

# Estudio métodos de predicción de resistencia al avance

Trabajo Final de Grado



Facultat de Nàutica de Barcelona  
Universitat Politècnica de Catalunya

Trabajo realizado por:  
**Ignacio Fabregas Claramunt**

Dirigido por:  
**Joel Jurado Granados**

Grado en Ingeniería en Sistemas y Tecnología Naval

Barcelona, Julio de 2018

Departamento de Ciencia e Ingeniería Náutica



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH

Facultat de Nàutica de Barcelona







# Resumen

El principal objetivo del presente Trabajo de Fin de Grado es de le exponer y comparar los diferentes métodos de predicción de la resistencia al avance de un buque disponibles en la actualidad.

En primer lugar, se hará un breve repaso teórico de todas las componentes de la resistencia al avance, para, a continuación, exponer en detalle los diferentes métodos de predicción de la misma.

Se ha dado un peso especial a la dinámica de fluidos computacional (CFD) como método de predicción de la resistencia al avance por su gran implementación en el sector naval en las últimas décadas. Esta herramienta, con una inversión relativamente baja, permite simular el comportamiento hidrodinámico de una embarcación en las etapas más tempranas de diseño. Esto representa una clara ventaja competitiva debido a la facilidad de optimizar las formas y los parámetros básicos de una embarcación sin tener que realizar varios ensayos de remolque, con el ahorro de recursos que ello conlleva. No obstante, el CFD está sujeto a una serie de simplificaciones que pueden llevar a un cierto error en los resultados, por lo que es recomendable verificarlos con datos reales, siempre que sea posible.

Para poder poner en práctica los diferentes métodos se ha decidido simular uno de los modelos empleado para la confección de la Delft Systematic Yacht Hull Series. Desde la Universidad de Delft de Tecnología se ha facilitado la geometría en formato IGES, así como sus resultados obtenidos en el ensayo de remolque. De esta forma, se ha podido comparar los resultados obtenidos en las simulaciones CFD con los resultados adquiridos en el canal, siendo este último el método más preciso. Asimismo, se ha contrastado con los resultados de varios métodos estadísticos.

Para finalizar, se ha realizado un breve repaso de la influencia de los parámetros geométricos adimensionales básicos de un buque sobre su resistencia. De este modo, es posible prever los efectos de los mismos sobre la resistencia de un buque, y escoger de entrada un rango determinado de estos valores en función del tipo de embarcación proyectada, optimizando así sus formas para obtener la mínima resistencia posible.

## Abstract

The main goal of this Bachelor's thesis is to expose and compare the different methods available nowadays to predict ship resistance.

In the first place, a brief theoretical review of all the components on ship resistance is going to be made, in order to expose after that the different methods of prediction.

It has been given special emphasis to computational fluid dynamics (CFD) as a method of resistance prediction due to its considerable implementation in the naval sector in the last decades. This tool, with a relatively low investment, is capable to simulate the hydrodynamic behaviour of a vessel in the early stages of design. This represents a clear competitive advantage due to the ease of optimizing the geometrical forms of the hull and its basic parameters, without having to carry out several towing tests, with the saving of resources that this entails. However, the CFD simulations are subject of a series of simplifications that can lead to a certain error in the results, so it is always advisable to verify them with authentic data, whenever this is possible.

In order to put the different methods into practice, it has been decided to simulate one of the models used to make the Delft Systematic Yacht Hull Series (DSYHS). The Delft University of Technology has provided the geometry of the model in IGES format, along with its resistance results obtained on the towing tank test. In such way, it has been possible to compare the data obtained in the CFD simulations with the results acquired in the towing tank, being this last one the most accurate method. Likewise, it has been contrasted with the results of various statistical methods.

To conclude with, a brief review of the influence of the basic dimensionless geometrical parameters of the hull of a ship on its resistance has been made. Thereby, it is possible to foresee the effects of these parameters on the resistance of a ship, being possible to choose a specific range of these values according to the type of vessel projected, optimizing in this way its hull forms to obtain the minimum possible resistance.

# Tabla de contenidos

<b>Resumen .....</b>	<b>iii</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>iv</b>
<b>Tabla de contenidos .....</b>	<b>v</b>
<b>Índice de figuras .....</b>	<b>vii</b>
<b>Índice de tablas .....</b>	<b>ix</b>
<b>Lista de abreviaciones .....</b>	<b>x</b>
<b>Capítulo 1. Introducción .....</b>	<b>1</b>
<b>Capítulo 2. Resistencia al avance .....</b>	<b>3</b>
<b>2.1. Resistencia viscosa .....</b>	<b>4</b>
2.1.1. Resistencia de fricción .....	6
2.1.2. Resistencia de presión de origen viscoso .....	8
<b>2.2. Resistencia por formación de olas .....</b>	<b>10</b>
<b>2.3. Otras componentes de la resistencia al avance .....</b>	<b>13</b>
2.3.1. Resistencia debida al aire .....	14
2.3.2. Resistencia de los apéndices .....	15
2.3.3. Resistencia debida a la rugosidad .....	16
<b>Capítulo 3. Ensayo de remolque .....</b>	<b>19</b>
<b>3.1. Metodología .....</b>	<b>19</b>
3.1.1. El modelo .....	20
3.1.2. Preparación del modelo .....	20
3.1.3. Mediciones .....	21
<b>3.2. Correlación modelo-buque .....</b>	<b>22</b>
3.2.1. Parámetros adimensionales .....	22
3.2.2. Extrapolación de los resultados .....	24
<b>Capítulo 4. Métodos estadísticos .....</b>	<b>27</b>
<b>4.1. Holtrop and Mennen .....</b>	<b>27</b>
<b>4.2. Delft Systematic Yacht Hull Series .....</b>	<b>28</b>
<b>4.3. Savitsky .....</b>	<b>29</b>
<b>Capítulo 5. Dinámica de fluidos computacional .....</b>	<b>31</b>
<b>5.1. Ecuaciones de flujo .....</b>	<b>31</b>

<b>5.2. Modelos de turbulencia</b> .....	<b>32</b>
<b>5.3. Metodología</b> .....	<b>33</b>
5.3.1. Pre-proceso .....	33
5.3.2. Cálculo .....	36
5.3.3. Post-proceso.....	37
<b>Capítulo 6. Simulación CFD</b> .....	<b>39</b>
<b>6.1. Geometría estudiada</b> .....	<b>39</b>
<b>6.2. Mallado</b> .....	<b>42</b>
<b>6.3. Condiciones de contorno y preparación del problema</b> .....	<b>47</b>
<b>6.4. Resultados</b> .....	<b>49</b>
<b>Capítulo 7. Influencia de la geometría en la resistencia al avance</b> .....	<b>57</b>
<b>7.1. Dimensiones principales</b> .....	<b>57</b>
7.1.2. Eslora .....	57
7.1.2. Manga.....	58
7.1.3. Calado.....	58
<b>7.2. Variables adimensionales</b> .....	<b>59</b>
7.2.1. Relación eslora/manga.....	59
7.2.2. Relación manga/calado .....	60
7.2.3. Coeficiente prismático .....	60
7.2.5. Coeficiente de la maestra .....	61
<b>Conclusiones</b> .....	<b>63</b>
<b>Bibliografía</b> .....	<b>64</b>



# Índice de figuras

Figura 1. Descomposición de la resistencia al avance - Fuente: (Mayor, 2009) .....	3
Figura 2. Deformación ejercida por un esfuerzo cortante en un fluido dado - Fuente: (White, 2003) .....	5
Figura 3. Velocidad en la capa límite desarrollada sobre una placa plana - Fuente: (R. Welty, y otros, 2000) .....	6
Figura 4. Perfiles de velocidad en la capa límite en regímenes laminar y turbulento - Fuente: (R. Welty, y otros, 2000) .....	7
Figura 5. Distribución de presiones y líneas de corriente de un fluido ideal (izquierda) y no ideal (derecha) - Fuente: (Mayor, 2009) .....	9
Figura 6. Perfiles de velocidades generados por la capa límite y la curvatura longitudinal de proa a popa - Fuente: (Mayor, 2009) .....	10
Figura 7. Patrón de olas de Kelvin - Fuente: (Anthony F. Molland, 2011) .....	11
Figura 8. Situación de los hombros en un buque gasero .....	12
Figura 9. Mínimos y máximos en la resistencia por formación de olas - Fuente: (Jurado Granados, 2016) .....	13
Figura 10. Representación del viento aparente - Fuente: (2018) .....	14
Figura 11. Influencia del $R_n$ en el coeficiente de fricción - Fuente: (Anthony F. Molland, 2011) .....	17
Figura 12. Densidad de la rugosidad - Fuente: (Jurado Granados, 2016) .....	17
Figura 13. Incremento de la resistencia por la rugosidad en función del tiempo - Fuente: (Anthony F. Molland, 2011) .....	18
Figura 14. Esquema del procedimiento para obtener la resistencia al avance en un ensayo de remolque - Fuente: (Anthony F. Molland, 2011) .....	19
Figura 15. Movimientos del buque - Fuente: (Chaves Varela, y otros, 2005) .....	21
Figura 16. Proceso del sistema de medición - Fuente: (ITT) .....	22
Figura 17. Extrapolación modelo-buque. Método de Froude - Fuente: (Anthony F. Molland, 2011) .....	25
Figura 18. Extrapolación modelo-buque. Método de Hughes - Fuente: (Anthony F. Molland, 2011) .....	26
Figura 19. Formas típicas de la carena de embarcaciones de desplazamiento, semi-desplazamiento y planeo - Fuente: (2018) .....	30
Figura 20. Elementos de un mallado computacional - Fuente: (Bakker) .....	34
Figura 21. Representación de una malla estructurada, no estructurada e híbrida - Fuente: (2018) .....	35

Figura 22. Disposición esquemática de la configuración del ensayo de remolque en la DSYHS - Fuente: (Michiel Katgert) .....	40
Figura 23. Plano de formas Sysser 25 - Fuente: (Michiel Katgert) .....	41
Figura 24. Dimensiones del dominio computacional escogido.....	42
Figura 25. Vista general de la malla .....	43
Figura 26. Vista en detalle del mallado en las caras de la embarcación y de las capas de inflación.....	44
Figura 27. Ángulos de ortogonalidad en el mallado de la embarcación .....	45
Figura 28. Relación de aspecto y detalles de la misma en proa y popa.....	46
Figura 29. Valores de $\gamma$ -plus en la embarcación.....	46
Figura 30. Número de Courant en la embarcación para un $F_n$ de 0.403 .....	48
Figura 31. Condiciones de contorno en el dominio .....	49
Figura 32. Convergencia de la fuerza longitudinal con un $F_n$ de 0.313 .....	50
Figura 33. Volumen ocupado por el agua y por el aire en la embarcación con un $F_n$ de 0.268 .	50
Figura 34. Volumen ocupado por el agua y por el aire en la embarcación con un $F_n$ de 0.447 .	51
Figura 35. Patrón de olas generado para un $F_n$ de 0.5 .....	51
Figura 36. Patrón de olas para un $F_n$ de 0.5 obtenido en Maxsurf Resistance.....	52
Figura 37. Resistencia al avance de los diferentes métodos de predicción de resistencia al avance estudiados en función del $F_n$ del modelo.....	53
Figura 38. Resistencia al avance de los diferentes métodos estudiados con un $F_n$ máximo de 0.447.....	54
Figura 39. Componentes de la resistencia al avance en el ensayo de remolque.....	55
Figura 40. Componentes de la resistencia al avance en la simulación CFD .....	55
Figura 41. Influencia de la relación L/B sobre la resistencia al avance .....	59
Figura 42. Influencia de la relación B/T sobre la resistencia al avance.....	60
Figura 43. Influencia del $C_p$ sobre la resistencia al avance.....	61
Figura 44. Influencia del $C_M$ sobre la resistencia al avance .....	62

# Índice de tablas

Tabla 1. Estimación de la influencia de la resistencia del aire sobre la total - Fuente: (Anthony F. Molland, 2011) .....	14
Tabla 2. Rango de aplicación recomendado para el método de Holtrop - (Bentley, 2016).....	28
Tabla 3. Rango de aplicación recomendado para el método de Delft - Fuente: (Keuning, y otros) .....	29
Tabla 4. Condiciones físicas del agua en el canal de ensayos .....	41
Tabla 5. Dimensiones principales del Sysser 25 .....	41

## Lista de abreviaciones

(1+k)	Factor de formas
$A_M$	Área de la sección maestra
B	Manga
Bwl	Manga en la línea de flotación
$C_{AA}$	Coefficiente de la resistencia añadida por el aire
CAD	Computer-Aided Design
CAM	Computer-Aided Manufacturing
$C_B$	Coefficiente de bloque
CEL	CFX Expression Language
$C_f$	Coefficiente de la resistencia por fricción de placa plana
CFD	Computational Fluid Dynamics
$C_M$	Coefficiente de la maestra
$C_P$	Coefficiente prismático
$C_r$	Coefficiente de la resistencia residual
$C_t$	Coefficiente de la resistencia total
$C_w$	Coefficiente de la resistencia por formación de olas
DNS	Direct numerical simulation
DSYHS	Delft Systematic Yacht Hull Series
$F_n$	Número de Froude
g	Aceleración de la gravedad
IGES	Initial Graphics Exchange Specification
ITTC	International Towing Tank Conference
L	Eslora
$L_b$	Eslora del buque
LCB	Posición longitudinal del centro de carena
LCF	Posición longitudinal del centro de flotación
LES	Large eddy simulation
$L_m$	Eslora del modelo
$L_{oa}$	Eslora total
$L_{wl}$	Eslora en la línea de flotación
p	Presión
$R_A$	Resistencia por la correlación entre el buque y el modelo
RANSE	Reynolds-averaged Navier-Stokes equations
$R_{APP}$	Resistencia de los apéndices
$R_B$	Resistencia adicional por el bulbo
$R_n$	Número de Reynolds
$R_r$	Resistencia residual
RSM	Reynolds stress model
$R_t$	Resistencia total
$R_{TR}$	Resistencia adicional por el espejo de popa
$R_w$	Resistencia por formación de olas
s	Superficie mojada
T	Calado

$v$	Velocidad
$V_c$	Volumen de carena
$\Delta C_{F_r}$	Coefficiente de la resistencia debida a la rugosidad
$\vartheta$	Viscosidad
$\rho$	Densidad



## Capítulo 1. Introducción

El presente Trabajo de Fin de Grado tiene como objetivo exponer los diferentes métodos de predicción de la resistencia al avance de un buque disponibles en la actualidad.

El primer capítulo consta de la descripción teórica de la resistencia al avance, así como de todos sus componentes. Los capítulos 3, 4 y 5 tratan de los métodos empleados para obtener la resistencia al avance, siendo estos el ensayo de remolque, los métodos estadísticos y la simulación por dinámica de fluidos computacional (CFD) respectivamente. Los capítulos 6 y 7 contienen la parte práctica del trabajo. El capítulo 6 consiste en la simulación por CFD de una embarcación dada, así como de la comparación de los resultados de la misma con los obtenidos en los otros métodos. El capítulo 7, por otro lado, trata de la verificación de la influencia de los parámetros geométricos básicos de una embarcación en la resistencia al avance, mediante un método sistemático.

El método en el que más se ha centrado el trabajo es en la dinámica de fluidos computacional. Se ha querido hacer una primera toma de contacto con él por el gran auge que ha tenido en las últimas décadas en el sector naval. Este método permite realizar simulaciones hidrodinámicas de embarcaciones, empleándose principalmente para obtener su resistencia al avance, su comportamiento en la mar y el comportamiento del fluido alrededor de la geometría estudiada. Esto es especialmente útil en las etapas tempranas de diseño. Con una inversión relativamente pequeña, se puede simular hidrodinámicamente la embarcación, pudiendo optimizar sus formas y obtener sus parámetros básicos. Una vez se tiene el diseño definitivo, es común verificar los resultados con el método más preciso, es decir, el ensayo de remolque, teniéndose que emplear así una única vez.

El software empleado para realizar la simulación CFD ha sido *Ansys CFX*. Se ha escogido por la posibilidad que ofrece para usarse en el ámbito académico, la precisión de sus resultados y el gran rango de aplicación que presenta, siendo uno de los más empleados para aplicaciones CFD en la industria.

La embarcación seleccionada para realizar la simulación ha sido uno de los modelos empleados para crear la Delft Systematic Yacht Hull Series (DSYHS). Esta es una serie sistemática obtenida de diferentes modelos de veleros ensayados en el canal de la Universidad de Delft de Tecnología. Dicha universidad ha facilitado los resultados adquiridos en los ensayos, así como la geometría de los diferentes modelos en formato IGES. Puesto que el método que más precisión tiene es el ensayo de remolque, se han empleado dichos datos para verificar y comparar los resultados obtenidos con los otros métodos.





## Capítulo 2. Resistencia al avance

En la fase de diseño conceptual de cualquier buque, uno de los factores más relevantes a tener presente desde el punto de vista hidrodinámico es la resistencia al avance. Una vez se obtiene su valor, es posible determinar la potencia necesaria que se debe instalar a bordo para alcanzar la velocidad de diseño. Asimismo, conociendo la resistencia en una fase inicial del proyecto, se puede tomar como referencia para optimizar las formas del casco del buque, consiguiendo reducirla y, en consecuencia, disminuir la potencia necesaria para llegar a la velocidad preestablecida, con el ahorro de costes que ello conlleva y la reducción de las emisiones contaminantes que implica.

A lo largo de los años, diversos autores han clasificado los componentes de la resistencia al avance de diferentes maneras y, a día de hoy, no hay una clasificación que se emplee de forma universal. Cada método de clasificación, basándose en diferentes parámetros mediante los cuales se dividen los componentes de la resistencia, se ha ido mejorando y adaptando a los nuevos descubrimientos. Hoy en día existen principalmente dos métodos de descomposición en uso, por el gran peso que han ganado.

El primer método, se basa en la división de las componentes de la resistencia en función de los parámetros adimensionales de los que dependen. Estos parámetros, tal y como se verá en el apartado 3.2. son únicamente dos, el número de Froude ( $F_n$ ) y el número de Reynolds ( $R_n$ ). Luego, la resistencia se divide en resistencia viscosa que depende del  $R_n$  y en resistencia por formación de olas, dependiendo del  $F_n$ . En la Figura 1 se puede ver la descomposición efectuada en detalle.

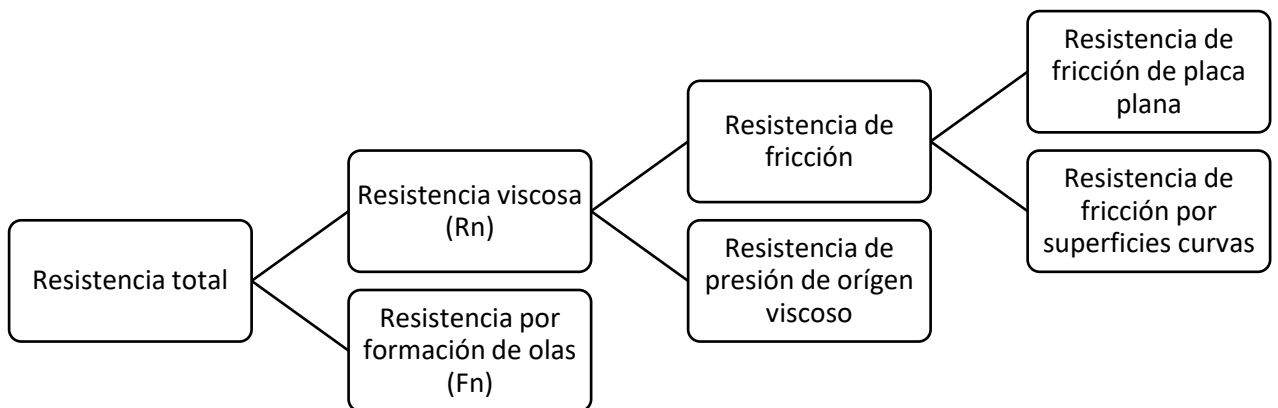


Figura 1. Descomposición de la resistencia al avance - Fuente: (Mayor, 2009)

El segundo método más empleado consiste en dividir la resistencia en función de la dirección de las fuerzas que actúan sobre el casco de la embarcación, pudiendo ser tangenciales o normales a la superficie. Las fuerzas tangenciales son las que se producen con la resistencia de fricción, mientras que las normales generan la resistencia de presión. En esta descomposición se debe tener presente que hay un componente, concretamente la resistencia de presión de origen viscoso, que se debe a fuerzas normales a la superficie, pero su origen es viscoso, es decir, en primera instancia se genera debido a fuerzas normales.

Dado que lo expuesto puede llevar a cierta confusión, se ha considerado más claro el primer método de descomposición de la resistencia y, por lo tanto, es el que se empleará de ahora en adelante.

Cabe decir, que la descomposición mostrada en la Figura 1 se basa únicamente en un caso ideal, y como tal, solo aparecen los componentes de la resistencia que aparecerían en un casco sin apéndices, sin rugosidad, navegando en aguas tranquilas y sin el efecto del viento aparente. Pero la realidad es distinta, y esta es que existen otros componentes de la resistencia que, a priori, no se consideran tan importantes y no se han estudiado tan en profundidad como hasta los ahora mencionados, pero que definitivamente se deben tener presentes para obtener unos resultados fidedignos con la realidad. Estos componentes adicionales son la resistencia de los apéndices, la resistencia del aire, la resistencia por la rugosidad del casco, entre otros.

El orden de magnitud de los diferentes componentes, variará enormemente en función del tipo de embarcación que se trate y su condición de navegación, siendo las que difieren más del resto aquellas que navegan en condición de planeo.

A lo largo del presente capítulo se explicarán brevemente cada una de las componentes de la resistencia al avance.

