de cada sección en el sentido de la manga del buque es proporcional a la longitud de la línea que circunscribe dicha sección.

Una vez obtenida la resistencia por metro de la sección media, se parte la carena en el sentido de la manga en varias secciones como se puede ver en la siguiente figura, y mediante el programa *Rhinoceros*® se obtiene el valor de la longitud de la línea mojada, es decir la línea que cierra a cada sección y a la que se llama l_i .

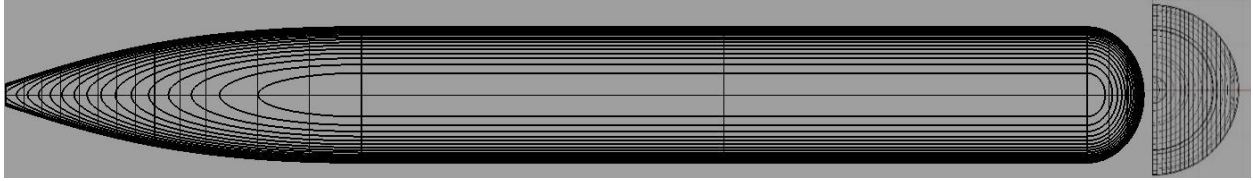


Figura 6-2: Secciones de media carena en el sentido de la manga para la estimación de la resistencia en 2D.

Luego la resistencia por metro de cada sección se calculará a partir de la resistencia por metro de la sección de crujía. La resistencia de cada sección que llamaremos R_i . Y para la longitud de la línea en crujía y a su resistencia por metro utilizaremos el subíndice 0. Por lo que la resistencia por metro de cada sección queda de la siguiente forma.

$$R_i = \frac{l_i}{l_0} R_0 \quad (6.4)$$

Esta resistencia se integra a lo largo de la manga utilizando la primera regla de Simpson.

$$R = \frac{R_0 h}{l_0} \frac{1}{3} \sum_1^n F.S \cdot l_i \quad (6.5)$$

La carena ser parte en 38 secciones por lo que $h = 0,005 m$.

6.3.2 Condiciones de contorno.

Como se explicó en Capítulo 3, en este análisis se cambiará sistemáticamente el tamaño de los elementos de malla, así como el tamaño de la superficie de control y el modelo de turbulencia y analizaremos los resultados antes de pasar al calcular un modelo en 3D. A continuación se explica en detalle cómo se han realizado estas variaciones y como han influido en los resultados obtenidos.

6.3.2.1 Asignación de condiciones de capa límite.

La discusión sobre la asignación de las condiciones de capa límite se hizo en el Capítulo 3, todas la pruebas iniciales se han realizado a una velocidad de 5 nudos, que es la velocidad máxima del vehículo, por lo que se utilizará un modelo tipo Y^+ Wall para todas las simulaciones a esta velocidad, independientemente de que se utilice un tamaño u otro de malla, de superficie de control o que se modifique el modelo de turbulencia. Ya que la variación de estos parámetros sólo depende de la velocidad, conforme descende la velocidad bajará el valor de Y^+ , cuando este valor se acerque a 20, este modelo ya no se puede usar y utilizaremos un modelo $V_{fix}Wall$. Como se explicó en el Capítulo 3. En la siguiente tabla se observa el valor de estos parámetros para una velocidad de 5 nudos.

Parámetro	Valor	Unidad
Eslora (L)	1,600	[m]
Velocidad (V)	5,000	[knts]
Velocidad	2,572	[m/s]
Superficie Mojada (S)	0,884	[m ²]
Número de Reynolds (R_N)	$2,22 \cdot 10^6$	
Número de Froude (F_N)	0,649	
Coefficiente de fricción ITTC-57 (C_F)	$3,97 \cdot 10^{-3}$	
Tensiones de Reynolds ()	11,890	[N]
Velocidad adimensionalizada en la pared (U^+)	0,108	[m/s]
Ratio ut/u	5,000	
Viscosidad turbulenta (ut)	$9,500 \cdot 10^{-3}$	[kg/ms]
Longitud de escala turbulenta (l)	$3,604 \cdot 10^{-6}$	[m]
Intensidad de turbulencia (TIL)	0,026	
Energía cinética turbulenta (k)	$1,154 \cdot 10^{-5}$	[J]
Espesor capa límite (δ)	0,0054	[m]
Y	0,0005	[m]
Y ⁺	31,200	

Tabla 6.1: Parámetros iniciales para el vehículo sin apéndices a 5 nudos.

6.3.2.2 Tamaño de la superficie de control.

Como ya se comentó en el Capítulo 3, el tamaño de la superficie de control debe ser lo suficientemente grande para que las paredes no se interpongan en desarrollo del flujo pero no demasiado grande que un gran número de elementos imposibilite el cálculo.

Para comparar diferentes tamaños de superficie de control la variable que se ha usado para realizar los cambios sistemáticos ha sido la distancia desde crujía hacia las paredes laterales de la superficie de control, ampliándose también la distancia longitudinal desde la proa y popa del vehículo a las paredes frontal y trasera respectivamente, conforme aumenta la distancia desde crujía hacia las paredes laterales. El tamaño de malla es el mismo en todas las simulaciones para que este no influya en los resultados. Además para un mismo tamaño de superficie de control se han simulado dos modelos diferentes uno con mallado multi-bloque y otro con mallado no estructurado. El mallado multi-bloque tendrá elementos de dos tipos, elementos triangulares para la zona no estructurada cerca de la carena y rectangulares en las zonas más alejadas de la carena en las que el mallado es estructurado.

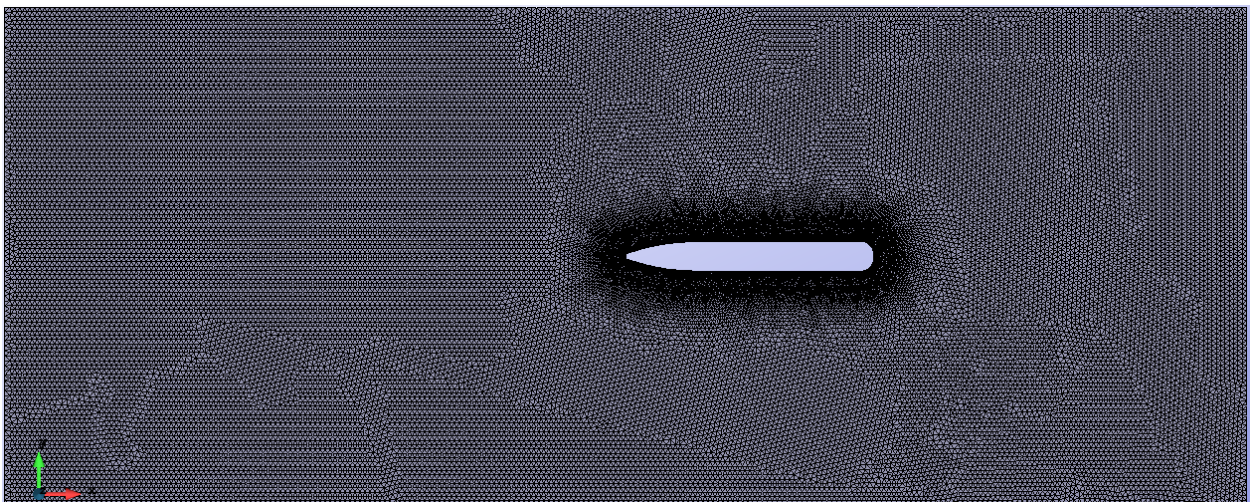


Figura 6-3: Mallado no estructurado del modelo de la carena en 2D.

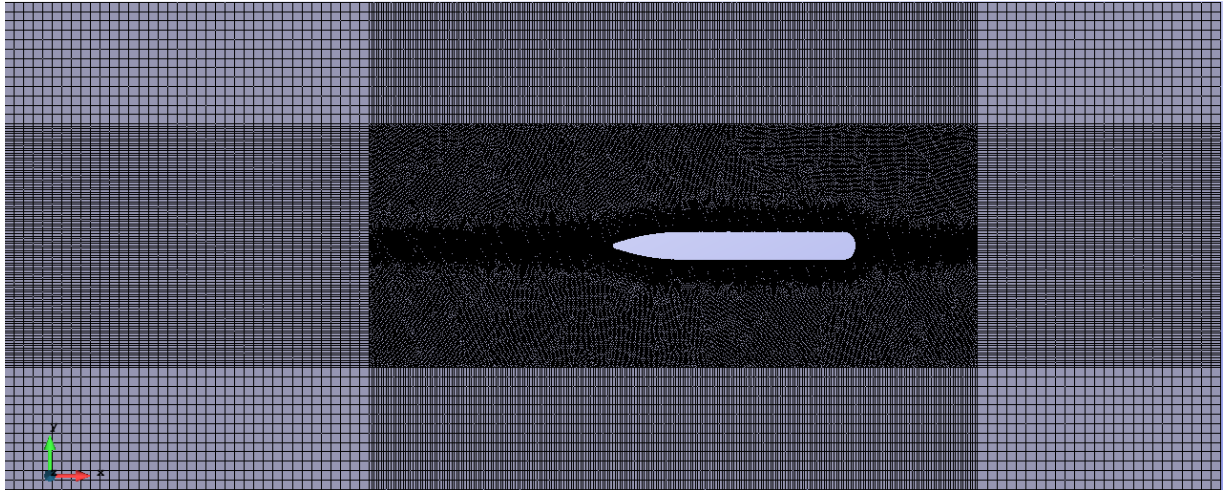


Figura 6-4: Mallado multi-bloque del modelo de la carena en 2D con elementos triangulares y rectangulares.

Todas estas simulaciones se han realizado a la velocidad máxima del vehículo que se consideran 5 nudos con el mismo modelo de turbulencia, en este caso Spalart-Allmaras. Y con el mismo modelado de la capa límite, utilizando el tipo Y^+ Wall.

MALLADO NO ESTRUCTURADO					
Distancia a la pared [m]	Nº Elementos	Res. Presión [N/m]	Res. Viscosa [N/m]	Res. Total [N/m]	Res. Total [N]
0,4	161543	62,885	82,436	145,321	27,611
0,8	191405	37,473	66,806	104,279	19,813
1,2	228315	31,880	63,266	95,146	18,078
1,6	365547	30,023	61,989	92,012	17,482

Tabla 6.2: Variación del nº de elementos y resistencia en función del tamaño de superficie de control, mallado no estructurado.

MALLADO MULTI-BLOQUE					
Distancia a la pared [m]	Nº Elementos	Res. Presión [N/m]	Res. Viscosa [N/m]	Res. Total [N/m]	Res. Total [N]
0,4	161543	62,885	82,436	145,321	27,611
0,8	191405	37,473	66,806	104,279	19,813
1,2	197969	31,803	63,287	95,090	18,067
1,6	205307	29,873	61,955	91,828	17,447
2,4	216765	28,452	61,020	89,472	17,000

Tabla 6.3: Variación del número de elementos y resistencia en función del tamaño de superficie de control, mallado multi-bloque.

Las tablas anteriores reflejan cómo varían los resultados obtenidos para la resistencia al avance cuando se varía el tamaño de la superficie de control, estos resultados pueden verse reflejados en la siguiente gráfica.

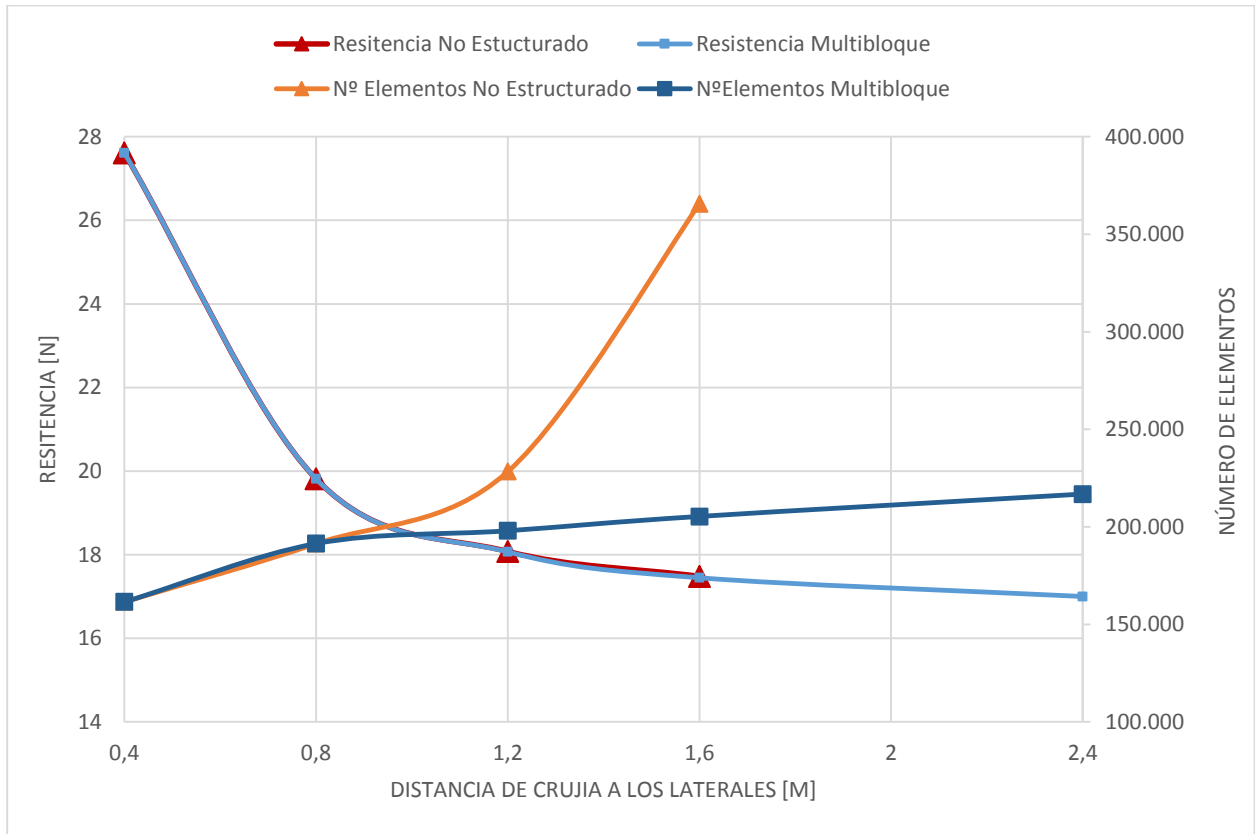


Figura 6-5: Influencia del tamaño de superficie de control sobre los resultados de la resistencia.

Se observa que conforme aumenta el tamaño de la superficie de control los valores de la resistencia tienden a estabilizarse. Además se ve como el valor de la resistencia de presión disminuye y se hace bastante más pequeña que la resistencia viscosa, como cabe esperar en un cuerpo completamente sumergido y de formas finas.

La conclusión que se extrae es que se utilizará el tamaño mayor de superficie de control usando un mallado multi-bloque, ya que aunque la diferencia en los resultados obtenidos entre el tamaño de 1,6 y el de 2,4 es bastante pequeña la diferencia en el número de elementos tampoco es muy grande, por lo que tampoco se incrementa demasiado el tiempo de cálculo y así se puede asegurar de que se permite que el flujo se desarrolle sin interferencias.

El tamaño de superficie de control elegido por lo tanto será un rectángulo con las siguientes dimensiones:

Distancia desde crujía a la pared lateral: 2,4 metros = $1,5 \cdot \text{Eslora}$

Distancia a proa del modelo: 3,2 metros = $2 \cdot \text{Eslora}$

Distancia a popa del modelo: 4,8 metros = $3 \cdot \text{Eslora del modelo}$

6.3.2.3 Mallado.

Al igual que sucede con el tamaño de la superficie de control y el tipo de malla, para el tamaño de los elementos que forman la malla hay que buscar una solución de compromiso, ya que se podía pensar que lo ideal sería usar el mayor número de elementos posibles siendo estos del menor tamaño posible, ya que a más elementos más puntos para integrar y por lo tanto una solución más precisa, pero esto alarga mucho los cálculos, pudiendo incluso no llegarse a una solución por no disponer de capacidad computacional suficiente además de incrementarse los costes. Para determinar qué tamaño de mallado es el ideal, de acuerdo con la estación de trabajo de la que se dispone, se ha utilizado el siguiente procedimiento.

Utilizando el tamaño de superficie de control del apartado anterior y un mallado estructurado, se prueban diferentes tamaños de elementos de malla haciendo la malla cada vez más densa hasta que se observa que los resultados tienen una tendencia asintótica hacia un valor estacionario. Además para comprobar que esta condición no depende del tipo de turbulencia escogido se han escogido diferentes modelos de turbulencia. Más adelante se escogerá el modelo de turbulencia más adecuado para resolver el problema.

Al igual que en el apartado anterior la velocidad del vehículo son 5 nudos, que es la máxima velocidad que puede alcanzar el vehículo.

Se han escogido 5 tamaños de malla diferentes, a los que se les nombrará según el tamaño mínimo del elemento de malla, para controlar el crecimiento de la malla de la mejor manera posible se establecen dentro de cada uno de estos 5 modelos 4 tamaños de malla, que en orden creciente son:

- Tamaño del elemento en la línea que define el contorno del vehículo.
- Tamaño del elemento en la línea de crujía en el interior del mallado no estructurado.
- Tamaño del elemento en las líneas que definen el contorno de la parte mallado no estructurado.
- Tamaño del elemento en las líneas del contorno de la superficie de control, mallado estructurado.

Así los 5 tipos de modelos sobre los que se ha llevado a cabo la simulación tienen los siguientes tamaños de elementos de malla y el siguiente número de elementos.

	Tamaño de elementos [m]				Nº de Elementos
	Superficie Vehículo	Crujía	Contorno No Estructurado	Contorno Estructurado	
Mallado 1	0,0100	0,0300	0,090	0,270	16341
Mallado 2	0,0060	0,0180	0,054	0,112	32475
Mallado 3	0,0025	0,0075	0,025	0,075	126549
Mallado 4	0,0010	0,0040	0,016	0,064	216765
Mallado 5	0,0005	0,0020	0,010	0,040	475693

Tabla 6.4: Variación del tamaño de malla.

En la siguiente imagen se puede observar un ejemplo de la distribución de este mallado para el caso del “Mallado 4”.

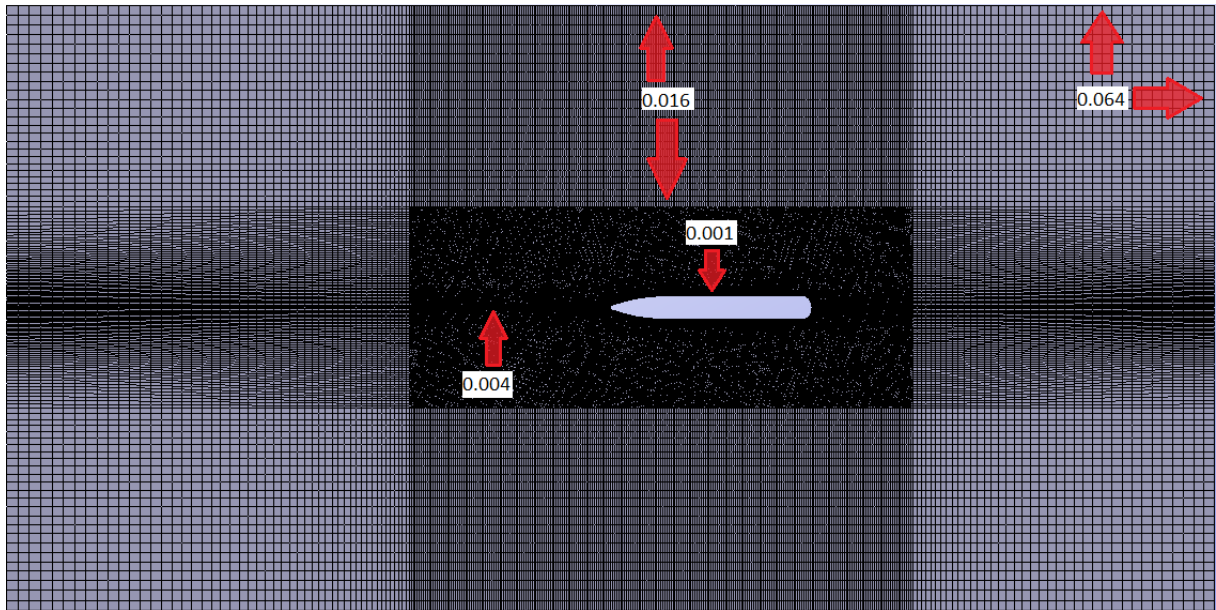


Figura 6-6: Mallado escogido para estimación de la resistencia en 2D.

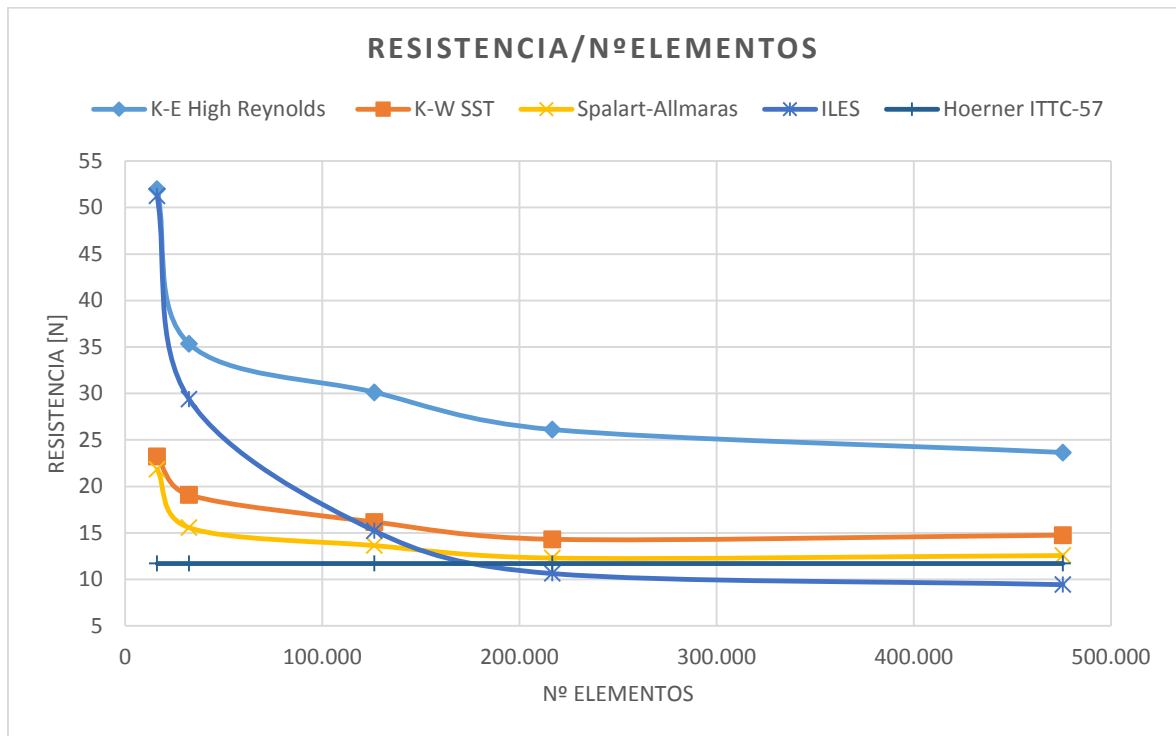


Figura 6-7: Variación de la resistencia en función de la densidad del mallado y del modelo de turbulencia usado.

En la Figura 6-7 se observa una gráfica con los resultados obtenidos, se puede apreciar que los resultados varían mucho conforme se añaden elementos, pero que llegado un punto estos resultados se estabilizan. Se observa además que para un tipo de turbulencia los resultados convergen más rápidamente que para otros y que en caso de hacerlo se acercan más a la estimación inicial realizada por Hoerner, fórmula (6.3). En general se puede ver que prácticamente no hay variaciones en los resultados entre los dos tamaños de malla más densos, pero el número de elementos se incrementa mucho, algo más del doble, por lo que se elige el “Mallado 4”, que se corresponde a un tamaño del menor elemento de malla de 0,001 metros. Este tamaño es el correspondiente al representado en la Figura 6-1.

En la siguiente figura podemos ver un detalle del mallado en la proa del vehículo.

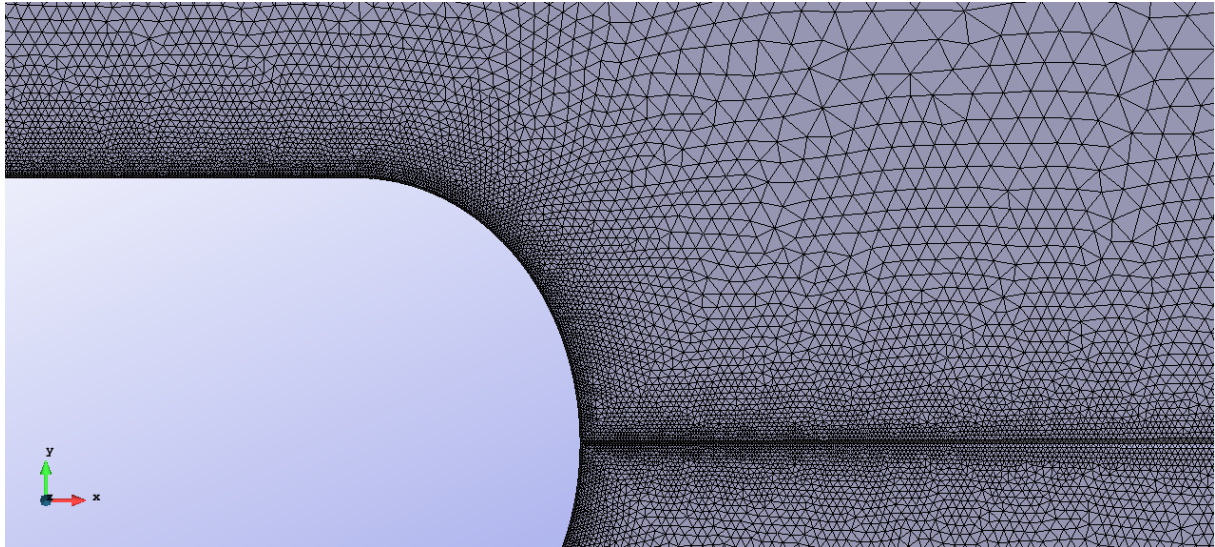


Figura 6-8: Mallado en la proa del vehículo, 2D.

6.3.2.4 Modelo de turbulencia.

Una vez seleccionado el tipo y tamaño de los elementos que componen la malla y establecido el tamaño de la superficie de control, ahora es momento de seleccionar el modelo de turbulencia. Para ello se parte de los mismos resultados obtenidos de las simulaciones anteriores, pero ahora no sólo hay que fijarse en los valores de resistencia obtenidos, sino que también hay que fijarse en la distribución de las fuerzas del casco, ya que es sabido que la resistencia de origen viscoso debe ser mucho mayor que la resistencia de presión. A continuación se va a analizar los resultados obtenidos con 4 modelos de turbulencia distintos.

- **K-ε de alto número de Reynolds.**

Para el caso del vehículo REMUS 100 este modelo de turbulencia no obtiene buenos resultados, ya que la resistencia obtenida no se acerca a los valores obtenidos mediante la estimación usando Hoerner, además los valores de resistencia de presión obtenidos son superiores a los de resistencia de presión. El motivo de haber probado este tipo de modelo de turbulencia cuando el análisis del vehículo es a moderados y bajos números de Reynolds es porque es el modelo más extendido en ingeniería, pero se puede ver que para este caso en particular no será útil.

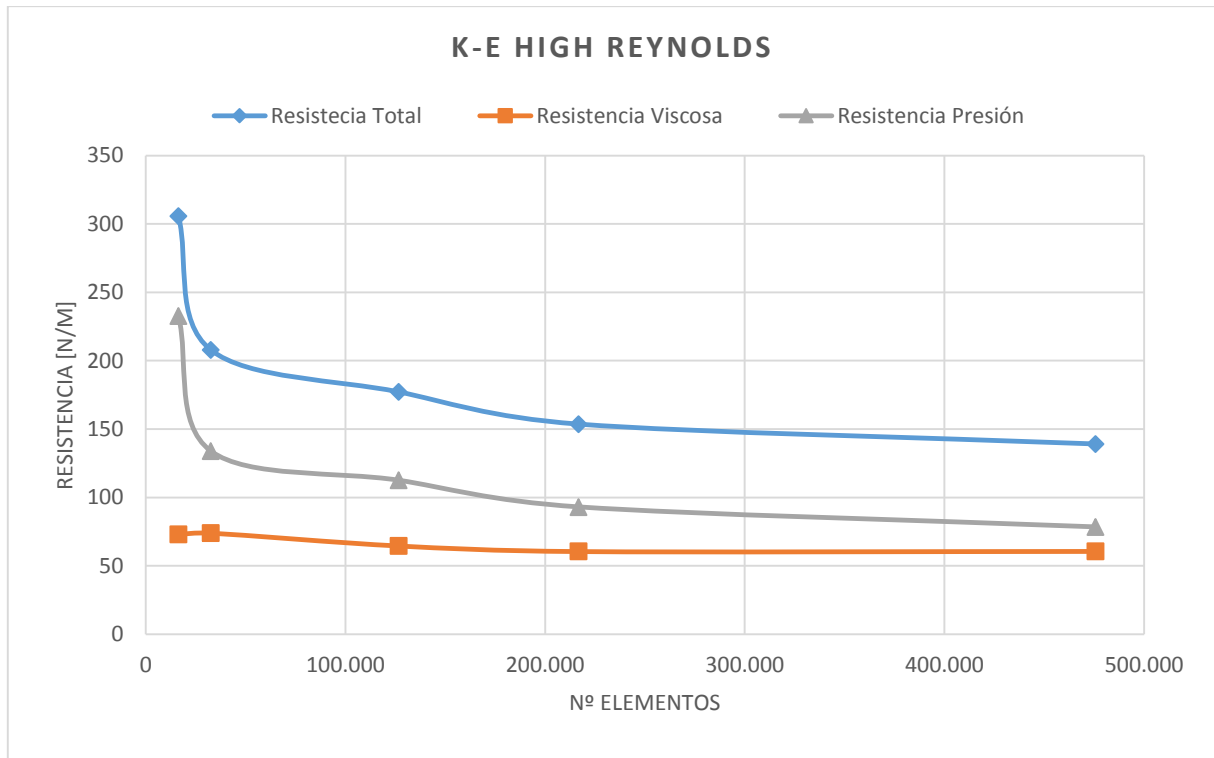


Figura 6-9: Variación resistencia de presión y viscosa para 5 nudos y modelo K-ε High Reynolds.