## 2.1. Resistencia viscosa

La resistencia viscosa depende enteramente del número de Reynolds. En este punto se debe recordar que este es un número adimensional que permite representar el comportamiento de un fluido, pudiendo ser laminar o turbulento. En régimen laminar, el fluido actúa como si estuviera formado por laminas paralelas separadas entre sí por una pequeña distancia uniforme y en las que únicamente actúa un esfuerzo cortante determinado. Por otro lado, en régimen turbulento se pierde la estabilidad existente en el flujo laminar y se forman pequeños torbellinos, en este caso, las partículas del fluido se mueven de forma caótica sin ningún orden aparente. La expresión del número de Reynolds es la siguiente.

$$R_n = \frac{vL}{\vartheta} \quad (1)$$

Teniendo esto presente, se puede observar que la resistencia viscosa depende de la viscosidad del fluido, así como de la velocidad y la eslora de la embarcación. Si esta navegara por un fluido no viscoso (caso del fluido ideal), no experimentaría ningún tipo de resistencia viscosa, viéndose afectada únicamente resistencia por formación de olas, resultando en una resistencia total mucho más reducida.

La viscosidad es una propiedad física inherente de todo fluido no ideal, lo que se entiende, a rasgos generales, como todo fluido que es viscoso y/o compresible. De forma genérica, se puede definir como la medida cuantitativa de la resistencia de un fluido a fluir. Es decir, la velocidad con la cual se deforma un fluido cuando se le aplica un esfuerzo cortante determinado, fenómeno, representado en la Figura 2.

A pesar de que la viscosidad es una propiedad específica de cada fluido, puede variar en función de la temperatura, siendo inversamente proporcional a esta, es decir, a mayor temperatura menor viscosidad y viceversa. Es por eso, que a la hora de realizar ensayos en canal y extrapolar resultados de los mismos, se deberá tener muy presente la temperatura a la cual se hacen, ya

que esta puede hacer variar la viscosidad y consecuentemente los resultados de la resistencia viscosa.

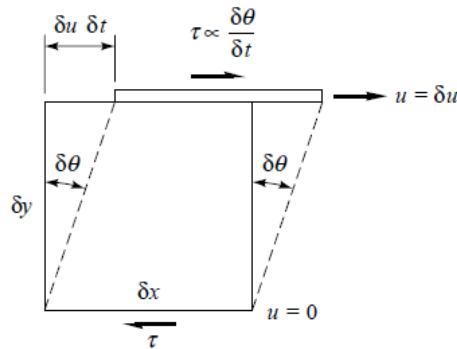


Figura 2. Deformación ejercida por un esfuerzo cortante en un fluido dado - Fuente: (White, 2003)

Un fenómeno que se da en cualquier fluido ideal, como consecuencia de su viscosidad, es la aparición de la capa límite. Es importante tener presente este fenómeno al estudiar la resistencia viscosa pues tiene una gran relevancia en la misma. Consiste en la variación que se da en la velocidad de un fluido no ideal respecto a un sólido en movimiento. En el punto de contacto más cercano con el sólido, el fluido tiene una velocidad nula, incrementándose exponencialmente a medida que se aleja del sólido hasta llegar a la velocidad original, es decir, la que tendría sin la influencia de ningún cuerpo. En la Figura 3 se puede observar el comportamiento descrito en una placa plana, el caso estudiado más simple.

La capa límite depende del número de Reynolds, es decir de la velocidad, la longitud del objeto y en mayor medida de la viscosidad. Por ese motivo se puede presentar en los diferentes regímenes que puede tener un fluido, laminar o turbulento. Asimismo, si se tiene en cuenta los parámetros de los que depende, se puede apreciar que lo más común es que la capa límite se de en un mismo objeto en régimen laminar al principio, y a medida que incrementa la longitud del sólido y/o la velocidad del fluido pase a régimen turbulento, pasando previamente por una zona de transición.

Los valores del  $R_n$  a los que se producen los cambios de régimen dependen en gran medida de la geometría, pero para el ejemplo más sencillo, una placa plana, se ha comprobado que el régimen laminar se produce con  $R_n$  inferiores a  $2 \cdot 10^5$ , el régimen de transición con  $R_n$  entre  $2 \cdot 10^5$  y  $3 \cdot 10^6$  y el régimen turbulento con  $R_n$  superiores a  $3 \cdot 10^6$  (R. Welty, y otros, 2000). En la Figura 3, se puede observar el cambio del régimen del fluido al pasar sobre una placa plana. Cuando el fluido actúa en régimen laminar el espesor de la capa límite disminuye, así como el rozamiento generado, por lo que a priori puede parecer que lo ideal es trabajar siempre bajo régimen laminar. No obstante, en este tipo de régimen, la adherencia que tiene el fluido sobre la superficie es muy baja, es por este motivo, y contrariamente a lo que pueda parecer, que en muchas aplicaciones interesa que el fluido trabaje en régimen turbulento. Principalmente, lo que se consigue es evitar o retrasar la separación de la capa límite, fenómeno que se verá en el apartado 2.1.2.. Así pues, en función de la aplicación estudiada puede interesar más trabajar con flujo laminar o turbulento. El comportamiento del fluido se puede variar, hasta cierto punto, mediante la geometría del sólido por el que pasa y en ocasiones mediante elementos externos implementados para este mismo propósito.

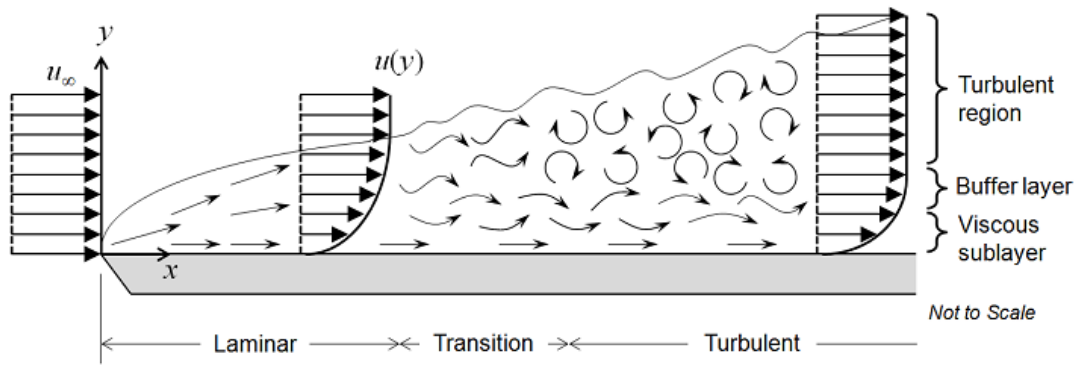


Figura 3. Velocidad en la capa límite desarrollada sobre una placa plana - Fuente: (R. Welty, y otros, 2000)

### 2.1.1. Resistencia de fricción

#### 2.1.1.1. Resistencia de fricción de placa plana

El primer paso en el estudio del efecto de la fricción en un buque se dio a través de simulaciones en diferentes canales de ensayo. Para ello se empleó la geometría más simple posible que a la vez guardara cierta semejanza con un buque, es decir, una placa plana. En dichos ensayos, se observó el efecto de la capa límite descrito en el apartado anterior, que contribuye a la resistencia de fricción.

Existen métodos teórico-experimentales, basados en consideraciones teóricas (resolución de ecuaciones diferenciales), pero con determinados aspectos obtenidos de forma experimental, que permiten estimar el espesor de la capa límite y, en consecuencia, aproximar los efectos que tendrá en la resistencia al avance.

Como en otros aspectos, se debe diferenciar entre los regímenes de flujo laminar y turbulento, dado a las marcadas diferencias de su comportamiento. En la Figura 4 se muestra el diferente efecto que presentan el régimen laminar y turbulento sobre la capa límite para un mismo número de Reynolds. En el eje  $y$  se representa la distancia normal a la placa sobre el espesor de la capa límite, y en el eje  $x$  la velocidad de la capa límite sobre la velocidad del fluido en el exterior de la misma. Se puede observar que el flujo laminar tiene un comportamiento más exponencial, en el que a medida que se aumenta la distancia a la placa plana, la velocidad va incrementando progresivamente hasta llegar a la velocidad del exterior del flujo. Por otro lado, en el flujo turbulento la velocidad crece más rápidamente encontrándose a poca distancia de la placa plana para, a continuación, crecer abruptamente hasta llegar a la velocidad original del fluido, necesitando para ello una mayor distancia que el flujo laminar.

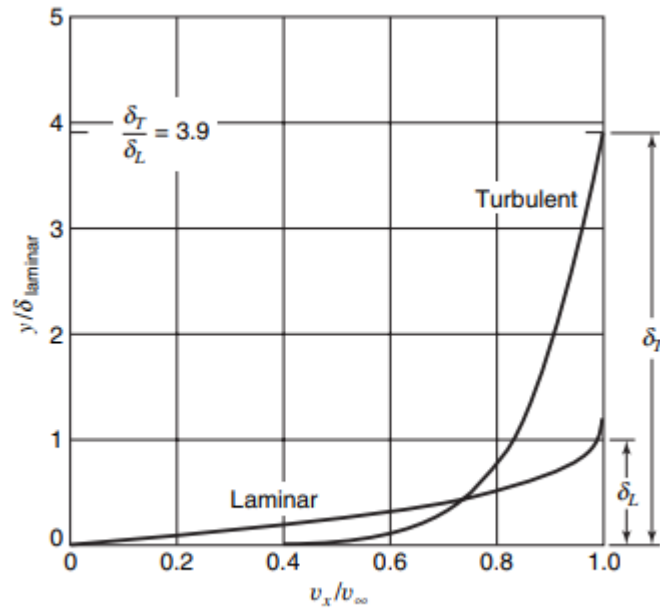


Figura 4. Perfiles de velocidad en la capa límite en regímenes laminar y turbulento - Fuente: (R. Welty, y otros, 2000)

Las expresiones halladas empleando el método teórico experimental se muestran a continuación, y ambas describen la dependencia del espesor de la capa límite con el  $Rn$ .

$$\delta_{\text{laminar}} = \frac{\lambda}{\sqrt{Rn_x}} x \quad (2)$$

$$\delta_{\text{turbulento}} = \frac{0.37}{Rn_x^{1/5}} x \quad (3)$$

Siendo,  $\lambda$  una constante,  $x$  la distancia al borde entrada y  $Rn_x$  el número de Reynolds local.

Por otro lado, desde un punto de vista experimental, a partir de una serie de ensayos realizados en canales, empleando diversas dimensiones de placas planas y ensayándolas a distintos  $Rn$ , se obtuvieron expresiones que describían los resultados obtenidos. Para efectuar dichos ensayos, se debía asegurar que la placa plana estuviera completamente sumergida, para medir de esta forma únicamente la resistencia de fricción y no la resistencia por formación de olas. Asimismo, se debía prestar especial atención a restar de la resistencia total la inevitable resistencia por formación de olas añadida generada por el carro de remolque.

Las expresiones obtenidas a partir de los diversos ensayos se denominaron líneas de fricción. Debido a la gran cantidad de ensayos que se efectuaron en diferentes canales, en cada uno de ellos se empleaban distintas líneas de fricción en función de sus propios resultados. Estos resultados en ocasiones distaban entre sí, sobre todo a partir de  $Rn$  del orden de  $10^6$ , produciendo alteraciones en los resultados para un mismo modelo en función del canal de ensayo donde se realizara el ensayo. Para remediar esta discrepancia de resultados, en los años 50 se realizó una conferencia de la ITTC, donde se llegó a la conclusión de la necesidad de unificar las diferentes líneas de fricción en uso de forma que se empleara únicamente una de forma

universal. Para ello, se combinó las dos líneas de fricción más aceptadas de la época, la de Hughes y la de Schonherr, resultando en la línea de fricción llamada ITTC-57, siendo la más empleada hasta día de hoy. Su expresión es la que sigue.

$$C_F = \frac{0,075}{(\log_{10} R_n - 2)^2} \quad (4)$$

Cabe decir que dicha línea de fricción es aplicable únicamente para flujo turbulento, siendo la ecuación siguiente la que define el coeficiente de fricción en régimen laminar.

$$C_F = \frac{1.327}{\sqrt{R_n}} \quad (5)$$

#### 2.1.1.2. Resistencia de fricción por superficies curvas

La resistencia de fricción por superficies curvas se produce por la característica curvatura de la obra viva de cualquier embarcación y la viscosidad inherente del agua. Sus orígenes y efectos se diferencian en función de la orientación de la curvatura, pudiendo ser transversal o longitudinal.

La resistencia por curvatura transversal se debe a las formas curvadas propias de las cuadernas del buque. El principal efecto de dicha curvatura es la reducción del espesor de la capa límite respecto al que tendría una placa plana de la misma eslora que el modelo y en las mismas condiciones. Así pues, a medida que el buque tiene formas menos parecidas a una placa plana, es decir, cuando el radio de curvatura disminuye, más se reduce el espesor de la capa límite. A efectos prácticos, un menor espesor de la capa límite produce un aumento de la resistencia de fricción ya que se produce un mayor esfuerzo tangencial en la superficie.

La resistencia por curvatura longitudinal se produce debido a la forma de las líneas de agua del casco. La velocidad del fluido a lo largo de ellas es mayor que la del propio buque, lo que resulta en un aumento de la resistencia de fricción respecto la que tendría una placa plana. Asimismo, debido a esta curvatura aparece el fenómeno conocido como separación de la capa límite, que se mencionará en el siguiente apartado.

#### 2.1.2. Resistencia de presión de origen viscoso

Tal y como ya se ha comentado, en cualquier fluido viscoso aparece el fenómeno de la capa límite. El espesor de esta aumenta de la proa a la popa de la embarcación exponencialmente, puesto que depende de la longitud del objeto en donde aparece. Las líneas de corriente que se generan a popa, no siguen la geometría del casco debido a ese aumento del espesor, quedando así con una forma más abierta que la que tendrían sin la aparición de la capa límite. Al no seguir la curvatura propia del casco y quedar más abiertas, en las líneas de corriente se aumenta la velocidad del fluido y consecuentemente, por ese aumento de velocidad, la presión disminuye (principio de Bernoulli), difiriendo de la presión que se produce en proa de la embarcación (donde no afecta la capa límite). Nótese que en el caso de que el fluido fuera ideal, las líneas de corriente seguirían las formas del casco de la embarcación, por lo que se obtendría un máximo en la velocidad a mitad del casco, y velocidad nula a proa y popa, resultando en la misma presión en ambos puntos. En la siguiente figura se puede apreciar lo descrito en el presente párrafo.

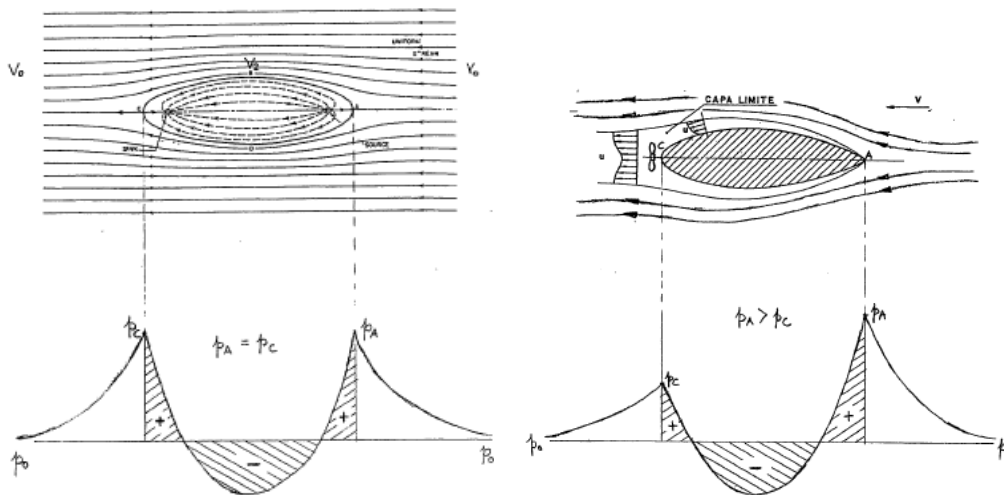


Figura 5. Distribución de presiones y líneas de corriente de un fluido ideal (izquierda) y no ideal (derecha) - Fuente: (Mayor, 2009)

Así pues, si se realiza la integración de presiones a lo largo del casco en el caso de un fluido ideal, las presiones a proa y a popa de la embarcación se compensan, de esta manera se obtiene un valor nulo y no se produce un incremento de la resistencia al avance. Por otro lado, en el caso del fluido viscoso, al obtenerse valores diferentes de la presión en popa y proa y hacer la integración, se obtiene un cierto valor que incrementará la resistencia de la embarcación, siendo este el que se conoce por resistencia de presión de origen viscoso. Se denomina de esta forma porque la resistencia se debe a los efectos de la presión, generados por esfuerzos normales al casco, no obstante, el motivo por el cual se origina este componente de la resistencia es por la capa límite del fluido, es decir porque el fluido es viscoso.

Dentro de esta componente de la resistencia, un fenómeno a tener muy presente es la separación de la capa límite. Se produce por la curvatura longitudinal de la embarcación. Como ya se ha mencionado, cualquier fluido viscoso cerca de un cuerpo, reduce su velocidad respecto la que tendría si no hubiera capa límite, llegando a una velocidad nula en la zona contigua a la pared del sólido. Si junto a este hecho se tiene presente el efecto de la curvatura longitudinal, a medida que el fluido se acerca a popa, la presión cambia de dirección, pasando de empujar a las partículas a oponerse a ellas. Luego, llega un punto en el que, como la dirección de la presión es contraria, las partículas sometidas a más fricción, es decir las más próximas de la superficie, cambian de dirección, tal y como se puede observar en la siguiente figura.

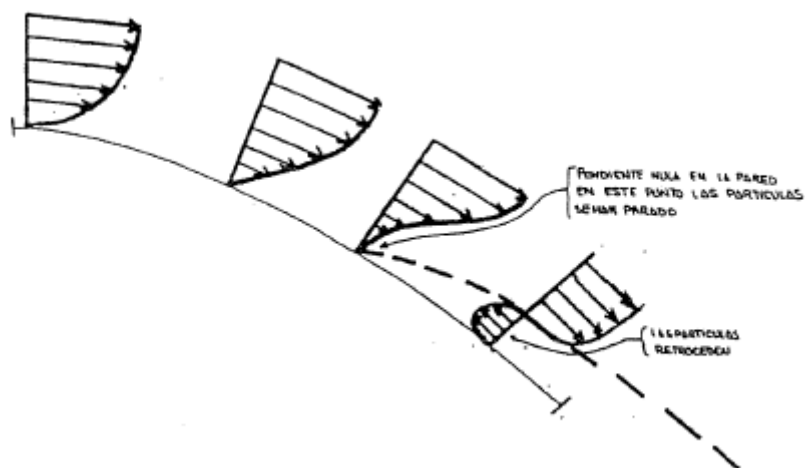


Figura 6. Perfiles de velocidades generados por la capa límite y la curvatura longitudinal de proa a popa - Fuente: (Mayor, 2009)

Cuando se produce estos cambios bruscos de dirección, el perfil se separa en dos zonas, quedándose la zona más próxima a la pared llena de vórtices y torbellinos, mientras que en la otra zona las líneas de fluido discurren de una manera normal. Es en ese momento cuando se produce el fenómeno de la separación de la capa límite.

Los torbellinos que se forman tienen unas velocidades muy altas en sus centros, y consecuentemente presiones bajas, del orden de la presión atmosférica. Esto hace que la diferencia de presiones entre la proa y la popa de la embarcación sea aún más elevada que en el caso de que hubiera un fluido viscoso sin desprendimiento de la capa límite. Luego, si aparece este fenómeno, la resistencia de presión de origen viscoso aumenta en gran medida.

Este fenómeno depende de varios factores, siendo el más importante la geometría de la embarcación. Si esta tiene una forma tal que hace que aumente rápidamente el gradiente de presiones, es más propenso a sufrir desprendimiento de la capa límite. Por otro lado, se ha de tener presente si el fluido se encuentra un flujo laminar o turbulento, siendo el primer caso más propenso a sufrir dicho desprendimiento. Como se ha visto, este fenómeno ocurre en la parte de popa de la embarcación, por lo que comúnmente interesa que en proa haya flujo laminar, para reducir la resistencia por fricción, y a medida que se llega a la popa que pase a flujo turbulento, para retrasar lo máximo posible el desprendimiento de la capa límite.

## 2.2. Resistencia por formación de olas

La resistencia por formación de olas es un fenómeno gravitacional, que depende enteramente del número de Froude. Este es un número adimensional, formulado por primera vez por William Froude, que relaciona las fuerzas de inercia y las de gravedad que actúan sobre un fluido. Su expresión se ha adaptado a las embarcaciones, teniendo como variables la velocidad de la misma, su eslora y la fuerza de la gravedad. Este número es muy empleado para clasificar a las embarcaciones en función de la relación de su velocidad y eslora. Dependiendo de su valor permite prever el comportamiento de una embarcación y el efecto de distintas componentes de la resistencia en ella. Su expresión es la siguiente.



$$Fn = \frac{v}{\sqrt{gL}} \quad (6)$$

La resistencia por formación de olas se produce en cualquier cuerpo en movimiento que flote en una superficie libre, entendiéndose como tal en el caso estudiado la interacción entre el aire y el agua. El buque al desplazarse genera sobre la superficie libre un sistema de olas, que resulta en un gasto energético que se suma a la resistencia al avance. Las olas generadas no son más que un cambio en el nivel del fluido, producido por las variaciones de presión generadas.

El efecto de esta componente, al depender del  $Fn$ , varía en función de la velocidad de la embarcación. Con  $Fn$  bajos (bajas velocidades), la resistencia por formación de olas representa un porcentaje reducido de la resistencia total de la embarcación, siendo en ese caso la resistencia viscosa la predominante. No obstante, a altas velocidades, lo que equivale a  $Fn$  cerca de 0.45, la longitud de onda de la ola generada supera la propia eslora de embarcación, lo que resulta en un gran aumento de la resistencia por formación de olas, siendo ésta así, la componente de la resistencia que tiene un mayor peso en embarcaciones rápidas.

El patrón de olas de Kelvin, es una forma matemática de describir el sistema de olas que genera un punto determinado moviéndose por una superficie libre. Para las embarcaciones lentas (y cualquier objeto moviéndose por una superficie libre hasta un cierto  $Fn$ ), Kelvin observó que siempre aparecía el mismo patrón de olas, formado por olas divergentes y transversales, con un ángulo entre las olas divergentes de aproximadamente  $39^\circ$ . No obstante, en embarcaciones rápidas, el ángulo generado difiere ligeramente y las olas transversales desaparecen. Otro factor que puede perturbar el patrón de olas de Kelvin es si la embarcación navega por aguas someras, es decir, en aguas en las que hay poca profundidad.

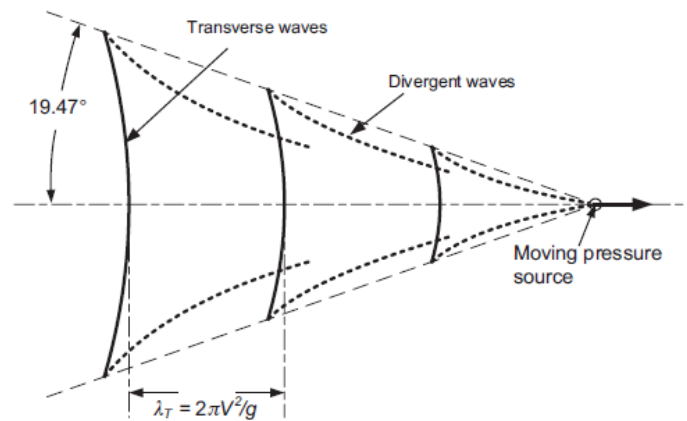


Figura 7. Patrón de olas de Kelvin - Fuente: (Anthony F. Molland, 2011)

Las olas generadas se producen por variaciones de la presión. Estas se crean por discontinuidades en la superficie libre, por lo que en una embarcación se generarán tantos sistemas de olas como puntos que perturben la superficie libre y rompan con la continuidad de las formas del casco. El punto desde el que se genera el sistema de olas más relevante es el de proa, seguido del de popa. No obstante, otras partes del casco también generan otros sistemas de olas, aunque no tienen tanta influencia como los de popa y proa. Los otros puntos que generan sistemas de olas se denominan hombros y son aquellas partes del casco en las que su geometría sufre un cambio de continuidad importante. Los hombros suelen estar ubicados en zonas de transición entre la popa y proa de la embarcación y el cuerpo central de la misma. La mejor forma de observar estos cambios de geometrías es mediante representación de las áreas

transversales de un buque en función de la eslora, lo que se denomina curva de áreas, un ejemplo de la cual se muestra en la Figura 8. Así como los sistemas de olas generados en proa y popa se dan por un aumento de presión, debido a la baja velocidad en esos puntos, en los hombros se producen por el efecto contrario, es decir, una disminución de la presión por un incremento de la velocidad en esas zonas.

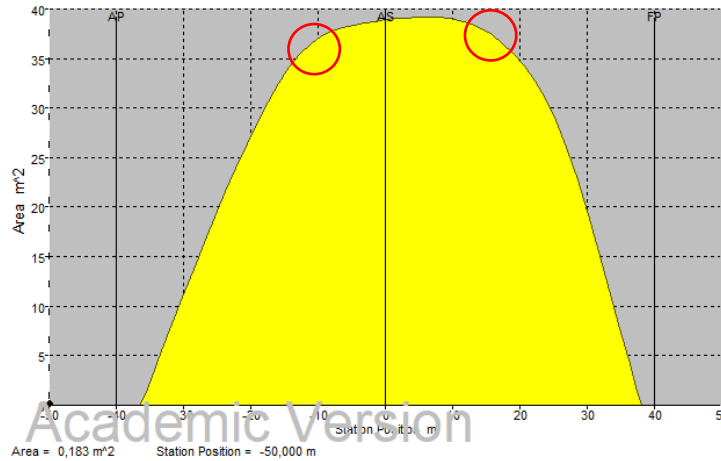


Figura 8. Situación de los hombros en un buque gasero

Los diferentes sistemas de olas generados interfieren entre ellos, cumpliendo el teorema de superposición de ondas respecto al sistema inicial generado en proa. Dichas interferencias pueden ser favorables o desfavorables. Si el sistema de olas de proa está en fase con el de popa, coinciden las crestas de las olas, haciendo que su altura aumente y resultando en un incremento de la resistencia por formación de olas. Por otro lado, si los sistemas de olas están desfasados entre sí, la cresta de una ola coincide con el valle de la otra, haciendo que la altura resultante se reduzca, lo que implica una disminución de la resistencia por formación de olas. Los conocidos bulbos de proa, precisamente tienen como objetivo generar un sistema de olas adicional que se procura que tenga un cierto desfase con el sistema de olas de proa para reducir la altura de la ola generada y, por ende, reducir esta componente de la resistencia.

Así pues, la resistencia por formación de olas no sigue un comportamiento exponencial con la velocidad, sino que depende de las interferencias entre los sistemas de olas generados. En el caso de que en el casco el único punto que interfiriera en la superficie libre fuera la proa, y no hubiera puntos que interrumpieran la continuidad del casco, solo se generaría un sistema de olas, que, al no presentar ninguna interferencia, iría incrementando a medida que aumentara la velocidad. Si se representa gráficamente la resistencia por formación de olas en función de la velocidad, se observa que aparecen máximos y mínimos en la curva, tal y como se muestra en la siguiente figura.

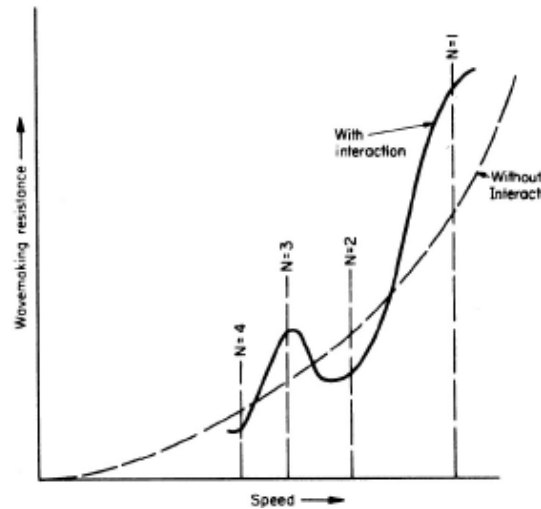


Figura 9. Mínimos y máximos en la resistencia por formación de olas - Fuente: (Jurado Granados, 2016)

A pesar de que esta componente no se puede calcular de una forma exacta, si es posible saber en qué puntos se producirán dichos máximos y mínimos. De esta forma, se puede conocer la velocidad óptima de la embarcación, es decir, aquella que siendo superior a otras tiene una menor resistencia por formación de olas. Dicho de otra forma, aprovechando los mínimos en la curva, se puede alcanzar una mayor velocidad aplicando una menor potencia, y por lo tanto un menor consumo.

Cabe decir que lo mencionado en el presente punto se da cuando la embarcación navega en aguas profundas. A pesar de que sigue el mismo comportamiento, en aguas someras la resistencia por formación de olas para una misma velocidad es mayor. Existen una serie de expresiones obtenidas de manera experimental que permiten obtener la velocidad de una embarcación cuando pasa de navegar en aguas profundas a aguas someras. La más empleada es la recomendada por la ITTC-78.

$$\frac{\Delta v}{v} = 0.1242 \left[ \frac{A_M}{H^2} - 0.050 \right] + 1 - \left[ \tanh \left( \frac{gH}{v^2} \right) \right]^{0.5} \quad (7)$$

Siendo  $\Delta v$  la diferencia de velocidades de la embarcación en aguas profundas y aguas someras respectivamente,  $v$  la velocidad en aguas profundas,  $A_M$  el área de la sección maestra y  $H$  la profundidad de las aguas someras.

### 2.3. Otras componentes de la resistencia al avance

Se ha realizado un apartado adicional para tratar otras componentes de la resistencia al avance que, a pesar de que no se suelen tener presentes debido a que representan un porcentaje bajo de la resistencia total, siguen afectando a la resistencia de la embarcación. Aunque puede que estas componentes no tengan tanta relevancia de forma generalizada, pueden representar una proporción importante de la resistencia total en función del tipo de embarcación y las condiciones de navegación de la misma. Unos claros ejemplos de esto serían la resistencia debida al aire en un crucero por a su gran obra muerta, o la resistencia por rugosidad de una embarcación cuya obra viva no haya tenido un mantenimiento adecuado en una larga temporada.

### 2.3.1. Resistencia debida al aire

Cuando cualquier buque está navegando, el viento ofrece una cierta resistencia por el contacto con su obra muerta que se añade a la resistencia al avance total. Los buques más condicionados por esta resistencia son los de cruceros, debido a las grandes dimensiones de su obra muerta, seguidos de los portacontenedores. En los cruceros la resistencia debida al aire puede representar hasta un 6% de la su resistencia total, mientras que en los portacontenedores hasta un 4% (Anthony F. Molland, 2011). En la Tabla 1 se puede apreciar el porcentaje de la resistencia total que representa este componente para diferentes tipos de embarcaciones en el caso más desfavorable. A pesar de que son porcentajes no muy elevados, cuando se trabaja con buques mercantes y cruceros, debido a sus dimensiones, cualquier reducción de la resistencia, por pequeña que sea, puede representar grandes ahorros de combustible, por lo que no es recomendable despreciar ninguna componente de la misma.

Type	$L_{BP}$ (m)	$C_B$	$D_w$ (tonnes)	Service speed (knots)	Service power (kW)	$F_r$	Air drag (%)
Tanker	330	0.84	250,000	15	24,000	0.136	2.0
Tanker	174	0.80	41,000	14.5	7300	0.181	3.0
Bulk carrier	290	0.83	170,000	15	15,800	0.145	2.5
Bulk carrier	180	0.80	45,000	14	7200	0.171	3.0
Container	334	0.64	100,000	26	62,000	0.234	4.5
Container	232	0.65	10,000 TEU	23.5	29,000	0.253	4.0
Container	232	0.65	37,000	23.5	29,000	0.253	4.0
Catamaran ferry	80	0.47	650 pass 150 cars	36	23,500	0.661	4.0
Passenger ship	265	0.66	2000 pass GRT90,000	22	32,000	0.222	6.0

Tabla 1. Estimación de la influencia de la resistencia del aire sobre la total - Fuente: (Anthony F. Molland, 2011)

La resistencia del aire depende de la velocidad del buque y la del viento, así como de su dirección. A efectos prácticos, la fuerza de oposición que se encuentra el buque no es el viento real sino el aparente. Este no es más que la suma vectorial del viento real con el viento que genera cualquier cuerpo en movimiento, tal y como se puede apreciar en la siguiente figura. El ángulo de incidencia más desfavorable en términos de la resistencia del aire es de 30° por la proa, mientras que el más favorable es de 30° por la popa.

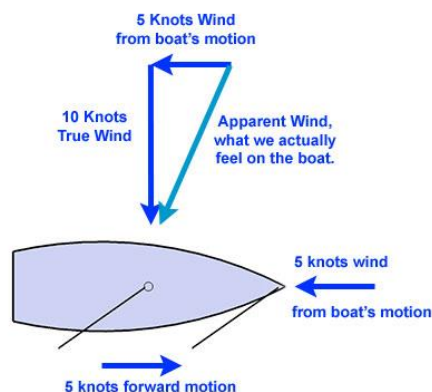


Figura 10. Representación del viento aparente - Fuente: (2018)

Este tipo de resistencia se produce por dos de las componentes de la resistencia vistas con anterioridad, la resistencia de presión de origen viscoso y la resistencia por fricción, teniendo la segunda un porcentaje prácticamente despreciable en comparación a la primera. La resistencia de presión de origen viscoso se produce porque la geometría de la obra muerta del buque interfiere en las líneas de corriente del aire. Dado que el aire no puede realizar un cambio de dirección brusco para seguir la continuidad de las líneas de corriente, estas se rompen desprendiéndose así la capa límite y generando una zona de torbellinos. Para evitar en cierta medida estos efectos, se pueden redondear los cantos de la superestructura, disminuyendo así ligeramente la brusquedad en el cambio de la dirección de las líneas de corriente o bien procurar realizar unas formas más aerodinámicas sin incumplir las necesidades de diseño previamente impuestas por el armador.

A pesar de que la resistencia del aire no se tiene tan presente como otras componentes, se han realizado una serie de estudios experimentales de los que se han obtenido expresiones que permiten estimar su valor aproximado. Posiblemente, el más relevante hasta la fecha de hoy es el método de Isherwood. Este está basado en una serie de ensayos en un túnel de viento con una gran cantidad de modelos con diferentes obras muertas. En dicho método, se divide la resistencia generada por el aire en tres componentes, el de la fuerza en el eje  $x$ , la fuerza en el eje  $y$  y el momento, todos ellos aplicadas en el centro de gravedad de la embarcación. Para cada uno de dichos componentes, Isherwood generó un coeficiente adimensional que se relacionaba con la fuerza real aplicada en cada caso. Para los coeficientes generó una serie de expresiones que permitían obtener su valor en función de distintos parámetros de la embarcación.

Asimismo, aunque no es una práctica habitual, se pueden realizar ensayos en túneles de viento con modelos y extrapolar los resultados al buque.

### 2.3.2. Resistencia de los apéndices

Se entiende por apéndices aquellos componentes que sobresalen de las formas originales del casco de la embarcación y le otorgan maniobrabilidad, mejoran su estabilidad, entre otras funciones. Dependiendo del tipo de embarcación y su tamaño, en particular en embarcaciones de dos o más hélices, y en veleros, los apéndices pueden llegar a representar un porcentaje importante de la resistencia total que experimenta un buque, por lo que se deben de tener presentes.

Los apéndices tienen formas con perfiles aerodinámicos simétricos. Estas formas permiten retrasar o evitar el desprendimiento de la capa límite puesto que tienen un gradiente de presiones que crece lentamente y no hay cambios de dirección bruscos en su geometría. De esta manera, si la construcción es correcta y los perfiles están alineados a las líneas de agua del flujo, solo se produce resistencia viscosa de fricción. No obstante, en apéndices como las palas de los timones, en maniobra dejan de estar alineados con el flujo, por lo que también se genera resistencia de presión de origen viscoso. Asimismo, algunos apéndices como estabilizadores o foils, pueden producir algo de resistencia por formación de olas, por estar muy próximos a la superficie libre.

Para reducir la resistencia que provocan los apéndices, además de reducir lo máximo posible su superficie, se debe procurar que toda la resistencia que provocan es viscosa de fricción. Para asegurarse de que no se produce resistencia de presión de origen viscoso, una práctica habitual es realizar estudios en los que se colocan hilos en los apéndices. Estos, al ensayarse en un canal

simulan las líneas del flujo alrededor del perfil. Si dichas líneas están completamente alineadas con el flujo y siguen la geometría del apéndice de una manera suave y sin cambios de dirección bruscos, se puede presuponer que no habrá separación de la capa límite ni resistencia de presión de origen viscoso.

El valor aproximado de esta componente se puede obtener de datos empíricos que lo permiten estimar. No obstante, una práctica habitual, y más precisa, es ensayar el modelo con y sin apéndices y obtener su valor restando la resistencia que se ha obtenido de ambos. Se ha de prestar especial atención al escalar estos valores al buque real, debido al cambio de régimen que se experimenta en los apéndices, siendo más propenso a ser régimen laminar en el modelo y turbulento en el buque real (tal y como suele pasar en la zona proa del casco del modelo). Luego, si actúa un régimen diferente sobre el modelo que sobre el buque, puede inducir a errores en los resultados al extrapolarlos. Es por eso que ITTC recomienda un factor de corrección de escala que varía en función del tipo de apéndice y permite aproximar de una manera más precisa el valor de este tipo de resistencia.

### **2.3.3. Resistencia debida a la rugosidad**

Al contrario, de lo que pudiera parecer, las fuerzas que provocan la resistencia debida a la rugosidad no son tangenciales a la superficie, sino que son normales a ella. Esto se debe a que, a niveles microscópicos, la rugosidad hace que una superficie dada tenga pequeñas protuberancias, por lo que la incidencia del fluido no es tangencial a la superficie, sino que intercede con una dirección normal a las mismas. Así pues, se podría decir que, en cada protuberancia, se produce un cambio brusco en las líneas de flujo, generándose así resistencia de presión de origen viscoso.

Existen dos tipos de rugosidad en el casco de una embarcación, aquella inherente al material del cual está construido y la que se debe a la bioincrustación en la obra viva. El segundo tipo puede representar un porcentaje muy importante de la resistencia debido a la rugosidad, a no ser que se efectúe un correcto mantenimiento periódico de la obra viva de la embarcación.

Cabe destacar un efecto interesante que se produce por la capa límite. Esta, en régimen turbulento, tiene una pequeña subcapa laminar. Dicha subcapa, a efectos prácticos, permite suavizar la superficie consiguiendo neutralizar el efecto de la resistencia por fricción, tal y como se muestra en la Figura 11. Se puede apreciar que a medida que incrementa el  $R_n$ , y el régimen de fluido pasa de ser laminar a turbulento la subcapa laminar se va haciendo más delgada, llegando el punto en el que la rugosidad vence la subcapa y en consecuencia pasa a haber resistencia por fricción. Luego, a medida que se llega a la zona de popa de la embarcación y/o se aumenta la velocidad el  $R_n$  crecerá, incrementándose esta componente de la resistencia.

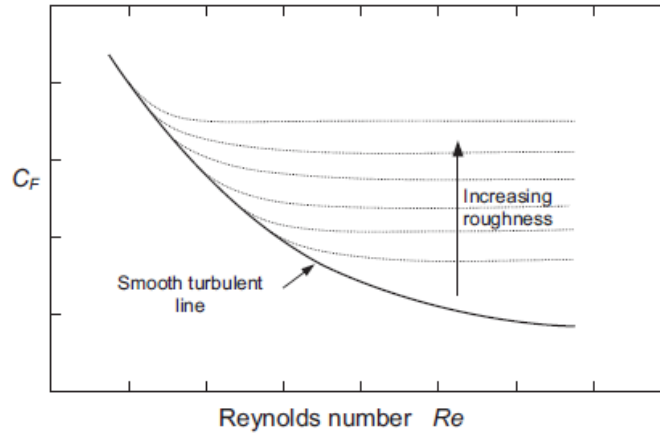


Figura 11. Influencia del Rn en el coeficiente de fricción - Fuente: (Anthony F. Molland, 2011)

Así pues, la rugosidad solo tendrá verdadera influencia en la resistencia en el momento en el que sobrepase la subcapa laminar. Caso que se dará por el incremento del Rn hasta un valor determinado a partir del cual el valor de la resistencia se hará constante.

La densidad de la rugosidad también influye en la resistencia, incrementándose a medida que aumenta la densidad, hasta un determinado valor que, al ser tan elevada, las protuberancias se empiezan a superponer entre ellas, provocando que el flujo tenga un comportamiento más suave y por lo tanto disminuyendo el valor de la resistencia. Este efecto se puede apreciar en la siguiente figura.

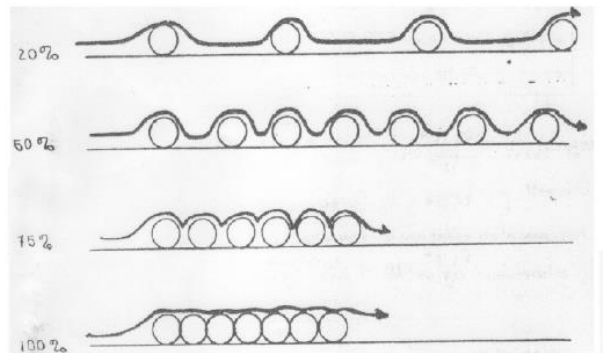


Figura 12. Densidad de la rugosidad - Fuente: (Jurado Granados, 2016)

Para el cálculo de esta componente existen varias expresiones, siendo la que se muestra a continuación la que se recomendó originalmente por la ITTC.

$$\Delta C_F = \left[ 105 \left( \frac{k_s}{L_{WL}} \right)^{1/3} - 0.64 \right] 10^{-3} \quad (8)$$

Siendo \$k\_s\$ la rugosidad de la superficie del casco (en el caso de no conocerse se puede utilizar el valor de referencia de \$150 \cdot 10^{-6}\$ m).

Más recientemente, se presentó otra ecuación para obtener el incremento de la resistencia por fricción, que ha tenido una gran aceptación, en la que se incluye el efecto del Rn en esta componente. Su expresión es la que sigue.

$$\Delta C_F = \left\{ 44 \left[ \left( \frac{k_s}{L} \right)^{1/3} - 10 Re^{-1/3} \right] + 0.125 \right\} 10^{-3} \quad (9)$$

La Figura 13 representa el porcentaje de incremento de la rugosidad generado con el paso del tiempo. Por un lado, se puede observar la parte de la resistencia debida a la rugosidad inherente del material, que alcanza un valor constante al cabo de aproximadamente 4 años. Por otro lado, la resistencia de fricción debida a las bioincrustaciones tiene un comportamiento periódico, es decir, depende del tiempo que se tarda en hacer el mantenimiento de la embarcación, limpiando y pintando la obra viva, siendo normalmente 2 años. Su valor incrementa exponencialmente, hasta que se realiza el mantenimiento, a partir de ahí comienza a partir del punto en el que se encuentre el valor de la resistencia por la rugosidad del material.

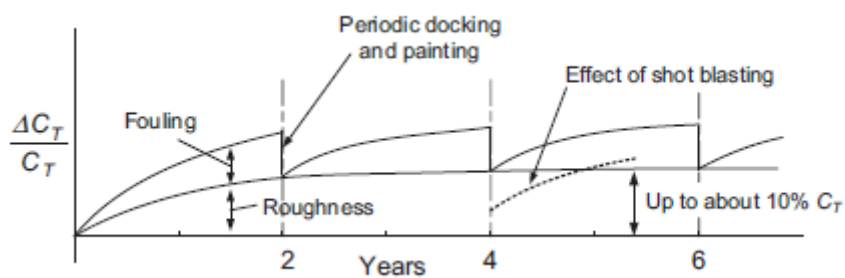


Figura 13. Incremento de la resistencia por la rugosidad en función del tiempo - Fuente: (Anthony F. Molland, 2011)



## Capítulo 3. Ensayo de remolque

### 3.1. Metodología

El ensayo de remolque es, a día de hoy, el método más preciso para determinar la resistencia al avance de un buque. Aun así, este método está sujeto a una serie de simplificaciones y efectos de escala al extrapolar los resultados entre el modelo y el buque que pueden llevar a que se produzca una cierta desviación en los resultados.