- **ILES.**

En la Tabla 6.5 y en la Figura 6-10 se puede observar cómo varían los resultados obtenidos utilizando este modelo de turbulencia.

Turbulencia ILES, Capa límite YplusWall					
Malla	0,01	0,006	0,002	0,001	0,0005
Numero de Nodos	8.596	18.444	74.185	120.254	268.885
Número de Elementos	16.341	32.475	126.549	216.765	475.693
Resistencia Viscosa [N/m]	0,582	0,770	9,666	20,202	33,632
Resistencia Presión [N/m]	300,920	172,150	79,946	42,371	21,917
Resistencia Total [N/m]	301,502	172,920	89,612	62,573	55,549
Resistencia Total [N]	51,271	29,406	15,239	10,641	9,446

Tabla 6.5: Resultados para el vehículo a 5 nudos, 2D y un modelo de turbulencia ILES.

Se puede ver que los resultados para una densidad alta de malla son similares a los obtenidos utilizando Hoerner en cuanto a resistencia total, pero no se aprecia una tendencia del todo asintótica en los valores de la resistencia de presión y viscosa, además para el tipo de mallado escogido, de 0,001 m, la resistencia de presión es mayor que la viscosa cuando debería ser al contrario. Se descarta por tanto el uso de este modelo de turbulencia para la estimación de la resistencia del vehículo submarino

Este tipo de modelos de turbulencia necesitan de una malla muy densa, posiblemente si se redujese aún más el tamaño de malla se obtendrían buenos resultados pero con un coste computacional mucho más elevado.

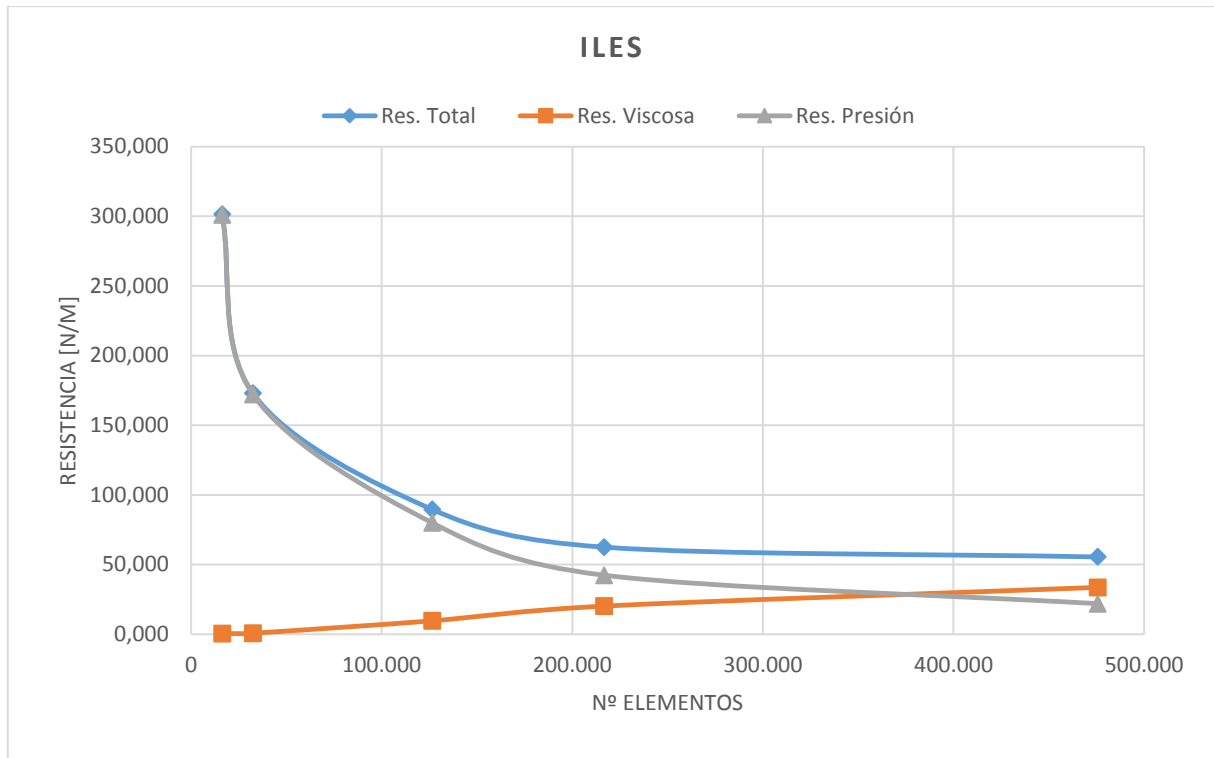


Figura 6-10: Variación resistencia de presión y viscosa para 5 nudos y modelo ILES.

- **Spalart-Allmaras**

En la Tabla 6.6 y en la Figura 6-11 se puede observar cómo varían los resultados obtenidos utilizando este modelo de turbulencia.

Turbulencia Spalart-Allmaras, Capa límite YplusWall					
Malla	0,01	0,006	0,002	0,001	0,0005
Numero de Nodos	8.596	18.444	74.185	120.254	268.885
Número de Elementos	16.341	32.475	126.549	216.765	475.693
Resistencia Viscosa [N/m]	33,047	38,547	44,395	47,732	49,660
Resistencia Presión [N/m]	95,387	53,078	35,861	24,650	24,298
Resistencia Total [N/m]	128,434	91,625	80,256	72,382	73,958
Resistencia Total [N]	21,841	15,581	13,648	12,309	12,577

Tabla 6.6: Resultados para el vehículo a 5 nudos, 2D y un modelo de turbulencia Spalart-Allmaras.

Este modelo es el que presenta una convergencia más rápida, esto es lógico ya que este modelo es de una ecuación es más sencillo, y como se expuso en el Capítulo 3 este tipo de modelos precisan de menos elementos para obtener un resultado preciso. Se aprecia que también obtiene resultados muy similares a los obtenidos con Hoerner, y en cuanto a la distribución de resistencias la resistencia de presión es menor que la resistencia viscosa, lo que se ajusta a lo predecible.

Por estas razones se usará este modelo para la estimación de la resistencia, aunque la resistencia viscosa sólo es del orden del doble de la resistencia de presión cuando quizá cabría esperar que la resistencia viscosa fuese algo mayor en proporción.

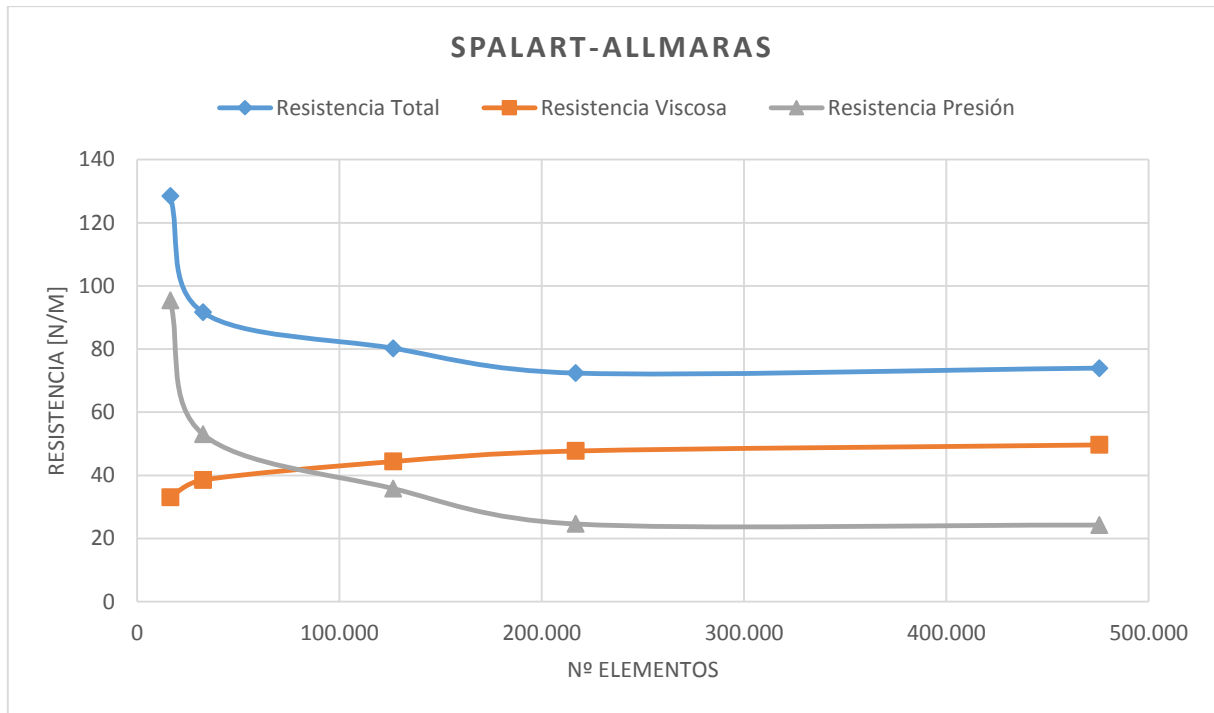


Figura 6-11: Variación resistencia de presión y viscosa para 5 nudos y modelo Spalart-Allmaras.

- **K- ω SST.**

En la Tabla 6.7 y en la Figura 6-12 se puede observar cómo varían los resultados obtenidos utilizando este modelo de turbulencia.

Turbulencia K-W SST, Capa límite YplusWall					
Malla	0,01	0,006	0,002	0,001	0,0005
Numero de Nodos	8.596	18.444	74.185	120.254	268.885
Número de Elementos	16.341	32.475	126.549	216.765	475.693
Resistencia Viscosa [N/m]	54,066	65,886	62,377	61,547	64,448
Resistencia Presión [N/m]	82,442	46,349	32,741	22,623	22,326
Resistencia Total [N/m]	136,508	112,235	95,118	84,170	86,774
Resistencia Total [N]	23,214	19,086	16,175	14,313	14,756

Tabla 6.7: Resultados para el vehículo a 5 nudos, 2D y un modelo de turbulencia K- ω SST.

Con este tipo de modelo de turbulencia se obtienen valores cercanos a los estimados mediante Hoerner, además la distribución de resistencia de presión y viscosa es la que cabría esperar con una resistencia de presión mucho menor que la resistencia viscosa. Además presenta una buena convergencia se puede ver que el resultado casi no varía entre los dos últimos tipos de malla.

Este modelo de turbulencia se usará para hacer la estimación de la resistencia, ya que aunque los valores obtenidos no están tan cerca de la estimación de Hoerner como los obtenidos con el método Spalart-Allmaras la distribución de resistencia parece más lógica.

Concluyendo, se usarán los dos últimos modelos de turbulencia analizados, Spalart-Allmaras y K- ω SST. Posteriormente cuando se realice una estimación de la resistencia para el vehículo en 3D con apéndices y se comparen los resultados con los obtenidos por Ben Allen en los ensayos de canal se descartará uno de estos modelos, el modelo de turbulencia que más se acerque a los resultados experimentales será el que posteriormente se use para la estimación de los coeficientes hidrodinámicos.

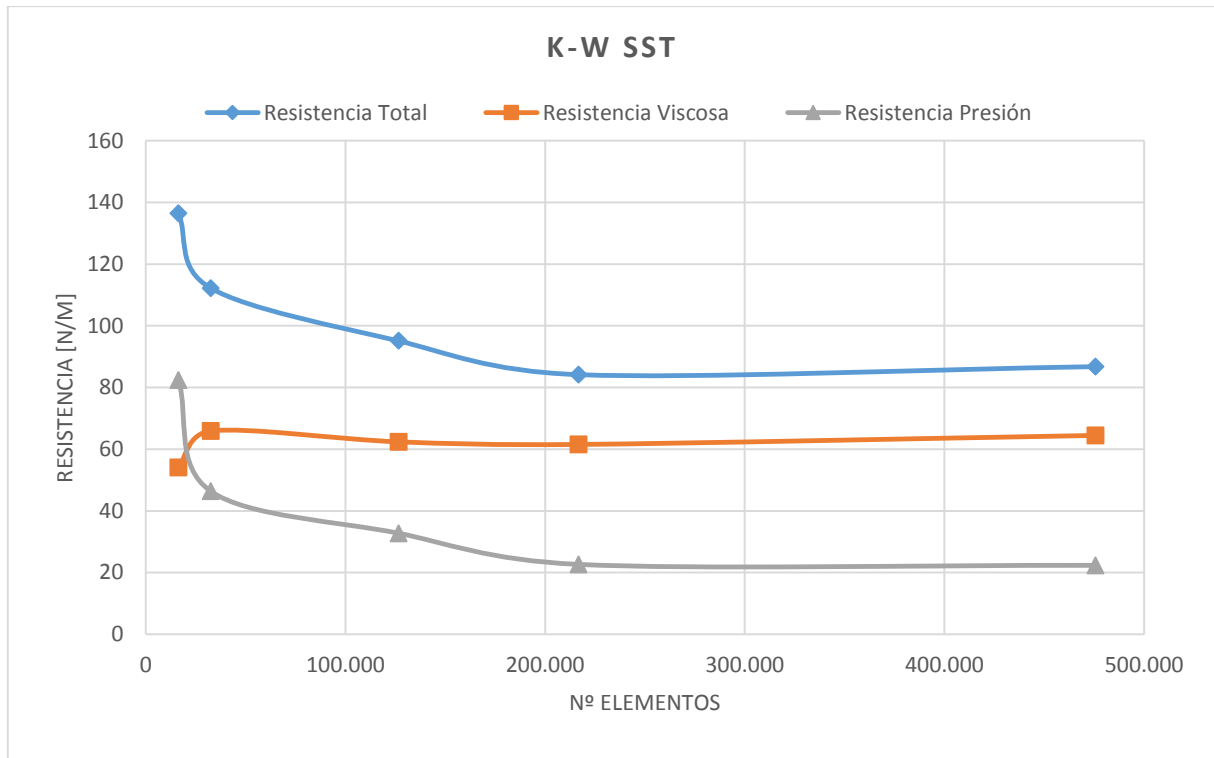


Figura 6-12: Variación resistencia de presión y viscosa para 5 nudos y modelo K- ω SST.

6.3.3 Análisis de Resultados.

Una vez se han seleccionado las condiciones de contorno, ya estamos en disposición de realizar una primera estimación de la resistencia.

6.3.3.1 Convergencia.

Después de cada simulación debemos comprobar la convergencia de los resultados, si estos no convergen se tendrá que incrementar el número de pasos. Debido al gran número de simulaciones que se ha hecho no se van a colocar las imágenes de cada una de las gráficas de cada simulación de la variación de fuerzas viscosas y de presión, ya que todas las gráficas obtenidas son muy similares a la Figura 3-14.

6.3.3.2 Distribución de presiones.

En la siguiente imagen se puede ver que la distribución de presiones tiene lógica, ya que es mayor en proa y popa donde la velocidad del fluido es menor y mayor en los costados del vehículo donde la velocidad del flujo es mayor.

Ahora bien no basta con prestar atención a que la distribución sea lógica, también se debe prestar atención a los valores numéricos de la 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 Bernouilli, entre un punto en el infinito y el punto más a proa del vehículo, tendremos:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 = P_0 + \frac{1}{2}\rho V_0^2 \tag{6.6}$$

Considerando:

$P_0 = 0$ Pa; porque se considera presión relativa.

$V_1 = 0$ m/s;

$V_0 = 2,572$ m/s;

Sustituyendo estos valores en (6.6), obtenemos el valor de la presión de choque a 5 nudos.

$$P_1 = \frac{1}{2} \rho V_0^2 = 3390 \text{ Pa}$$

El valor que se obtiene con el Tdyn® es de 3387 Pa, por lo que se puede concluir que la distribución de presiones se ajusta a lo que cabría esperar en la realidad.

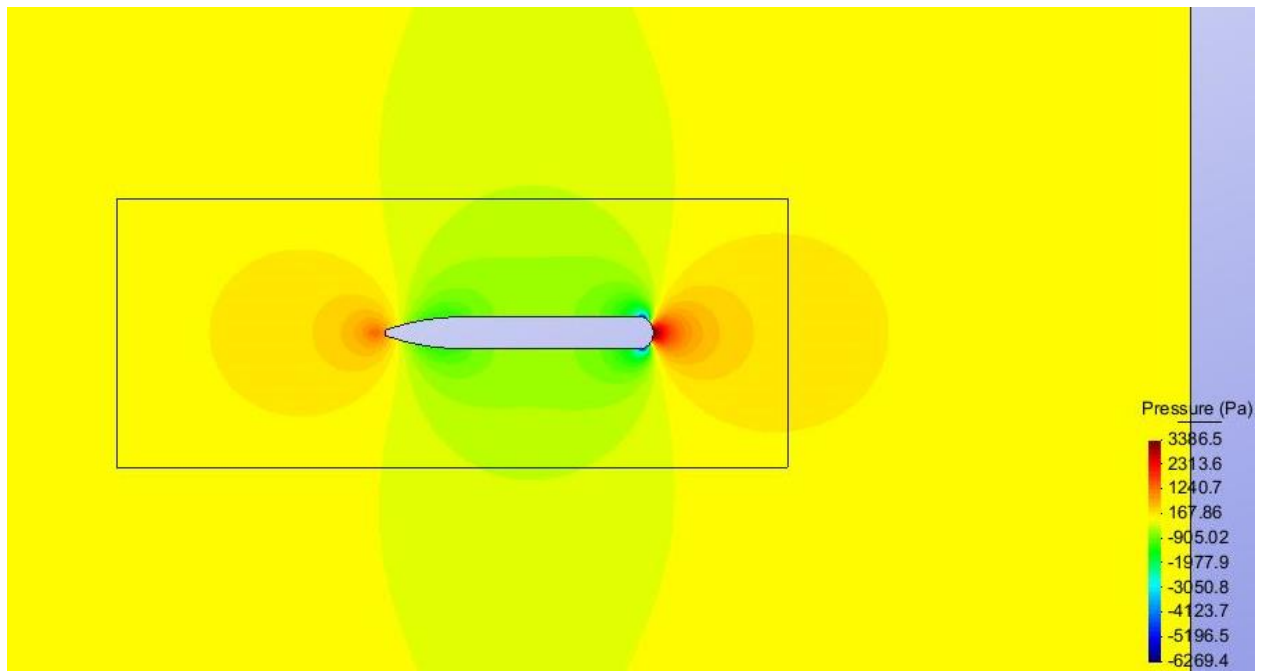


Figura 6-13: Distribución de presiones vehículo a 5 nudos, 2D.

6.3.3.3 Distribución de velocidades.

Al igual que hay que comprobar la distribución de presiones habrá que comprobar la de velocidades, esta debe ser inversa a la de presiones, es decir los valores más bajos en proa y popa y mayores en los laterales del vehículo. En la siguiente imagen se puede ver cómo esto se cumple.

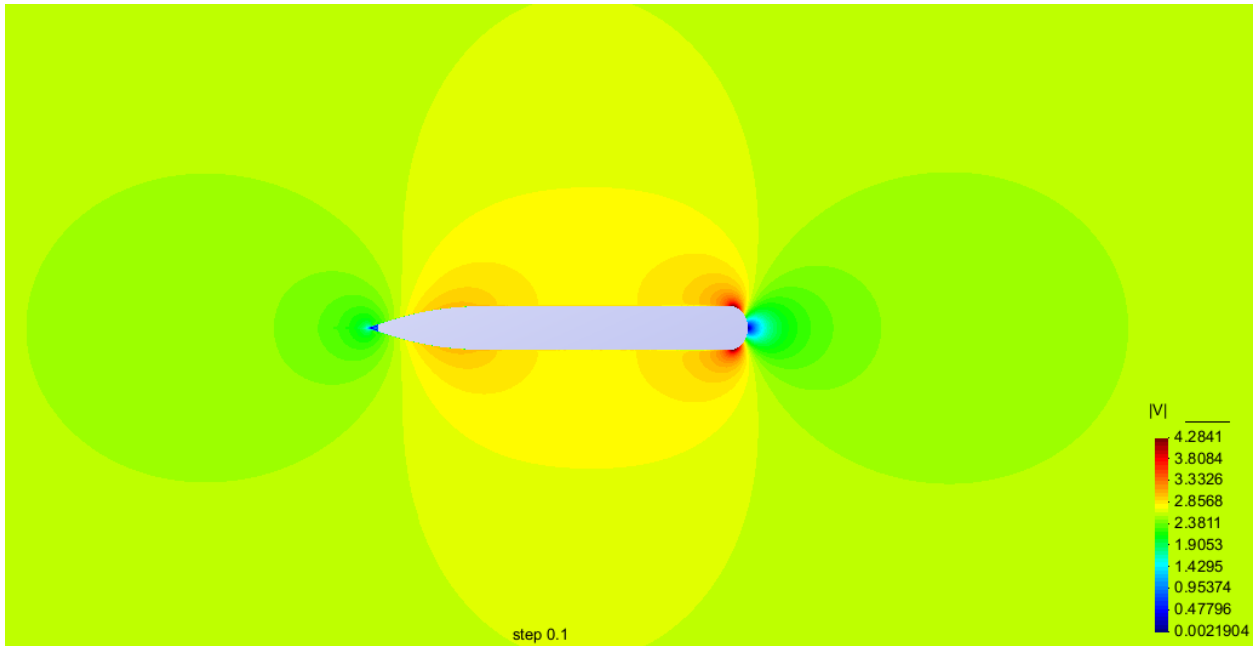


Figura 6-14: Distribución de velocidades vehículo a 5 nudos, 2D.

6.3.3.4 Análisis de los valores de resistencia obtenidos.

Como ya se ha comentado se han realizado dos simulaciones con dos modelos de turbulencia diferentes, Spalart-Allmaras y $K-\omega$ SST los resultados para el rango de velocidades del vehículo y la comparación con la estimación realizada con la fórmula de Hoerner se puede ver en la siguiente gráfica. Vemos que el modelo Spalart-Allmaras se ajusta mejor a los resultados obtenidos con Hoerner.

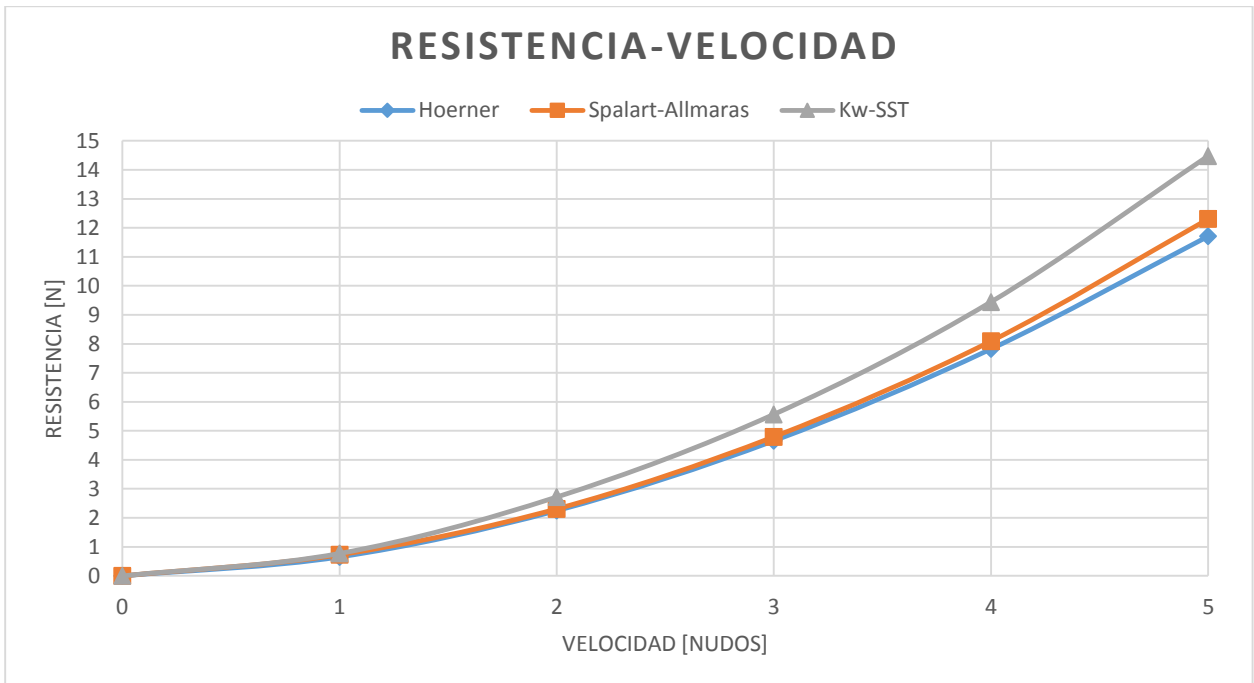


Figura 6-15: Gráfica resistencia velocidad para la estimación de la resistencia del vehículo en 2D.

Ahora bien, no sólo hay que prestar atención a que el valor se acerque al valor estimado por Hoerner, también hay que tener en cuenta la distribución de resistencia de presión y viscosa, y esta se ajusta más a lo que cabe esperar en la realidad con el modelo de turbulencia $K-\omega$ SST.

	Hoerner	Spalart-Allmaras			Kw-SST		
Velocidad	Resistencia	Res. Presión	Res. Viscosa	Resistencia	Res. Presión	Res. Viscosa	Resistencia
[knt]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
0	0	0	0	0	0	0	0
1	0,655	0,277	0,453	0,730	0,254	0,520	0,774
2	2,252	0,848	1,463	2,311	0,806	1,914	2,720
3	4,662	1,664	3,134	4,799	1,597	3,973	5,570
4	7,828	2,827	5,269	8,096	2,652	6,794	9,446
5	11,714	4,192	8,117	12,309	3,870	10,607	14,477

Tabla 6.8: Resultados de resistencia de presión y viscosa, 2D, modelos de turbulencia Spalart-Allmaras y K-w SST.

6.4 Estimación de la Resistencia del Vehículo en 3D sin apéndices.

6.4.1 Condiciones de Contorno.

En el apartado anterior se obtuvieron unas condiciones de contorno, tales como tamaño de la superficie de control, tamaño de los elementos de malla, modelado de la capa límite, modelo de turbulencia y discretización temporal. Lo que se pretende en este apartado es comprobar que estas condiciones de contorno se pueden importar al modelo en 3D y los resultados obtenidos son lógicos, para más tarde añadir los apéndices al modelo y poder comparar los resultados con los datos experimentales de pruebas en canal de experiencias hidrodinámicas de los que disponemos.

El tamaño de elementos de malla, el modelado de la capa límite, el modelo de turbulencia y la discretización toman los mismos valores que para el cálculo en 2D para cada simulación a cada velocidad diferente.

Ahora bien, la superficie de control ya no será una superficie, sino un volumen, este volumen será un prisma de base rectangular de las siguientes dimensiones:

Distancia desde crujía a las paredes laterales: 2,4 metros = $1,5 \cdot \text{Eslora}$

Distancia desde crujía a la pared superior e inferior: 2,4 metros = $1,5 \cdot \text{Eslora}$

Distancia a proa del modelo: 3,2 metros = $2 \cdot \text{Eslora}$

Distancia a popa del modelo: 4,8 metros = $3 \cdot \text{Eslora del modelo}$

6.4.2 Análisis de resultados.

Al igual que cuando se analizaban los resultados del modelo en 2D, hay que comprobar primeramente la convergencia de los resultados y posteriormente comprobar la distribución de presiones y velocidades y comprobar que estas distribuciones son lógicas. A continuación en las Figuras 6-16 y 6-17 se puede ver la distribución de presiones y velocidades para el vehículo sin apéndices cuando se mueve a una velocidad de 5 nudos, utilizando el modelo de turbulencia Spalart-Allmaras.



Figura 6-16: Distribución de presiones en el vehículo sin apéndices en 3D a 5 nudos.