El ensayo consiste en arrastrar el modelo escalado de un buque real por un canal mediante un carro de remolque a distintos números de Froude, equivalentes a los del buque real, y/o con diferentes condiciones de mar. Mediante un dinamómetro se mide la fuerza necesaria para arrastrar al modelo a una cierta velocidad, siendo este valor medido la resistencia al avance del modelo. Una vez obtenidos los diferentes resultados, se extrapolan al buque real.

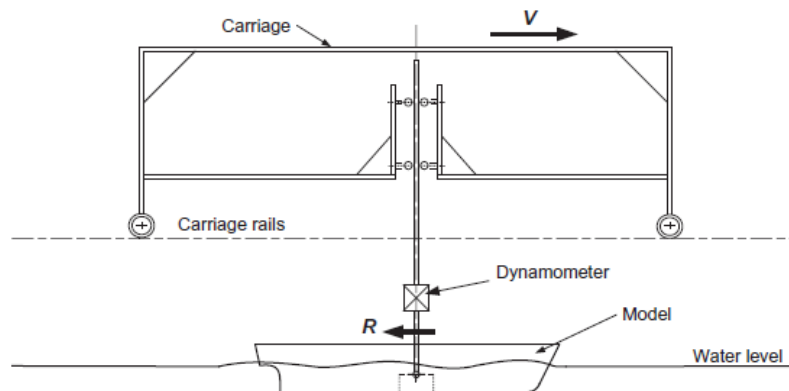


Figura 14. Esquema del procedimiento para obtener la resistencia al avance en un ensayo de remolque - Fuente: (Anthony F. Molland, 2011)

Los canales de ensayo no tienen unas dimensiones predefinidas, aunque siempre se debe procurar que la relación dimensional entre el modelo y el canal sea lo suficientemente elevada como para no causar interferencias que puedan perturbar el comportamiento del modelo y los resultados.

Puesto que cada modelo se ensaya a diferentes  $F_n$  y generalmente en condiciones de mar plana, se debe esperar a que se disipen las olas generadas por cada ensayo antes de comenzar el siguiente a distinto  $F_n$ . Este tiempo de espera puede ser muy elevado y se puede llegar a ralentizar en gran medida el proceso de obtención de datos. Para evitar esto se suelen incorporar 'playas' en un extremo del canal y en ocasiones en los laterales para ayudar a disipar las olas generadas más rápidamente y, en consecuencia, reducir el tiempo de espera entre ensayos.

Asimismo, muchos canales de ensayo tienen mecanismos para generar olas y de esta manera, poder estudiar también la estabilidad dinámica y el comportamiento en la mar de una embarcación. Existen algunos canales especializados en los que se simulan modelos de buques que navegan en condiciones de hielo, estos tienen mecanismos que permiten crear una capa de hielo del espesor deseado y observar el comportamiento y la resistencia añadida que se obtiene.

El organismo encargado de establecer procedimientos comunes en todo el mundo para los ensayos efectuados en canales es la International Towing Tank Conference (ITTC). Surgió en el año 1933, comenzando como una conferencia donde tenían representación 23 personas de 10 países diferentes. El objetivo principal de este organismo es el de unificar los diferentes procedimientos establecidos en los diferentes canales de ensayos, para así obtener unos resultados coherentes, lo más ajustados a la realidad como sea posible y uniformes, aunque los modelos se ensayen en diferentes canales alrededor del mundo.

### 3.1.1. El modelo

El primer paso para cualquier ensayo de remolque es la confección del modelo del buque estudiado, procedimiento recogido por la ITTC ().

En primer lugar, las dimensiones del modelo construido deben ser lo más grandes que sea posible, para así reducir los efectos de escala que se dan entre el modelo y el buque real. No obstante, se deberá tener en consideración las dimensiones del canal para que el buque se pueda simular en condiciones de aguas abiertas sin que actúen posibles interferencias, así como la máxima masa y velocidad que permita arrastrar el carro de remolque.

No existe una recomendación particular sobre el tipo de material a emplear para la construcción, siendo los más comunes la madera, la espuma de la alta densidad y la fibra de vidrio. Para su fabricación, en los últimos años se están aprovechando los programas CAD, que permiten generar la geometría del modelo en softwares especializados para después, mediante sistemas CAM, fabricarlo con ayuda de maquinaria con control numérico. Se realiza por último un pulido manual de la superficie para obtener un acabado superficial suave, proceso muy importante para que en el ensayo no se incremente adicionalmente la resistencia por la rugosidad de las superficies del modelo.

Las tolerancias en la construcción del modelo deben ser del orden de  $\pm 1.0$  mm para la manga y el calado y de  $\pm 1.0$  mm o el  $\pm 0.05$  % de la eslora para la eslora, aplicándose el valor que sea mayor.

Por otro lado, es una práctica habitual colocar en el modelo diversos elementos que sirven para generar un comportamiento turbulento del fluido alrededor de su casco. Dado a las dimensiones que suelen tener los modelos, es normal que actúe sobre su eslora un porcentaje de flujo laminar mucho mayor que el que actuaría sobre el buque real. Este cambio en el régimen del fluido induce a errores al extrapolar algunos componentes de la resistencia viscosa. Mediante simuladores de turbulencia, se puede crear artificialmente un régimen turbulento, consiguiendo un comportamiento similar del flujo respecto al que tendría el buque real y, por ende, se induce un menor error a la hora de extrapolar los resultados obtenidos al buque real.

### 3.1.2. Preparación del modelo

Con el objetivo de hacer el ensayo lo más fiel posible al comportamiento real de la embarcación y evitar aumentos de la resistencia o condiciones de trimado poco fidedignas con las reales, la fuerza de remolque se debe aplicar en el plano de crujía y en la posición longitudinal del centro de carena (LCB).

Asimismo, es común instalar mecanismos que prevengan que el buque tenga movimiento rotacional de guiñada y desplazamiento lateral, aunque se deberá intentar evitar que estos mecanismos añadan la mínima resistencia adicional posible y que no aporten fuerzas adicionales que puedan provocar balanceo.

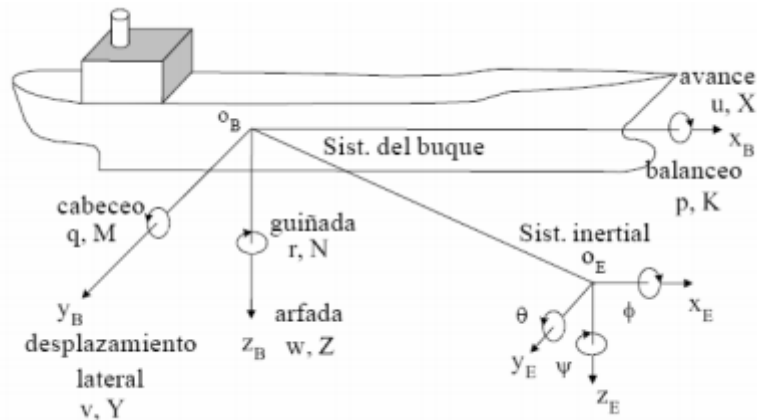


Figura 15. Movimientos del buque - Fuente: (Chaves Varela, y otros, 2005)

La conexión al dinamómetro se debe instalar de manera que únicamente transmita la fuerza que supone la resistencia al avance en el eje  $x$ , es decir, en la dirección longitudinal. En el caso de que los instrumentos de medición colocados en el modelo vayan conectados con cables flexibles al carro de remolque, también se deberá asegurar que estos no incrementen la resistencia del modelo, procurando que cuelguen siempre de manera vertical desde el carro.

El modelo se debe colocar en el centro del canal de ensayo, alineado paralelamente con el carro de remolque. En la perpendicular de proa y popa del modelo se permite un error de alineación transversal respecto al carro de remolque máximo del 0.05 % de eslora entre perpendiculares.

### 3.1.3. Mediciones

Por norma general, en un ensayo de remolque de resistencia, se mide la velocidad del modelo, la resistencia total, el calado de popa y de proa para conocer el trimado, y la temperatura del agua para conocer su viscosidad y densidad.

El proceso que se realiza para medir estos parámetros es el que se muestra en la Figura 16. La velocidad se mide desde el carro de remolque, con una rueda de arrastre, un tacómetro o sensores. Sobre el modelo se realiza la medición más importante, la resistencia total, además del trimado. La resistencia se mide con un dinamómetro, el cual ha de estar instalado de manera que únicamente mida las fuerzas que se ejercen sobre el eje longitudinal del modelo. Para la medición del trimado no hay un método específico, pudiéndose emplear sistemas de seguimiento óptico, mediciones de distancia remota, guías mecánicas, entre otros. La temperatura se mide en el mismo canal de ensayo con un termómetro a una profundidad cercana a la mitad del calado del modelo. Por último, todos los datos obtenidos se recopilan y procesan en programas especializados de los diferentes canales para analizarse a posteriori.

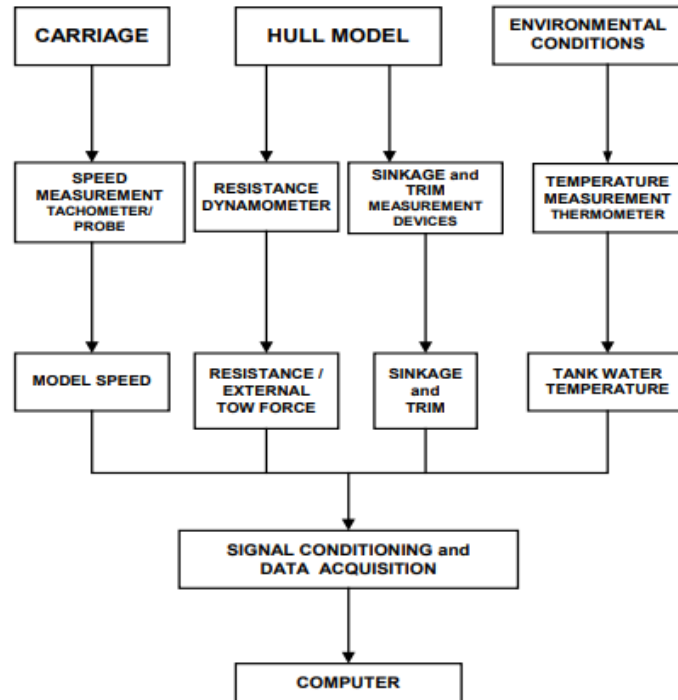


Figura 16. Proceso del sistema de medición - Fuente: (ITTC - Recommended Procedures and Guidelines - Resistance Test - 7.5-02-02-01)

Todos los dispositivos empleados para las mediciones deben ser calibrados periódicamente. Algunos de ellos, como el dinamómetro o los encargados de la medición de los calados, se deben calibrar inmediatamente antes de realizar los ensayos.

## 3.2. Correlación modelo-buque

### 3.2.1. Parámetros adimensionales

Históricamente, la única manera factible de realizar estudios precisos de la resistencia al avance de buques ha sido mediante el ensayo de modelos a escala. La principal problemática que supone es la de extrapolar los resultados obtenidos al buque real. Para ello, es necesario trabajar con variables adimensionales.

Una variable adimensional es aquella que no tiene una dimensión física asociada, permitiendo describir una realidad física sin estar sujeto a una dimensión o unidad explícita. Para poder extrapolar los resultados se recurre al conocido teorema  $\pi$  de Buckingham, que permite la construcción de parámetros adimensionales a partir de una ecuación física que depende de  $n$  variables. Si las variables ( $n$ ) se expresan en forma de cantidades físicas dimensionalmente independientes entre sí ( $k$ ), la ecuación original se puede reescribir de una forma equivalente en la que se redefine con  $n-k$  números adimensionales, dependientes de las variables originales.

Siendo la resistencia al avance de un buque una ecuación que depende de la eslora, la viscosidad y densidad del agua, la presión, la gravedad y la velocidad, es decir,  $R = f(L, \nu, \rho, p, g, v)$ , cada una de las unidades de las distintas variables se puede expresar como una combinación de los parámetros básicos de longitud, masa y tiempo. Agrupando las variables de forma que sean dimensionalmente independientes entre sí, se forma un sistema de ecuaciones que, al

resolverlo, se obtienen las ecuaciones adimensionales de las que depende la resistencia al avance, mostradas a continuación.

$$\text{Coeficiente de resistencia total: } C_T = \frac{R_T}{\frac{1}{2}\rho S V^2} \quad (10)$$

$$\text{Número de Reynolds: } Rn = \frac{vL}{\vartheta}$$

$$\text{Coeficiente de presión: } C_p = \frac{P}{\rho v^2} \quad (11)$$

$$\text{Número de Froude: } Fn = \frac{v}{\sqrt{gL}}$$

Dado que las expresiones obtenidas son adimensionales, implica que, a priori, serán las mismas tanto para el modelo como para el buque, permitiendo extrapolar los resultados obtenidos en el canal al buque real.

Tal y como se ha comprobado experimentalmente (Mayor, 2009), el coeficiente de presión, a efectos prácticos, no presenta ninguna influencia en la resistencia al avance. Esto es debido a que, a pesar de que existe cierta diferencia de presiones entre la proa y la popa de la embarcación, los valores absolutos de las mismas no influyen en la resistencia final.

Así pues, se puede concluir que la resistencia al avance del buque depende únicamente del número de Reynolds y el número de Froude. Siendo el Rn el que influye en la resistencia viscosa y el Fn el que influye sobre la resistencia por formación de olas, como se ha visto anteriormente.

Teniendo presente lo previamente descrito, al realizar un ensayo de remolque sería lógico igualar el número de Reynolds y el de Froude del buque y del modelo, siendo los dos parámetros adimensionales, y de esta forma, el coeficiente de resistencia total sería el mismo para el modelo y el buque real. Sin embargo, tal y como se verá a continuación, igualando el Fn y el Rn, se obtienen unos resultados que resultarían en un tipo de ensayos que no serían viables.

$$Fn_m = Fn_b; \frac{V_m}{\sqrt{g \cdot L_m}} = \frac{V_b}{\sqrt{g \cdot L_b}}; V_m = V_b \cdot \sqrt{\frac{L_m}{L_b}} \quad (12)$$

$$Rn_m = Rn_b; \frac{V_m \cdot L_m}{\vartheta_m} = \frac{V_b \cdot L_b}{\vartheta_b}; V_m = V_b \cdot \frac{L_b \cdot \vartheta_m}{L_m \cdot \vartheta_b} \quad (13)$$

Igualando los términos:

$$V_b \cdot \sqrt{\frac{1}{\lambda}} = V_b \cdot \frac{\lambda \cdot \vartheta_m}{\vartheta_b}; \lambda^{3/2} = \frac{\vartheta_b}{\vartheta_m} \quad (14)$$

Siendo  $\lambda = \frac{L_b}{L_m}$

Dado que la viscosidad del agua dulce que se emplea en los canales y la del agua salada del mar es prácticamente la misma, la ecuación resulta en un valor aproximado de  $\lambda \cong 1$ . Ello implicaría que la eslora del modelo y la del buque deberían ser prácticamente iguales, por lo que dejaría de tener sentido realizar ensayos de remolque con modelos.

Una vez descartada la opción de igualar el número de Reynolds y el de Froude del buque y del modelo, se supuso que eran independientes entre sí, es decir que no había interacciones entre la resistencia por viscosidad ( $R_n$ ) y la resistencia por formación de olas ( $F_n$ ). Si se iguala el número de Reynolds, como se puede observar en la ecuación (13), la velocidad del modelo debería ser muy alta, haciendo otra vez el ensayo poco viable. Por otro lado, si se iguala el número de Froude se consigue una velocidad mucho más moderada, como se puede ver en la ecuación (12). Luego, el único parámetro que es exactamente igual entre el modelo y el buque es el número de Froude, y, por ende, los componentes de la resistencia que dependen enteramente de él serán iguales en ambos casos.

### 3.2.2. Extrapolación de los resultados

Gracias a los parámetros adimensionales expuestos, es posible extrapolar de forma precisa parte de los resultados obtenidos.

El primer método del que hay constancia fue el planteado por William Froude. En él, se divide la resistencia total del modelo en resistencia de fricción de placa plana equivalente (entendiéndose como tal una placa plana con la misma eslora y superficie mojada que la del modelo) y resistencia residual, en la que se incorpora toda resistencia al avance que no sea la resistencia de fricción de placa plana. Como se ha visto, existen varias formas de calcular el coeficiente de fricción de placa plana, basadas en ensayos experimentales, siendo la más empleada la línea de fricción ITTC-57 (4).

Así pues, el procedimiento para extrapolar los resultados es obtener la resistencia residual a partir de la diferencia de la resistencia total (medida en el ensayo) y la de fricción de placa plana (calculada). Considerando que el coeficiente de resistencia residual es el mismo en el modelo que en el buque real, se sustituye en la ecuación del buque, obteniéndose la resistencia total del mismo.

$$\begin{aligned}
 C_T &= C_F + C_R \\
 C_{Rm} &= C_{Rb} \\
 C_{Tb} &= C_{Fb} + C_{Rm} = C_{Fb} + (C_{Tm} - C_{Fm})
 \end{aligned}
 \tag{15}$$

El principal problema del método de Froude es que la suposición de que el coeficiente de resistencia residual se puede igualar entre el buque y modelo no es lo que realmente ocurre en la realidad. La resistencia residual tiene componentes de la resistencia tanto viscosas como de formación de olas, que dependen del  $R_n$  y del  $F_n$  respectivamente. Como se ha visto en el apartado anterior, entre el modelo y el buque real se iguala únicamente el número de Froude, y, a pesar de que hay componentes de la resistencia residual que sí que dependen del  $F_n$ , hay otros que dependen del  $R_n$ , pudiendo ser este muy diferente entre el modelo y el buque. Así pues, al suponer que el valor del coeficiente de resistencia residual es igual en el modelo y en el buque, se genera un cierto error al extrapolar los resultados.

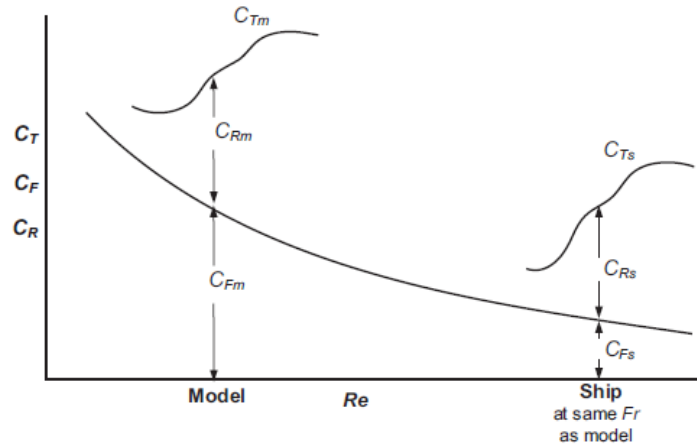


Figura 17. Extrapolación modelo-buque. Método de Froude - Fuente: (Anthony F. Molland, 2011)

El otro método más empleado es el de Hughes. Siendo en el que se basa las recomendaciones de la ITTC, es el que más se emplea a día de hoy. A pesar de que también aparece un cierto error de escala, es un método más preciso que el de Froude por el tipo de división de los componentes de la resistencia que se efectúa. Hughes descompuso la resistencia en resistencia viscosa, que a su vez se divide en resistencia de fricción de placa plana y el factor de formas, y resistencia por formación de olas. Es decir, todas las componentes de la resistencia que dependen del  $Rn$  por un lado, y las que dependen del  $Fn$  por el otro, evitando así parte del problema que se veía con el método de Froude.

La resistencia de fricción de placa plana se suele calcular siguiendo la línea de fricción recomendada por la ITTC, la ITTC-57 (4).

Se entiende por factor de formas a todas aquellas componentes de la resistencia viscosa que no son resistencia de fricción de placa plana, es decir, la resistencia de presión de origen viscoso y la resistencia de fricción por superficies curvas. Se expresa en forma de  $1+k$ , siendo  $k$  el factor de formas. Así pues, cuanto más alejado esté su valor de la unidad implicará que las formas de la embarcación difieren más de las de una placa plana. Este parámetro se supone equivalente en el buque y en el modelo. Esto no es enteramente cierto, ya que está sujeto a ciertos efectos de escala, no obstante, el error que se efectúa es bastante reducido. El factor de formas se puede calcular analíticamente y el método recomendado por la ITTC es de Prohaska (aplicable para  $Fn$  entre 0.12 y 0.20), no obstante, existen otros como el de baja velocidad (aplicable para  $Fn$  inferiores a 0.10) o el del mínimo en la curva.

La resistencia por formación de olas no se puede calcular de una forma exacta, pero al depender enteramente del  $Fn$ , se puede igualar en el modelo y en el buque real.

Luego, el procedimiento es similar al de Froude, se calcula mediante las fórmulas correspondientes el factor de formas y la resistencia de fricción de placa plana, se mide la resistencia total del modelo en el ensayo, y con la diferencia de esta con la resistencia viscosa calculada se obtiene la resistencia por formación de olas. Esta, al ser igual a la del buque real, se traslada a la ecuación del buque real, donde la única incógnita que queda es el coeficiente de la resistencia total.

La ITTC, en el año 1978 estableció el método de Hughes como procedimiento general para extrapolar la resistencia obtenida en un ensayo, añadiendo adicionalmente los componentes de la rugosidad ( $\Delta C_{Ff}$ ) y de resistencia por el aire ( $C_{AA}$ ). La rugosidad se calcula de acuerdo a la

ecuación (8) mientras que la resistencia del aire, si no se disponen de datos precisos, se puede aproximar mediante la siguiente expresión:

$$C_{AA} = 0.001 \frac{A_T}{S} \quad (16)$$

Donde  $A_T$  es el área transversal proyectada de la obra muerta de la embarcación y  $S$  su área mojada. Aunque como ya se ha visto en el apartado 2.3.1., existen métodos estadísticos que permiten una aproximación más exacta del su valor.

Por otro lado, se deben tener en cuenta las expresiones recomendadas para corregir el efecto de aguas someras o de cambios en el comportamiento del flujo debido a las dimensiones reducidas del canal siempre que proceda.