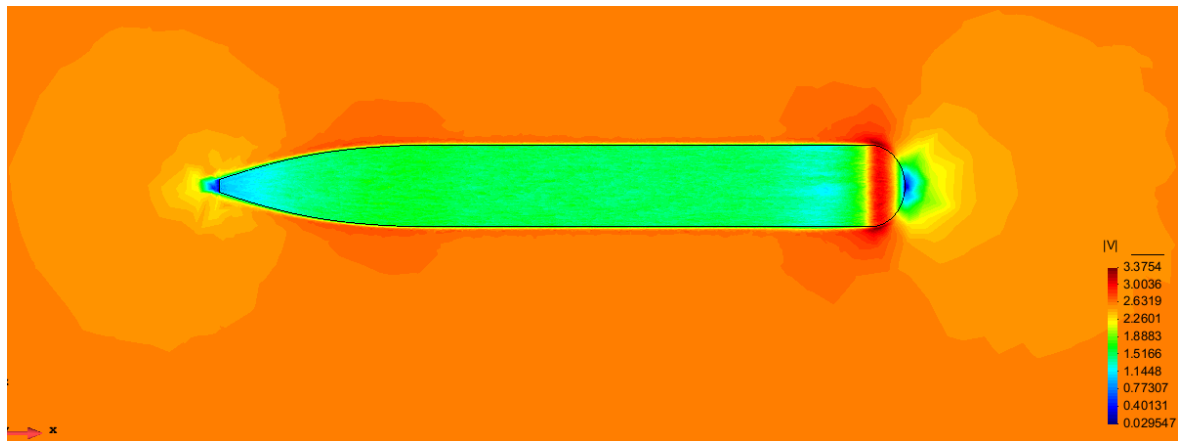


Figura 6-17: Distribución de velocidades en el vehículo sin apéndices en 3D a 5 nudos.

Para la estimación de la resistencia al avance del vehículo sin apéndices tan sólo se ha utilizado el modelo de turbulencia Spalart-Allmaras, ya que con estas simulaciones no se espera obtener un resultado definitivo de la estimación de la resistencia, sólo compararla con la estimación de la resistencia en 2D y con la estimación utilizando la fórmula propuesta por Hoerner.

En la siguiente tabla podemos ver los resultados obtenidos:

	Hoerner	Spalart-Allmaras carena 2D			Spalart-Allmaras Carena 3D		
Velocidad	Resistencia	Res. Presión	Res. Viscosa	Resistencia	Res. Presión	Res. Viscosa	Resistencia
[knt]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
0	0	0	0	0	0	0	0
1	0,655	0,277	0,453	0,730	0,644	0,945	1,588
2	2,252	0,848	1,463	2,311	1,088	2,322	3,410
3	4,662	1,664	3,134	4,799	1,562	4,340	5,903
4	7,828	2,827	5,269	8,096	2,155	6,987	9,142
5	11,714	4,192	8,117	12,309	2,829	10,145	12,974
		Numero Elementos		216.765	Numero Elementos		5.681.684
		Número nodos		120.254	Número nodos		979.381

Tabla 6.9: Comparación de la estimación de resistencia en 2D y 3D con modelo de turbulencia Spalart-Allmaras.

Prestando atención al número de elementos observa que el número de elementos es mucho superior, por lo que también lo es el tiempo de cálculo. Observando los resultados de resistencia total obtenida vemos que el modelo en 3 dimensiones estima una resistencia bastante superior a bajas velocidades de la que se estima con el modelo en 2D, además si se observan las componentes de resistencia viscosa y de presión por separado para el modelo en 3D, en la Figura 6-18 se observa que la resistencia viscosa se podría aproximar a una función de la velocidad al cuadrado, mientras la resistencia de presión a una función lineal en función de la velocidad, se puede ver que ambas tienen valores de R^2 muy cercanos a la unidad. Esto es lógico a mayor sea la velocidad del vehículo en proporción mayor será la componente de la resistencia viscosa y menor la de presión.

Comparando los resultados con la estimación utilizando la fórmula de Hoerner se observa que sucede lo mismo, esto es debido a que Hoerner expresa la resistencia del vehículo como una función de la velocidad al cuadrado. Por lo que a bajas velocidades los resultados distan mucho de los estimados con Hoerner pero a medida que se aumenta la velocidad estos se asemejan más.

Se puede concluir que la estimación usando un modelo 3D obtiene mejores resultados, ya que las distribuciones de resistencia viscosa y de presión son mejores, es decir se obtienen valores de la resistencia viscosa superiores en proporción a los de resistencia de presión, que los obtenidos utilizando un modelo en 2D. Ahora bien, se observa que los resultados no varían demasiado a velocidades más elevadas y sin embargo el análisis en 3D consume mucho más tiempo y recursos, por lo que si se quisiera tan sólo hacer una estimación de la potencia máxima demanda por el vehículo, se podría realizar una rápida estimación mediante un modelo en 2D.

Se ha comprobado que los datos obtenidos para las condiciones de contorno en el modelo en 2D son extrapolables a un modelo en 3D, en el siguiente apartado se añadirán los apéndices al vehículo y así se estimará la resistencia total del vehículo.

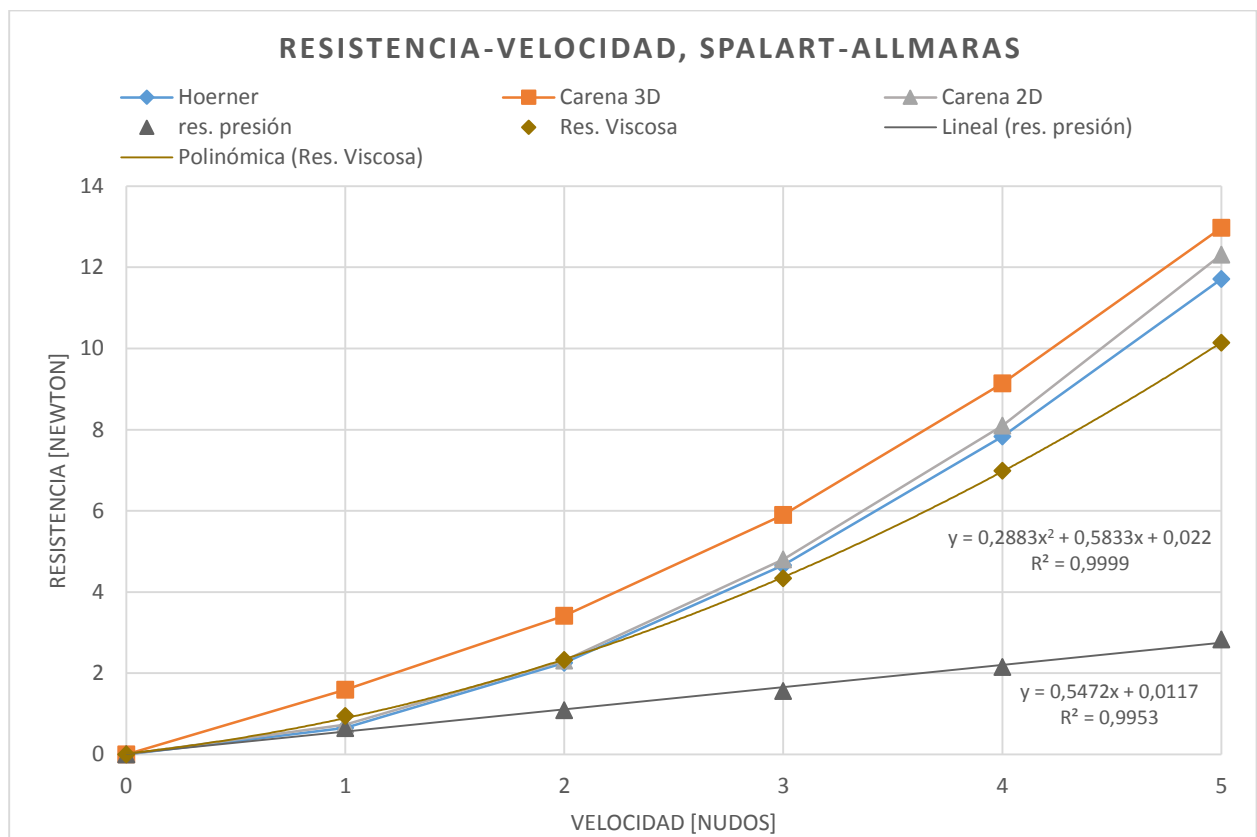


Figura 6-18: Gráfico Resistencia Velocidad para el vehículo en 3D, sin apéndices.

6.5 Estimación de la Resistencia del Vehículo en 3D con apéndices.

Al añadir los apéndices al modelo, el análisis se complica, se parte con las condiciones de contorno utilizadas en el modelo sin apéndices, en cuanto a tamaño de volumen de control, modelo de turbulencia y variables de turbulencia, pero para las demás condiciones habrá que tener en cuenta los apéndices.

6.5.1 Importación de la geometría.

Ahora en vez de una superficie de revolución se tiene una superficie de revolución con los huecos donde irán los apéndices, además de todas las superficies que configuran los apéndices, esto complica enormemente el posterior mallado, por esta razón se opta por partir el cuerpo del vehículo en 3 partes una en popa donde están las aletas y timones, otra parte central donde están el GPS y los sónares laterales y una a proa donde se encuentra el sonar de fondo, como se ve en la Figura 6-19.

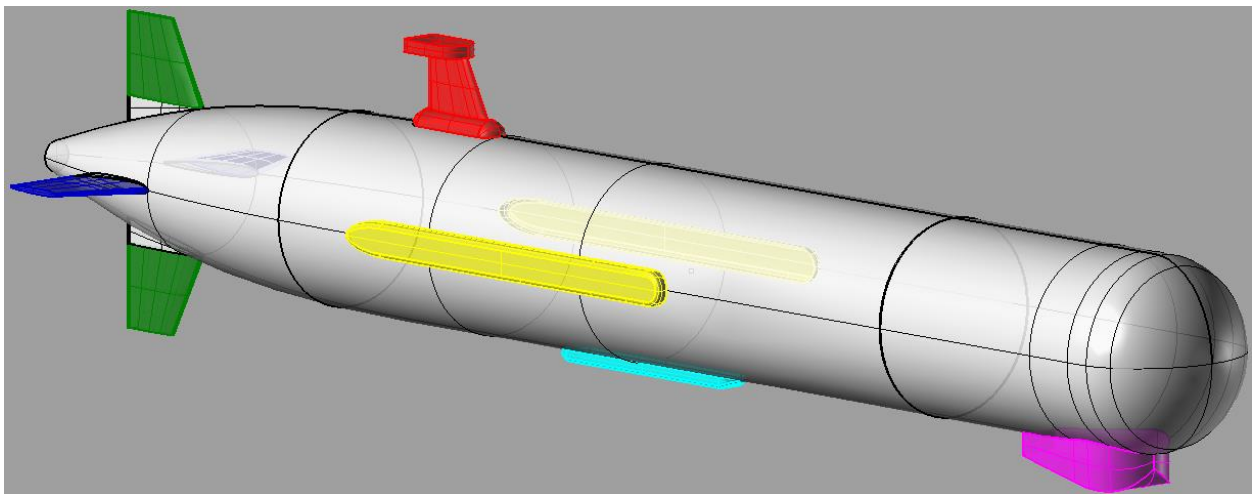


Figura 6-19: Modelo en 3D del vehículo con apéndices.

Es importante dividir el modelo en capas y nombrar estas con nombres diferentes esto ayudará tanto en el post-proceso como al asignar condiciones de contorno.

6.5.2 Condiciones de Contorno.

6.5.2.1 Mallado.

El tamaño de los apéndices es menor por lo tanto el tamaño de los elementos debe ser menor, si queremos tener una densidad de mallado similar a la del resto del vehículo y por lo tanto un nivel de precisión aceptable en los cálculos. El tamaño de elementos de malla escogido para las superficies que configuran estos apéndices es de 0,5 milímetros, la mitad del tamaño seleccionado en las superficies que configuran el cuerpo del vehículo. El resto de tamaño de elementos para el resto del volumen de control permanece igual. En la Figura 6-20 se puede ver el mallado de uno de los apéndices del vehículo.

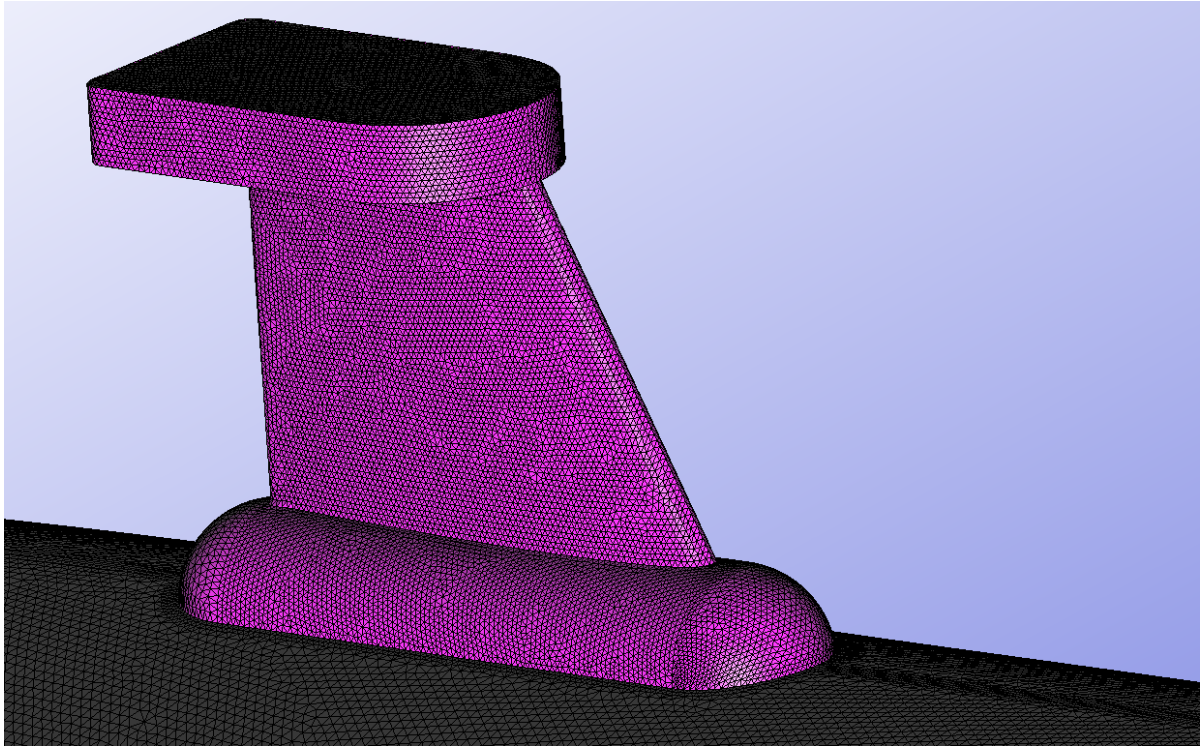


Figura 6-20: Mallado del GPS, Modelo 3D.

6.5.2.2 Asignación de condiciones de capa límite.

Cuando se calculan las condiciones de capa límite, estas dependen del número de Reynolds, este número es bastante menor en los apéndices que en cuerpo del vehículo, debido a que la eslora es bastante menor que la eslora del vehículo. Esto hace que incluso para valores elevados de la velocidad el valor de Y^+ sea muy pequeño, por lo que se establecerá un modelo de capa límite en los apéndices del tipo VfixWall, aunque todos los apéndices cumplan esta condición, a cada apéndice se le asignará una condición de capa límite diferente, de esta manera el programa en el post-proceso nos mostrará los resultados para cada apéndice por separado. De esta forma se puede analizar que apéndices colaboran más en la resistencia al avance, o cuales crean mayores momentos o fuerzas sustentadoras con respecto del centro de gravedad del vehículo.

6.5.3 Resultados experimentales.

En 1999 se ensayó un modelo a escala 1:1 del REMUS 100 en el canal de experiencias de la universidad de Rhode Island. Se hicieron ensayos con el modelo para un rango de velocidades. A continuación se explica en qué circunstancias se realizaron estos ensayos y los resultados obtenidos para poder compararlos posteriormente con los resultados obtenidos de la estimación de la resistencia usando CFD.

El canal tiene las siguientes dimensiones: 30 metros de eslora, 3,5 metros de ancho y 1,5 metros de profundidad, como se puede observar la dimensión más restrictiva es la profundidad, ya que el ancho del canal permite dejar más de ocho veces el diámetro del vehículo a cada a cada lado del vehículo, ahora bien para asegurar que se dejaba una distancia suficiente con el fondo del canal el vehículo se colocó a una profundidad de 0,432 metros, que equivale a aproximadamente 2,3 veces el diámetro, como se puede ver en la Figura 6-21.

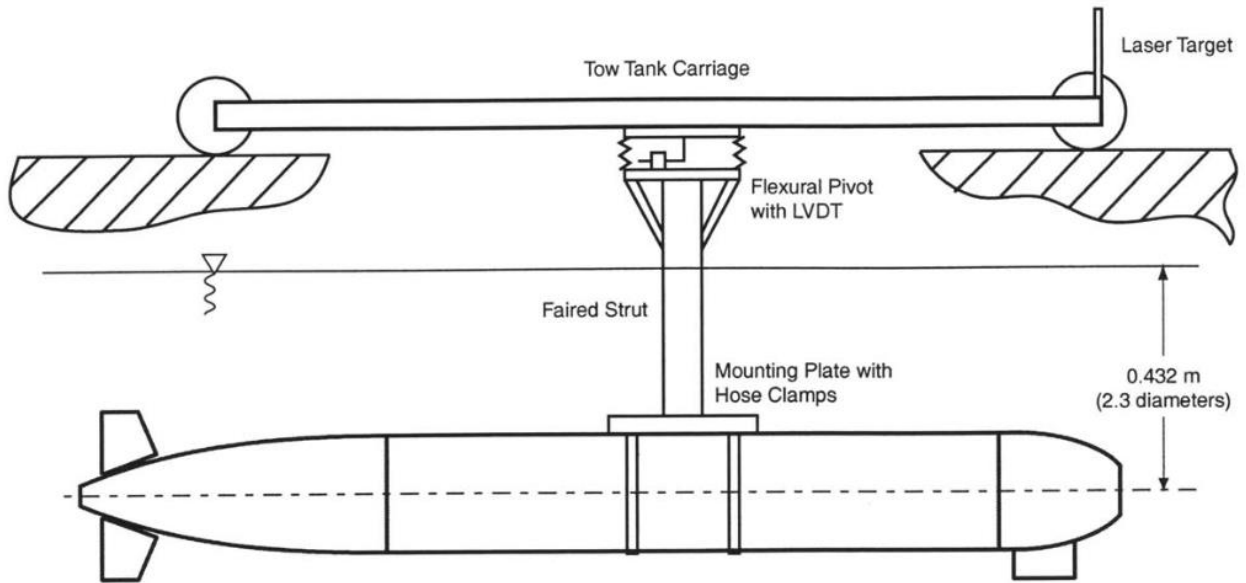


Figura 6-21: Montaje del vehículo en el canal.

Con esta configuración se observó que el vehículo creaba una ola en la superficie libre, sobre todo cuando la velocidad era superior a 1 m/s. Esto se aprecia en las gráficas de resultados (Figura 6-22). En las gráficas también se representa el valor obtenido asimilando la curva de la resistencia en función de la velocidad como una parábola con la siguiente ecuación:

$$R = \frac{1}{2} C_d \rho A_f V^2 \quad (6.7)$$

Donde:

C_d , es el coeficiente de resistencia al avance, este coeficiente se obtiene despejándolo de la ecuación (6.7) para cada valor obtenido de la resistencia, el valor medio obtenido por Ben Allen [1] para este coeficiente en el rango de velocidades en el que vehículo fue ensayado es 0,267.

A_f , es el área proyectada frontal que tiene un valor de 0,029 m².

ρ , es la densidad del agua en el canal que tiene un valor de 999,1 kg/m³.

La siguiente figura muestra los resultados obtenidos.

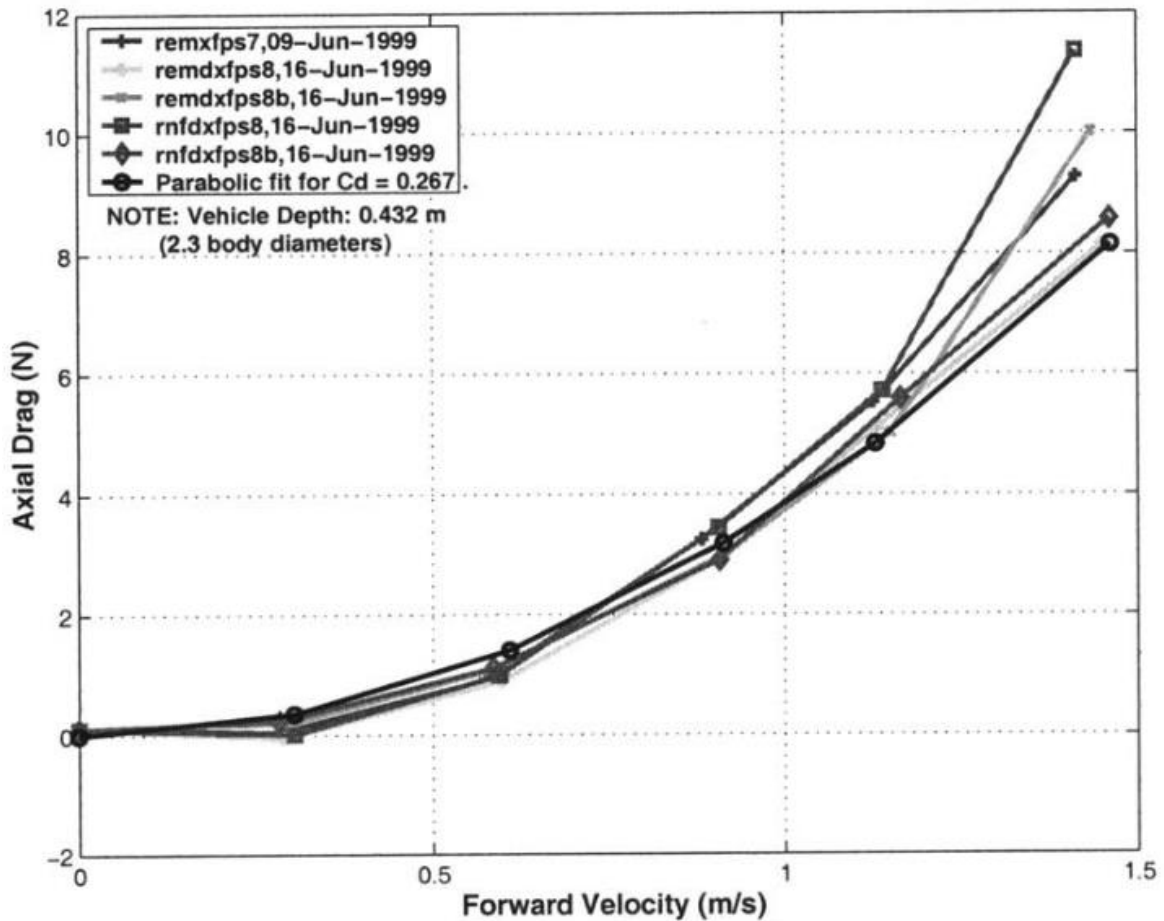


Figura 6-22: Resultados obtenidos canal de experiencias y comparación con una parábola.

Se aprecia que los resultados se aproximan bastante bien a una parábola, excepto a velocidades más elevadas, pero esto es debido a que la resistencia por formación de olas empieza a tomar cierta importancia. Por lo tanto para comparar con los resultados obtenidos mediante CFD compararemos los resultados con los obtenidos utilizando la ecuación (6.7) pero usando la densidad del agua salada en vez de la del agua dulce y utilizando un valor constante para el coeficientes de resistencia al avance $C_d = 0,267$.

6.5.4 Resultados CFD, Comparación con resultados Experimentales.

El modelo se ha analizado para diferentes velocidades entre 1 y 5 nudos, con las condiciones de contorno explicadas anteriormente y para el modelo de turbulencia Spalart-Allmaras y $K-\omega$ SST. Los resultados se analizan como ya se ha explicado, primero hay que comprobar la convergencia de los resultados, en este caso en cada una de las zonas del vehículo donde se han asignado condiciones de capa límite diferentes. Una vez hecho esto hay que comprobar que las distribuciones de presiones y velocidades tienen lógica, a continuación, Figuras 6-23 y 6-24, se pueden ver estas distribuciones de presiones y velocidades para el modelo en 3D con apéndices:

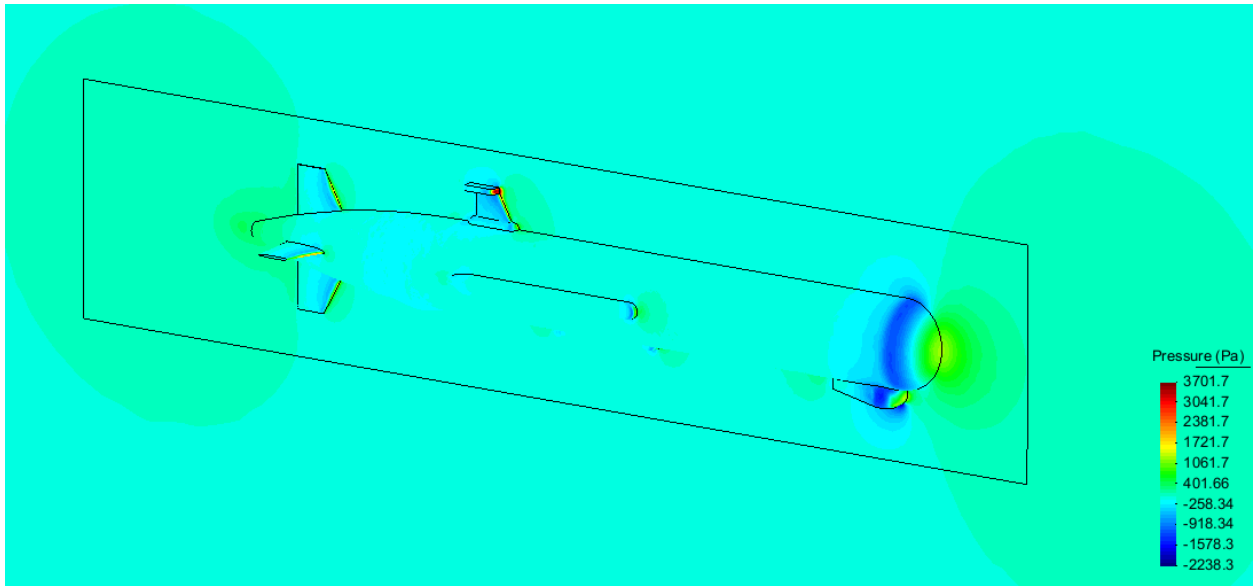


Figura 6-23: Distribución de presiones modelo en 3D con apéndices, 3 nudos.

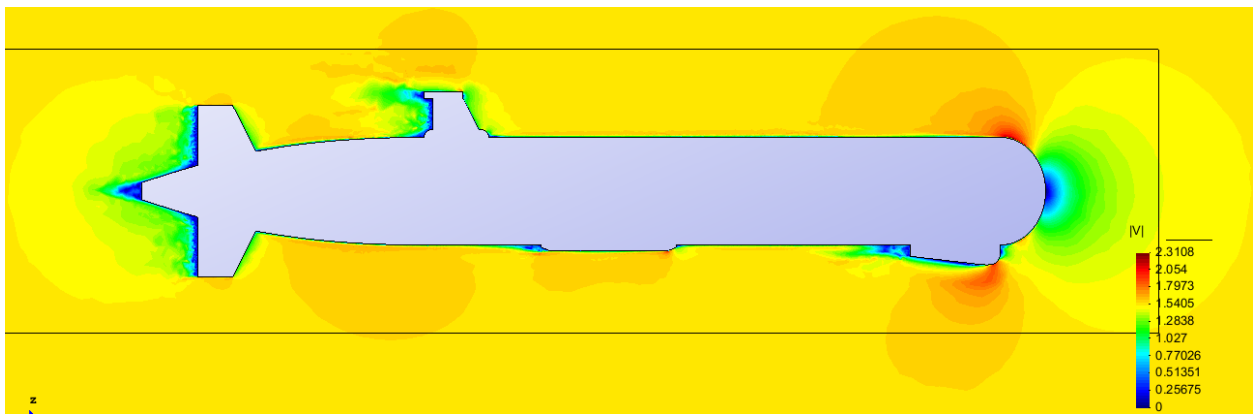


Figura 6-24: Distribución de velocidades modelo 3D con apéndices.

En la siguiente tabla podemos ver los resultados obtenidos con CFD y compararlos con los obtenidos en el canal de experiencias.

Velocidad	K-w SST	Spalart-Allmaras	Experimentales	Apéndices K-w SST	Resistencia apendices
	Resistencia				
[knts]	[N]	[N]	[N]	[N]	[%]
0	0	0	0	0	0
1	1,226	2,114	1,006	0,218	17,79%
2	4,039	4,673	4,023	0,653	16,18%
3	9,075	8,356	9,053	1,370	15,09%
4	15,821	13,466	16,094	2,394	15,13%
5	26,727	19,816	25,146	3,660	13,69%

Tabla 6.10: Resistencia del vehículo con apéndices.

Estos resultados se pueden ver mejor en una gráfica para poder hacer una rápida comparación visual.

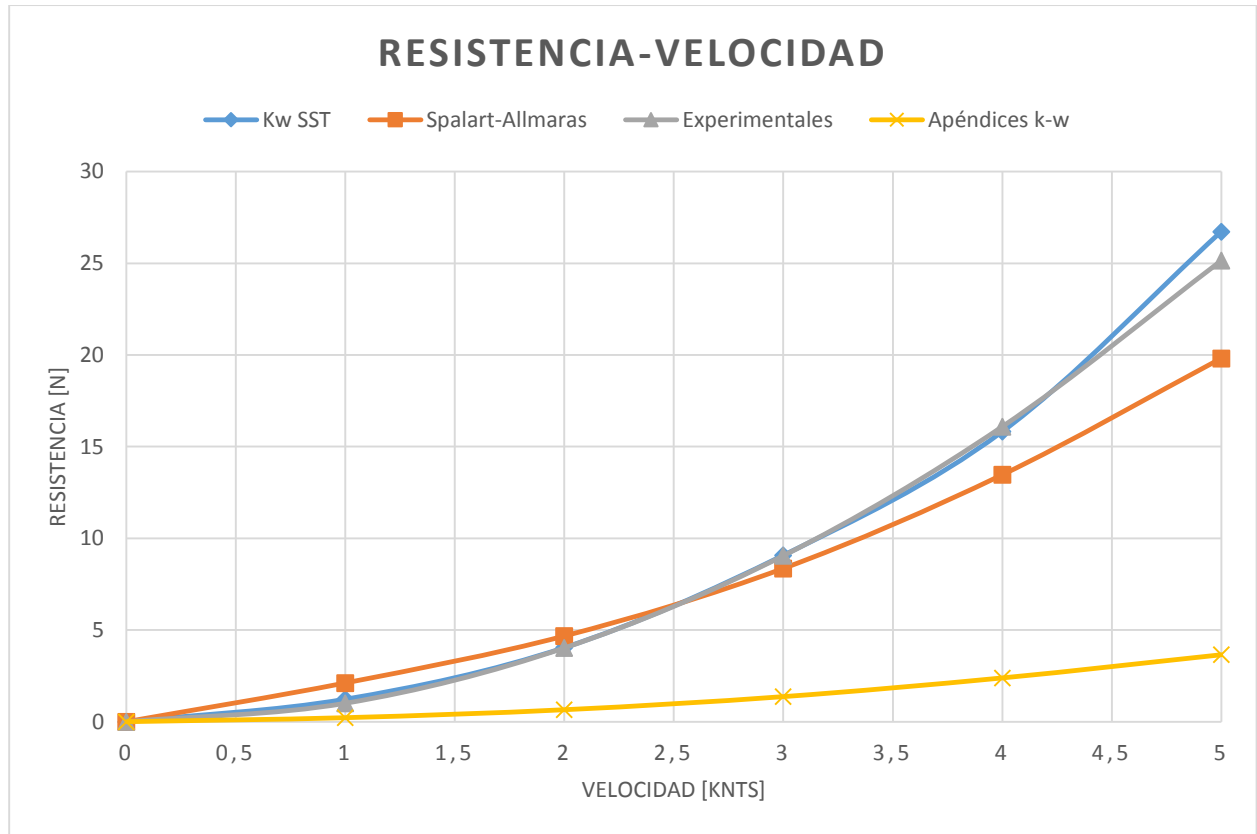


Figura 6-25: Gráfica resistencia-Velocidad del vehículo con apéndices.

Se puede apreciar cómo los resultados obtenidos utilizando el modelo de turbulencia K- ω SST se ajustan mejor que los obtenidos al modelo Spalart-Allmaras, hay una coincidencia casi perfecta con respecto a los resultados obtenidos por Ben Allen en el canal de experiencias para las velocidades que él probó el modelo que sería entre una velocidad de 0 y 3 nudos, para mayores velocidades se ha supuesto que el vehículo seguiría la tendencia de la parabólica, aunque para velocidades de 5 nudos se puede ver que los resultados obtenidos por el software se separan de la parabólica.

Se observa que con el modelo de turbulencia K- ω SST los resultados obtenidos para la resistencia de los apéndices es aproximadamente de un 15% del valor de la resistencia total, se aprecia también que la resistencia de los apéndices va decreciendo en proporción con la resistencia total del vehículo, esto se debe a que algunos apéndices no tienen formas muy hidrodinámicas, como el sonar de proa donde la resistencia de forma es mayor que la resistencia de fricción al contrario que pasa con el cuerpo del vehículo que tiene una relación L/B mucho mayor, la resistencia de fricción crece con el cuadrado de la velocidad pero no así la de presión por lo que la resistencia de apéndices es más importante a baja que alta velocidad.

6.5.5 Conclusiones.

Mediante la correcta modelización se pueden obtener estimaciones bastante precisas de la resistencia al avance de un vehículo sumergido, aun así es muy difícil tener la certeza de que la estimación es correcta para el diseño de vehículos nuevos si no se tienen datos experimentales de vehículos similares construidos anteriormente, ya que como hemos visto el modelado de la capa límite, del modelo de turbulencia y de tamaño de los elementos de maya y de volumen de control influyen mucho en los resultados obtenidos, es esta la razón de para cada problema nuevo que se quiera abordar se debe hacer una variación de estos parámetros para tener la certeza de que estamos haciendo la simulación lo más correcta posible.

Ahora bien, para vehículos de características similares al analizado en este proyecto se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- Mediante un mallado multi-bloque se puede conseguir la misma precisión que usando un mallado no estructurado, pero con un número de elementos menor y una zona de mallado estructurada. Por lo que se consigue un gasto computacional mucho menor y un ahorro de tiempo.
- El modelo de turbulencia K- ω SST es el que obtiene mejores resultados para la estimación de la resistencia al avance, en cuanto a valores numéricos y en cuanto a distribución de resistencia de presión y resistencia viscosa. Para el vehículo y rango de velocidades escogidos. Coincidiendo prácticamente los valores con los obtenidos mediante ensayos en canal de experiencias hidrodinámicas por Ben Allen [1].
- En cuanto al tamaño del volumen de control, para poder asegurar que no habrá interferencias en el desarrollo del flujo se necesita al menos un paralelepípedo, con las siguientes dimensiones:

Distancia desde crujía a la pared lateral: 2,4 metros = $1,5 \cdot$ Eslora

Distancia a proa del modelo: 3,2 metros = $2 \cdot$ Eslora

Distancia a popa del modelo: 4,8 metros = $3 \cdot$ Eslora del modelo

- Para el modelado de la capa límite se selecciona el modelo Y+Wall para velocidades altas y el modelo VfixWall cuando a velocidades bajas el valor de Y+ toma valores menores de 20.
- Las condiciones de contorno de un ensayo en 2D son extrapolables a un ensayo en 3D.
- El ensayo en 3D da mejores resultados que el ensayo en 2D ya que tiene en cuenta los efectos tridimensionales del flujo. Aunque los resultados obtenidos son muy similares.
- Cuando se trabaja con modelos que incluyen apéndices y por lo tanto una geometría compleja, el mallado en el software CFD puede ser muy complejo, es necesario simplificar al máximo la geometría dividiéndola en superficies más simples y reduciendo el número de puntos de control, pero sin perder mucho detalle para que no afecte esta simplificación demasiado a los resultados.
- Para los apéndices es necesario un modelo de capa límite tipo VfixWall debido a su reducido tamaño.

Por lo que se puede concluir que para la estimación de la resistencia al avance los resultados obtenidos mediante software CFD podrían sustituir a los ensayos en canales de experiencias hidrodinámicas, sobre todo en las fases preliminares del diseño ya que introducir cambios geométricos en el modelo no es tan caro como en estos. Pero hay que tener en cuenta que se necesita un usuario experto y que comprenda los principios hidrodinámicos ya que como se ha visto la elección del modelo de turbulencia, el modelo de la capa límite y el análisis de los resultados precisan de un usuario experimentado.

7 Capítulo 7.
ESTIMACIÓN Y
VALIDACIÓN DE LOS
COEFICIENTES
HIDRODINÁMICOS DEL
REMUS 100

7.1 Introducción.

Una vez se ha comprobado que el software obtiene unos resultados para la resistencia al avance bastante precisos se van a estimar los coeficientes hidrodinámicos del vehículo como se explicó en el Capítulo 5 para el vehículo REMUS 100 y a compararlos con resultados empíricos.

Todos los coeficientes obtenidos a lo largo de este proyecto van a ser comparados con los obtenidos por Presterro en su tesis [1], ahora bien Presterro hace una serie de consideraciones que no se han hecho en este proyecto:

- Excepto para las pruebas de canal donde se considera un modelo con apéndices para el resto de cálculos sólo considera el cuerpo cilíndrico, los timones y las aletas.
- Excepto para las pruebas de canal, considera un vehículo simétrico con respecto al plano XZ y el plano XY.
- Utiliza la teoría de rebanadas (Strip Theory) para la estimación de los coeficientes de arrastre.
- Utiliza la formulación propuesta por Hoerner [6] para el cálculo de fuerzas y momentos de sustentación.
- Estima los coeficientes de masa añadida considerando el vehículo como un elipsoide y multiplicando por los factores de corrección propuestos por Blesins [20].

Debido a estas consideraciones se espera que los valores de algunos coeficientes varíen o incluso aparezcan coeficientes que este autor no considera.

7.2 Amortiguamiento Hidrodinámico.

7.2.1 Movimiento de Avance.

7.2.1.1 Fuerzas y Momentos debidos al Arrastre axial en la dirección X.

Las fuerzas que aparecen son principalmente hidrostáticas y resistencia al avance, esta última ya se ha discutido extensamente en el Capítulo 6. También aparecerá un momento de cabeceo, este momento se debe a que el vehículo no tiene simetría entre la parte superior y la inferior, esto hace que el centro de presiones no esté alineado con el centro de gravedad, además esta falta de simetría crea una fuerza de sustentación en la dirección Z, arfada, que tampoco está alineada con el centro de gravedad, esta fuerza de sustentación es pequeña ya que también lo es la falta de simetría, por eso es de esperar un momento de cabeceo pequeño y una fuerza de arfada pequeña.

Velocidad	Resistencia CFD		
	Avance "X"	Arfada "Z"	Cabeceo "M"
[knt]	[N]	[N]	[N]
0	0	0	0
1	1,226	0,095	-0,0150
2	4,039	0,313	-0,0301
3	9,075	0,750	-0,0716
4	15,821	1,595	-0,1841
5	26,727	2,527	-0,4231

Tabla 7.1: Resultados Resistencia de Arrastre, sustentación y Momento de Cabeceo vehículo avanzando en X.

El momento de cabeceo como se puede ver es negativo mientras que la fuerza de sustentación es positiva, esto se debe a que el centro de presiones está situado retrasado con respecto al centro de gravedad del vehículo, por lo que el vehículo tiende a hundir la proa cuando se navega sin trimado, esto obliga al vehículo a navegar con un ángulo de trimado positivo, es decir, con la proa ligeramente inclinada hacia arriba para tener una fuerza de sustentación nula y por lo tanto un momento de cabeceo menor.

En el Capítulo 6 se puede ver una gráfica de la resistencia al avance en función de la velocidad, Figura 6-25, pero también es interesante poder ver una gráfica del cabeceo y la arfada producida por esta velocidad de avance, esta gráfica se puede ver en la Figura 7-1.



Figura 7-1: Gráfica Resistencia de Momento de cabeceo y Fuerza de sustentación vehículo moviéndose en X.

7.2.1.2 Estimación de coeficientes CFD.

Se puede ver en la Figura 7-1 que la variación de la resistencia y los momentos se puede aproximar bastante bien a una cuadrática en función de la velocidad, por lo que podremos despreciar los términos de primer orden, quedando las ecuaciones 5.1; 5.2; 5.3 de la siguiente forma:

$$X_{u|u} = \frac{\sum X_{ext}}{u|u|} \tag{7.1}$$

$$Z_{u|u} = \frac{\sum Z_{ext}}{u|u|} \tag{7.2}$$

$$M_{u|u} = \frac{\sum M_{ext}}{u|u|} \tag{7.3}$$

En la siguiente tabla se puede observar cómo varía el valor de estos coeficientes en función de la velocidad, como se puede ver la variación es pequeña por lo que se escogerá el valor medio.

Velocidad	$X_{u u }$	$Z_{u u }$	$M_{u u }$
[knts]	[kg/m]	[kg/m]	[kg]
1	-4,634	-0,360	0,057
2	-3,816	-0,296	0,028
3	-3,811	-0,315	0,030
4	-3,737	-0,377	0,043
5	-4,040	-0,382	0,064
Valor Medio	-3,851	-0,342	0,041

Tabla 7.2: Variación Coeficientes debidos al Arrastre Axial en X en función de la Velocidad.

El coeficiente de arrastre axial se comparará con el obtenido del ensayo en canal de experiencias por Ben Allen [1].

Debido a la suposición hecha por Prestero [1] de considerar un modelo simétrico, no aparecen fuerzas sustentadoras cuando el vehículo avanza con un ángulo de ataque nulo, ahora bien en este proyecto no se ha supuesto esta simetría por lo que aparecen los ya mencionados coeficientes de arfada y cabeceo para el arrastre axial, como no se tiene ninguna referencia del valor de estos coeficientes, la única manera de saber si estos coeficientes son una buena aproximación será mediante la comparación con datos experimentales del vehículo.

7.2.2 Movimiento de Deriva.

7.2.2.1 Fuerzas y Momentos debidos al Arrastre axial en la dirección Y.

A la hora de simular el movimiento del vehículo en la dirección Y, hay que tener en cuenta que la eslora ya no es la longitud característica para calcular el número de Reynolds, ahora será el diámetro, otra consideración a tener en cuenta es que el vehículo no alcanzará grandes velocidades en esta dirección, por lo que el número de Reynolds será pequeño en comparación cuando el vehículo se mueve en la dirección X. Se escogerá un modelo para capa límite de VfixWall y también se variarán las superficies donde se introducen las velocidades del flujo, una vez hecho esto para cada velocidad hay que analizar los resultados obtenidos, tanto la convergencia como la distribución de presiones y velocidades.

En la Figura 7-2 y 7-3 se puede observar la distribución de presiones y de velocidad en el modelo cuando avanza a 1 nudo en esta dirección.

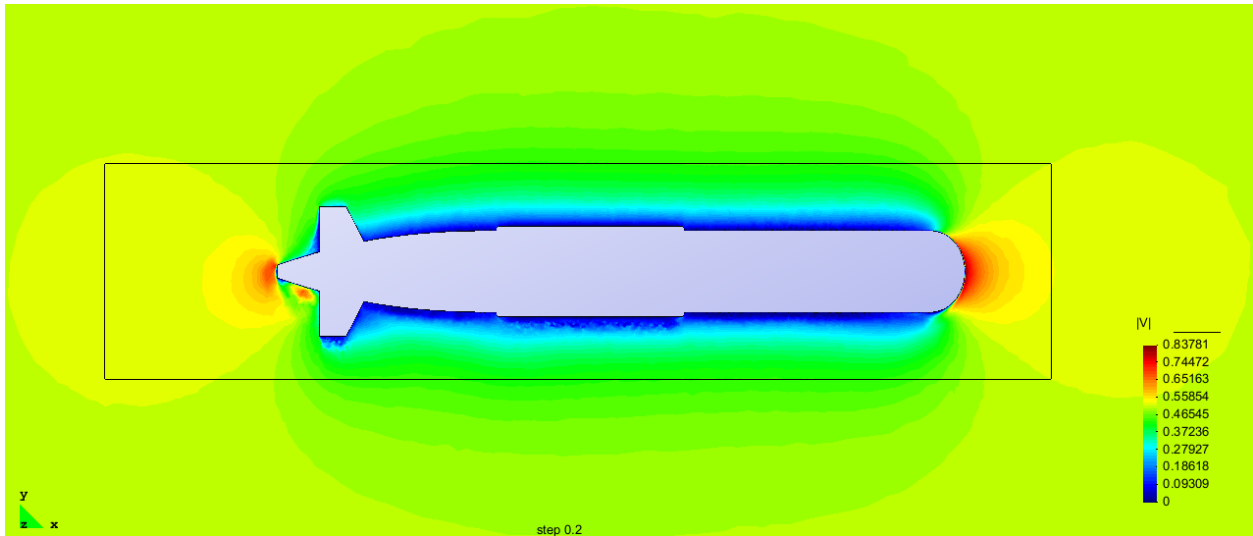


Figura 7-2: Distribución de velocidad Arrastre axial dirección Y, 1 nudo.

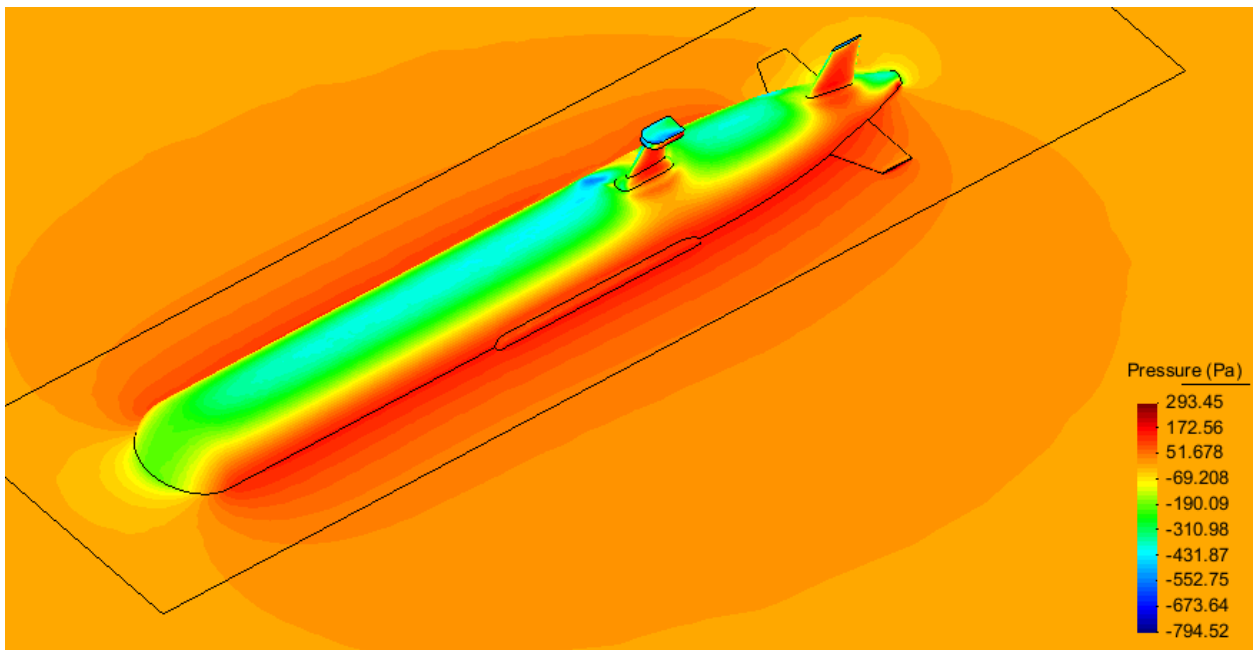


Figura 7-3: Distribución de presiones Arrastre axial dirección Y, 1 nudo.

En la Tabla 7.3 se observan los resultados obtenidos para el modelo en un rango de velocidades entre 0 y 2 nudos, se puede ver la resistencia axial del vehículo en esta dirección y una comparación con los resultados obtenidos por Prestero [1] aplicando la teoría de rebanadas (Strip Theory).

Velocidad [knt]	Resistencia CFD		Strip Theory. [N]
	Vehículo completo [N]	Apéndices [N]	
0	0	0	0
0,5	9,223	3,260	8,666
1	26,640	10,451	34,664
1,5	66,112	23,312	77,993
2	140,855	41,814	138,654

Tabla 7.3: Resultados Resistencia de Arrastre vehículo avanzando en Y.

En la Figura 7-4 se observa cómo los apéndices contribuyen de una manera importante en la resistencia al avance del vehículo en esta dirección, esto se debe a que su área de deriva, es decir el área expuesta en la dirección Y es mucho mayor que su área expuesta en la dirección X. También se observa como los resultados se aproximan bastante a los obtenidos aplicando la Strip Theory.

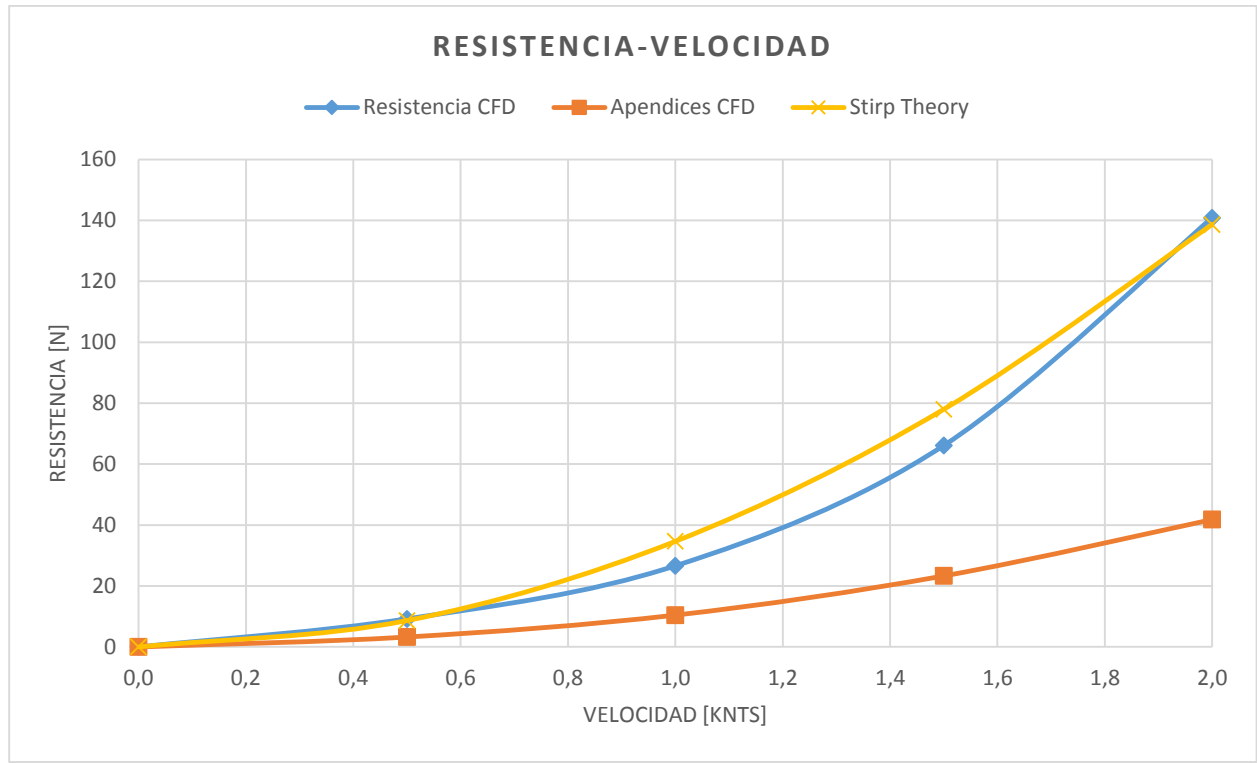


Figura 7-4: Gráfica Resistencia de Deriva debida al movimiento axial en el eje Y.

En la Tabla 7.4 se observa que el momento de guiñada es debido a la asimetría del vehículo en la dirección proa popa, el vehículo tiene mayor área de deriva a popa que a proa del (c.d.g) por lo que se crea un momento de guiñada, los mayores contribuidores a este momento de guiñada son los timones ya que tienen un área de deriva grande y están muy alejados del centro de gravedad. Además se crea un momento de balance debido a la asimetría entre la parte alta y baja del vehículo, esta asimetría es debida a los apéndices, ya que estos no son los mismos en la parte alta que en la parte baja del vehículo. De todos estos apéndices el que más influye en este momento de balance es el GPS por ser el que tiene un área de deriva mayor y a la vez es el más alto de todos los apéndices por lo que su centro de presiones está más alejado de crujía que el centro de presiones en el resto de apéndices, los timones no contribuyen a este momento de balance ya que están distribuidos de forma simétrica.

Velocidad	Momentos CFD			
	Guiñada “N”	Balance “K”	“N” Apéndices	“K” Apéndices
	[N·m]	[N·m]	[N·m]	[N·m]
0	0	0	0	0
0,5	9,223	3,260	1,382	0,044
1	26,640	10,451	4,674	0,159
1,5	66,112	23,312	10,130	0,297
2	140,855	41,814	17,206	0,421

Tabla 7.4: Momentos de guiñada y balance debido al movimiento axial en la dirección Y.

En la Figura 7-5 se observa cómo el momento de guiñada es de un orden muy superior al momento de balance, como cabe esperar, y como el cuerpo del vehículo no contribuye prácticamente al momento de balance, debido a que este sí que es simétrico en esta dirección.

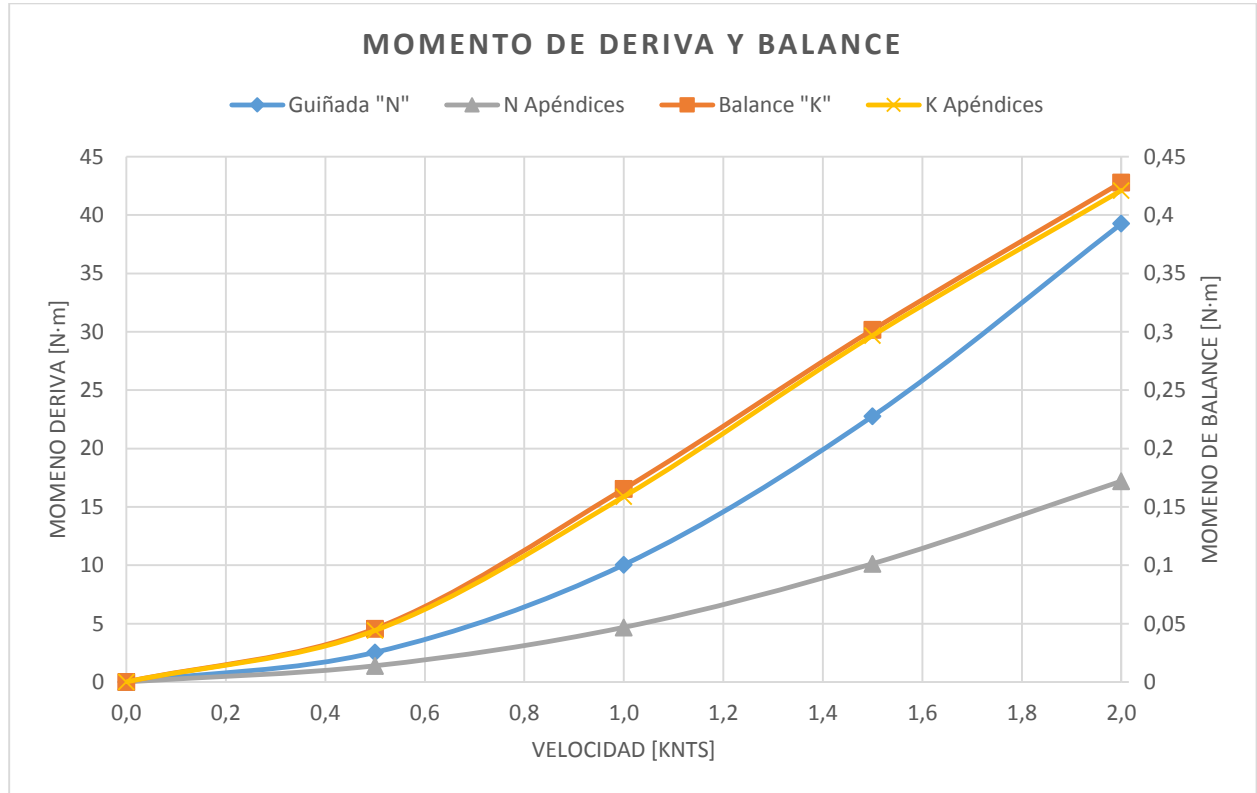


Figura 7-5: Gráfica Momentos de Guiñada y Balance debidos al movimiento axial en el eje Y.

7.2.2.2 Estimación de coeficientes CFD.

Se aprecia en las Figuras 7-4 y 7-5 que la fuerza de arrastre y los momentos varían de forma casi cuadrática en función de la velocidad por lo que se pueden despreciar los términos de primer orden de las ecuaciones (5.10; 5.11; 5.12; 5.13) por lo que se puede obtener los coeficientes para cada velocidad mediante las expresiones:

$$Y_{v|v} = \frac{\sum Y_{ext}}{v|v|} \tag{7.4}$$

$$N_{v|v} = \frac{\sum N_{ext}}{v|v|} \tag{7.5}$$

$$K_{v|v} = \frac{\sum K_{ext}}{v|v|} \tag{7.6}$$

En la siguiente tabla podemos ver como varía el valor de estos coeficientes en función de la velocidad, como se puede ver la variación es pequeña por lo que se escogerá el valor medio.

Velocidad	$Y_{v v }$	$N_{v v }$	$K_{v v }$
[knts]	[kg/m]	[kg]	[kg]
0,5	-139,418	-38,290	-0,690
1	-100,676	-37,928	-0,625
1,5	-111,043	-38,244	-0,507
2	-133,079	-37,092	-0,404
Valor Medio	-121,054	-37,889	-0,556

Tabla 7.5: Variación Coeficientes debidos al Arrastre Axial en Y en función de la Velocidad.

7.2.2.3 Estimación de coeficientes Strip Theory.

Para el valor de los coeficientes hidrodinámicos para el arrastre axial en la dirección Y e Z se carecen de ensayos experimentales, la manera de obtenerlos mediante ensayos sería realizando un ensayo de remolque a velocidad constante como con el que se calculó la resistencia al avance pero con el vehículo situado de costado.

La resistencia de fracción debida al flujo oblicuo se considera como la suma de la resistencia de fricción axial y la resistencia de deriva del cuerpo del vehículo más la de las aletas. El método utilizado para el cálculo de la resistencia del casco es análogo al strip theory, se divide el casco en secciones circulares y se calcula su resistencia a partir de la resistencia de un cilindro.

La teoría de cuerpo delgado (Slender body theory), es un método que proporciona una precisión razonable para calcular la masa añadida, pero para los términos viscosos puede dar errores de hasta un orden de magnitud [10]. Este método, sin embargo, permite incluir todos los términos en las ecuaciones del movimiento. Al llevar a cabo la simulación del vehículo, se tratará de corregir cualquier error en los términos de arrastre de flujo cruzado a través de la comparación con los datos y observaciones experimentales del vehículo en el mar.