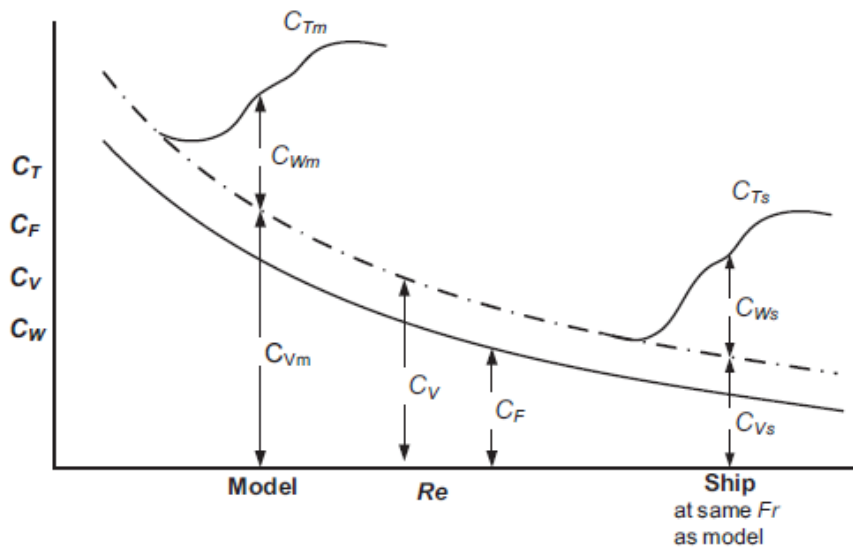


Figura 18. Extrapolación modelo-buque. Método de Hughes - Fuente: (Anthony F. Molland, 2011)

El método descrito se puede resumir mediante las expresiones siguientes.

$$C_T = C_V + C_W = (1 + k) \cdot C_F + C_W \quad (17)$$

$$C_{Wm} = C_{Wb} = C_W$$

$$(1 + k)_m = (1 + k)_b = (1 + k)$$

Luego:

$$C_W = C_{Tm} - (1 + K)C_{Fm}$$

$$C_{Tb} = (1 + k)C_{Fb} + C_W$$



## Capítulo 4. Métodos estadísticos

Los métodos estadísticos se realizan a partir de los datos obtenidos de buques reales y de una gran cantidad de modelos ensayados en canales. A partir de los resultados que se obtienen, se realizan regresiones lineales de las que se obtienen una serie de expresiones que permiten describir el comportamiento de la resistencia del buque y de sus diferentes componentes. Luego, a partir de parámetros básicos de la embarcación y del fluido, se puede calcular de una manera aproximada la resistencia que tendrá una embarcación. A pesar de que estos métodos no son muy precisos, dado su simplicidad pueden ser prácticos para hacerse una idea general de la resistencia de una embarcación en etapas tempranas del diseño.

No existen métodos estadísticos que tengan validez para todo tipo de embarcaciones ni rangos de velocidades, sino que suele haber un rango de aplicación predeterminado para cada método. Esto es porque los ensayos se realizan para un tipo de embarcaciones concretas, ya que si se varía mucho las características de las mismas se obtienen resultados menos precisos. Por otro lado, por muy preciso que sea, no es muy práctico un método con un rango de aplicación muy reducido ya que solo será aplicable para muy pocas embarcaciones, es por eso que se debe buscar un equilibrio entre la precisión y el rango de aplicación de los métodos. Así pues, existen diferentes métodos para diferentes tipos de embarcaciones como las de desplazamiento, de planeo o veleros y, a su vez, se establece un rango determinado de las relaciones entre las principales dimensiones a partir del cual se puede aplicar el método, así como de su  $F_n$ .

Estos métodos al estar basados únicamente en determinadas expresiones y coeficientes que varían en función de diversos parámetros, son muy propicios a ser empleados en hojas de cálculo y en pequeños programas en los que el usuario simplemente debe introducir los parámetros básicos de la embarcación, calculándose automáticamente la resistencia. Asimismo, si se tiene el modelo de la embarcación en formato 3D realizado por algún programa CAD, se puede importar a software especializado del sector naval, como *Maxsurf Resistance*, donde están incorporados diferentes métodos estadísticos. El programa obtiene de la geometría importada los diferentes parámetros necesarios para el método que se quiera usar, y calcula los resultados de la resistencia de forma directa, facilitando aún más el trabajo del usuario. No obstante, se debe recordar que, por lo general, estos métodos no son muy precisos, por lo que su uso debería ser con un carácter orientativo únicamente.

A continuación, se expondrán brevemente tres de los métodos más empleados en la actualidad para los diferentes tipos de embarcaciones más diferenciadas: de desplazamiento (Holtrop and Mennen), de planeo (Savitsky) y veleros (DSYHS).

### 4.1. Holtrop and Mennen

Publicado en el año 1984, es uno de los métodos estadísticos más conocidos y empleados por el alto rango de aplicación que ofrece. Tiene como base gran cantidad de resultados obtenidos de ensayos de diferentes modelos en el canal de Wageningen (Países Bajos), así como de pruebas de mar de buques reales. Se aplica en buques de desplazamiento con una o dos líneas de ejes, más concretamente a buques de carga general, remolcadores, barcos de pesca, petroleros y fragatas.

En 1988, Holtrop publicó una versión mejorada del método en el que se aplicaron ciertos cambios, como una mejora de las fórmulas para la obtención de la resistencia por formación de olas, correcciones por aguas someras, resistencia añadida por olas rompientes, entre otros.

El enfoque que presenta este método es el de la división de la resistencia de acuerdo a hipótesis de Hughes, con la diferencia que se añaden otras componentes de la resistencia adicionales. Estas son la resistencia de los apéndices ( $R_{APP}$ ), la resistencia de presión adicional por el bulbo cerca de la superficie libre ( $R_B$ ), la resistencia de presión adicional por el espejo de popa ( $R_{TR}$ ) y la resistencia por la correlación entre el buque y el modelo ( $R_A$ ). Para calcular la resistencia de fricción de placa plana, en el método de Holtrop se recomienda emplear la línea de fricción ITTC-57 (4).

A pesar de que el rango de aplicación de este método es muy amplio, ya que se ensayaron una gran cantidad de modelos diferentes y se añadieron datos de pruebas de mar de diversos buques, hay un rango de aplicación recomendado dentro del cual el método será más preciso. Esto es debido a que, aunque hay tipos de embarcaciones o determinados rangos de dimensiones que se incluyeron en las regresiones lineales, estos representan un porcentaje reducido en relación a todos los buques de la base de datos, por lo que al calcular la resistencia para ellos se obtendrán resultados menos precisos. El rango de aplicación recomendado, de acuerdo con (Bentley, 2016), se muestra en la siguiente tabla.

Rango de aplicación método de Holtrop y Mennen							
$F_n$		$C_p$		L/B		B/T	
Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.
0	0,8	0,55	0,85	3,9	15	2,1	4

Tabla 2. Rango de aplicación recomendado para el método de Holtrop - (Bentley, 2016)

## 4.2. Delft Systematic Yacht Hull Series

La Delft Systematic Yacht Hull Series (DSYHS), se realizó en el canal de ensayos de la Universidad de Delft de Tecnología y basa su estudio en los veleros. Desde el año 1974, se han ensayado más de 50 modelos de veleros con diferentes variaciones en su geometría y apéndices. Estos modelos se agrupan en 4 series principales, las cuales han ido evolucionando adaptándose a las geometrías más actuales empleadas en los veleros. La geometría de las diferentes series dista entre sí, no obstante, las variaciones de las dimensiones principales entre los modelos de una misma serie son reducidas.

Cabe decir que este método se caracteriza por la precisión y calidad de sus modelos, así como de sus técnicas de medición y análisis. Cada modelo se ensaya con y sin apéndices, en distintas condiciones de trimado y grados de escora. Asimismo, se mide el incremento de resistencia debido al momento de trimado longitudinal provocado por las velas y el incremento de resistencia provocada por la fuerza lateral generada por las velas en diferentes condiciones. A partir de los valores obtenidos en dichos ensayos, se obtuvieron las expresiones que permiten estimar la resistencia generada en función de las diferentes condiciones descritas.

La descomposición básica de la resistencia se basa en el método de Froude, debido a que no se halló una forma lo suficientemente precisa de obtener el factor de forma de los diferentes modelos. Asimismo, en función de las condiciones en las que se ensayan los modelos la

resistencia se descompone de diferentes formas. La simulación sin escora y con apéndices se divide en resistencia de fricción y resistencia residual del casco, resistencia viscosa y residual de la quilla y resistencia viscosa del timón. Para el ensayo con escora y con apéndices la resistencia es el valor obtenido en el caso anterior junto con la resistencia de fricción adicional del casco debido a la escora y la resistencia adicional de la quilla debido a la escora. Por último, el ensayo con apéndices, escora y deriva, es el valor obtenido en el caso anterior más la resistencia adicional por la fuerza lateral sobre el casco y la quilla y la resistencia debida al momento de trimado.

Los rangos de aplicación de los modelos utilizados para realizar este método estadístico, y por lo tanto, los que se recomienda emplear son los que se muestran a continuación.

Rango de aplicación método de DSYHS			
		Mín.	Máx.
Eslora/manga	$L_{wl}/B_{wl}$	2,73	5
Manga/Calado -	B/T	2,46	19,38
Eslora/Desplazamiento	$L/\nabla_C^{1/3}$	4,34	8,5
Centro de carena longitudinal	LCB	0%	-8,20%
Centro de flotación longitudinal	LCF	-1,80%	-9,50%
Coficiente prismático	$C_P$	0,52	0,6
Coficiente de la maestra	$C_M$	0,65	0,78
Factor de carga	$A_W/\nabla_C^{2/3}$	3,78	12,67

Tabla 3. Rango de aplicación recomendado para el método de Delft - Fuente: (Keuning, y otros)

Este método contiene la embarcación escogida para analizar en el presente trabajo. Tal y como se verá en el siguiente apartado, el método estadístico de Delft es bastante preciso en relación con los resultados obtenidos en el canal, en comparación a otros métodos estadísticos como el de Holtrop. Esto es debido a que este método no incorpora tantas embarcaciones, y, sobretodo, no existen tantas variaciones dimensionales entre ellas, siendo en todo caso el mismo tipo de embarcaciones, a diferencia de otros métodos.

### 4.3. Savitsky

El método de Savitsky es el más empleado para obtener la resistencia en embarcaciones que navegan en condición de planeo. Daniel Savitsky ha estudiado este tipo de embarcaciones durante más de 25 años en el Davidson Laboratory, en el Stevens Institute of Technology (EE.UU.).

Este tipo de embarcaciones tienen un comportamiento muy diferente a las embarcaciones de desplazamiento, es por eso que deben tener un método específico de predicción de resistencia de acuerdo a el mismo.

Se debe recordar que un buque de desplazamiento es aquel que en todo su rango de velocidades recibe un empuje vertical que equivale al peso de la masa del volumen de fluido que desaloja (teorema de Arquímedes), llamado empuje hidrostático y siendo el que actúa en todo momento sobre el casco de la embarcación. A efectos prácticos, este empuje es el que permite mantener la embarcación a flote, siendo este su único efecto sobre la misma.

Por otro lado, las embarcaciones de planeo tienen el mismo comportamiento que las de desplazamiento a velocidades bajas, pero a medida que se aumenta la velocidad, se genera un empuje adicional que genera un efecto de sustentación sobre el casco, llamado empuje hidrodinámico. Este, incrementa exponencialmente con la velocidad hasta el punto de planeo. Esto implica que el casco se va levantando del agua hasta llegar a dicho punto de planeo, a partir del cual el casco va ‘rozando’ el agua. A medida que la embarcación sale del agua, tiene menos volumen sumergido y, por lo tanto, el empuje hidrostático disminuye mucho. A efectos prácticos, esto supone una gran reducción de la resistencia al avance, al no haber prácticamente superficie mojada, y, por ende, por una misma potencia un incremento enorme de la velocidad, a la que no se podría llegar en un buque de desplazamiento.

Esto se consigue con las formas del casco de la embarcación. Idealmente, para generar más sustentación rápidamente, las formas de las embarcaciones de planeo serían planas o prácticamente planas. No obstante, estas formas provocarían una navegación muy incómoda por el impacto que se generaría al pasar por las olas. En la práctica se emplea una solución intermedia, que es hacer las carenas en forma de ‘V’ teniendo partes planas, en ocasiones escalonadas, que generan sustentación. Por el contrario, las carenas de buques de desplazamiento tienen formas más redondeadas asemejándose más a una ‘U’. En la siguiente figura se puede ver las formas típicas de embarcaciones de desplazamiento, semi-desplazamiento y planeo.

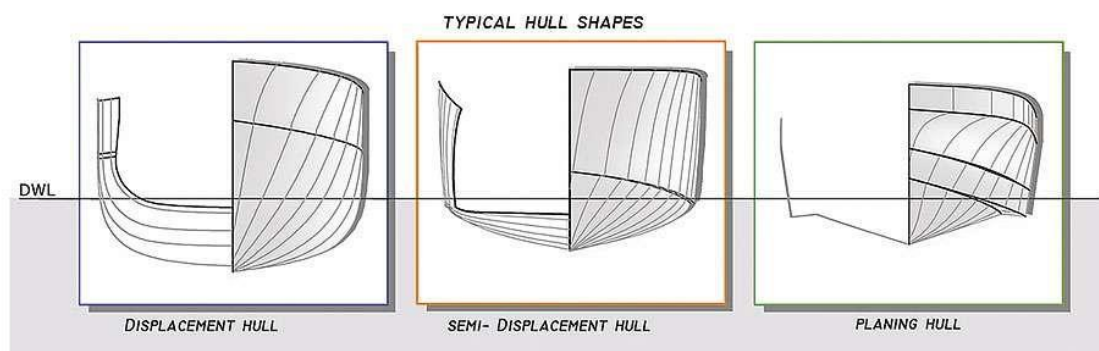


Figura 19. Formas típicas de la carena de embarcaciones de desplazamiento, semi-desplazamiento y planeo - Fuente: (2018)

Para hacerse una idea general, las embarcaciones de desplazamiento suelen tener un  $F_n$  máximo de 0.42 aproximadamente y las de planeo un  $F_n$  mínimo aproximado de 1.1, siendo las de semi-desplazamiento las que cubren el rango entre estos dos valores.

Así pues, después de estudiar en un gran número de ensayos el comportamiento de embarcaciones navegando en condición planeo y de obtener sus respectivos resultados, como en todas las series sistemáticas, se establecieron una serie de ecuaciones y coeficientes que permiten aproximar el valor de la resistencia en este tipo de embarcaciones.

El método de Savitsky permite determinar la resistencia en embarcaciones en condiciones de planeo y de semi-planeo, es decir a partir de números de Froude de 0.42 aproximadamente.

## Capítulo 5. Dinámica de fluidos computacional

La dinámica de fluidos computacional (CFD) es una de las ramas de la mecánica de fluidos, que, mediante métodos numéricos, permite simular el comportamiento de un fluido en infinitas situaciones y problemas distintos. Aunque se empezó a desarrollar en la década de los 60 únicamente para la industria aeronáutica, ha ido evolucionando exponencialmente, sobre todo en los años 90, extendiéndose a muchas más industrias. Entre ellas destacan las de automoción, química, energía, militar y naval.

En la industria naval el CFD ha tenido una gran acogida por la posibilidad de realizar simulaciones hidrodinámicas de cualquier tipo de embarcaciones en las primeras fases de diseño, sin necesidad de realizar tantos ensayos en canales. Las aplicaciones más extendidas son para la simulación del comportamiento en la mar, simulación del flujo en las hélices y obtención de la resistencia al avance, entre otras.

No obstante, hay que tener presente que el CFD tampoco es un método exacto, ya que está sujeto a una serie de simplificaciones en las ecuaciones que describen el comportamiento del fluido. Es por eso que no se suelen tomar como definitivos los resultados obtenidos, pero es especialmente útil en etapas tempranas del diseño de la embarcación, siendo más preciso en general para la obtención de la resistencia que los métodos estadísticos y permitiendo realizar simulaciones de comportamiento en la mar. Es por eso que una práctica habitual es realizar simulaciones de CFD al comienzo del diseño de la embarcación, permitiendo optimizar sus formas para obtener una menor resistencia y verificar su comportamiento en la mar, para luego, una vez se tiene el diseño definitivo, realizar una simulación con un modelo en el canal de ensayos, obteniendo unos resultados más fieles a la realidad y verificando las simulaciones efectuadas con CFD.

### 5.1. Ecuaciones de flujo

El comportamiento de cualquier fluido newtoniano se puede describir con las ecuaciones generales de conservación de la masa, momento y energía, siendo el conjunto de estas ecuaciones lo que forma las famosas ecuaciones de Navier-Stokes. Los programas de CFD se basan en la resolución de estas ecuaciones para poder simular y predecir el comportamiento de un fluido.

Estas ecuaciones, formadas por un conjunto de derivadas parciales lineales, no han tenido hasta fecha de hoy una solución analítica exacta, por lo que para su resolución se recurre al CFD para obtener una solución aproximada.

Es habitual que los códigos de CFD se basen en ciertas simplificaciones que permiten reducir la complejidad de las ecuaciones a resolver. Una de ellas, consiste en suponer que el fluido es incompresible. Un fluido incompresible es aquel que permanece con una densidad constante a lo largo del tiempo y es capaz de soportar esfuerzos de compresión. A pesar de que en realidad ningún fluido es completamente incompresible, el agua es uno de los que su densidad permanece prácticamente constante, por lo que se supone que lo es, permitiendo así simplificar las ecuaciones previas. Otra práctica habitual es asumir que el fluido es siempre newtoniano, es decir, que su viscosidad es constante a lo largo del tiempo.

Para que el programa de CFD pueda resolver las ecuaciones de Navier-Stokes, estas se deben discretizar. Las ecuaciones se deben de reescribir de tal manera que un ordenador sea capaz de resolverlas. Existen varios métodos de discretización pero el más empleado con diferencia en las simulaciones de CFD es el método de volúmenes finitos.

El método de volúmenes finitos se basa en la división del dominio estudiado en diferentes volúmenes de control. Las ecuaciones a resolver se integran sobre cada volumen de control, concretamente en sus nodos, obteniendo los resultados para cada uno de ellos. De dichos nodos se interpolan los resultados a las caras de los volúmenes de control y de ahí, al dominio completo estudiado, permitiendo obtener los resultados deseados del comportamiento del fluido.

## 5.2. Modelos de turbulencia

Aún con las simplificaciones descritas, únicamente se pueden resolver las ecuaciones en casos muy concretos y cuando el flujo actúa en régimen laminar. Cuando se quiere estudiar flujo turbulento, que se da en la mayoría de problemas planteados, los cálculos se complican en gran medida por el comportamiento del fluido, es por ello que se incorporaron modelos de turbulencia. Estos modelos permiten predecir el comportamiento del flujo turbulento y obtener resultados acordes con los mismos.

El modelo de ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANSE por sus siglas en inglés), es el modelo de turbulencia más antiguo y el que más se emplea, y en el que se basa también el software que se ha utilizado en el presente trabajo.

Se basa en una simplificación de las ecuaciones originales de Navier-Stokes realizada por Reynolds. En este proceso se introducen seis nuevos términos, que se conocen como las tensiones de Reynolds. Éstos permiten describir el aumento de velocidad del fluido debido a los remolinos que se generan en cualquier flujo turbulento. Los resultados de este modelo están promediados en el tiempo. Dentro del modelo de turbulencia RANSE se pueden encontrar gran variedad de sub-modelos, la elección de cuales depende en gran medida del problema a estudiar. Los modelos RANSE más empleados y con una amplia aceptación en la industria son los que se basan en la resolución de dos ecuaciones de transporte adicionales, que permiten representar de una forma más precisa el comportamiento del flujo turbulento, concretamente el k-epsilon y el k-omega. Por otro lado, perteneciendo a otro grupo, también es ampliamente utilizado el modelo de tensiones de Reynolds (RSM). A pesar de que estos modelos son los más empleados en la industria, no se deben escoger siempre los mismos a ciegas, sino que se deben elegir en función del problema estudiado, puesto que cada uno de ellos tiene sus puntos fuertes y sus limitaciones.

Por otro lado, se encuentra la simulación directa numérica (DNS). En este caso no se emplea ningún modelo turbulento, sino que se resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes de forma directa, sin simplificaciones. Esto implica que se debe resolver todos los rangos espaciales y temporales de la turbulencia. Este método es, con diferencia, el más preciso, pero debido a lo descrito tiene un coste computacional enorme, haciendo imposible calcular hoy en día problemas con geometrías complejas o con  $Rn$  muy elevados, entre otros casos.

En un caso intermedio entre los modelos RANS y DNS se encuentra la simulación de grandes remolinos (LES). Tiene más precisión que el modelo RANS, empleando menos simplificaciones, y presenta un coste computacional bastante más reducido que el método de DNS, aunque

superior al de RANS. Este modelo filtra los remolinos de las escalas más pequeñas del flujo ignorándolos para su resolución, y resuelve únicamente las escalas de turbulencia más grandes y con más peso. Esto implica una menor precisión respecto al DNS, pero un ahorro muy grande del coste computacional.

De acuerdo a la ITTC (ITTC - Recommended Procedures and Guidelines - Practical Guidelines for Ship Resistance CFD), se recomienda el modelo RANS para el cálculo de la resistencia mediante CFD por considerarse suficientemente preciso para ello. No obstante, también se plantea la posibilidad de emplear modelos LES o bien combinaciones de modelos RANSE y LES.

### 5.3. Metodología

El funcionamiento de cualquier software de CFD se basa en tres etapas diferenciadas, el pre-proceso, el cálculo y el post-proceso.

#### 5.3.1. Pre-proceso

El pre-proceso es la parte más importante de cualquier simulación de CFD. El primer paso es el de crear la geometría que se quiere estudiar. Las geometrías no se suelen crear en softwares de CFD, sino en otros directamente especializados para ello, como pueden ser *Solidworks*, *Rhinoceros* o *Catia*, entre otros, para luego exportarlas al programa de CFD. Además de la geometría se debe definir el dominio computacional, siendo la región en el espacio que ocupará el fluido que se quiere simular. La elección del dominio tiene un papel muy importante, ya que cuanto más grande sea más coste computacional se requerirá, no obstante, si es demasiado pequeño puede interferir en el comportamiento real que tendría el fluido y por lo tanto obtener resultados poco fidedignos con la realidad. Así pues, es común realizar un estudio sensitivo en el tamaño del dominio computacional, escogiendo finalmente una opción que dé una solución intermedia entre ambos factores.