Esta aproximación tan sólo considera las aletas por lo que el vehículo es simétrico con respecto al plano XY y no considera el GPS ni el sonar por lo que no considera momentos de balance. Y por esta misma razón los coeficientes para el eje Z e Y son iguales.

Así los coeficientes se pueden calcular de la siguiente manera:

$$Y_{vv} = Z_{ww} = -\frac{1}{2} \rho C_{dc} \int_{x_t}^{x_{b2}} 2R(x)dx - 2 \left(\frac{1}{2} \rho S_{fin} C_{df} \right) \quad (7.7)$$

$$M_{ww} = -N_{vv} = \frac{1}{2} \rho C_{dc} \int_{x_t}^{x_{b2}} 2xR(x)dx - 2x_{fin} \cdot \left(\frac{1}{2} \rho S_{fin} C_{df} \right) \quad (7.8)$$

$$Y_{rr} = -Z_{qq} = -\frac{1}{2} \rho C_{dc} \int_{x_t}^{x_{b2}} 2x|x|R(x)dx - 2 x_{fin} |x_{fin}| \cdot \left(\frac{1}{2} \rho S_{fin} C_{df} \right) \quad (7.9)$$

$$M_{qq} = N_{rr} = -\frac{1}{2} \rho C_{dc} \int_{x_t}^{x_{b2}} 2x^3 R(x)dx - 2x_{fin}^3 \cdot \left(\frac{1}{2} \rho S_{fin} C_{df} \right) \quad (7.10)$$

donde ρ es la densidad del agua de mar, C_{dc} es el coeficiente de arrastre de un cilindro, $R(x)$ es el radio del casco como una función de la posición axial, S_{fin} es el area de la aleta de control, y C_{df} es el coeficiente de arrastre de flujo cruzado de las aletas de control. Los límites de integración son del x_{b2} extremo delantero de la sección de proa, a x_t extremo en popa de la sección de cola.

Hoerner [5] estima el coeficiente de arrastre de flujo cruzado de un cilindro C_{dc} con un valor de 1,1. El coeficiente de arrastre de flujo cruzado C_{df} se obtiene utilizando la fórmula desarrollada por Whicker y Fehlner [11]:

$$C_{df} = 0,1 + 0,7t, \quad (7.11)$$

donde t es el índice de adelgazamiento de la aleta, o la relación de las anchuras de la parte superior e inferior de la aleta a lo largo del eje del vehículo. A partir de esta fórmula, se obtiene una estimación de C_{df} de 0,56.

7.2.3 Movimiento de Arfada.

7.2.3.1 Fuerzas y Momentos debidos al Arrastre axial en la dirección Z.

Al igual que sucede en el movimiento en el eje Y el número de Reynolds será pequeño y se utilizará un modelo de capa límite de VfixWall. Se analizarán los resultados y se espera que estos sean muy similares a los obtenidos cuando se desplaza en el eje Y pero algo menores ya que el sonar de proa y el GPS tienen menos influencia, tampoco se espera que haya un momento de balance ya que el vehículo es simétrico de babor a estribor. Como siempre después de realizar la simulación hay que comprobar la convergencia y comprobar que la distribución de velocidades y presiones es correcta.

En las Figuras 7-6 y 7-7 se observa la distribución de presiones y de velocidad en el modelo cuando avanza a 1 nudo en esta dirección.

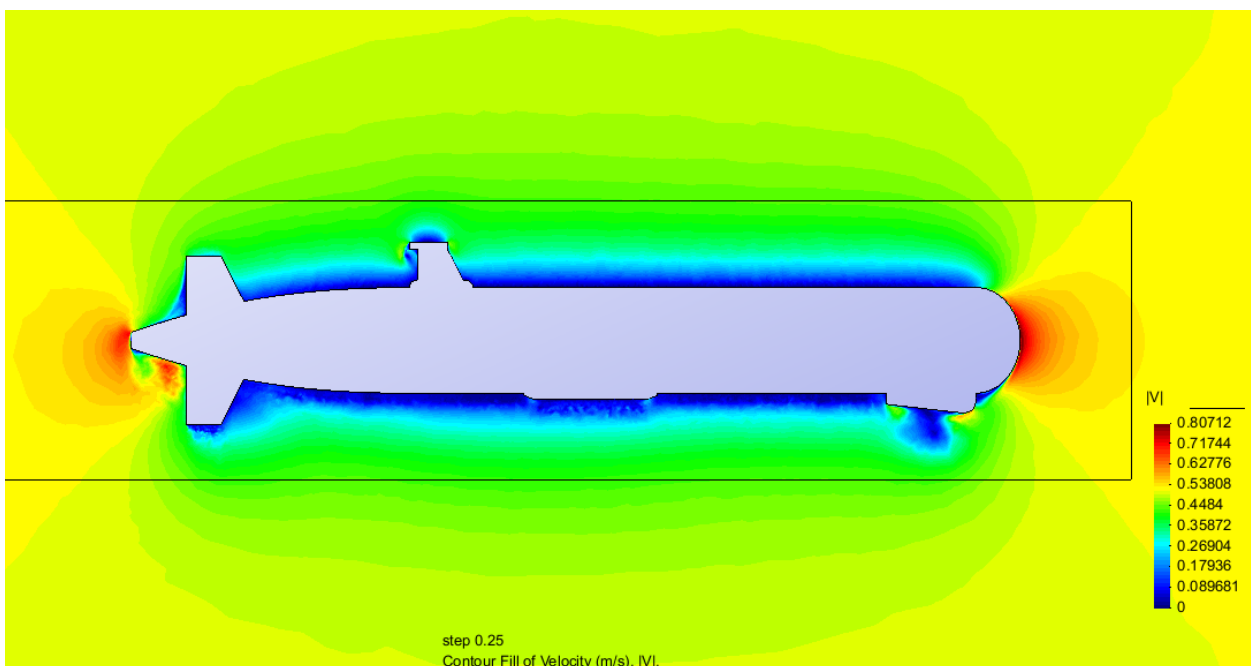


Figura 7-6: Distribución de velocidad Arrastre axial dirección Z, 1 nudo.

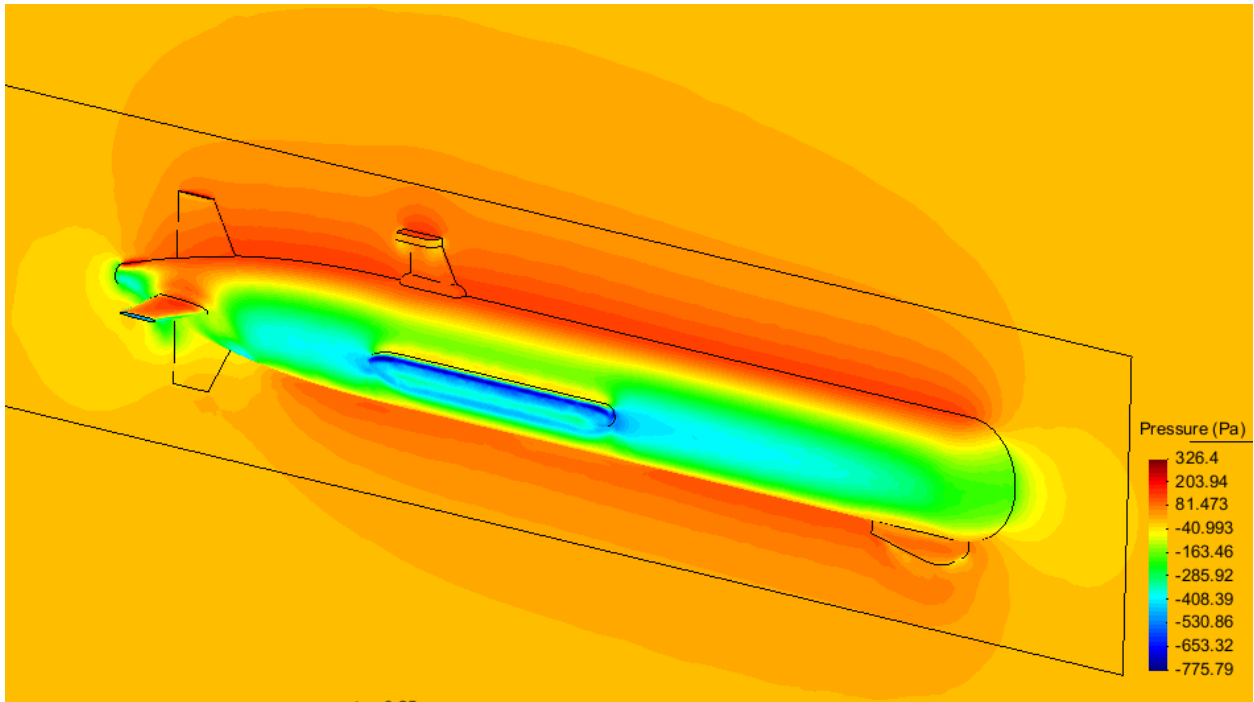


Figura 7-7: Distribución de presión Arrastre axial dirección Z, 1 nudo.

En la Tabla 7.6 se exponen los resultados para la resistencia de arrastre axial para el vehículo a varias velocidades en el eje Z, vemos como la resistencia de apéndices es bastante menor que en el caso de movimiento en el eje Y (Tabla 7.3), como cabía esperar.

Velocidad [knt]	Resistencia CFD		StripTheory [N]	Momento CFD [N]
	Vehículo completo [N]	Apéndices [N]		
0	0	0	0	0
0,5	5,530	2,086	8,666	2,431
1	25,376	7,333	34,664	9,734
1,5	64,551	16,317	77,993	24,088
2	143,727	27,676	138,654	43,579

Tabla 7.6: Resultados Resistencia de Arrastre y Momento de Cabeceo vehículo moviéndose en Z.

En la siguiente gráfica se puede ver cómo el momento de cabeceo es del orden del momento de guiñada ya que es debido mayoritariamente a las aletas.

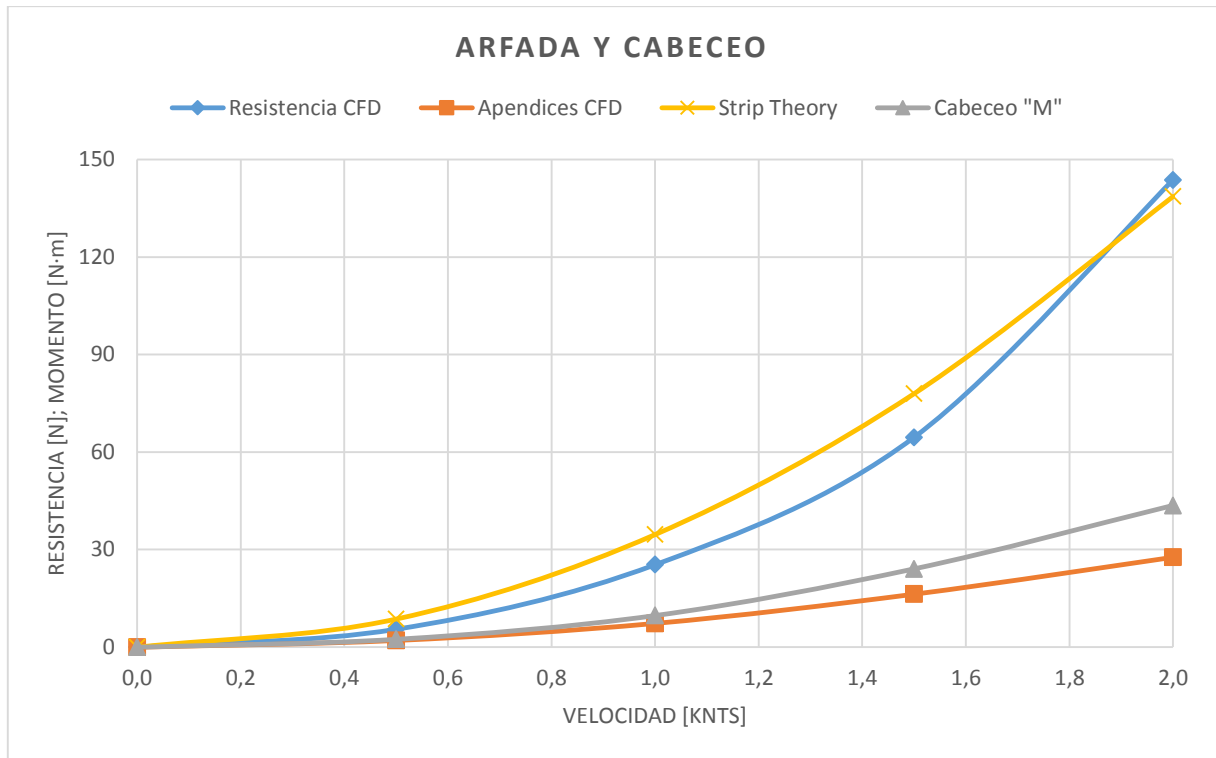


Figura 7-8: Gráfica Resistencia de Arrastre y momento de cabeceo para el vehículo moviéndose en Z.

7.2.3.2 Estimación de coeficientes CFD.

Al igual que sucede en el caso del movimiento en Y, se puede ver como la variación tanto de la resistencia como del momento se pueden aproximar a una cuadrática en función de la velocidad y despreciar los términos de primer grado. Así para cada valor de la velocidad se puede obtener su coeficiente hidrodinámico como:

$$Z_{w|w} = \frac{\sum Z_{ext}}{w|w|} \tag{7.12}$$

$$M_{w|w} = \frac{\sum M_{ext}}{w|w|} \tag{7.13}$$

En la Tabla 7.7 se observa como varía el valor de estos coeficientes en función de la velocidad, como se puede ver la variación es pequeña por lo que se escogerá el valor medio.

Velocidad	$Z_{w w}$	$M_{w w}$
[knts]	[kg/m]	[kg]
0,5	-83,600	36,749
1	-95,901	36,785
1,5	-108,423	40,459
2	-135,793	41,173
Valor Medio	-105,929	38,791

Tabla 7.7: Variación Coeficientes debidos al Arrastre Axial en Z en función de la Velocidad.

7.2.4 Movimiento de Cabeceo.

Cuando el vehículo se mueve con una velocidad angular constante de cabeceo aparece un momento de cabeceo y una fuerza en la dirección Z. Como ya se ha visto estos coeficientes se pueden calcular mediante el uso de la teoría de rebanadas según las ecuaciones (7.7) y (7.8). Como no se ha podido simular los giros del vehículo mediante CFD usando mallado dinámico debido a la falta de tiempo y la complejidad que añadirían al proyecto, considerando los centros de presiones constantes, podemos aproximar los coeficientes con las siguientes fórmulas:

$$x_{cp} = \frac{M_{ww}}{Z_{ww}} \quad (7.14)$$

$$M_{q|q|} = Z_{ww} x_{cp}^3 \quad (7.15)$$

Donde ahora la Z_{ww} se corresponde al coeficiente de flujo cruzado de arrastre axial para cada parte del vehículo, considerando las aletas, timones, apéndices y el cuerpo del vehículo por separado, M_{ww} es el coeficiente de cabeceo debido la velocidad axial en Z para cada parte del vehículo y x_{cp} representa la distancia axial desde el centro de gravedad del vehículo hasta el centro de presiones de cada una de las partes del vehículo.

Esto no es más que una aproximación y se debe comparar con los resultados obtenidos de la teoría de rebanadas y preferentemente con resultados experimentales.

7.2.5 Movimiento de Guiñada.

De forma análoga se estimaran los coeficientes para el momento de guiñada:

$$x_{cp} = \frac{N_{vv}}{Y_{vv}} \quad (7.16)$$

$$N_{r|r|} = Y_{vv} x_{cp}^3 \quad (7.17)$$

En la Tabla 7.9 se pueden observar los resultados obtenidos aplicando estas fórmulas y comparados con los obtenidos mediante la teoría de rebanadas para los coeficientes de guiñada y cabeceo. La principal diferencia en los resultados se debe a que el modelo usado para el cálculo de la teoría de rebanadas sólo tiene las aletas y timones de control y el simulado en CFD tiene también apéndices tales como los sonares y el GPS que harán que el coeficiente de amortiguamiento predicho sea mayor.

7.2.6 Movimiento de Balance.

Ya que no se ha podido ensayar el vehículo usando el mallado en sus diferentes giros debido a la falta de tiempo y a que complicaría mucho el proyecto, se puede estimar la resistencia de balance del vehículo asumiendo que al ser el cuerpo del vehículo de revolución su resistencia al balance sólo se deberá a fricción y será despreciable, y que la principal componente del balance proviene de los apéndices incluyendo las aletas y timones al oponerse al giro, así se puede aproximar para cada uno de los apéndices el momento que se open al balance como:

$$K_{Arrastre Balance} = (Y_{vvapendice} r_{mean}) r_{mean}^2 p|p| \quad (7.18)$$

Donde $Y_{v|v|ap\acute{e}ndice}$ es el coeficiente de flujo cruzado de arrastre del apéndice del vehículo, r_{mean} es la altura del apéndice medida por encima de la línea central del vehículo, esta medida se puede ver en el perfil acotado del vehículo en el Anexo I. Se obtiene la siguiente ecuación para el coeficiente de arrastre de balance:

$$K_{p|p|} = Y_{v|v|ap\acute{e}ndice} r_{mean}^3 \tag{7.19}$$

Así lo que se hará es calcular el $K_{p|p|}$ de esta manera para cada uno de los apéndices del vehículo, y se sumaran para obtener el valor total para cada una de las velocidades y se escogerá el valor medio. En la siguiente tabla podemos ver los valores obtenidos.

Velocidad	$K_{p p }$
[knts]	[kg/m]
0,5	-0,1630
1	-0,1405
1,5	-0,1370
2	-0,1286
Valor Medio	-0,1423

Tabla 7.8: Variación Coeficientes debidos al Balance en función de la Velocidad.

Del valor de este dato se poseen valores experimentales del ensayo en aguas abiertas luego el resultado obtenido por este método se comparará con ese valor.

7.2.7 Análisis de Resultados.

Para concluir esta parte del cálculo de los coeficientes hidrodinámicos, en la siguiente tabla se puede ver la comparativa entre los resultados obtenidos mediante el software CFD con los obtenidos por métodos empíricos y experimentales.

Coeficientes	CFD	Empírico	Unidades
$X_{u u }$	-3,851	-3,801	kg/m
$Y_{v v }$	-121,05	-131,00	kg/m
$Z_{u u }$	-0,34	0,00	kg/m
$Z_{w w }$	-105,93	-131,00	kg/m
K_{vv}	-0,56	0,00	Kg
$K_{p p }$	-0,14	-0,13	kg·m ² /rad ²
$M_{u u }$	0,04	0,00	Kg
$M_{w w }$	38,79	3,18	Kg
$M_{q q }$	-10,35	-9,4	kg·m ² /rad ²
$N_{v v }$	-37,89	-3,18	Kg
$N_{r r }$	-11,76	-9,4	kg·m ² /rad ²

Tabla 7.9: Comparativa coeficientes de amortiguamiento debido al movimiento axial.

Para la obtención de los coeficientes empíricos se ha considerado el vehículo con las aletas, pero sin el resto de apéndices por lo que es simétrico, por lo que observa que con el uso de CFDs obtenemos algunos coeficientes que no aparecen en el cálculo empírico, luego la única manera de comprobar el valor de estos coeficientes será mediante pruebas en el mar.

En cuanto al resto de coeficientes se puede apreciar que se ajustan bastante bien a los obtenidos por cálculos empíricos y métodos experimentales, excepto los momentos de cabeceo y guiñada debido al movimiento axial de arfada y deriva que son de un orden de magnitud mayores, esto podría deberse también a la influencia de los apéndices, para comprobar la veracidad de estas estimaciones siempre se debería recurrir a experimentos.

7.3 Fuerzas y Momentos de sustentación.

Al igual que en todos los análisis se debe comprobar la convergencia y que las distribuciones de presiones y velocidades tienen lógica, al ahora avanzar el vehículo con un cierto ángulo de ataque las distribuciones de presiones y velocidades no serán simétricas, y zonas de altas velocidades serán zonas de bajas presiones y viceversa, esto es lo que crea las fuerzas y momentos de sustentación y también genera el llamado momento de Munk. En el Capítulo 5 se explicó en detalle cómo se calculan estos coeficientes, en este capítulo se analizarán los resultados obtenidos mediante CFD y se comparan con los obtenidos aplicando la formulación de Hoerner [6].

A continuación se puede observar la distribución de velocidades y presiones alrededor del vehículo cuando este avanza con un cierto ángulo de ataque con respecto al flujo incidente. Tanto en el plano vertical, Figuras 7-9 y 7-10, como en el plano horizontal, Figuras 7-11 y 7-12. Las imágenes que se muestran a continuación son para una velocidad de avance de dos nudos y cortes por crujía del modelo.

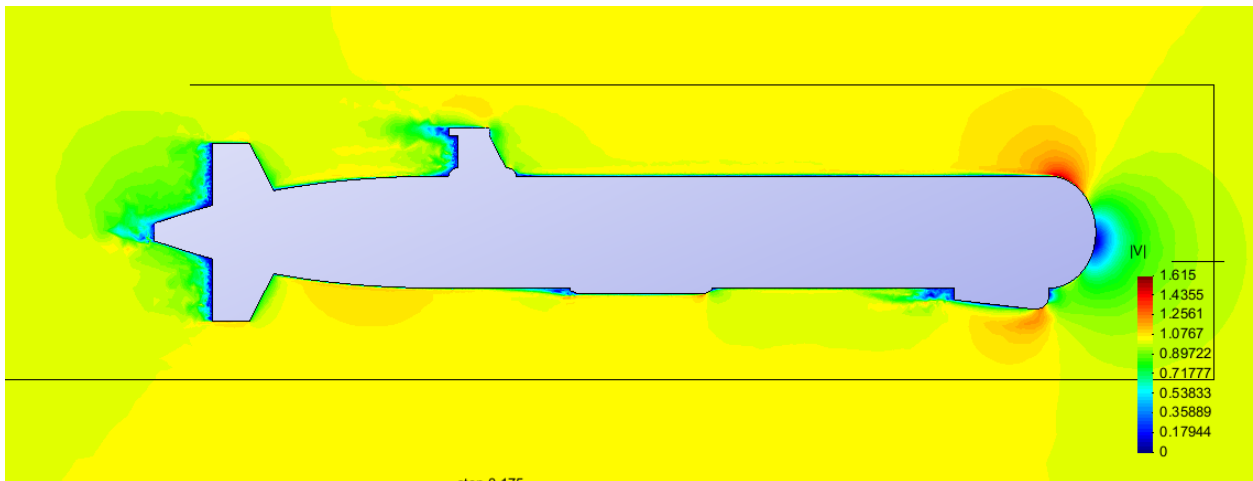


Figura 7-9: Distribución de velocidades a 2 nudos y ángulo de ataque (cabeceo) de -8°.

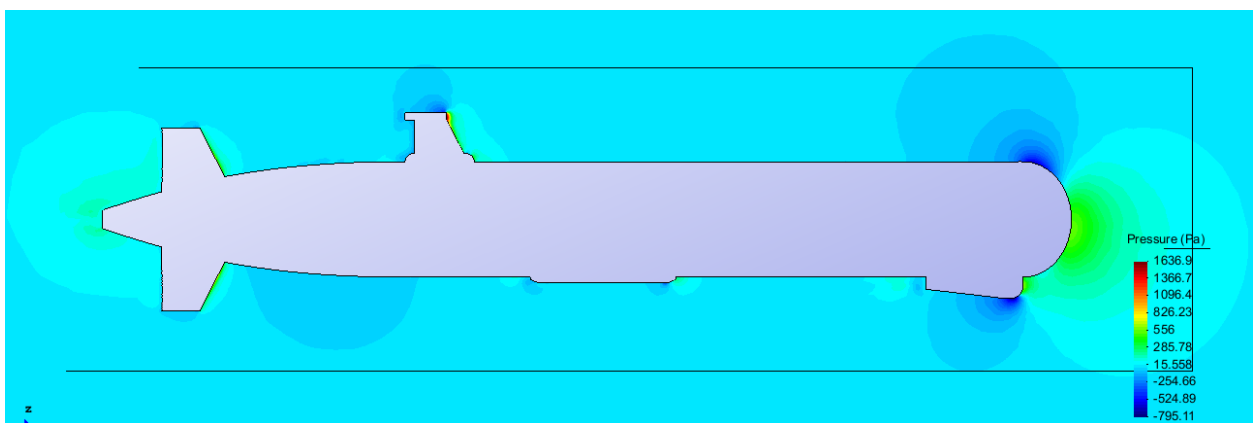


Figura 7-10: Distribución de presiones a 2 nudos y ángulo de ataque (cabeceo) de -8°.

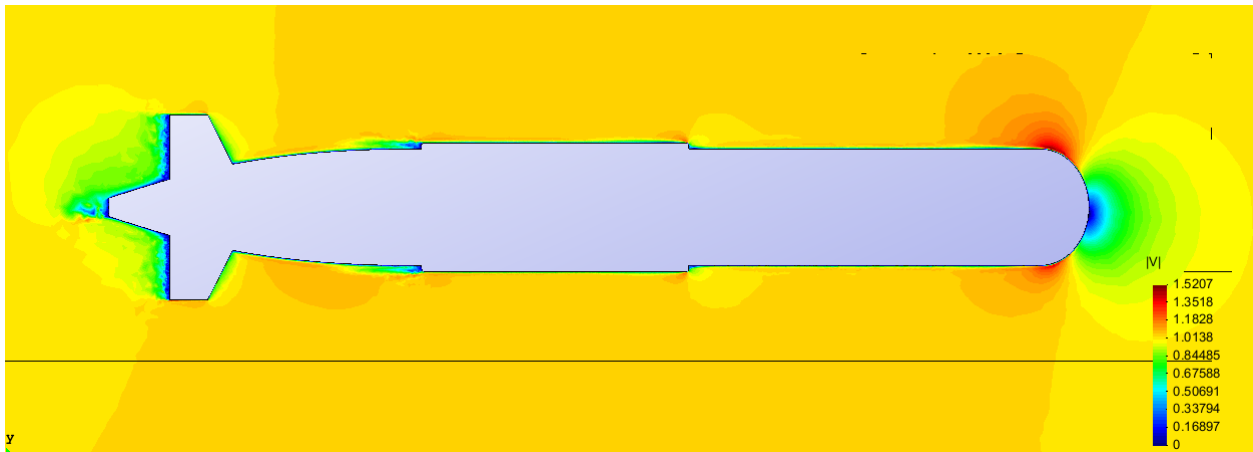


Figura 7-11: Distribución de velocidades a 2 nudos y ángulo de ataque (guiñada) de 6°.

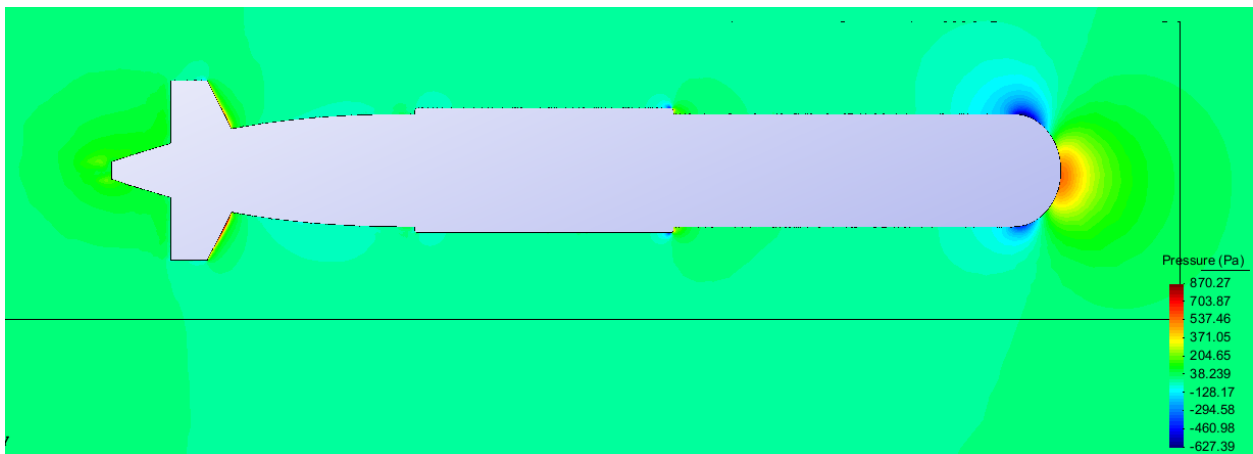


Figura 7-12: Distribución de velocidades a 2 nudos y ángulo de ataque (guiñada) de 6°.

7.3.1 Sustentación del cuerpo.

7.3.1.1 Estimación empírica de los Coeficientes.

Para determinar la sustentación del cuerpo sería preferible disponer de datos experimentales del vehículo tales como: pruebas experimentales en tanques, remolque, o mediciones del vehículo montado sobre un brazo giratorio. Como no se dispone de la infraestructura para determinarlos, ni los datos de los fabricantes se utilizarán las estimaciones realizadas por Hoerner [6] para el cálculo de la fuerza de sustentación.

Como ya se ha comentado para calcular la sustentación del cuerpo, se utilizará la formula empírica desarrollada por Hoerner [6], que establece que:

$$L_{cuerpo} = -\frac{1}{2} \rho A_p C_{yd} u^2 \tag{7.20}$$

donde ρ es la densidad del fluido circundante, A_p es el área proyectada del casco del vehículo, u es la velocidad de avance del vehículo, y C_{yd} es un coeficiente de sustentación, el cual Hoerner lo expresa como:

$$C_{yd} = C_{yd}(\beta) = \frac{dC_{yd}}{d\beta} \beta \quad (7.21)$$

Donde β es el ángulo de ataque en radianes.