Una vez se ha definido la geometría y el dominio se comienza el proceso de mallado, siendo este uno de los más críticos y el que determinará en gran medida la calidad de la simulación. Como se ha explicado con anterioridad, las ecuaciones parciales diferenciales que describen el comportamiento de flujo no se pueden resolver analíticamente, a excepción de en geometrías muy simples y en casos muy concretos. Para remediar esto, se procede a dividir el dominio estudiado en pequeños subdominios generados con formas geométricas más simples. Luego, las ecuaciones de gobierno del flujo se discretizan de forma que sean interpretables por el ordenador y se resuelven para cada uno de estos subdominios. A continuación, se iteran los resultados obtenidos en cada subdominio para el conjunto del dominio total estudiado y se obtiene así una solución general del comportamiento del fluido en dicho dominio de una forma aproximada.

En una malla se distinguen diferentes tipos de elementos tal y como se muestra en la siguiente figura. La celda es un volumen de control en el cual se dividen el dominio original (en el método de volúmenes finitos), el nodo es un punto concreto de una celda y los bordes y las caras forman parte de la frontera de cada celda.

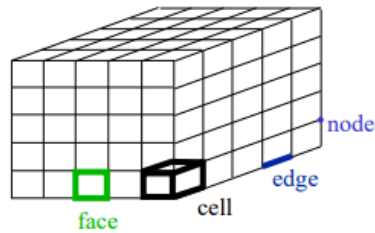


Figura 20. Elementos de un mallado computacional - Fuente: (Lecture 7 - Meshing. Applied Computational Fluid Dynamics)

Una forma de clasificar las mallas es en función del tipo de la geometría de sus celdas. Las geometrías empleadas en dominios en 2D son el triángulo y el cuadrilátero, mientras que en 3D se emplean formas de tetraedro, pirámide, hexaedro, prisma con base triangular (cuña) o poliedro arbitrario.

Sin embargo, la forma más común de clasificar las mallas es en función de la conectividad entre sus celdas, pudiendo ser estructurada, no estructurada o híbrida.

Las mallas estructuradas presentan una conectividad regular, para ello el tipo de celdas a emplear se limita a cuadriláteros en 2D y hexaedros en 3D. Puesto que los elementos tienen formas regulares, este tipo de malla solo se puede adaptar a geometrías sencillas, no obstante, si la geometría lo permite, es muy recomendable su uso. Además de obtenerse resultados más precisos, se aprovecha mejor el dominio, es decir, una malla estructurada consigue cubrir una misma región con muchos menos elementos que una malla no estructurada, resultando en un menor coste computacional con una mayor precisión, siendo así mucho más eficiente que la malla no estructurada.

Las mallas no estructuradas se caracterizan por la conectividad irregular entre las diferentes celdas. Ofrecen más flexibilidad en cuanto al tipo de elementos a emplear, aunque se suelen utilizar geometrías en forma de triángulos para el 2D y tetraedros en el 3D. A pesar de que este método no es tan eficiente, puede ser menos preciso y requiere un tiempo de cálculo más elevado, es altamente empleado dado a su generación automática y que se consigue adaptar a cualquier tipo de geometría, por muy compleja que sea.

Por otro lado, existen las mallas híbridas. Estas se adaptan a la geometría beneficiándose de las ventajas de los dos tipos de mallas. En las zonas complejas de la geometría se emplea malla no estructurada para adaptarse correctamente a ella, y, una vez se aleja de la parte compleja de la misma se emplea una malla estructurada, beneficiándose de su alta eficiencia.



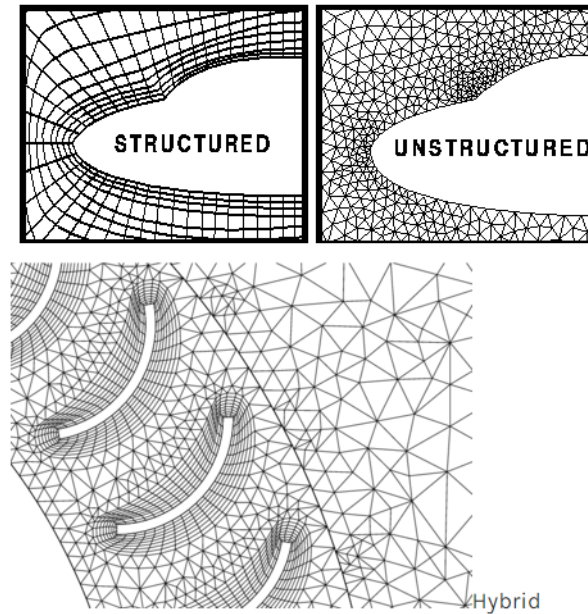


Figura 21. Representación de una malla estructurada, no estructurada e híbrida - Fuente: (2018)

Puesto que la malla tiene una gran influencia en la precisión de los resultados y en el tiempo computacional requerido, se debe prestar especial atención a su calidad a la hora de realizarla. Existen una serie de parámetros que permiten verificarla.

El primer paso al determinar la calidad de cualquier mallado es verificar si su densidad es lo suficiente elevada como para capturar correctamente el comportamiento del fluido alrededor de la geometría. No hay una densidad recomendada ni un método para verificar si es correcta, sino que depende totalmente de la geometría y el problema estudiado, por lo que se recomienda realizar un estudio sensitivo para ello.

Otro factor a tener en cuenta es el de verificar que la malla tiene la calidad suficiente cerca de las paredes de la geometría. Esto es debido a que, en las superficies, como ya se ha explicado, aparece el fenómeno de la capa límite. Dado que este fenómeno perturba el comportamiento normal del fluido, sobre todo en las zonas muy cercanas a la pared, se necesita una malla que sea capaz de capturarla. El parámetro que se encarga de cuantificar esto se denomina  $y^+$  ( $y^+$ ). Este representa la distancia adimensional de la malla a la pared, es decir la distancia del nodo de la malla más cercano a la pared a la misma. Los valores recomendados de este valor varían en función del tipo de problema estudiado, el modelo empleado y el  $R_n$ . De acuerdo a la ITTC, (ITTC-Recommended Procedures and Guidelines - Practical Guidelines for Ship CFD Applications), para el caso estudiado, es decir, la simulación del modelo de una embarcación, no se recomienda que el valor de  $y^+$  exceda en gran medida de 300.

La relación de aspecto de cualquier geometría es la relación existente entre la arista más grande y la más corta de la misma. La relación de aspecto más pequeña que se puede dar es la del cuadrado, puesto que sus lados son iguales y por lo tanto su relación de aspecto equivale a 1. Para asegurarse una buena calidad de mallado, es recomendable que, en los puntos críticos de la simulación, es decir en puntos cercanos a la pared, debido a la capa límite, y en zonas de la geometría complejas, la relación de aspecto sea cercana a 1. No obstante, en otras zonas de la geometría este factor puede no ser relevante pudiendo tener la malla relaciones de aspecto mucho más elevadas sin que ello afecte a la calidad de la simulación.

El último factor a tener presente, siendo indicador también de la calidad del mallado, es el de la ortogonalidad. Representa lo cerca que está el ángulo entre dos caras o aristas adyacentes de un mismo elemento del ángulo óptimo del mismo. El ángulo óptimo depende del tipo de elemento empleado, siendo  $90^\circ$  para elementos con caras en forma de cuadrilátero y  $60^\circ$  para elementos con caras triangulares.

Una vez creada la malla, el siguiente paso en el pre-proceso es definir el modelo de turbulencia a emplear. Los diferentes modelos existentes se han mencionado con anterioridad. Para el caso estudiado en el presente trabajo, como se ha mencionado, se recomienda emplear alguno de los sub-modelos dentro del modelo RANS.

Como último paso, se definen las propiedades físicas del modelo y las condiciones de contorno en el dominio, permitiendo estas predefinir el comportamiento que tendrá ciertas partes del mismo.

### 5.3.2. Cálculo

Como ya se ha mencionado, los programas de CFD no son capaces de resolver con exactitud las ecuaciones de gobierno del flujo, sino que, a partir de ciertas simplificaciones, realizan un proceso de resolución iterativo a partir del cual se aproxima el resultado. Antes de comenzar el proceso de cálculo se debe fijar el criterio de convergencia. Este criterio sirve para indicar al programa que los resultados obtenidos ya son los suficientemente precisos y que no debe seguir con el proceso de cálculo.

El parámetro más común a partir del cual se valora la convergencia de la solución son los valores de las residuales. Las residuales cuantifican el error en la solución del sistema de ecuaciones que se resuelve. Si se resolvieran las ecuaciones analíticamente, de una forma exacta, el valor sería igual a 0.

En función del software empleado se establecen diferentes criterios de convergencia recomendados por el mismo. De forma general, se considera que con un valor de las residuales de  $1^{-6}$  se consigue una convergencia ajustada. No obstante, en la mayoría de problemas complejos, con geometrías complicadas y simulaciones que distan de ser triviales, no es posible llegar a un valor tan bajo de las residuales. Es por eso que, en la mayoría de softwares, incluido el empleado, se establece como predeterminado un valor de convergencia de las residuales de  $1^{-4}$ , debiendo ser posible llegar en todos los problemas estudiados, aunque sean complejos, y obteniéndose una precisión lo suficientemente buena como para poder describir el comportamiento del flujo. No obstante, en función de las necesidades de cada usuario, este valor se puede modificar en función de si se desea una precisión mayor o menor.

Otra forma de valorar la convergencia de la solución, no tan precisa como las residuales, es mediante la monitorización de ciertas variables de interés, como pueden ser la velocidad del fluido, determinadas componentes de las fuerzas, o cualquiera de las variables calculadas. Es posible monitorizar los valores que se van obteniendo a lo largo del cálculo, y observar el comportamiento de las mismas. En el momento en que dichas variables llegan a un valor constante en el tiempo, se puede considerar que la solución ha llegado a la convergencia.

El número de Courant es un parámetro especialmente útil para determinar el intervalo de tiempo que se debe emplear en el proceso de cálculo. Su expresión es la siguiente.

$$C = \frac{v\Delta t}{\Delta x} \quad (18)$$

Siendo  $v$  la velocidad del fluido,  $\Delta t$  el intervalo de tiempo y  $\Delta x$  el intervalo de espacio. Este valor es único para cada celda del mallado e indica el espacio que se desplaza un fluido respecto al tamaño de las celdas en la malla computacional. Así pues, si el número de Courant es superior a la unidad, implica que las partículas del fluido se están moviendo por más de una celda cada intervalo de tiempo, haciendo que por cada intervalo no se calcule exactamente cada celda sino más de una, y, por ende, se pierda información y se evite llegar a una buena convergencia del resultado. Luego, a medida que se reduce el intervalo de tiempo se obtienen resultados más precisos, ya que se realiza el cálculo por cada celda o incluso por partes de las mismas. No obstante, se debe tener en cuenta que cuando se reduce el intervalo de tiempo incrementa en gran medida el tiempo computacional requerido. Aunque depende del software y los modelos de turbulencia empleados, entre otros parámetros, una buena aproximación para determinar el valor del intervalo de tiempo es procurar que el número de Courant tenga un valor de 1 o que no diste en gran medida de la unidad en la mayoría del dominio. De esta forma, se procura que por cada intervalo de tiempo el fluido únicamente pasa por una celda, asegurando así que no se pierde información.

Un enfoque común es establecer intervalos de tiempo variables. Normalmente solo se tiene presente el número de Courant en las zonas críticas del problema, no obstante, se puede establecer un intervalo de tiempo variable que se adapte a las diferentes velocidades y tamaños de las celdas, puesto que lo más normal es que estos parámetros varíen a lo largo del dominio, adaptándose así para obtener valores del número de Courant similares en todo el dominio. Luego, en las zonas más complejas del problema estudiado se emplean intervalos de tiempo muy pequeños, mientras que en las zonas menos críticas estos se amplían, permitiendo así reducir el tiempo de cálculo necesario.

### 5.3.3. Post-proceso

En la etapa del post-proceso el software se encarga de mostrar los resultados obtenidos de manera que resulten comprensibles para el usuario. Se suelen mostrar los resultados de una forma muy visual para que se puedan interpretar fácilmente. Se pueden representar una gran cantidad de variables que se escogerán en función de lo que se quiera estudiar en el problema concreto.

Esta es otra de las partes más importantes de una buena simulación, ya que el trabajo final es del usuario, al tener que interpretar los resultados que se han obtenido y determinar si son precisos y lo suficiente fidedignos con la realidad, así como verificar e interpretar los diferentes parámetros que definen la calidad de la simulación.



## Capítulo 6. Simulación CFD

El presente capítulo tiene como objetivo poner en práctica los conocimientos presentados hasta este punto del trabajo. Principalmente se basará en una simulación CFD para obtener la resistencia al avance de una embarcación determinada, mediante el software *Ansys CFX*. Una vez obtenidos los distintos resultados, se compararán con los que se obtuvieron para el mismo modelo en una serie de ensayos de remolque, con los obtenidos en el software *Maxsurf Resistance* aplicando el método estadístico DSYHS y el de Savitsky y, por último, con los del método estadístico DSYHS.

Puesto que, a fecha de hoy, el método más preciso de obtener la resistencia al avance es el ensayo en canal, se ha decidido emplear sus resultados como punto de referencia para verificar que los valores de resistencia obtenidos en la simulación de CFD son válidos. Esta es una práctica muy habitual a la hora de verificar software de CFD y según la (ITTC), puede ser común obtener una desviación máxima de los resultados entorno a un 10% aproximadamente respecto a los obtenidos en el canal, y es precisamente ese nivel de precisión el que se ha establecido como tope en el presente trabajo.

A pesar de que viendo estos posibles rangos de error se podría pensar que el método no es muy preciso, se suele obtener una desviación de los resultados más reducida y, si se compara con el error hallado generalmente en los métodos estadísticos y se tiene presente la poca inversión necesaria para emplearlo, en relación a un ensayo en canal, se puede concluir que es un método que vale la pena tener presente. Resulta especialmente útil las primeras fases de diseño, ya que además de poderse determinar la resistencia al avance aproximada y en consecuencia optimizar las formas de la embarcación, se pueden obtener muchas otras variables y hacerse una idea del comportamiento real que tendrá la embarcación al navegar. Asimismo, a diferencia de los métodos estadísticos, permite simular cualquier tipo de embarcación.

### 6.1. Geometría estudiada

El modelo escogido para realizar la simulación de CFD ha sido uno de los de la serie sistemática DSYHS, vista en el apartado 4.2.. Se ha decidido emplear un modelo de esta serie debido a la disposición que ha tenido la Universidad de Delft de Tecnología a facilitar la geometría de los diferentes modelos, así como sus datos hidrostáticos y los resultados obtenidos en los ensayos efectuados en su canal.

Para simular el problema de la forma lo más fiel posible al ensayo, se debe comprender primero como se efectuó. Para reproducir el comportamiento real de la embarcación, todos los modelos se conectan al carro de remolque de forma que tengan libertad de desplazarse a lo largo del eje vertical, de cabecear y de escorar. La conexión al carro se efectúa mediante los denominados brazos de balance, colocados a igual distancia a proa y a popa del centro de gravedad longitudinal de la embarcación. Estos elementos se montan de forma que no añadan ninguna fuerza o momento adicional al modelo, y además restringen su posible abatimiento y consecuentemente su guiñada.

En la siguiente figura se puede observar los diferentes componentes empleados en el ensayo de remolque efectuados en la DSYHS. Los números 1 y 2 corresponden a los brazos de balance de proa y popa respectivamente. El número 3 es un peso añadido a bordo que se puede ajustar

para compensar los ángulos de trimado y escora. Los números 4, 5, 6 son transductores de fuerza, el 4 se encarga de medir la resistencia del modelo, mientras que el 5 y el 6, miden la fuerza a proa y a popa del centro de gravedad longitudinal, lo que, al conocer la distancia, permite calcular el momento de virada. Por último, los números 7 y 8 son pivotes para el brazo de balance de proa.

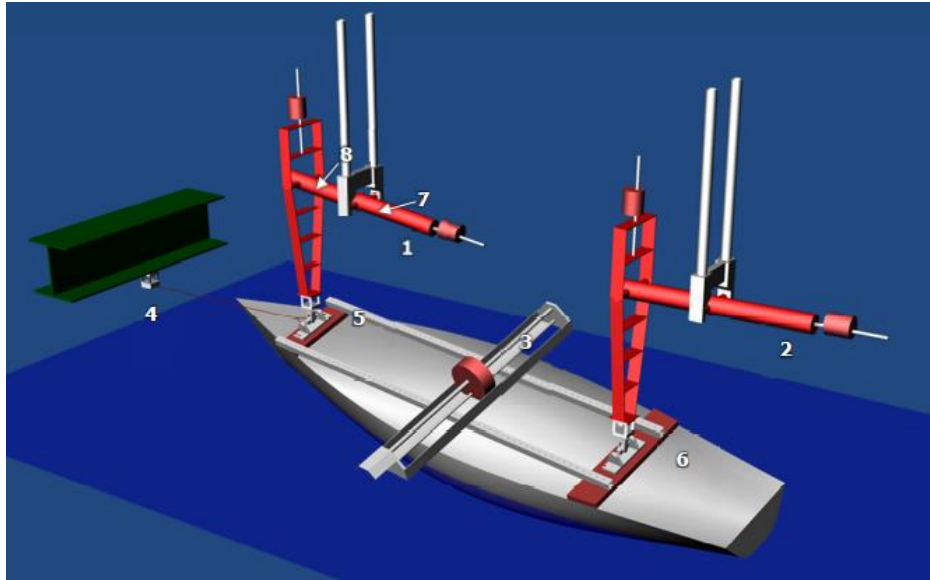


Figura 22. Disposición esquemática de la configuración del ensayo de remolque en la DSYHS - Fuente: (A User Manual for the Delft Systematic Yacht Hull Series Database website)

A pesar de que los ensayos se efectúan con y sin apéndices y se estudian los modelos en diferentes condiciones de escora, de trimado y con la corrección del momento que produce la propulsión a vela, la simulación realizada se basará en condiciones del modelo donde la escora y el trimado son nulos y el casco está desnudo, es decir, no tiene apéndices. Además, se realizará manteniendo la embarcación fija, es decir, sin grados de libertad. Esto representa que el comportamiento de la embarcación no será tan fiel a la realidad como cabría esperar, no obstante, se ha decidido realizar de esta forma debido a que si no, se incrementa en gran medida la complejidad de la simulación, además de haberse obtenido resultados lo suficientemente precisos de igual manera. Los diferentes ensayos se realizan para un determinado rango de velocidades estableciéndose un  $F_n$  mínimo de aproximadamente 0.15 hasta un  $F_n$  máximo de 0.75 en todos los casos.

Así pues, de entre todos los modelos disponibles se ha escogido el Sysser 25, cuyo plano de formas se puede ver en la siguiente figura. Sus dimensiones principales se recogen en la Tabla 5. Por otro lado, en la Tabla 5 se muestran las condiciones físicas del agua en las que se efectuó el ensayo y por lo tanto las que se deben establecer en la simulación.

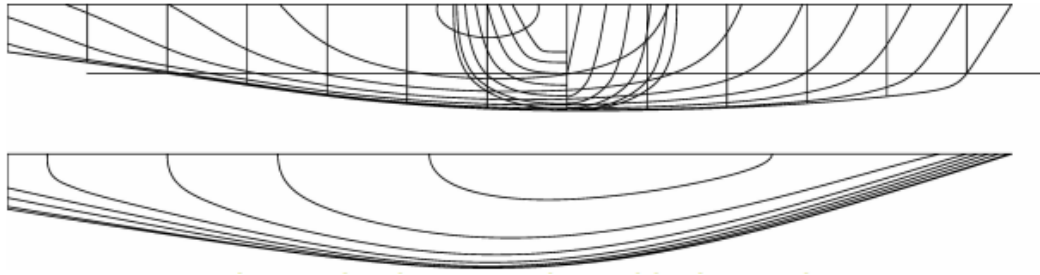


Figura 23. Plano de formas Sysser 25 - Fuente: (A User Manual for the Delft Systematic Yacht Hull Series Database website)

Dimensiones principales - Sysser 25		Condiciones físicas del agua	
Loa [m]	2,334	T [°C]	17
Lwl [m]	2,004	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	999,1
Bwl [m]	0,497	$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	1,08462E-06
T [m]	0,093		
Vc [m <sup>3</sup> ]	0,037		
Lcb [m]	-0,040		
Cb [-]	0,399		
Cp [-]	0,548		
Cm [-]	0,727		
s (m <sup>2</sup> )	0,75436		

Tabla 4. Condiciones físicas del agua en el canal de ensayos

Tabla 5. Dimensiones principales del Sysser 25

La geometría del modelo se ha facilitado en formato IGES. Se ha exportado al programa *Solidworks*, desde dónde se ha creado el dominio a analizar en la simulación CFD. El canal de ensayo de la Universidad de Delft tiene unas dimensiones de 145 metros de longitud, 4,5 de anchura y una profundidad de 2,5 metros. A pesar de que lo ideal sería efectuar el análisis de CFD con unas condiciones exactamente iguales a las del ensayo, si se hiciera se obtendría un dominio enorme, lo que implicaría un mallado con una gran cantidad de elementos, que requeriría un tiempo computacional demasiado elevado. Es por eso que es una práctica habitual crear dominios inferiores a los que se encuentran en la realidad para reducir el coste computacional, ya que con dominios con dimensiones más reducidas se pueden obtener resultados igualmente precisos. No hay ninguna directriz que establezca las dimensiones del dominio a emplear para una simulación de este tipo, la única condición clara es que se debe evitar que las dimensiones reducidas del dominio intervengan con el comportamiento real que tendría el flujo. Así pues, se suele hacer un estudio sensitivo procurando hacer el dominio lo más pequeño posible, para reducir el coste computacional, sin que afecte a la precisión de los resultados. En base a esto y a (Perez G, y otros), el dominio final empleado para la simulación tiene las dimensiones que se muestran en la Figura 24. Como se puede observar, se ha dejado una distancia equivalente a 0.75L a proa de la embarcación, 2L a popa, L a cada banda respecto a la línea de crujía, 0.4L por arriba de la línea de flotación y 0.75L por debajo de la línea de flotación, siendo L la eslora del modelo.