Hoerner da la siguiente relación para la pendiente o inclinación de la sustentación:

$$\frac{dC_{yd}^{\circ}}{d\beta^{\circ}} = C_{yd\beta}^{\circ} = \left(\frac{l}{d}\right) C_{y\beta}^{\circ} \quad (7.22)$$

Donde l es la longitud del vehículo y d el diámetro máximo. Hoerner [6, p.13-3] afirma que para:

$$6,7 \leq \frac{l}{d} \leq 10, \quad C_{y\beta}^{\circ} = 0,003 \quad (7.23)$$

Hay que tener en cuenta que la ecuación (7.24) es necesaria para convertir los coeficientes de sustentación de la pendiente $C_{yd\beta}^{\circ}$ y $C_{y\beta}^{\circ}$ de grados a radianes, por lo tanto el coeficiente de sustentación de la pendiente expresada en radianes, viene definido de la siguiente manera:

$$C_{yd\beta} = C_{yd\beta}^{\circ} \left(\frac{180}{\pi}\right) \quad (7.24)$$

Para la estimación de los coeficientes hidrodinámicos de sustentación del cuerpo del vehículo no se consideran ninguno de los apéndices, luego por ser el cuerpo del vehículo un cuerpo de revolución el coeficiente para la sustentación en la dirección de deriva y arfada serán los mismos y se pueden expresar de la siguiente forma:

Con lo que se pueden expresar los coeficientes de las fuerzas de sustentación del vehículo como:

$$Y_{uwl} = Z_{uwl} = -\frac{1}{2} \rho A_p C_{yd\beta} \quad (7.25)$$

Donde el A_p es el área proyectada del cuerpo del modelo, en este caso un círculo de diámetro el diámetro del vehículo, que se puede obtener del modelo en un programa CAD.

Hoerner [6] estima que para un cuerpo de revolución con un cierto ángulo de ataque, la fuerza viscosa se centra en un punto entre el 60 y 70 % de la longitud total del cuerpo desde la popa de este. Sus hallazgos experimentales sugieren que el flujo pasa suavemente alrededor del extremo delantero del casco, y que la fuerza lateral solo se genera en la parte interior en la mitad delantera del casco.

A raíz de estos resultados, vamos a suponer que en sistema de coordenadas local:

$$x_{cp} = 0,65l - x_{cero} = -0,32 m \quad (7.26)$$

Donde x_{cp} es la coordenada del centro de presión

Este resultado podemos expresarlo en la siguiente ecuación del momento de sustentación:

$$M_{uwl} = -N_{uwl} = -\frac{1}{2} \rho A_p C_{yd\beta} x_{cp} \quad (7.27)$$

7.3.1.2 Estimación de los coeficientes CFD.

Ahora bien en el modelo en CFD si se consideran todos apéndices menos las aletas para el cuerpo del vehículo, por lo que las fuerzas de sustentación y por lo tanto los momentos y los coeficientes hidrodinámicos en las direcciones de arfada y de deriva serán diferentes. Por esta razón hay que analizar los resultados obtenidos con ángulos de ataque tanto el plano vertical como en el plano horizontal.

- **Ángulo de Ataque en la dirección del cabeceo.**

El vehículo no es simétrico por lo que cabe esperar que la gráfica de la variación de fuerzas y momentos no corte en el origen, sino que la sustentación sea nula para un cierto ángulo de ataque, como podemos ver en las siguientes gráficas.

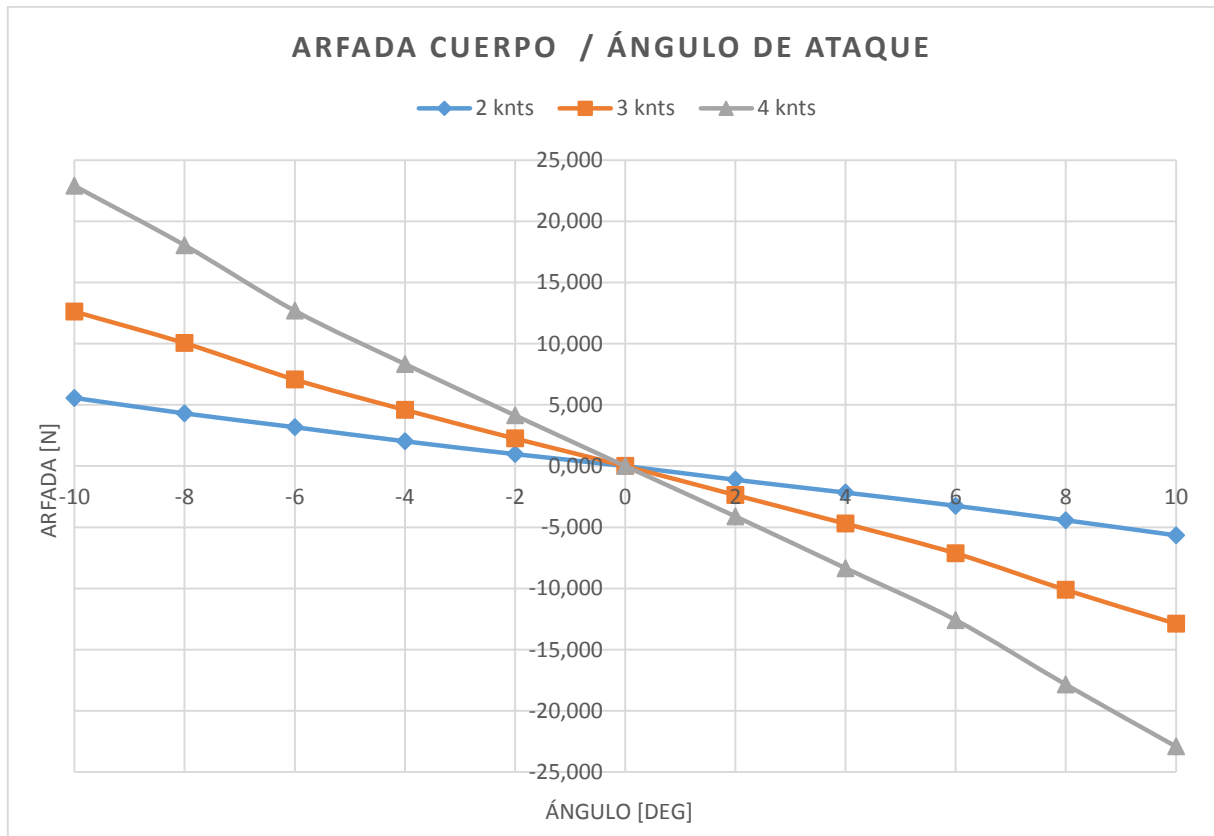


Figura 7-13: Variación de la fuerza de sustentación del cuerpo con apéndices a distintas velocidades y ángulos de ataque.

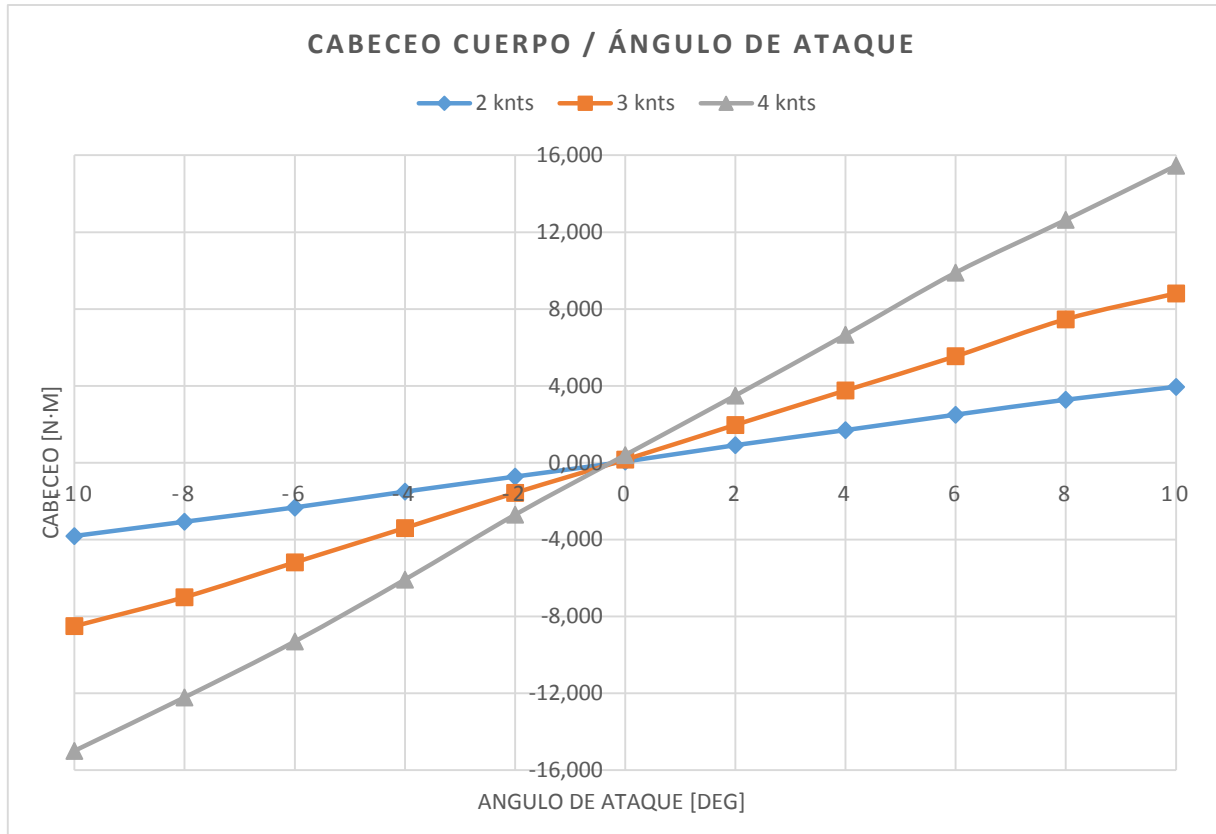


Figura 7-14: Variación del momento de sustentación del cuerpo con apéndices a distintas velocidades y ángulos de ataque.

En un cuerpo de formas hidrodinámicas para pequeños ángulos de ataque la variación del coeficiente de sustentación en función del ángulo de ataque se aproxima a una recta, y es el mismo independientemente de la velocidad, mientras que el coeficiente de arrastre en ángulos cercanos a cero permanece prácticamente constante para luego crecer en función del ángulo de ataque al cuadrado.

En la Figura 7-15 se puede observar los coeficientes de sustentación y arrastre, obtenidos con el software CFD, para diferentes velocidades y ángulos de ataque. Se aprecia como el coeficiente de sustentación varía linealmente con el ángulo de ataque y como el de arrastre lo hace con el cuadrado de este ángulo, y como los valores son prácticamente los mismos independientemente de la velocidad del modelo, cumpliéndose lo explicado anteriormente.

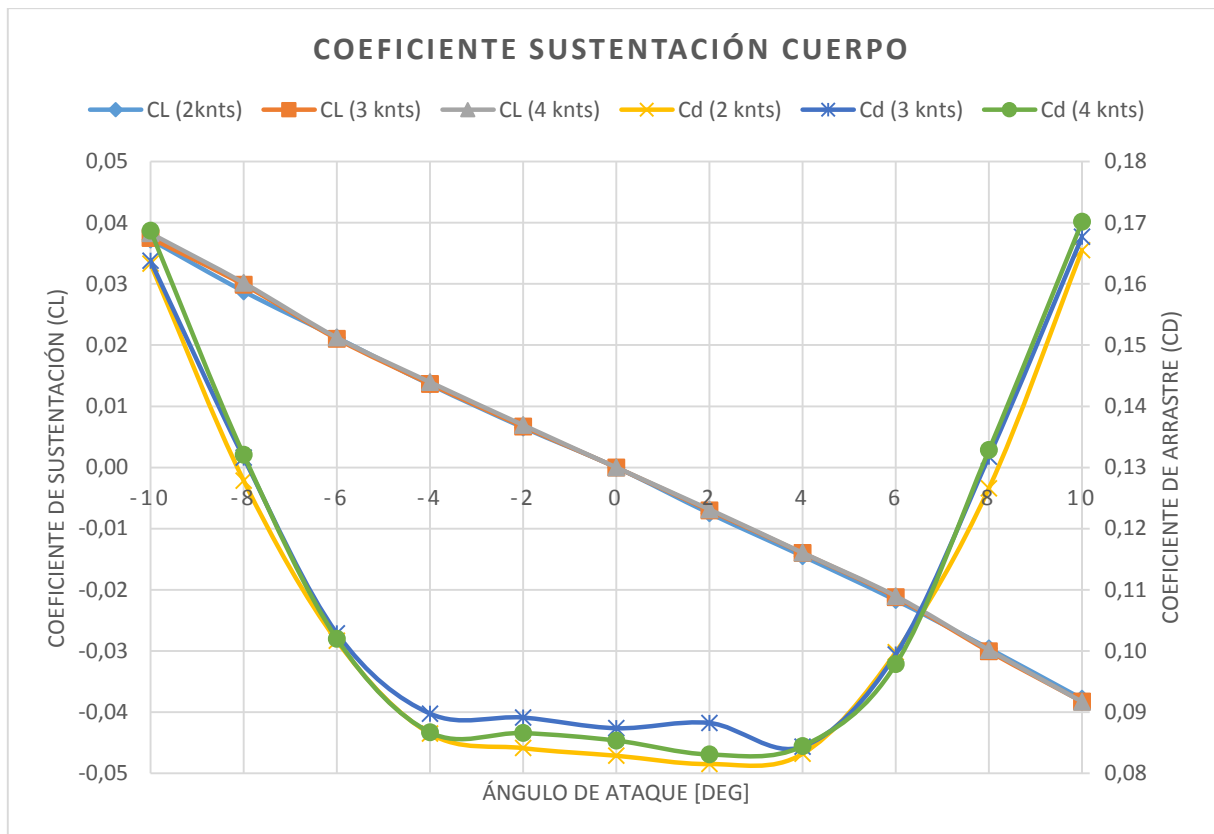


Figura 7-15: Coeficiente de sustentación y de arrastre del cuerpo con apéndices para distintas velocidades y ángulos de ataque.

Los coeficientes se obtendrán como se explicó en el Capítulo 5 y se espera que sean mayores que los estimados usando la formulación propuesta por Hoerner [6] ya que este no consideraba apéndices.

Primero se obtendrán los coeficientes que definen las fuerzas de sustentación a diferentes velocidades y ángulos de ataque, como el vehículo tiene una relación L/D elevada cabe esperar que para pequeñas variaciones de los ángulos de ataque estos coeficientes se mantengan constantes por lo que se escogerá un valor intermedio, los resultados de estos coeficientes a varias velocidades y ángulos de ataque se puede ver en la siguiente tabla.

Ángulo [Grados]	Velocidad 2 nudos			Velocidad 3 nudos			Velocidad 4 nudos		
	Z_{uwl}	M_{uwl}	M_{uwa}	Z_{uwl}	M_{uwl}	M_{uwa}	Z_{uwl}	M_{uwl}	M_{uwa}
-10	-31,10	-9,95	30,91	-31,33	-10,02	30,88	-31,96	-10,23	30,52
-8	-29,71	-9,51	30,69	-30,82	-9,86	31,38	-31,14	-9,96	30,62
-6	-28,97	-9,27	30,80	-28,68	-9,18	30,63	-28,96	-9,27	30,25
-4	-27,55	-8,82	29,99	-27,76	-8,88	30,27	-28,37	-9,08	29,65
-2	-26,45	-8,47	29,65	-27,11	-8,67	29,46	-28,07	-8,98	27,30
2	-30,40	-9,73	32,82	-28,55	-9,13	30,91	-27,85	-8,91	32,57
4	-29,49	-9,44	31,58	-28,46	-9,11	30,76	-28,38	-9,08	31,60
6	-29,63	-9,48	31,50	-28,93	-9,26	30,83	-28,71	-9,19	31,49
8	-30,56	-9,78	31,56	-31,05	-9,93	31,91	-30,81	-9,86	31,24
10	-31,59	-10,11	31,17	-31,96	-10,23	31,04	-31,99	-10,24	31,15

Tabla 7.10: Variación de los coeficientes de sustentación y momentos de Munk en función del ángulo de ataque y de la velocidad para el cuerpo con apéndices.

Más adelante se compararán los resultados obtenidos con los obtenidos mediante la formulación empírica propuesta por Hoerner [6].

- **Ángulo de Ataque en la dirección de guiñada.**

El vehículo es simétrico con respecto al plano de crujía por lo que para un ángulo de ataque nulo le corresponderá una fuerza de sustentación nula y no será necesario analizar ángulos de ataque negativos, ya que el vehículo responderá de igual modo, debido a la simetría. A continuación se pueden ver las gráficas de las fuerzas y momentos de sustentación (Figuras 7-16 y 7-17) para el cuerpo del vehículo con apéndices para diferentes velocidades y ángulos de ataque, cabe esperar que para ángulos de ataque pequeños la variación de la sustentación varíe de forma lineal.

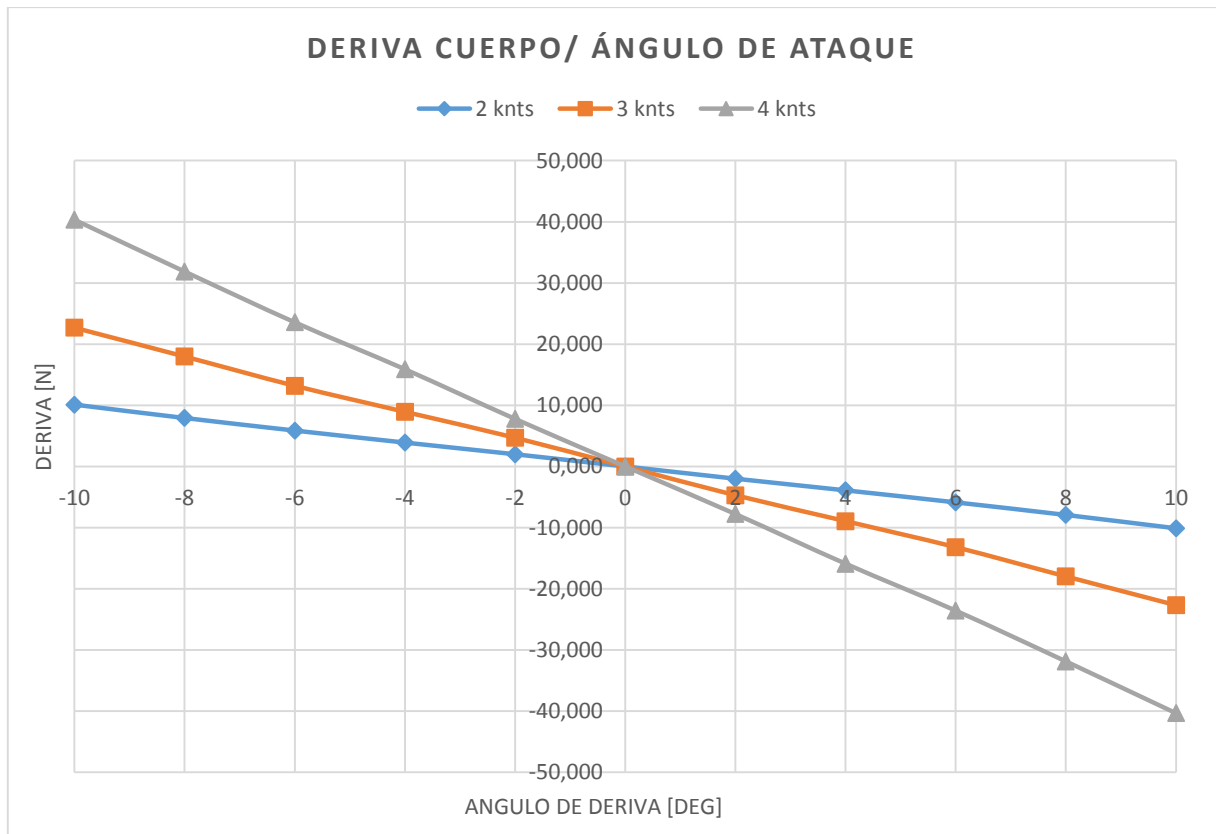


Figura 7-16: Variación de la fuerza de sustentación del cuerpo con apéndices a distintas velocidades y ángulos de ataque.

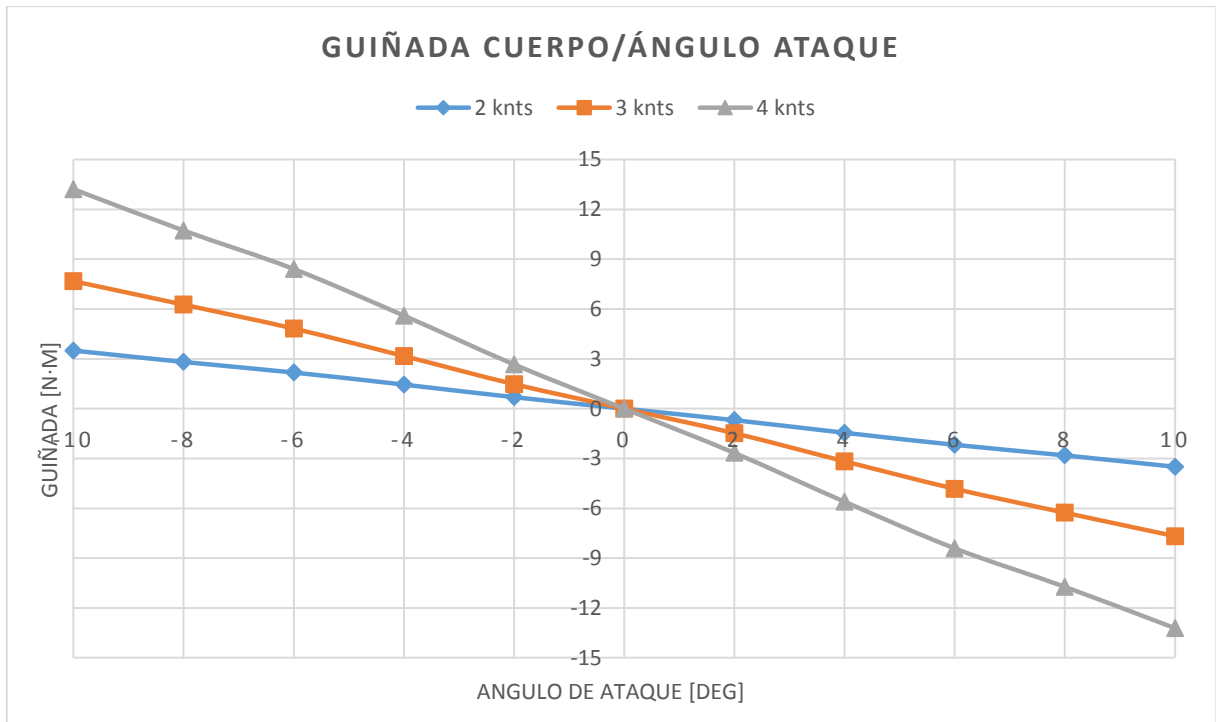


Figura 7-17: Variación del momento de sustentación del cuerpo con apéndices a distintas velocidades y ángulos de ataque.

Al igual que el giro en el cabeceo, se debe cumplir que la variación de los coeficientes de sustentación en función del ángulo de ataque se aproximen a rectas y que los coeficientes de arrastre a parábolas en función del ángulo de ataque, a continuación se observa un gráfica donde se ve esta variación.

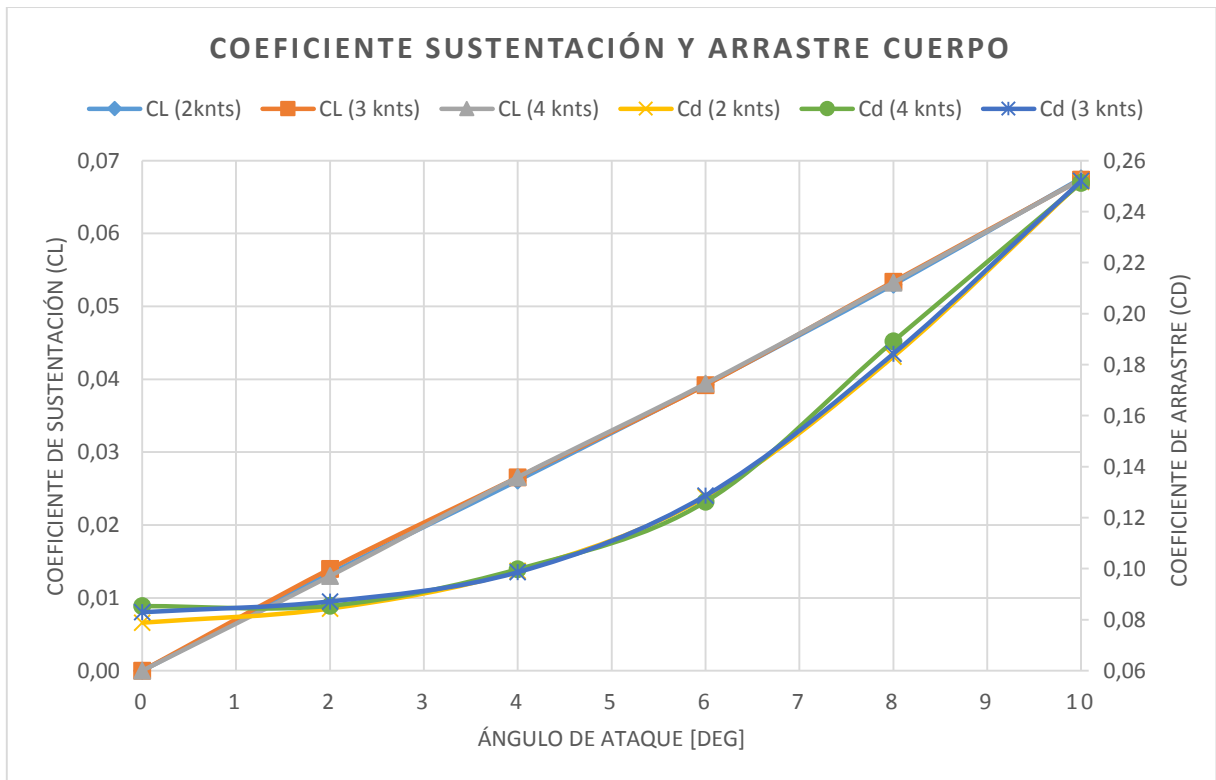


Figura 7-18: Coeficiente de sustentación y de arrastre del cuerpo con apéndices para distintas velocidades y ángulos de ataque.

Se puede apreciar que se alcanzan valores más altos de sustentación que al girar el vehículo en el plano vertical. Esto se debe a los apéndices, ya que estos están configurados para la navegación en el sentido del avance, por lo que tienen una alta relación cuerda espesor, mayor que su relación altura espesor, por lo que se convierten en perfiles que generan mucho empuje, sobre todo el GPS cuyo cuerpo central tiene forma de perfil NACA. Por lo que genera casi la misma sustentación que uno de timones traseros. Aunque el momento que produce es mucho menor debido a que está muy cercano al centro de gravedad, en cambio el sonar que produce una fuerza de sustentación bastante menor está muy alejado del centro de gravedad, por lo que genera un momento en sentido contrario que compensa el generado por el GPS. Para justificar esto en la Figura 7-19 se puede ver la sustentación producida por los apéndices.

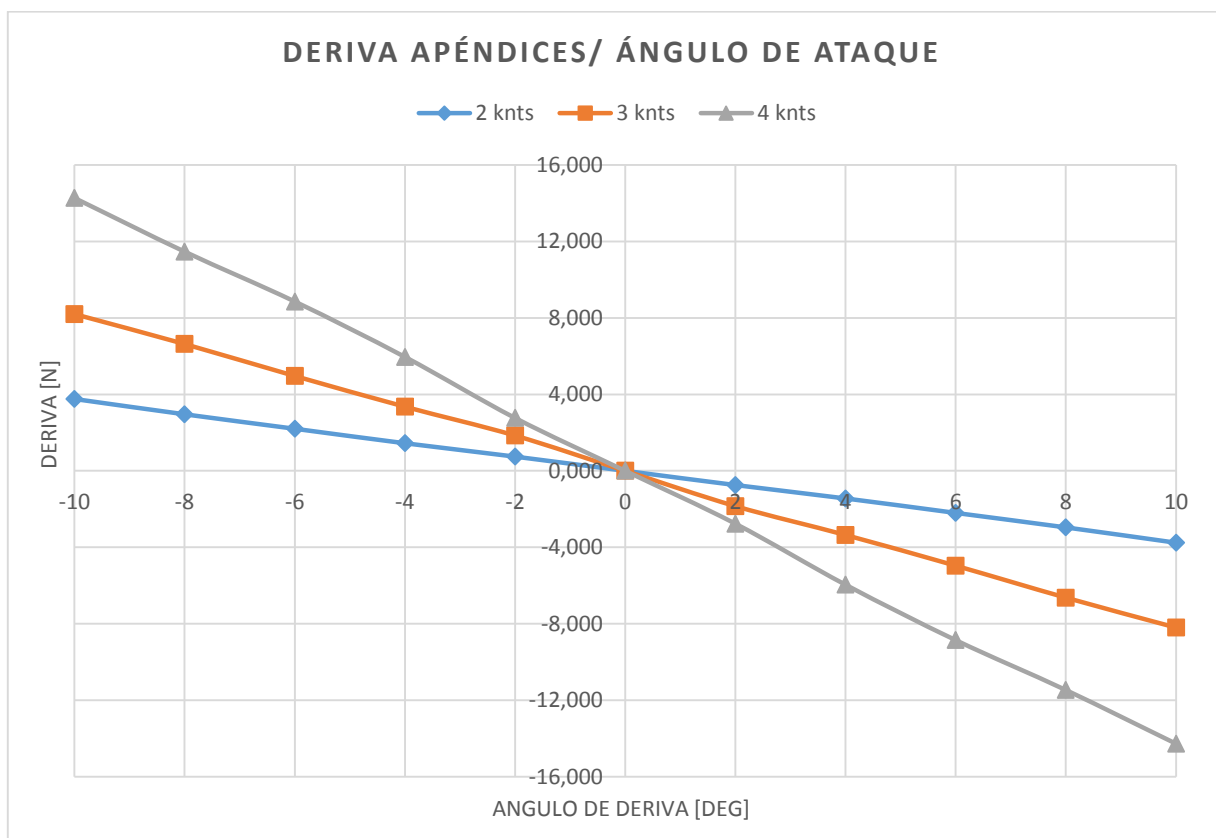


Figura 7-19: Variación de la fuerza de sustentación de los apéndices para distintas velocidades y ángulos de ataque.