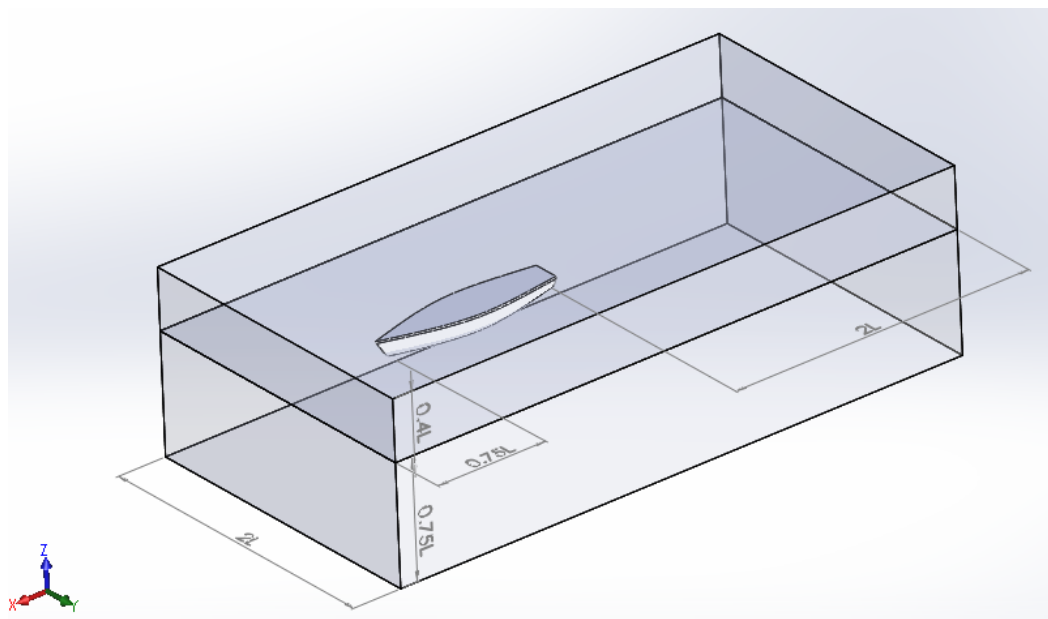


Figura 24. Dimensiones del dominio computacional escogido

Por otro lado, el dominio se ha dividido en dos partes diferenciadas creando así dos subdominios, uno para el agua y otro para el aire. De esta forma, se facilita la generación de la malla, pudiendo crear en la intersección de ambos subdominios capas de inflación para poder capturar con una mayor precisión el comportamiento del fluido en la superficie libre formada entre los dos fluidos. La división del dominio no se ha efectuado exactamente en la línea de flotación, sino que se ha subido aproximadamente 2 cm respecto a la misma para que esta coincidiera exactamente en el punto donde se junta la parte más a popa del casco con la parte inferior del espejo. Se ha hecho de esta forma para facilitar a posteriori la generación de la malla, concretamente las capas de inflación, ya que cuanto más simple y continua sea la superficie en la que se generan dichas capas se obtiene una mayor calidad.

## 6.2. Mallado

El proceso de mallado es probablemente la parte más importante de cualquier simulación de CFD, puesto que la malla juega el papel más relevante en la precisión y la calidad de los resultados y el tiempo computacional requerido.

Se ha decidido emplear una malla no estructurada con elementos tetraédricos ya que, a pesar de no ser tan eficiente como la malla estructurada, se adapta mucho a mejor a geometrías complejas con curvaturas y cambios bruscos en las mismas, como la estudiada.

Se ha establecido en tamaño mínimo y máximo de los elementos, así como su tasa de crecimiento. La malla se ha generado en función de la proximidad a la geometría estudiada y su curvatura. Se debe procurar que cerca del objeto a analizar se obtengan elementos lo suficientemente pequeños para capturar correctamente el comportamiento del flujo alrededor del mismo, esto se puede conseguir mediante una opción que permite fijar el tamaño mínimo de los elementos próximos a la geometría. Por otro lado, lejos de la embarcación deja de interesar tanto la precisión de los resultados, además de que al no haber geometría que interceda con el flujo, el cálculo es más sencillo, por lo que es común hacer que los elementos sean mucho más grandes. De esta forma, se consigue un dominio con muchos menos elementos



y se optimiza más el problema, puesto que prácticamente no cambian los resultados y se requiere un tiempo computacional mucho menor.

Puesto que la embarcación es la parte más importante a analizar y con la geometría más compleja, es necesario mayor precisión y por lo tanto elementos más pequeños. Para ello, se ha empleado la herramienta 'dimensionamiento de caras' a partir de la cual se ha establecido un tamaño de los elementos en la embarcación de 0.013 m

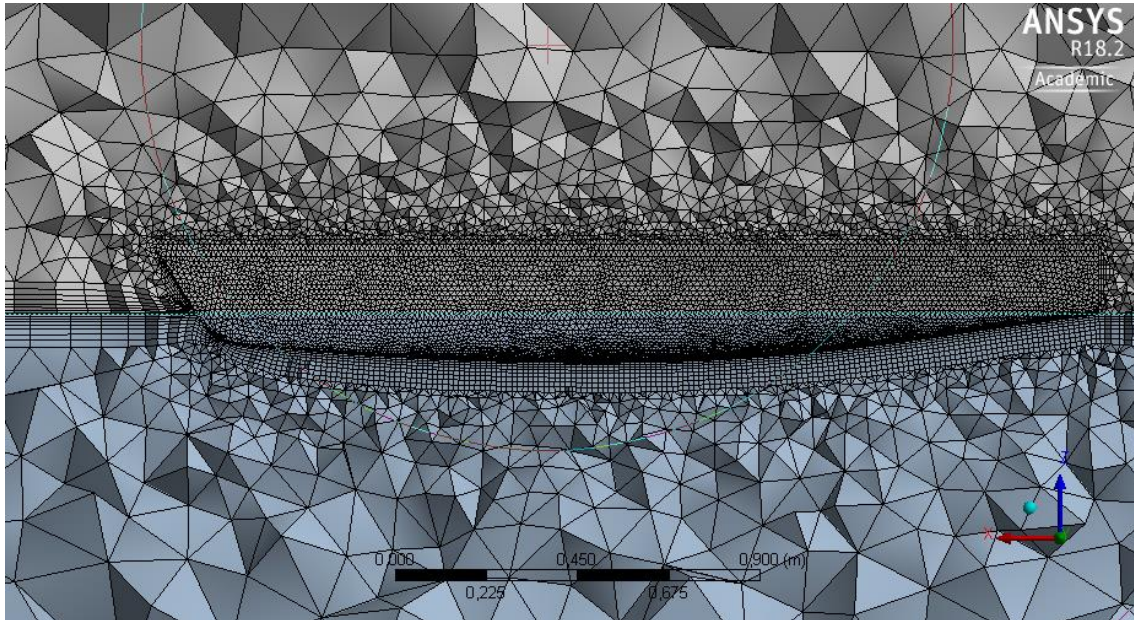


Figura 25. Vista general de la malla

Para poder simular correctamente el comportamiento de la capa límite generada en la embarcación, así como el comportamiento que se da en la superficie libre entre el aire y el agua, se recomienda emplear elementos más precisos en esas zonas. Para ello se pueden crear en la malla capas de inflación, siendo estas capas cercanas a determinadas superficies que, gracias a su tamaño y a la cercanía a las mismas, permiten capturar el comportamiento del flujo cerca de ellas. Lo más común es crearlas en función del espesor de la primera capa de inflación, que irá directamente relacionado con el valor  $y^+$  que se obtendrá, visto en el punto 5.3.1.. Por otro lado, también se deben seleccionar el número de capas que se deben crear. Si se seleccionan pocas capas de inflación, es posible que no sean suficientes para capturar correctamente el comportamiento del flujo, no obstante, si se utilizan demasiadas puede llevar a un incremento de la resistencia viscosa, por lo que se ha de hallar un equilibrio. Para la malla final se han empleado 8 capas de inflación, con un espesor de la primera capa de 0.005 m y un ratio de crecimiento de 1.2.

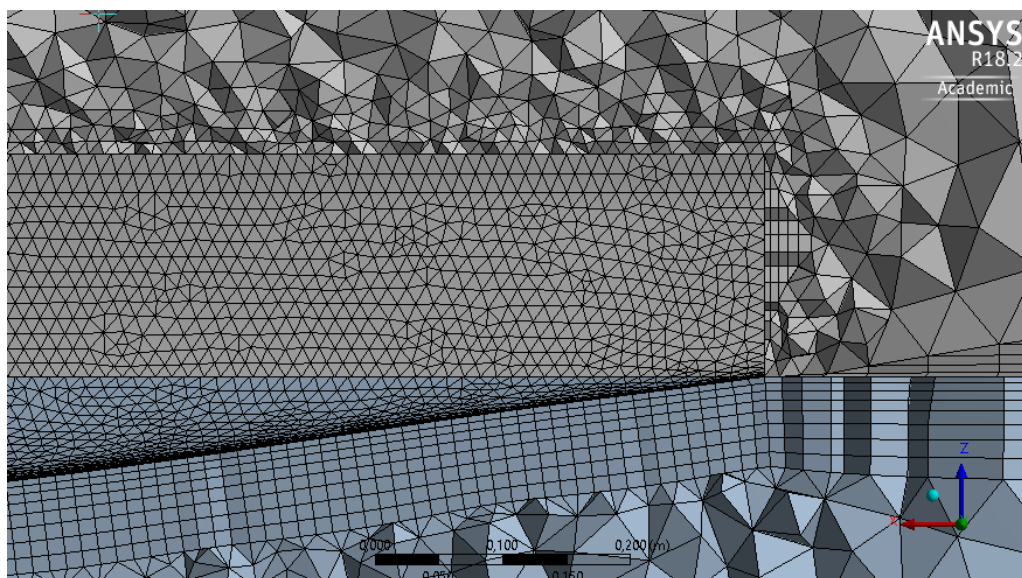


Figura 26. Vista en detalle del mallado en las caras de la embarcación y de las capas de inflación

Dado que no hay unos parámetros predeterminados para obtener una malla con una calidad óptima, dependiendo esta en gran medida del problema estudiado, se debe realizar un estudio sensitivo en el que se van cambiando diferentes parámetros de la misma dejando los otros constantes observando así los cambios generados y los resultados que se obtienen con los mismos. A partir de ahí se decide cuál de las variaciones es óptima haciendo un balance de la precisión que se obtiene y el tiempo de cálculo que requiere. Además, cabe decir que el software empleado se ha obtenido mediante una licencia académica, la cual tiene una limitación del número máximo elementos a emplear. A pesar de que ese máximo para el tipo de simulación realizada es suficiente, ha sido otro factor a tener en cuenta a la hora de generar la malla. La malla final seleccionada ha tenido 165799 nodos y 502924 elementos, cercanos al límite máximo establecido por el software.

Tal y como se veía en el punto 5.3.1. existen varios parámetros que ayudan a verificar la calidad del mallado una vez se ha generado. La ortogonalidad indica el ángulo entre dos caras adyacentes de un elemento. El valor óptimo de esta propiedad, al trabajar con elementos tetraédricos es de  $60^\circ$ , no obstante, se recomienda que el valor no baje en gran medida de los  $20^\circ$  ni exceda de los  $100^\circ$ . Como se puede observar en la siguiente figura, en las partes rectas de la embarcación se han obtenido unos ángulos cercanos al ideal, es decir,  $60^\circ$ . Por otro lado, en las zonas donde aparece curvatura se ha producido una cierta variación respecto a ese valor, siendo el ángulo más predominante el de  $80^\circ$ , aunque en ciertas zonas se han obtenido ángulos más bajos, de unos  $40^\circ$ , y en la proa de la embarcación, cercanos a  $20^\circ$ , uno de los valores límite recomendado. Dado que de forma generalizada se han obtenido valores relativamente cercanos al ideal, a excepción de en la proa, y siempre dentro del rango máximo recomendado, se ha considerado que esta malla ha tenido la calidad suficiente respecto a su propiedad de ortogonalidad.

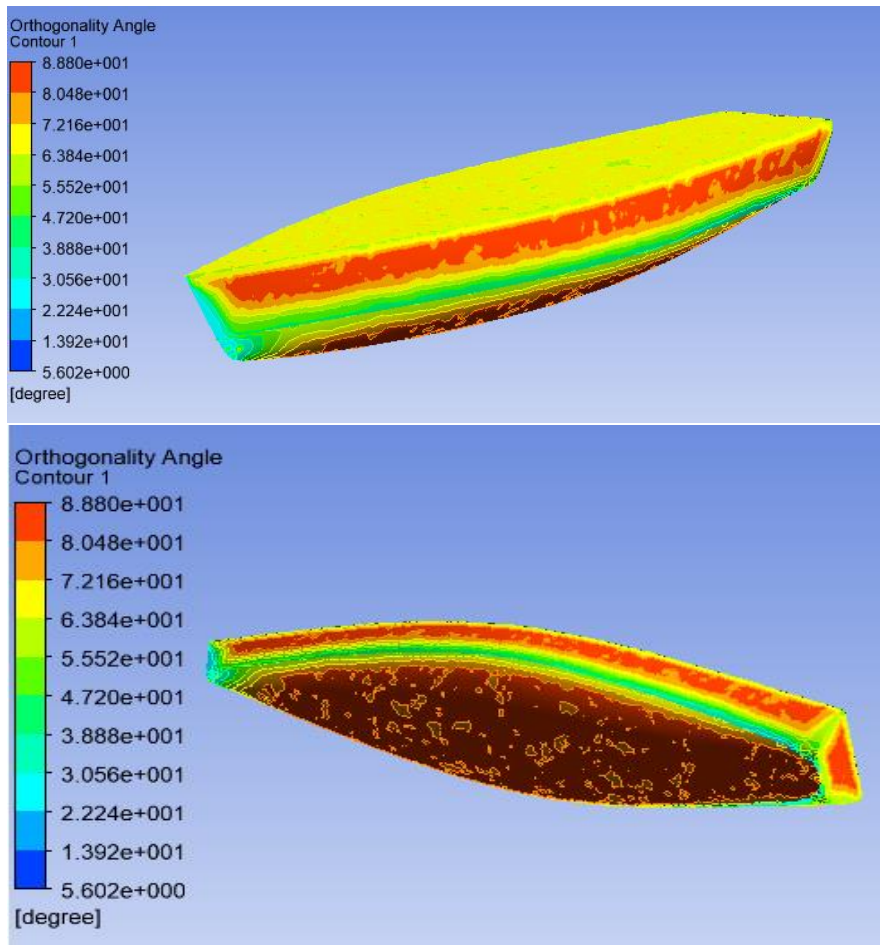


Figura 27. Ángulos de ortogonalidad en el mallado de la embarcación

En cuanto a la relación de aspecto, se han obtenido valores cercanos a la unidad en la mayoría de la superficie de la embarcación, tal y como se recomienda. No obstante, en algunos puntos en popa y proa de la embarcación, en los que la geometría es más complicada por cambios bruscos de curvatura o dirección, se han dado valores más elevados de aproximadamente 28, que, aunque no es un valor demasiado elevado dista del valor recomendado. A pesar de ello, como se puede ver en la Figura 28, estos picos en la relación de aspecto se han dado en puntos muy concretos y muy reducidos de la geometría.

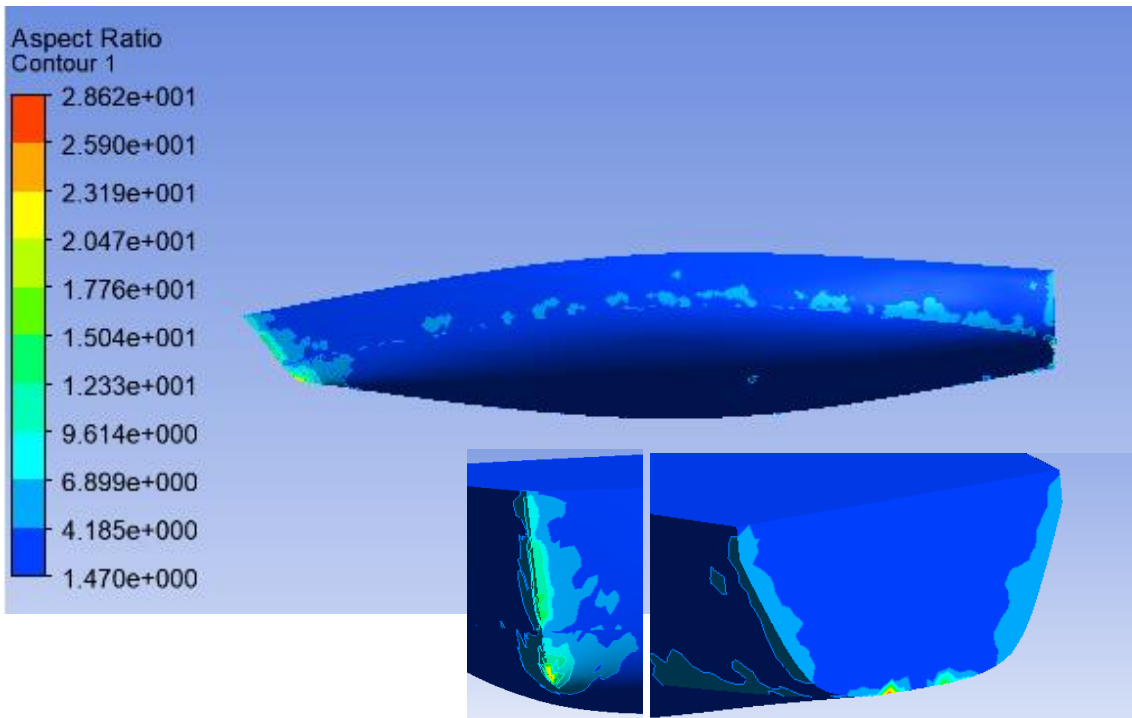


Figura 28. Relación de aspecto y detalles de la misma en proa y popa

El último parámetro que se debe verificar para determinar la calidad de la malla es valor de  $y^+$ . Este, estando directamente relacionado con el espesor de la primera capa de inflación, indica la distancia de la malla a la superficie estudiada. Como se ha mencionado en el punto 5.3.1., para el tipo de simulación realizada, la ITTC recomienda que el valor de  $y^+$  no exceda en gran medida de 300. Como se puede ver en la siguiente figura, la parte crítica de la embarcación, susceptible a tener un mayor valor es la parte de proa de la obra viva. No obstante, el valor máximo que se ha obtenido no ha distado en gran medida del valor recomendado, por lo que se ha considerado que respecto este parámetro la malla también ha tenido la calidad suficiente.

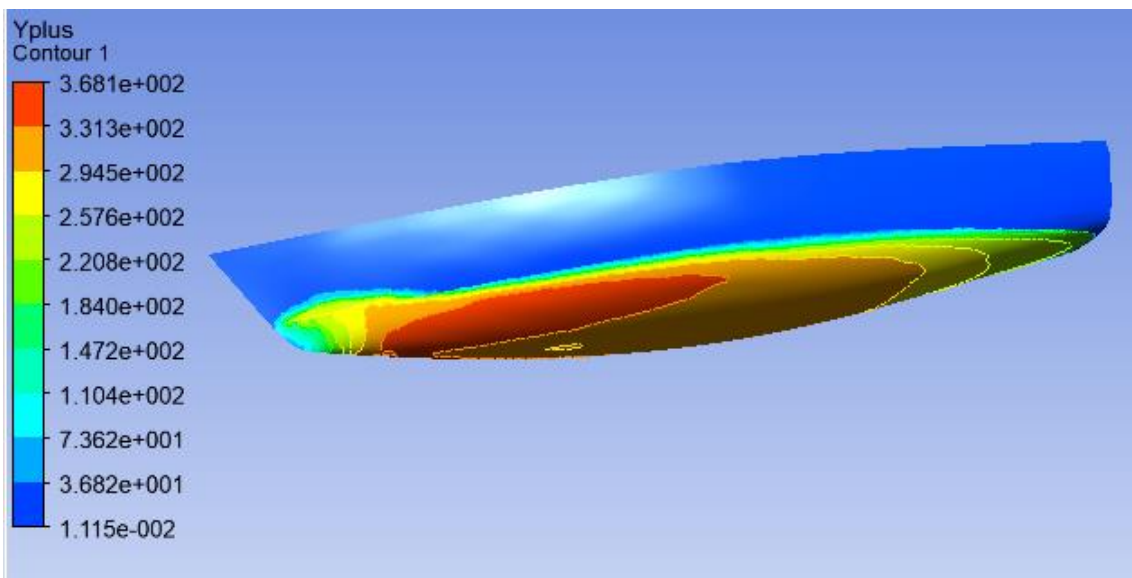


Figura 29. Valores de y-plus en la embarcación

### 6.3. Condiciones de contorno y preparación del problema

Una vez generada la malla y verificada la calidad de la misma, resta definir las características del dominio, sus condiciones de contorno, el modelo de turbulencia empleado y el intervalo de tiempo que se utilizará para el cálculo.

En primer lugar, se han definido los dos fluidos presentes en el dominio, el aire y el agua. Al agua se le ha asignado la temperatura con la que se realizó el ensayo, es decir, 17°C. Es importante definir la temperatura del agua ya que mediante ella se determina su viscosidad, factor que influirá en gran medida en la resistencia viscosa que presentará la embarcación.

No se han aplicado fuerzas externas sobre el modelo, únicamente un modelo de flotabilidad en el que se ha definido la aceleración de la gravedad ( $-9.81 \text{ m/s}^2$ ) en el eje z.

En cuanto a los modelos, se ha empleado un modelo multifase homogéneo con la opción de superficie libre estándar, donde se ha fijado un valor de 0.072 N/m para la tensión superficial entre el aire y el agua. El modelo de turbulencia escogido ha sido el RANS con el sub-modelo k-epsilon, siendo uno de los más recomendados para el problema estudiado.