En las siguientes imágenes se puede observar la distribución de presiones y velocidades sobre el sonar y sobre un corte de los timones y el GPS, se aprecia como la variación de presiones y velocidades en el timón y el GPS es bastante elevada, debido a sus formas más hidrodinámicas, todas las imágenes corresponden a una velocidad de avance de 2 nudos.



Figura 7-20: Distribución de presiones en el timón y GPS a 2 nudos y ángulo de ataque (guiñada) de 4°.

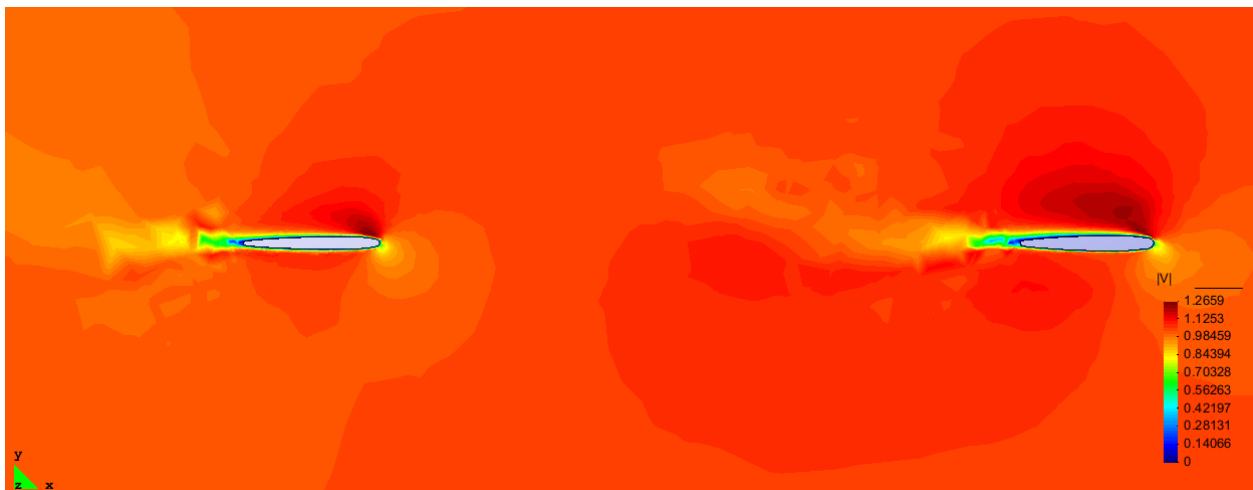


Figura 7-21: Distribución de velocidades en el timón y GPS a 2 nudos y ángulo de ataque (guiñada) de 4°.

En cambio la variación de velocidades entre ambas caras del sonar es menor.

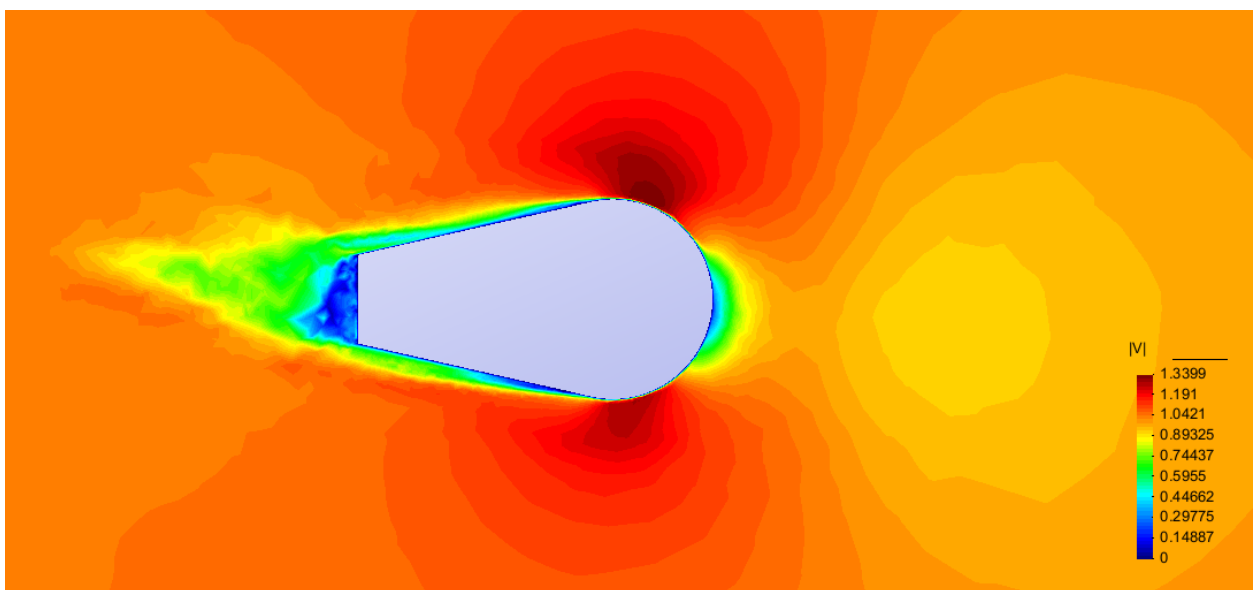


Figura 7-22: Distribución de velocidades en el sonar a 2 nudos y ángulo de ataque (guiñada) de 4°.

Cuando se calculaban los coeficientes mediante la formulación propuesta por Hoerner [6], no se consideraban los apéndices y por lo tanto se podía considerar que el centro de presiones del cuerpo cilíndrico se encuentra entre un 60-70% de la eslora del vehículo medido desde la proa de esta distancia viene expresada en la ecuación (7.26). En cambio, ahora si se consideran los apéndices por lo que cabe esperar que el centro de presiones cambie de posición, como se separaron los apéndices en diferentes capas, se puede saber el momento y la fuerza de sustentación que aporta cada apéndice del vehículo y con estos se puede obtener la posición del centro de presión total del vehículo, despejándolo de la siguiente ecuación:

$$Y_{uvGPS}x_{cpGPS} + Y_{uvsonar}x_{cpsonar} + Y_{uvcuerpo}x_{cpcuerpo} = Y_{uvl}x_{cp} \tag{7.28}$$

Donde la $x_{cpcuerpo}$ es la posición del centro de presiones del cuerpo cilíndrico que viene expresado por la ecuación (7.26) y su valor es: $x_{cpcuerpo} = -0,32 \text{ m}$ medidos desde el centro de gravedad.

Los resultados para diferentes velocidades y ángulos de ataque se puede ver en la siguiente tabla, como los resultados no varían mucho se escoge el valor medio.

Ángulo	Velocidad 2 nudos			Velocidad 3 nudos			Velocidad 4 nudos		
[Grados]	Y_{uvGPS}	$Y_{uvsonar}$	$Y_{uvcuerpo}$	Y_{uvGPS}	$Y_{uvsonar}$	$Y_{uvcuerpo}$	Y_{uvGPS}	$Y_{uvsonar}$	$Y_{uvcuerpo}$
2	-14,01	-4,52	-35,54	-15,59	-4,94	-36,07	-13,24	-3,87	-35,54
4	-13,21	-4,76	-35,05	-13,79	-4,79	-35,34	-13,81	-4,74	-35,43
6	-13,35	-4,90	-35,16	-13,50	-4,78	-35,05	-13,17	-5,21	-35,22
8	-13,71	-4,69	-36,01	-13,32	-5,09	-36,44	-13,40	-4,48	-36,82
10	-13,51	-5,21	-37,27	-13,35	-4,84	-37,66	-13,37	-4,40	-38,09

Tabla 7.11: Variación de los coeficientes de sustentación en función del ángulo de ataque y de la velocidad para los apéndices y el cuerpo del vehículo.

Se puede observar en esta tabla que el valor que habrá que comparar con el obtenido por Hoerner [6] será el $Y_{uvcuerpo}$ ya que los apéndices hacen que el Y_{uv} se incremente bastante. Así ahora se puede calcular el centro de presiones del conjunto, los resultados se expresan en la siguiente tabla.

Ángulo	Velocidad 2 nudos			Velocidad 3 nudos			Velocidad 4 nudos		
[Grados]	x_{cpGPS}	$x_{cpsonar}$	x_{cp}	x_{cpGPS}	$x_{cpsonar}$	x_{cp}	x_{cpGPS}	$x_{cpsonar}$	x_{cp}
2	-0,31	0,60	-0,24	-0,31	0,59	-0,24	-0,31	0,59	-0,25
4	-0,31	0,59	-0,24	-0,31	0,59	-0,24	-0,31	0,59	-0,24
6	-0,31	0,59	-0,23	-0,31	0,59	-0,24	-0,31	0,46	-0,24
8	-0,32	0,59	-0,24	-0,32	0,59	-0,23	-0,32	0,59	-0,24
10	-0,32	0,59	-0,23	-0,32	0,59	-0,24	-0,32	0,59	-0,25

Tabla 7.12: Variación de los centros de presiones de apéndices y del cuerpo del vehículo para diferentes velocidades y ángulos de ataque.

Como se observa en la Tabla 7.12, el centro de presiones considerando el cuerpo cilíndricos y los apéndices está más a proa que si no se consideran los apéndices, esto se debe a que el centro de presiones del GPS casi que coincide con el centro de presiones del cuerpo mientras que el centro de presiones del sonar está muy a proa.

Ahora estamos en disposición de obtener los coeficientes hidrodinámicos para esta situación como se explicó en el Capítulo 5, los resultados se pueden ver en la Tabla 7.13.

Ángulo	Velocidad 2 nudos			Velocidad 3 nudos			Velocidad 4 nudos		
[Grados]	Y_{uwl}	N_{uwl}	N_{uva}	Y_{uwl}	N_{uwl}	N_{uva}	Y_{uwl}	N_{uwl}	N_{uva}
2	-54,09	12,98	5,74	-56,62	13,59	4,19	-52,67	12,64	5,39
4	-53,09	12,74	6,89	-53,99	12,96	6,11	-54,04	12,97	5,99
6	-53,55	12,85	6,79	-53,47	12,83	6,51	-53,75	12,90	6,07
8	-54,68	13,12	5,91	-55,12	13,23	5,61	-54,97	13,19	4,96
10	-56,41	13,54	5,41	-56,26	13,50	4,97	-56,28	13,51	4,38

Tabla 7.13: Variación de los coeficientes de sustentación y momentos de Munk en función del ángulo de ataque y de la velocidad para el cuerpo con apéndices.

En la siguiente tabla podemos ver los resultados obtenidos de la media de los resultados obtenidos con CFD y los obtenidos utilizando la formulación propuesta por Hoerner [6]:

Coeficientes	CFD	Empírico	Unidades
Y_{uwl}	-54,60	-24,41	Kg/m
Z_{uwl}	-29,54	-24,41	Kg/m
M_{uwl}	-15,63	-7,81	Kg
M_{uva}	30,84	34,6	Kg
N_{uwl}	13,10	7,81	Kg
N_{uva}	5,66	34,6	Kg

Tabla 7.14: Comparativa coeficientes de sustentación y de momento de Munk del cuerpo con apéndices.

7.3.2 Sustentación de las aletas.

7.3.2.1 Estimación empírica de los Coeficientes.

Para el control de las aletas, la formula empírica de sustentación de las aletas viene dada por:

$$L_{aleta} = \frac{1}{2} \rho C_L S_{aleta} \delta_e v_e^2 \tag{7.29}$$

$$M_{aleta} = x_{aleta} L_{aleta} \tag{7.30}$$

Donde C_L es el coeficiente de sustentación de la aleta, S_{aleta} es el área de la aleta, δ_e es el ángulo efectivo de la aleta en radianes, v_e es la velocidad efectiva en la aleta, y x_{aleta} es la posición axial del centro de presiones de la aleta en la dirección axial.

Hoerner [6, p. 3-2] establece la siguiente formula empírica para la sustentación de la aleta como una función de α en radianes:

$$C_{L\alpha} = \frac{dC_L}{d\alpha} = \left[\frac{1}{2\bar{\alpha}\pi} + \frac{1}{\pi(AR_e)} \right]^{-1} \tag{7.31}$$

Donde el factor $\bar{\alpha}$ tiene un valor de 0,9 según Hoerner, y (AR_e) es el alargamiento efectivo el cual es un parámetro adimensional que mide lo esbelta que es la aleta, vamos a definir primero AR (aspect ratio):

$$AR = \frac{b_{aleta}}{c} \quad (7.32)$$

Donde b_{aleta} es la envergadura, la distancia que hay entre las puntas de la aleta, y c es la cuerda. Se define también la superficie o área de la aleta de la siguiente forma:

$$S_{aleta} = \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} c(y) dy = b\bar{c} \quad (7.33)$$

Donde $c(y)$ es la distribución de cuerdas, y \bar{c} es la cuerda media. Por lo tanto despejando de la ecuación (7.33) el valor de \bar{c} y sustituyéndolo en la ecuación (7.32), se obtiene el valor de AR como:

$$AR = \frac{b_{aleta}^2}{S_{aleta}} \quad (7.34)$$

Finalmente (AR_e) viene expresado como:

$$AR_e = 2(AR) = 2 \left(\frac{b_{aleta}^2}{S_{aleta}} \right) \quad (7.35)$$

Donde el factor 2, es debido que el vehículo contiene dos aletas, una a cada banda.

A medida que la aleta va cambiando su posición con respecto al cuerpo del vehículo, variando su ángulo de ataque, la aletas experimentará las siguientes velocidades efectivas:

$$u_{aleta} = u + z_{aleta} q - y_{aleta} r \quad (7.36)$$

$$v_{aleta} = v + x_{aleta} r - z_{aleta} p \quad (7.37)$$

$$w_{aleta} = w + y_{aleta} p - x_{aleta} q \quad (7.38)$$

Donde x_{aleta} , y_{aleta} y z_{aleta} son las coordenadas de las aletas en el sistema local del vehículo. Estas ecuaciones están formadas por la componente de la velocidad en cada eje más los términos que afectan a los distintos giros del vehículo, los cuales vienen dados por el producto vectorial de una velocidad angular y un vector de posición, en este caso:

$$\begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ p & q & r \\ x_{aleta} & y_{aleta} & z_{aleta} \end{vmatrix} = (z_{aleta} q - y_{aleta} r) \vec{i} + (x_{aleta} r - z_{aleta} p) \vec{j} + (y_{aleta} p - x_{aleta} q) \vec{k} \quad (7.39)$$

Para el caso del vehículo estudiado, no se van a tener en cuenta los términos y_{aleta} y z_{aleta} ya que son pequeños en comparación con las velocidades de translación del vehículo.

Los ángulos efectivos de la aleta δ_{se} y δ_{re} pueden ser expresados como:

$$\delta_{re} = \delta_r - \beta_{re} \quad (7.40)$$

$$\delta_{se} = \delta_s + \beta_{se} \quad (7.41)$$

Donde δ_s y δ_r son los ángulos de la aleta que hacen referencia al casco, β_{se} y β_{re} son los ángulos efectivos de ataque del plano de la aleta, como se muestra en la Figuras 4-6 y 4-7. Cuando las aletas no tienen un ángulo de giro respecto al cuerpo del vehículo el ángulo de estas es el mismo que el del vehículo.

Asumiendo que los ángulos son pequeños, estos ángulos efectivos pueden ser expresados como:

$$\beta_{re} = \frac{v_{aleta}}{u_{aleta}} \approx \frac{1}{u} (v + x_{aleta} r) \quad (7.42)$$

$$\beta_{se} = \frac{w_{aleta}}{u_{aleta}} \approx \frac{1}{u} (w - x_{aleta} q) \quad (7.43)$$

Sustituyendo las ecuaciones (7.42) y (7.43) en las ecuaciones (7.40) y (7.41), se tiene que:

$$\delta_{re} = \delta_r - \beta_{re} = \delta_r - \frac{1}{u} (v + x_{aleta} r) \quad (7.42)$$

$$\delta_{se} = \delta_s + \beta_{se} = \delta_s + \frac{1}{u} (w - x_{aleta} q) \quad (7.43)$$

Y a su vez estas ecuaciones las sustituimos en las ecuaciones (7.29) y (7.30), junto con las ecuaciones (7.36), (7.37) y (7.38) y obtenemos las ecuaciones que definen las fuerzas y momentos de sustentación de la aleta:

$$Y_r = \frac{1}{2} \rho C_{L\alpha} S_{aleta} [u^2 \delta_r - uv - x_{aleta}(ur)] \quad (7.44)$$

$$Z_s = -\frac{1}{2} \rho C_{L\alpha} S_{aleta} [u^2 \delta_s + uw - x_{aleta}(uq)] \quad (7.45)$$

$$M_s = \frac{1}{2} \rho C_{L\alpha} S_{aleta} x_{aleta} [u^2 \delta_s + uw - x_{aleta}(uq)] \quad (7.46)$$

$$N_r = \frac{1}{2} \rho C_{L\alpha} S_{aleta} x_{aleta} [u^2 \delta_r - uv - x_{aleta}(ur)] \quad (7.47)$$

Finalmente, se pueden separar de estas ecuaciones los coeficientes de sustentación y los momentos:

$$Y_{uu\delta_r} = -Y_{uvaleta} = \rho C_{L\alpha} S_{aleta} \tag{7.48}$$

$$Z_{uu\delta_s} = Z_{uwaleta} = -\rho C_{L\alpha} S_{aleta} \tag{7.49}$$

$$Y_{uraleta} = -Z_{ualeta} = -\rho C_{L\alpha} S_{aleta} x_{fin} \tag{7.50}$$

$$M_{uu\delta_s} = M_{uwaleta} = \rho C_{L\alpha} S_{aleta} x_{aleta} \tag{7.51}$$

$$N_{uu\delta_r} = -N_{uvaleta} = \rho C_{L\alpha} S_{aleta} x_{aleta} \tag{7.52}$$

$$M_{uqaleta} = N_{uraleta} = -\rho C_{L\alpha} S_{aleta} x_{aleta}^2 \tag{7.53}$$

7.3.2.2 Estimación de los coeficientes CFD.

Las cuatro aletas son iguales, luego cabe esperar que así lo sean sus coeficientes hidrodinámicos de sustentación, el primer paso para el cálculo de estos coeficientes es calcular los coeficientes de sustentación y para cada una de las velocidades y ángulos de ataque, al ser un perfil NACA 0012 se espera que para pequeños ángulos de ataque la variación de la sustentación y del momento de sustentación sean lineales en función del ángulo de ataque.

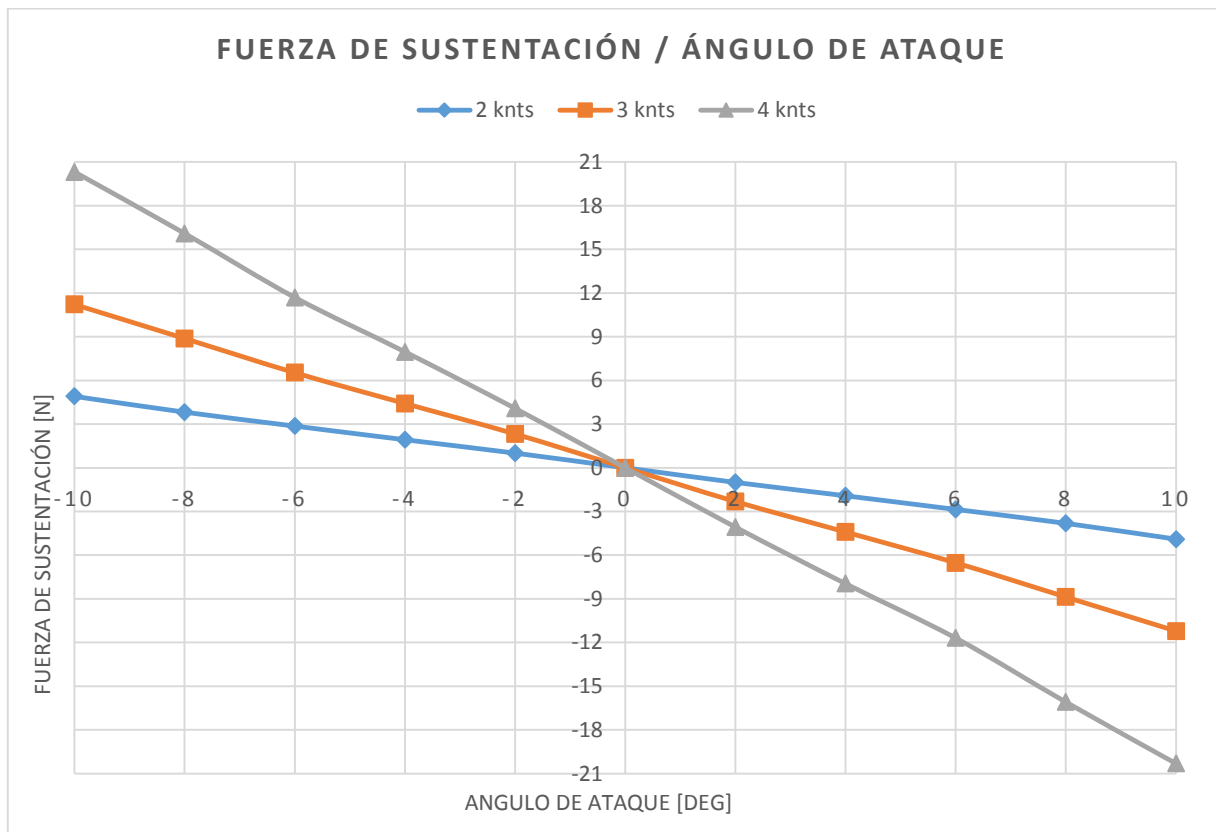


Figura 7-23: Variación de la fuerza de sustentación de timones y aletas para distintas velocidades y ángulos de ataque.

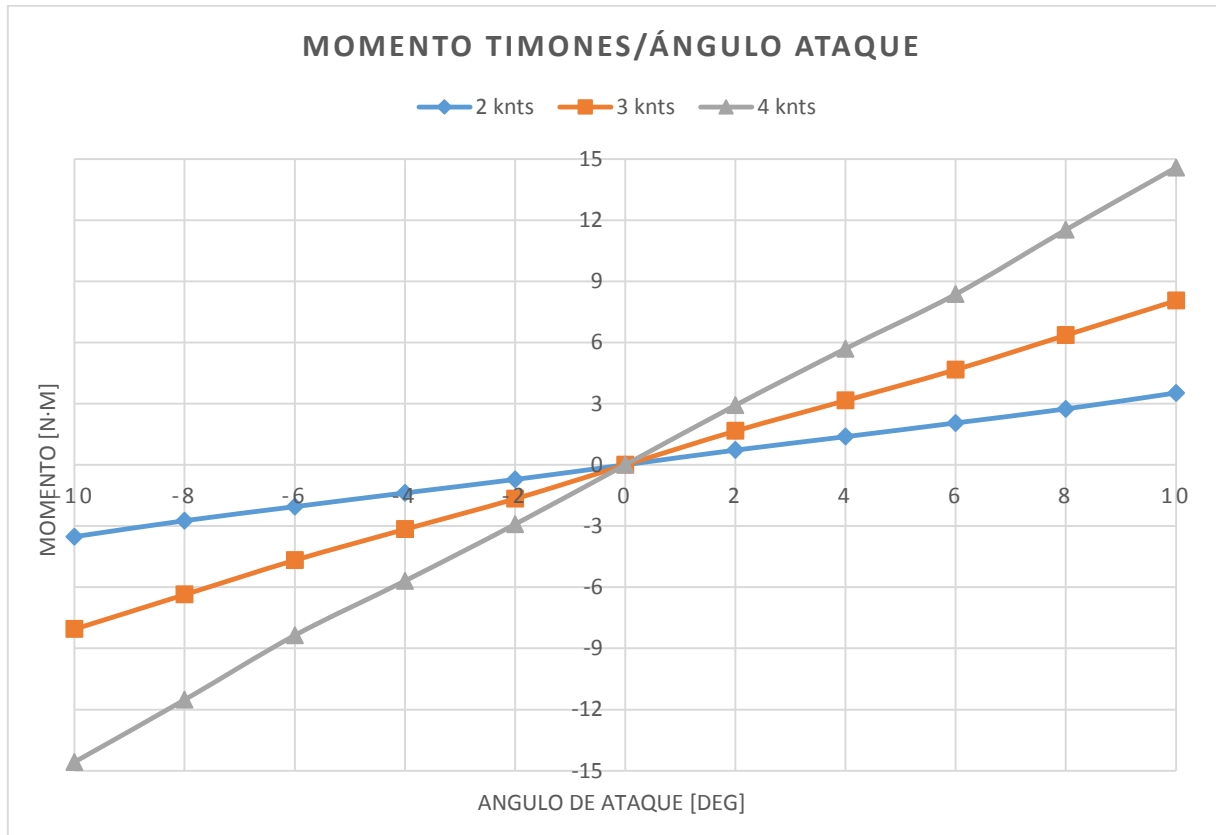


Figura 7-24: Variación del momento de sustentación de timones y aletas para distintas velocidades y ángulos de ataque.

Otra característica conocida de los perfiles NACA 0012 es que el centro de presiones para pequeños ángulo de ataque se encuentra situado cercano al 25% de la longitud de la cuerda del perfil, medido desde la proa del perfil, este 25% se representa con una línea roja en el plano acotado del vehículo que se puede ver en el Anexo I, esta distancia corresponde a -0,716 metros medidos desde el centro de gravedad del vehículo. Habrá que comprobar que esta distancia se corresponde con la obtenida por el programa, aunque la posición del centro de presiones varía en función del ángulo de ataque, se espera que esta variación sea pequeña, ya que también lo es la variación del ángulo de ataque.

También se espera que la variación de los coeficientes de sustentación en función del ángulo de ataque sea lineal y sean iguales independientemente de la velocidad, y se espera que el coeficiente de arrastre varíe de forma cuadrática con la velocidad y tenga un valor mucho menor que el coeficiente de sustentación. Se observa que esto se cumple en la Figura 7-25:

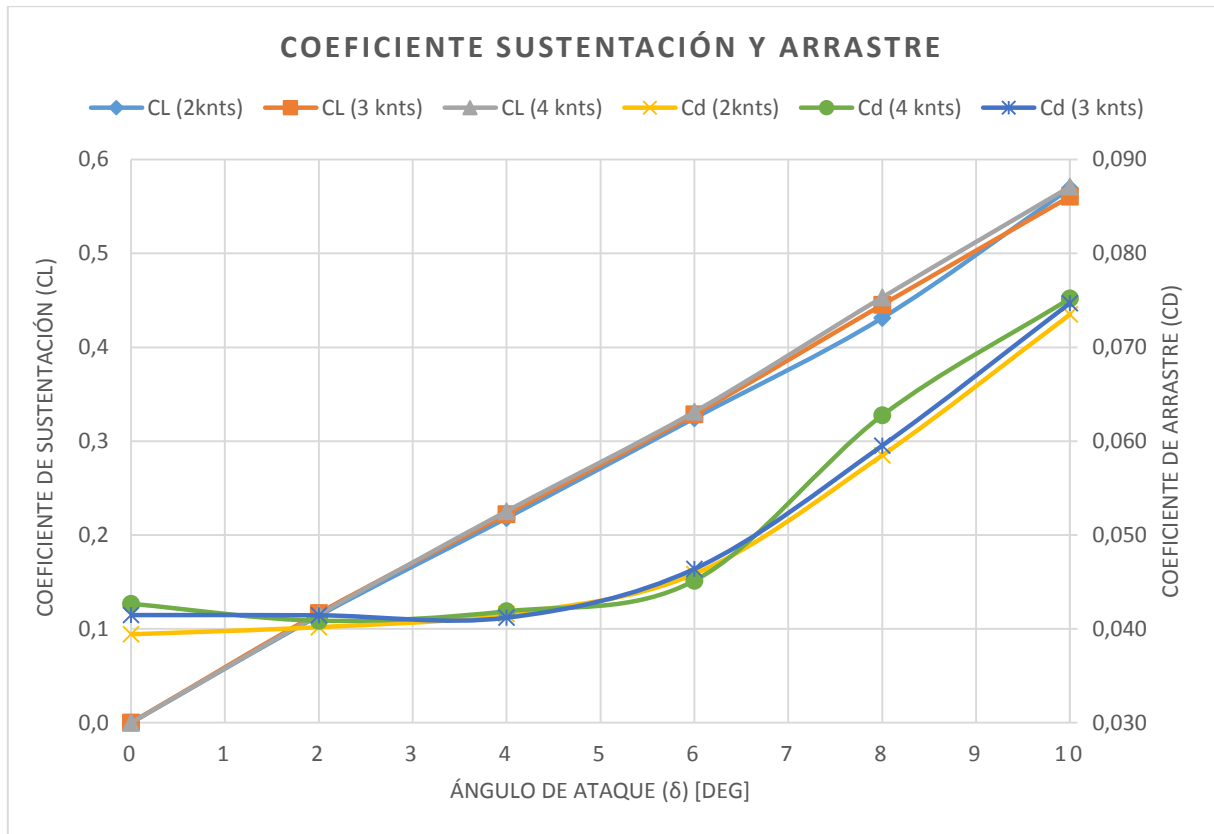


Figura 7-25: Coeficiente de sustentación y de arrastre de los timones a distintas velocidades y ángulos de ataque.

Una vez que se ha comprobado, obtendremos el $C_{L\alpha}$ que es la pendiente de las rectas de variación del coeficiente de sustentación, este valor no se utiliza para el cálculo de los coeficientes mediante CFD, pero nos sirve para compararlo con el coeficiente propuesto por Hoerner [6] o con el valor que se puede encontrar en (Theory of Wing Sections) [19] o que se podría obtener con el programa Xfoil, ya que es este el valor con el que se define la sustentación de perfiles normalmente. El valor medio de $C_{L\alpha}$ obtenido es 3,208; que es bastante similar al obtenido por Hoerner en la ecuación (7.1) que es: 3,12.

Una vez se ha comprobado el valor de $C_{L\alpha}$, se pueden estimar los valores de los coeficientes de las aletas y el centro de presiones como se expresó en las ecuaciones de la 5.28 a la 5.32, como se puede observar los resultados varían poco aunque modifiquemos el ángulo de ataque o la velocidad de avance, por lo que se escogerá un valor intermedio para el valor de los coeficientes. En la siguiente tabla se puede observar el valor de estos coeficientes para distintas velocidades y ángulos de ataque.

Ángulo [Grados]	Velocidad 2 nudos			Velocidad 3 nudos			Velocidad 4 nudos		
	Yuuδr	Nuuδr	xcpaleta	Yuuδr	Nuuδr	xcpaleta	Yuuδr	Nuuδr	Xcpaleta
2	22,22	-15,875	-0,714	22,76	-16,309	-0,716	22,47	-16,101	-0,716
4	21,25	-15,204	-0,715	21,66	-15,488	-0,715	21,96	-15,720	-0,716
6	21,08	-15,094	-0,716	21,35	-15,273	-0,715	21,52	-15,403	-0,716
8	21,02	-15,060	-0,717	21,70	-15,545	-0,716	22,08	-15,826	-0,717
10	22,19	-15,925	-0,718	21,85	-15,689	-0,718	22,26	-15,989	-0,718

Tabla 7.15: Variación del centro de presiones y coeficientes de sustentación de las aletas en función de la velocidad y el ángulo de ataque.

En la Tabla 7.16 se pueden ver los resultados obtenidos de la media de los resultados obtenidos con CFD y los obtenidos utilizando la formulación propuesta por Hoerner [6]:

Coeficientes	CFD	Empírico	Unidades
$Y_{uu\delta_r}$	21,83	21,23	Kg/m · rad
$Z_{uu\delta_s}$	-21,83	-21,23	Kg/m · rad
$M_{uu\delta_s}$	-15,63	-15,21	Kg/rad
$N_{uu\delta_r}$	-15,63	-15,21	Kg/rad
$Y_{u\text{violeta}}$	-21,83	-21,23	Kg/m
$Z_{u\text{violeta}}$	-21,83	-21,23	Kg/m
$Y_{u\text{roseta}}$	15,63	15,21	Kg/rad
$Z_{u\text{roseta}}$	-15,63	-15,21	Kg/rad
$M_{u\text{violeta}}$	-15,63	-15,21	Kg
$N_{u\text{violeta}}$	15,63	15,21	Kg
$M_{u\text{roseta}}$	-11,20	-10,99	Kg · m/rad
$N_{u\text{roseta}}$	-11,20	-10,99	Kg · m/rad

Tabla 7.16: Comparativa coeficientes de control y sustentación de los timones y aletas.

Utilizando las ecuaciones que combinan los términos podemos obtener los coeficientes de sustentación globales:

Coeficientes	CFD	Empírico	Unidades
Y_{uv}	-76,43	-45,44	Kg/m
Z_{uw}	-51,37	-45,44	Kg/m
M_{uw}	5,75	11,58	Kg
N_{uv}	-20,21	-11,58	kg

Tabla 7.17: Coeficientes de sustentación de todo el vehículo.

La diferencia en la estimación de los coeficientes de fuerzas entre CFD y la formulación empírica se deben principalmente a que en la formulación empírica no se consideran los apéndices, porque a lo largo de este capítulo se ha podido observar como la estimación de los coeficientes para aletas y el cuerpo cilíndrico sin contar los apéndices se ajustan bastante a los valores obtenidos utilizando la formulación de Hoerner [6].

Ahora bien, se aprecia una mayor diferencia entre los coeficientes para los momentos de sustentación, esto se debe también a los apéndices, pero también tienen parte culpa las suposiciones hechas para calcularlos, sobre todo en lo referente al momento de Munk, ya que una manera más correcta de aproximarlos hubiese sido mediante CFDs obtener los coeficientes de masas añadidas y a partir de estos obtener estos momentos de Munk y entonces despejar así el centro de presiones y el momento de sustentación del cuerpo con apéndices.

8 Capítulo 8.
CONCLUSIONES Y
DESARROLLOS
FUTUROS

8.1 Introducción

En este capítulo se presentan las conclusiones sobre los métodos utilizados tanto para el dimensionamiento básico como para la estimación de la resistencia al avance y de los coeficientes hidrodinámicos de vehículos autónomos submarinos. Así como las conclusiones sobre los resultados obtenidos y su comparación con los coeficientes obtenidos por otros autores mencionados en la bibliografía de referencia [1] [5] [6]. Por último se ofrece una serie de cuestiones que serían muy importantes para desarrollos futuros.

8.2 Conclusiones.

Dimensionamiento básico.

Para el desarrollo de este proyecto se ha recopilado información sobre un extenso número de vehículos que se adaptasen a las características del prototipo a diseñar por la universidad, creándose una base de datos con las características principales de los distintos vehículos, llegándose a las siguientes conclusiones:

- El mercado de este tipo de vehículos no está todavía suficiente maduro, la mayoría de los vehículos son construidos por universidades y centros de investigación de forma más independiente que en otros sectores de la construcción de vehículos marinos. Por lo que las formas y diseños distan bastante unos de otros, incluso para vehículos que van a desarrollar misiones parecidas o tienen un desplazamiento similar.
- Aun así se puede concluir que el diseño tipo torpedo es el más extendido por las ventajas que presenta, en cuanto a facilidades constructivas, posibles alargamientos y distribución de la carga y por eso es el que se ha escogido para el análisis de este proyecto.
- Como vehículo base se ha escogido el vehículo REMUS 100 es el que más se aproxima al vehículo que se quiere construir y que es del que más datos se conocen para poder realizar una comparativa en cuanto a valores de resistencia al avance y valores de los coeficientes hidrodinámicos.

Estimación de la resistencia al avance.

El proceso para la estimación de la resistencia para vehículos autónomos submarinos mediante el uso del software CFD Tdyn se ha presentado de forma general y parametrizada en función de las dimensiones y formas principales de este tipo de vehículos.

Para la estimación de la resistencia al avance y coeficientes hidrodinámicos, ha sido necesario crear un modelo en CAD del vehículo REMUS 100, usando el programa Rhinoceros®.

Primero, se ha simulado el movimiento de un modelo en 2D del vehículo sin considerar los apéndices en su dirección de avance, en el software CFD Tdyn®, en un rango de velocidades comprendidas entre 1 y 5 nudos, variando tanto la densidad del mallado como el tipo de mallado, tamaño del volumen de control, el modelo de turbulencia y el modelado de la capa límite. Obteniéndose las siguientes conclusiones:

- Mediante un mallado multi-bloque se puede conseguir la misma precisión que usando un mallado no estructurado, pero con un número de elementos menor y una zona de mallado estructurada. Por lo que se consigue un gasto computacional mucho menor y un ahorro de tiempo.

- Los modelos de turbulencia Spalart-Allmaras y K- ω SST son los que dan mejores resultados para la estimación de la resistencia al avance, en cuanto a valores numéricos y en cuanto a distribución de resistencia de presión y resistencia viscosa. Para el vehículo y rango de velocidades escogidos.
- En cuanto al tamaño del volumen de control, para poder asegurar que no habrá interferencias en el desarrollo del flujo se necesita al menos un paralelepípedo, con las siguientes dimensiones:

Distancia desde crujía a la pared lateral: 2,4 metros = 1,5 · Eslora

Distancia a proa del modelo: 3,2 metros = 2 · Eslora

Distancia a popa del modelo: 4,8 metros = 3 · Eslora del modelo

- Para el modelado de la capa límite se selecciona el modelo Y+Wall para velocidades altas y el modelo VfixWall cuando a velocidades bajas el valor de Y+ toma valores menores de 20.

A continuación, se ha simulado partiendo de las condiciones de contorno del modelo en 2D un modelo en 3D del vehículo sin apéndices, llegándose a las siguientes conclusiones:

- Los resultados obtenidos en 3D se ajustan a los obtenidos en 2D y a lo que cabría esperar en un ensayo experimental, por lo que las condiciones de contorno de un ensayo en 2D son extrapolables a un ensayo en 3D.
- El ensayo en 3D da mejores resultados que el ensayo en 2D ya que este tiene en cuenta los efectos tridimensionales del flujo. Aunque los resultados obtenidos son muy similares.

Finalmente se ha simulado para la resistencia al avance un modelo del vehículo en 3D incluyendo los apéndices. Del ensayo de este modelo se han obtenido las siguientes conclusiones:

- Cuando se trabaja con modelos que incluyen apéndices y por lo tanto una geometría compleja, el mallado en el software CFD puede ser muy complejo, es necesario simplificar al máximo la geometría dividiéndola en superficies más simples y reduciendo el número de puntos de control, pero sin perder mucho detalle para que no afecte esta simplificación demasiado a los resultados.
- Para los apéndices es necesario un modelo de capa límite tipo VfixWall debido a su reducido tamaño.
- El modelo de turbulencia K- ω SST es el que mejor resultados obtiene, prácticamente coincidiendo estos con los obtenidos mediante ensayos en canal de experiencias hidrodinámicas por Ben Allen [1].

Por lo que se puede concluir que para la estimación de la resistencia al avance los resultados obtenidos mediante software CFD pueden sustituir a los ensayos en canales de experiencias hidrodinámicas, sobre todo en las fases preliminares del diseño ya que introducir cambios geométricos en el modelo no es tan caro como en estos. Pero hay que tener en cuenta que se necesita un usuario experto y que comprenda los principios hidrodinámicos ya que como se ha visto la elección del modelo de turbulencia, el modelo de la capa límite y el análisis de los resultados precisan de un usuario experimentado.

Definición de los coeficientes hidrodinámicos.

Acerca de la formulación desarrollada, Newtoniana, de las ecuaciones del movimiento para los seis grados de libertad de vehículos submarinos no tripulados se ha presentado de forma concisa, detallada, y completamente general. Partiendo de esta formulación se obtiene la definición de cada uno de los coeficientes hidrodinámicos de este tipo de vehículos.

Estimación de los coeficientes hidrodinámicos.

Se presenta un método para obtener los coeficientes hidrodinámicos de vehículos autónomos submarinos mediante el uso de un software CFD, la explicación de este método se hace de forma clara y general, para después aplicarlo a un modelo del vehículo REMUS 100.

Para la estimación de los coeficientes hidrodinámicos mediante CFD, se ha utilizado este último modelo en 3D incluyendo los apéndices y un modelo de turbulencia K- ω SST. El modelo del vehículo analizado en este proyecto es más complejo que el analizado en la bibliografía [1] incluyendo apéndices y careciendo de la simetría con respecto al plano XY, que si tiene el modelo analizado por Prestero [1], por lo que se espera que los resultados obtenidos difieran de los encontrados en esta, además de que aparezcan nuevos coeficientes debido a la falta de simetría.

Se ha simulado el movimiento del vehículo a velocidad lineal constante en los tres ejes, obteniéndose los coeficientes de amortiguamiento hidrodinámico de arrastre axial, tanto para fuerzas como para momentos, para el rango de velocidades del vehículo. Para cada uno de los movimientos del vehículo se pueden sacar las siguientes conclusiones:

➤ Movimiento en la dirección del avance.

- Debido a que el vehículo no es simétrico aparece una fuerza y momento de sustentación, en las direcciones de arfada y cabeceo, que no se contemplan en la bibliografía [1]. Estos son pequeños pero obligan al vehículo a tener un cierto ángulo de trimado cuando navega.
- El coeficiente de arrastre axial se ajusta con bastante precisión al calculado mediante pruebas de canal.

➤ Movimiento en la dirección de deriva.

- El coeficiente de arrastre axial, para la fuerza en esta dirección es muy similar al encontrado en la bibliografía [1], calculado mediante la teoría de rebanadas.
- El coeficiente de arrastre axial, para el momento en esta dirección difiere en un orden de magnitud con el calculado mediante la teoría de rebanadas, aunque esta teoría no es muy exacta en cuanto al cálculo de este tipo de coeficientes [10].

➤ Movimiento en la dirección de arfada.

- El coeficiente de arrastre axial, tanto para la fuerza como para el momento son muy similares a los obtenidos para la deriva, siendo un poco menores en este caso, esto es debido a que los apéndices tienen una mayor área expuesta en la dirección de deriva que en la de arfada por lo que las fuerzas que actúan sobre ellos son también mayores.

Se puede concluir que el software obtiene una estimación de los coeficientes hidrodinámicos de arrastre axial para fuerzas muy similar a la bibliografía, por lo que el programa funciona bastante bien a velocidades lineales constantes en cuanto a la predicción de la magnitud de las fuerzas que actúan sobre el vehículo.

Para la estimación de los coeficientes de fuerzas y momentos cuando el vehículo gira con una velocidad angular constante, no se han podido simular en el software CFD, pero estos se pueden estimar utilizando los resultados obtenidos de los coeficientes a velocidades lineales constantes y utilizando las fórmulas de la teoría de rebanadas. De los resultados obtenidos se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- Tanto en las direcciones de balance, giñada y cabeceo los resultados se asemejan mucho a los encontrados en la tesis de Presterro [1].
- Los resultados son mayores que los encontrados en Presterro, ahora bien esto tiene sentido ya que los apéndices juegan un papel importante en el valor de estos coeficientes y el modelo analizado en el software CFD dispone de más apéndices que el modelo analizado en la bibliografía.

Se puede concluir, que partiendo de una buena estimación de los coeficientes de arrastre axial mediante CFD se puede conseguir también una buena aproximación de los coeficientes de amortiguamiento de giros a velocidad angular constante.

Para la estimación de los coeficientes de sustentación se ha simulado el vehículo avanzando en un rango de velocidades [2 - 4 nudos] y en un rango de ángulos de ataque [-10 – 10 grados], que se corresponde con los rangos medios de operación en los que suele mover el vehículo. Después de realizar esta simulación y analizar los resultados se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- Para el vehículo al completo incluyendo apéndices y debido a la geometría de los apéndices los coeficientes de sustentación y por lo tanto las fuerzas y momentos son mayores cuando el vehículo avanza con un ángulo de ataque en el plano horizontal que cuando lo hace en el plano vertical.
- Los resultados obtenidos para la fuerzas y momentos de sustentación en los timones y aletas son muy similares a los obtenidos utilizando la formulación de Hoerner [6].
- En cuanto a las fuerzas de sustentación son muy similares tanto para las aletas como para el resto del vehículo, obteniéndose valores mayores que los encontrados en la bibliografía [1], debido a que el modelo analizado en el software CFD dispone de más apéndices que el analizado en la bibliografía.
- En cuanto a los momentos de sustentación los resultados obtenidos por el software CFD también son mayores que los obtenidos utilizando la formulación propuesta por Hoerner, debido a los apéndices.
- Cuando se analizan los momentos de sustentación obtenidos por el software CFD se observa que también aparece el llamado momento de Munk, partiendo del conocimiento del centro de presiones y del momento de sustentación se puede obtener el momento de Munk, los resultados obtenidos para los momentos de Munk se alejan bastante de los obtenidos en la bibliografía, por lo que se debe intentar en un futuro estimar estos mediante

los coeficientes de masa añadida, obtenidos también mediante CFD y comparar los resultados.

Se puede concluir, que mediante el uso de un software CFD se obtienen resultados bastante aproximados para el cálculo de fuerzas y momentos de sustentación en las superficies de control del vehículo, ahora bien, si las superficies de control se tratan de perfiles NACA será más rápido y menos costoso calcular estas fuerzas y momentos partiendo de resultados tabulados disponibles en Abbott [19], de los coeficientes de arrastre y sustentación. En cambio si se trata de un nuevo de diseño se puede confiar en que el CFD nos dará una estimación bastante aproximada de sus coeficientes de arrastre y sustentación. En cuanto al resto del vehículo al aparecer el momento de Munk la estación se complica y ya no se puede confiar tanto en los resultados obtenidos por CFD, se puede alcanzar un mayor grado de confianza si una vez obtenidos las estimaciones para los coeficientes de masa añadida se estimasen los momentos de Munk y estos fuesen similares a los obtenidos en la bibliografía [1].

8.3 Desarrollos Futuros.

En este proyecto se han estimado el valor de algunos de los coeficientes hidrodinámicos para el vehículo REMUS 100 que luego servirán para controlar el vehículo cuando navega mediante el uso de una herramienta informática. Durante el desarrollo del proyecto se ha profundizado en el uso de una herramienta CFD y se ha comprobado que puede estimar el valor de algunos coeficiente de forma aproximada, este era el principal objetivo del proyecto, pero debido a la complejidad de la herramienta y el estudio previo que se necesita para su correcta utilización no se han podido desarrollar una serie de aspectos de gran interés, pero que en principio no formaban parte del desarrollo inicial del proyecto. Entre los principales se consideran los siguientes:

- Obtener los coeficientes correspondientes a la masa añadida y movimientos que precisan de la aceleración del vehículo mediante CFD y contrastar los resultados con los encontrados en la literatura, la teoría para obtener estos coeficientes se explica en el Capítulo 5 de este proyecto y estos coeficientes se pueden obtener mediante técnicas de mallado dinámico. Haciendo esto ya se tendrían todos los coeficientes hidrodinámicos del vehículo.
- Introducir el valor de estos coeficientes en un programa de control y hacer una simulación del vehículo con los resultados obtenidos mediante CFD y comparar la respuesta del vehículo con la respuesta del vehículo que se puede encontrar en la literatura [1] [13].
- Llevar a cabo un estudio de sensibilidad exhaustivo sobre la influencia de los coeficientes hidrodinámicos del vehículo en su comportamiento dinámico y analizar hasta qué punto las diferencias entre los resultados estimados mediante CFD y los estimados en la bibliografía influyen en el comportamiento del vehículo.
- Utilizar este método de obtención de coeficientes mediante CFD en otro tipo de vehículo del que se dispongan datos y comprobar si se consigue unos resultados parecidos a los que se han obtenido para el REMUS 100.
- Por último se podría utilizar este método para predecir el valor de estos coeficientes para un vehículo de nueva construcción y comparar con los resultados que se obtuviesen de los diferentes experimentos en canales de experiencia hidrodinámicas y en el mar. Esta sería la manera más fiable de saber si los resultados obtenidos mediante CFD de verdad se ajustan a la realidad.

Anexo I
TABLAS DE
PARÁMETROS.

Parámetros	Valores	Unidades	Descripción
ρ	1,03 e +003	Kg/m ³	Densidad del agua
L	1,60 e+000	M	Eslora
D	1,90 e-001	M	Diámetro del casco
A_f	2,85 e -002	m ²	Área Frontal del casco
A_p	2,76 e -001	m ²	Área Proyectada del casco (Plano xy)
S_w	8,84 e -001	m ²	Superficie Mojada del casco
∇	4,01 e -002	m ³	Volumen de Carena
W	3,92 e +002	N	Peso
B	4,03 e +002	N	Flotabilidad
C_d	2,67 e -001	-	Coef de Arrastre Axial REMUS
C_{dc}	1,10 e +000	-	Coef de Flujo Cruzado de Arrastre del Cilindro
$C_{y\delta\beta}$	1,20 e +000	-	Coef. de Sustentación (Hoerner)
x_{cp}	-3,21 e -001	-	Centro de Presión
α	3,59 e -002	-	Coef de Masa Añadida de la Elipsoide
I_{xx}	1,83 e -001	Kg · m ²	Momento de Inercia Eje X
I_{yy}	6,92 e +000	Kg · m ²	Momento de Inercia Eje Y
I_{zz}	6,94 e +000	Kg · m ²	Momento de Inercia Eje Z

Tabla I-1: Parámetros del REMUS 100.

Parámetros	Valores	Unidades	Descripción
x_t	-7,21 e -001	m	Extremo de Popa en la Sección de Trasera
x_{t2}	-2,18 e -001	m	Extremo de Proa en la Sección de Trasera
x_f	-6,85 e -001	m	Extremo de Popa en la Sección de Aleta
x_{f2}	-6,11 e -001	m	Extremo de Proa en la Sección de Aleta
x_b	4,37 e -001	m	Extremo de Popa de la Sección Delantera
x_{b2}	6,10 e -001	m	Extremo de Proa de la Sección Delantera

Tabla I-2: Límites de integración del REMUS 100.

Parámetros	Valores	Unidades	Descripción
x_{cdg}	0,00 e +000	M	Coordenada x del centro de gravedad
y_{cdg}	0,00 e +000	M	Coordenada y del centro de gravedad
z_{cdg}	1,96 e -002	M	Coordenada z del centro de gravedad

Tabla I-3: Coordenadas del centro de gravedad (c.d.g) respecto del centro de carena (c.d.c)

Parámetros	Valores	Unidades	Descripción
S_{aleta}	6,65 e -003	m ²	Área de la Aleta
b_{aleta}	8,57 e -002	m	Envergadura de la Aleta
x_{aleta}	-7,16 e -001	m	Coordenada Axial de la Aleta
α_{aleta}	1,51 e -001	m	Altura Máxima por encima de la línea de Crujía
t	6,54 e -001	-	Índice de adelgazamiento de la aleta
AR_e	2,21 e +000	-	Alargamiento Efectivo
$\bar{\alpha}$	9,00 e -001	-	Factor de Sustentación
$c_{L\alpha}$	3,12 e +000	-	Coefficiente de Sustentación de la Aleta en función del ángulo de ataque efectivo

Tabla I-4: Parámetros de las aletas del REMUS 100.

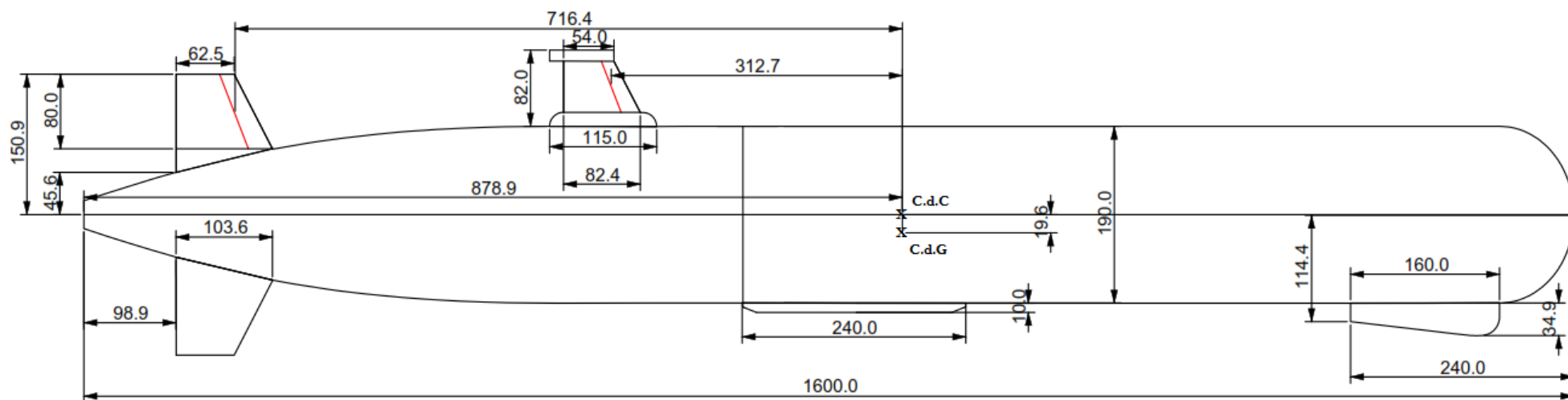


Figura I.1: Perfil acotado del REMUS 100 en el plano XZ.

Bibliografía.

- [1] Prestero Timothy. *Verification of a Six-Degree of Freedom Simulation Model for the REMUS Autonomous Underwater Vehicle*. Master's Thesis, MIT/ WHOI Joint Program in Applied Ocean Science and Engineering, 2001.
- [2] Fossen Thor I. *Guidance and Control of Ocean Vehicles*. John Wiley & Sons, New York, second edition, 1994.
- [3] Geridönmez Fatih. *Simulation of motion of an underwater vehicle*. Middle East Technical University, 2007.
- [4] Blevins Robert D. *Formulas for Natural Frequency and Model Shape*. Kreiger Publishing, Florida, 1979, pp 28-29.
- [5] Hoerner Sighard F. *Fluid Dynamic Drag*. Published by author, 1965, pp 25-26-43.
- [6] Hoerner Sighard F. and Borst Henry V. *Fluid Dynamic Lift*. Published by author, second edition, 1985, pp 30-31-99.
- [7] Compassis, Manual Tdyn, 2014. <http://www.compassis.com/compass>
- [8] Lewis E.V, editor. *Principles of Naval Architecture*. Society of Naval Architects and Marine Engineers, Jersey City, New Jersey, second edition, 1988, pp 26.
- [9] Newman J.M. *Marine Hydrodynamics*. MIT Press, Massachusetts, 1977, pp 25-27-28.
- [10] Triantafyllou Michael S. *Maneuvering and Control of Surface and Underwater Vehicles*. Lecture notes for MIT Ocean Engineering Course 13.49, 1996, pp 25-26.
- [11] Whicker L.F and Fehlner L.F. *Free-stream characteristics of a family of low-aspect ratio control surfaces*. Technical Report 933, David Taylor Model Basin, 1958. NC, pp 26.
- [12] Blidberg Richard D. *The Development of Autonomous Underwater Vehicles*. Autonomous Undersea Systems Institute, Lee New Hampshire, USA.
- [13] García García, Jorge Juan: *Desarrollo de una herramienta informática para la simulación dinámica de vehículos submarinos no tripulados*. Proyecto fin de carrera, UPCT, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Naval y Oceánica, 2013.
- [14] Hasan, S Mahdi: *Underwater Vehicles- Is the Challenge Technological, Economic, HSE, or Quality?* International UUV Symposium, Newport RI, 2000.
- [15] Curtin, T., Bellingham J., Catipovic J. y Webb, D: *Autonomous oceanographic sampling networks*. Oceanography, 6(3). 1993
- [16] Granville P.S, *Progress in Frictional Drag Reduction, Summer 1968 to Summer 1969*, Hydromechanics Lab. TN-143. Naval Ship Research and Development Center, Washintong D.C.
- [17] Granville P.S, *The prediction of transition from laminar to turbulent flow in boundary layers on bodies of revolution*, Hydrodynamics for Safety Fundamental Hydrodynamics, pp 705-731, 1974.
- [18] Carmichael, B.H, *Underwater Vehicle Drag Recuction Through Choice of Shape*, AIAA Paper 66-657, June 1966.

Bibliografía.

- [19] Abbott IH, Von Doenhoff AE. *Theory of Wing Sections, Including a Summary of Airfoil Data*. Dover Publishing, New York 1959
- [20] Robert D. Blevins. *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*. Kreiger Publishing, Florida 1979.
- [21] Especificaciones del fabricante Kongsberg, <http://www.km.kongsberg.com>
- [22] Especificaciones del REMUS 100 fabricante Kongsberg, <http://www.km.kongsberg.com>
- [23] Year 2000. Hugin bathymetry data from the Sigsbee Escarpment, GOM. Mapped with HUGIN 3000 and EM 2000 multibeam echo sounder. C&C Technology Inc.
- [24] Year 2002. HUGIN bathymetry from the Ormen Lange field. Mapped with HUGIN II and EM 3000 multibeam echo sounder. NUI AS.
- [25] Year 2066. HUGIN sea bottom SAS imagery data. Surveyed with HUGIN 1000 and the HISAS 1030 SAS sonar.
- [26] Year 2000. HUGIN sub bottom data from the Sigsbee Escarpment, GOM. Mapped with HUGIN 3000 and Edgetech FS 2200 SBP. C&C Technology Inc.
- [27] Especificaciones del sistema NASDrill USBL del fabricante Nautronix consultado en <http://www.nautronix.com>
- [28] D.C. Wilcox. *Turbulence Modeling for CFD*. La Cnada, Calif. DCW Industries, 1998.
- [29] Robert W. Button, John Kamp, Thomas B. Curtin, James Dryden. *A Survey of Missions for Unmanned Undersea Vehicles*. U.S National Defense Research Institute, 2009