Para definir el volumen de los dos fluidos que se encuentran en el dominio, así como su presión hidrostática, de forma que no estuviera fijado en el tiempo, sino que pudiera variar en función de su intervalo, se han definido una serie de expresiones mediante el lenguaje propio de *Ansys CFX* (CEL), que permiten representar dichas variables (). En primer lugar, se define una expresión que contenga la posición vertical en la que se encuentra la superficie libre entre el aire y el agua, es decir en la línea de flotación de la embarcación. El volumen ocupado por el aire se expresa mediante la resta del valor de la coordenada z menos el valor de la posición vertical de la superficie libre, todo ello calculado en función del intervalo de tiempo. Por otro lado, el volumen ocupado por el agua es simplemente la diferencia entre el volumen entero del dominio, equivalente a la unidad, y el volumen ocupado por el aire. Por último, la presión hidrostática se calcula como el producto de la densidad del agua, la aceleración de la gravedad, el volumen ocupado por el agua y la diferencia entre el valor de la superficie libre y la coordenada vertical.

Se recomienda inicializar las simulaciones con unos valores determinados, los mismos que se establecen en las condiciones de contorno. Para cada simulación se ha marcado su velocidad predefinida, la presión hidrostática y el volumen de los dos fluidos del dominio, mediante las expresiones generadas con anterioridad.

En cuanto a los parámetros para el cálculo, se han establecido de forma que el tiempo total sea muy elevado para que al calcular el problema no se interrumpa prematuramente, sino que se deje el tiempo necesario para que la solución converja totalmente. El intervalo de tiempo empleado, como ya se ha mencionado, depende del tamaño de los elementos y la velocidad del fluido, con lo que se define el número de Courant. Dado que para una correcta calidad en los resultados se debe procurar que este número sea cercano a la unidad, se debe ir adaptando a cada simulación en función de la velocidad. Así pues, para las velocidades más bajas se ha fijado un intervalo de tiempo del orden 0.01 s, y para las velocidades más altas de 0.001 s. En la Figura 30, se puede ver representado sobre el casco de la embarcación el número de Courant, con una velocidad de 1.783 m/s, o un Fn de 0.403. Como se puede ver, la mayor parte de la embarcación tiene valores del número de Courant de 1 o incluso inferiores, habiendo pequeñas partes de la geometría, en la que hay alguna celda de la malla especialmente pequeña en la que crece considerablemente el número. No obstante, estos casos se dan en puntos muy concretos y

reducidos de la geometría por lo que se ha considerado que el intervalo de tiempo era el correcto. A pesar de que se obtiene una mayor precisión cuanto más se disminuya el intervalo de tiempo, el tiempo computacional requerido aumenta en gran medida, por lo que se debe hallar el equilibrio ideal entre estos dos factores y no emplear de entrada un intervalo de tiempo demasiado pequeño.

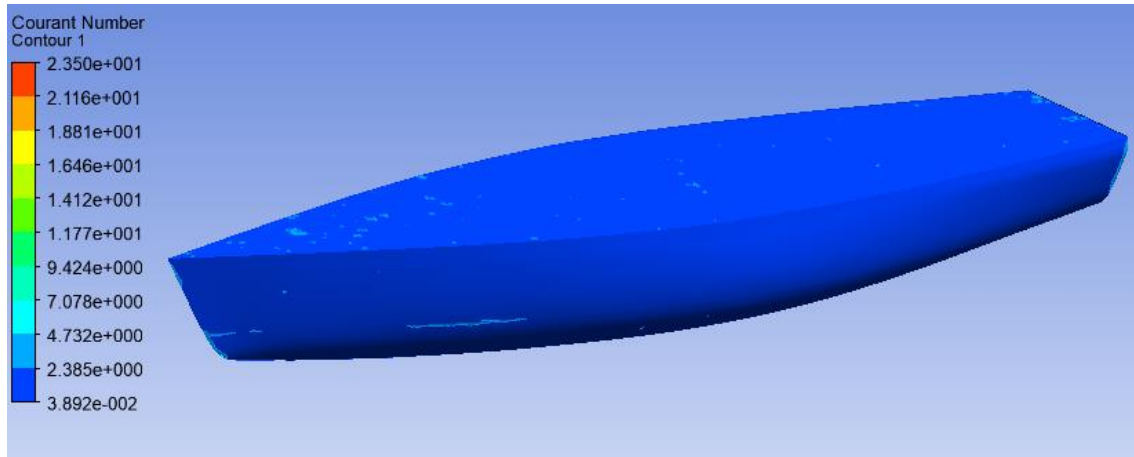


Figura 30. Número de Courant en la embarcación para un  $F_n$  de 0.403

Las condiciones de contorno es otra de las partes más importantes de toda simulación CFD. Una incorrecta implementación de las mismas puede llevar a que la simulación no sea fidedigna con el comportamiento real de fluido, por lo se le debe prestar especial atención. Para todos los casos que procedía, se ha considera que la turbulencia tiene una intensidad media (del 5%).

En primer lugar, se ha establecido en las caras del dominio a proa de la embarcación la condición de contorno de entrada del flujo, en la que se establece la velocidad para cada caso de la simulación del fluido y el volumen ocupado por el aire y el agua. En las caras opuestas, es decir, las de popa de la embarcación, y la cara superior a la misma se ha marcado la condición de obertura, en el primer caso fijando la presión hidrostática obtenida con su respectiva expresión y el volumen de fluido del aire y del agua calculados. En la cara superior, por otro lado, se ha definido una presión de 0 Pa, un volumen del aire equivalente a la unidad y un volumen del agua nulo. Los laterales y el fondo se han marcado como una pared con capacidad de deslizamiento libre mientras que la embarcación se ha establecido como una pared fija.

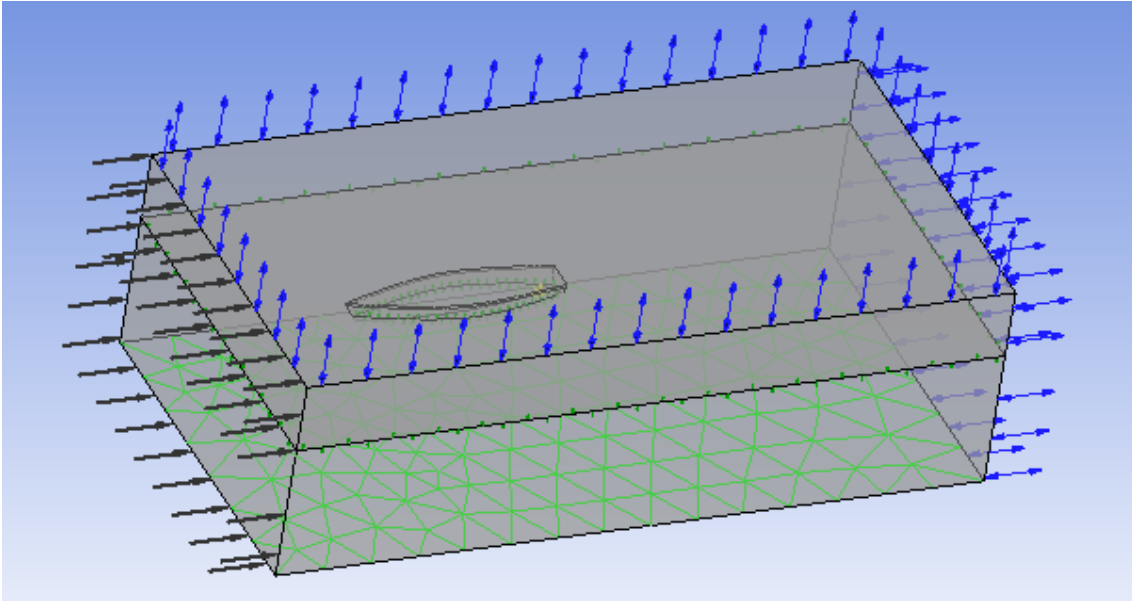


Figura 31. Condiciones de contorno en el dominio

#### 6.4. Resultados

El tiempo computacional requerido para llevar a cabo las simulaciones ha variado en función del intervalo de tiempo empleado. Se ha requerido aproximadamente 12 horas para los casos con un  $F_n$  bajo y por lo tanto un intervalo de tiempo mayor, y cerca de 1 día para las simulaciones con un  $F_n$  alto y un intervalo de tiempo menor.

El tiempo de cálculo que se requiere para llevar a cabo una simulación únicamente se puede emplear como factor indicativo cuando se simula con ordenadores de las mismas características, ya que, en función de ellas, el tiempo puede aumentar o disminuir en gran medida. Asimismo, es una práctica habitual utilizar varios ordenadores conectados entre sí para aprovechar al máximo los recursos disponibles. El ordenador empleado para realizar las simulaciones tiene 8 GB de memoria RAM, un procesador intel i7-4700MQ 2.40GHz con 4 núcleos principales y 8 lógicos y un disco duro local SSD de 442 GB. A pesar que no tiene las mejores características para realizar este tipo de simulaciones, y los cálculos han llevado más tiempo de lo normal para un problema de estas características, ha sido suficiente para realizar el tipo de simulaciones que se pretendían hacer desde un principio.

La variable que se ha decidido monitorizar para ir observando la convergencia de los resultados ha sido la fuerza en la dirección longitudinal, es decir, la resistencia al avance. Se ha dejado que la simulación parara automáticamente al alcanzar los mínimos establecidos en las residuales o bien hasta llegar a la convergencia de la variable monitorizada. En la siguiente figura se puede observar el proceso de convergencia de esta variable para un  $F_n$  de 0.313.

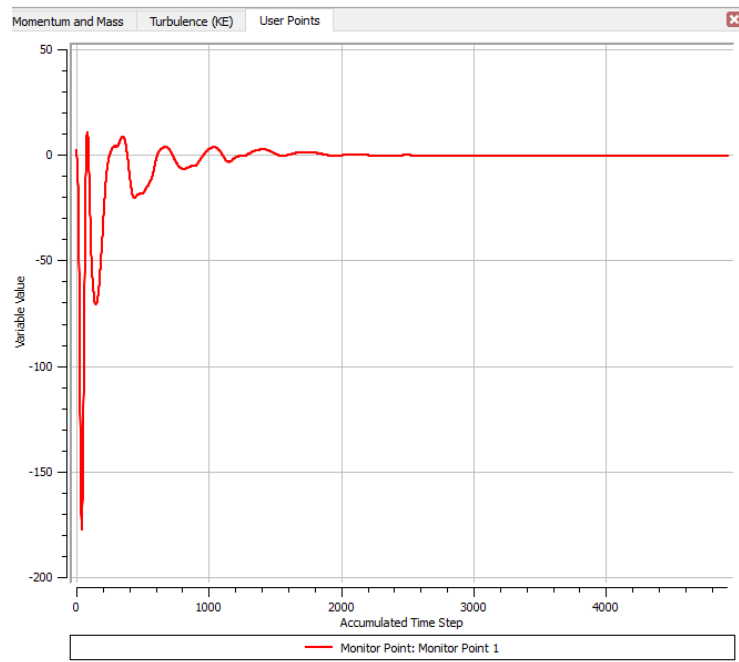


Figura 32. Convergencia de la fuerza longitudinal con un  $F_n$  de 0.313

Una de las primeras variables que se ha de verificar para saber que la simulación se ha llevado a cabo correctamente es el volumen de agua y aire que hay en el dominio. Esto permite observar si cada fluido se comporta como debería, en especial cerca de la embarcación, donde se espera que la superficie libre no se quede plana uniformemente, sino que debido a su velocidad el agua interceda con esta y se forme el característico tren de olas. El comportamiento obtenido después de la simulación ha sido satisfactorio como se puede ver en las siguientes imágenes, y las olas generadas han ido variando a medida que se ha modificado el  $F_n$ , como cabría esperar.

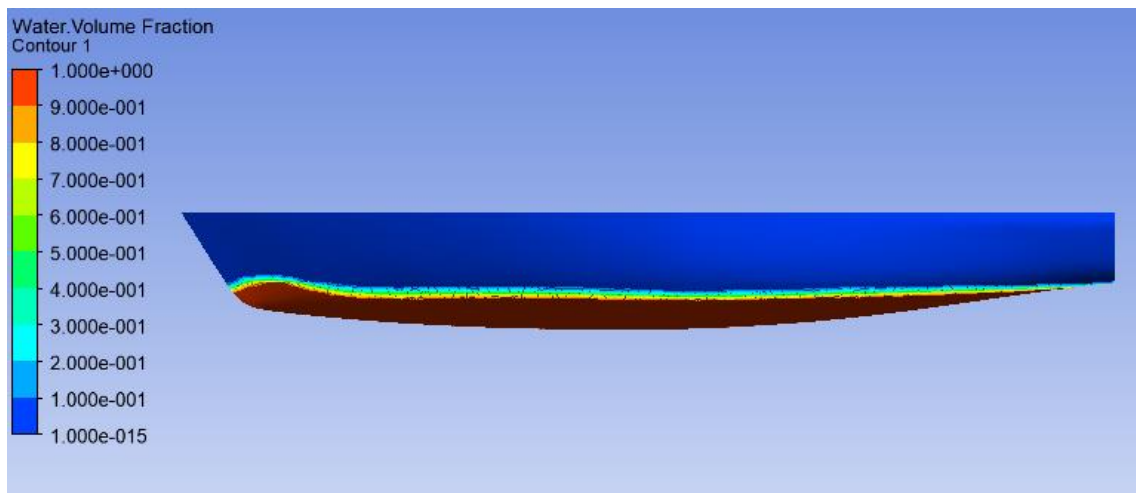


Figura 33. Volumen ocupado por el agua y por el aire en la embarcación con un  $F_n$  de 0.268



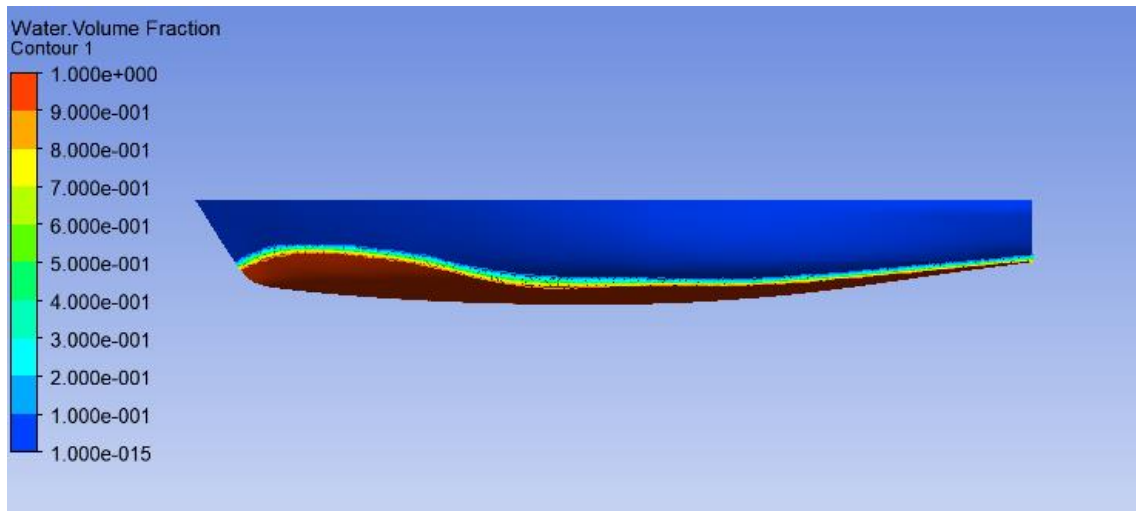


Figura 34. Volumen ocupado por el agua y por el aire en la embarcación con un  $F_n$  de 0.447

Como se puede observar en las anteriores figuras, la intersección entre el aire y el agua no se da de una forma súbita, sino que existe una pequeña franja en la que se puede interpretar que se produce un cambio gradual entre estos dos fluidos en la que hay espuma, es decir agua mezclada con aire. Esto no se da en los extremos del dominio puesto que ahí no hay ningún objeto que perturbe la superficie libre. Este fenómeno se considera que se ha acentuado respecto a lo que se encontraría en la realidad. Se podría evitar, hasta un cierto punto, mediante la calidad de la malla, empleando elementos más pequeños en la superficie de la embarcación y en sus proximidades. De esta forma dichos elementos podrían capturar con mayor precisión las partes del dominio en las que únicamente hay aire o agua. No obstante, como se ha visto, debido a las limitaciones de licencia y del coste computacional, no se ha podido mejorar más la calidad del mallado, además de que se han obtenido igualmente resultados lo suficientemente precisos.

Otro de los parámetros más relevantes a tener en cuenta, y con el cual se puede comprobar fácilmente si la simulación efectuada se asemeja con la realidad, es el patrón de olas generado por la embarcación. Para su visualización se ha generado una isosuperficie dependiente de la variable del volumen del agua y se ha indicado que se muestre la componente vertical de forma local sobre dicha isosuperficie.

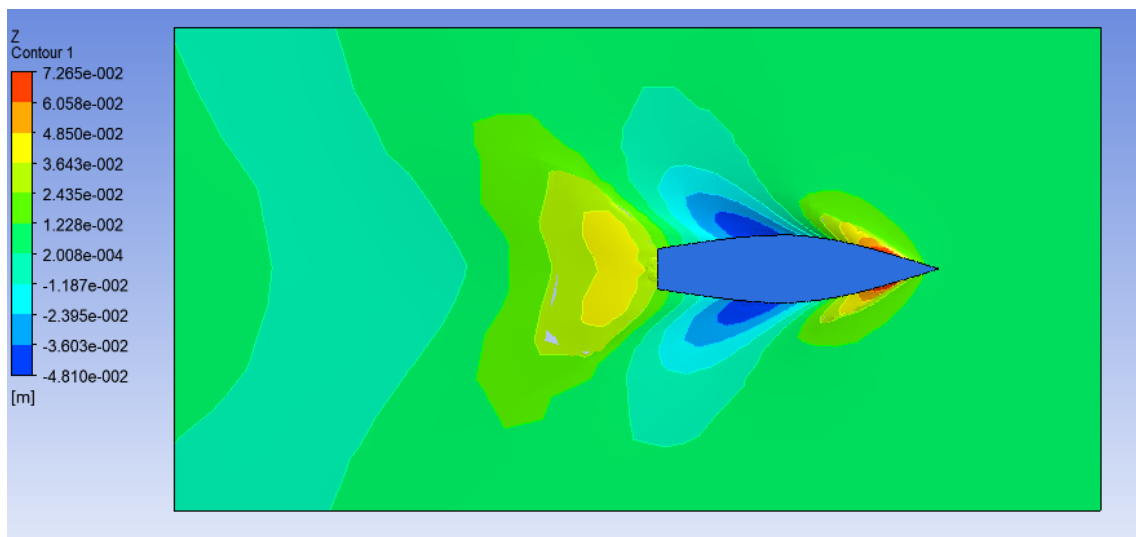


Figura 35. Patrón de olas generado para un  $F_n$  de 0.5

El software *Maxsurf Resistance* permite simular la superficie libre para obtener el patrón de olas de una forma directa. Como se puede observar, se han obtenido resultados similares en ambos casos. No obstante, en la simulación CFD, a medida que la malla se aleja de la embarcación se vuelve menos preciso, ya que no se podía hacer todo el dominio con la misma calidad, por lo que la definición del patrón de olas se hace menos concisa a medida que se aleja de la embarcación.

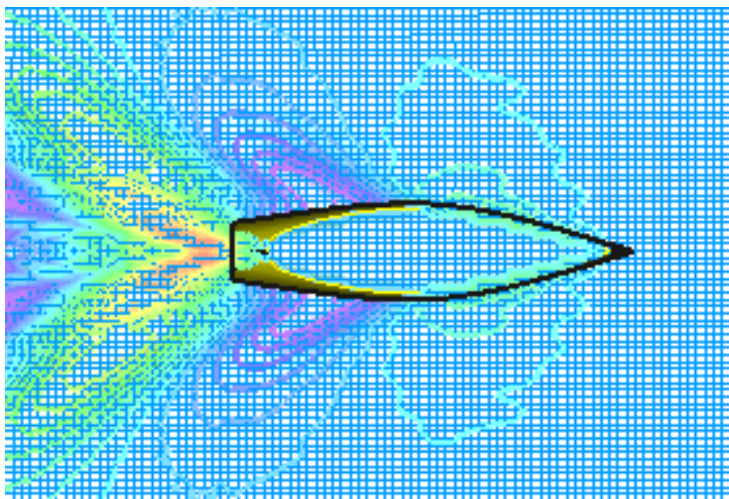


Figura 36. Patrón de olas para un  $F_n$  de 0.5 obtenido en *Maxsurf Resistance*

Para la obtención de la resistencia al avance se han realizado las mismas simulaciones que se realizaron en los ensayos en el canal, con un rango de  $F_n$  de 0.134 a 0.75. Luego, lo único que se ha variado respecto a las diferentes simulaciones ha sido la velocidad y el intervalo de tiempo empleado para el cálculo. Con el objetivo de comparar los resultados obtenidos con todos los métodos, se ha calculado también los valores de la resistencia mediante una hoja de cálculo con el método estadístico de DSYHS y con el programa *Maxsurf Resistance*, en el que se ha seleccionado el método de DSYHS y el de Savitsky.

En la Figura 37 se pueden observar los resultados obtenidos de la resistencia al avance en función del  $F_n$ , para los mismos valores que se ensayaron el ensayo de remolque. Se puede apreciar que el comportamiento de la resistencia en función del  $F_n$  ha sido similar en todos los métodos a excepción del de Savitsky.

El método que más se ha parecido tanto en comportamiento como en resultados ha sido el método estadístico de DSYHS, con un porcentaje medio de error del 4.47%. Estos resultados no son comunes en los métodos estadísticos, teniendo en general errores entorno al 20%. Este es un caso particular, debido a que este método se efectuó a partir de modelos con geometrías muy similares, en las que los parámetros principales no variaban en gran medida entre ellos, siendo además la embarcación simulada uno de esos modelos. Al realizar un método estadístico sobre una base de datos reducida y con geometrías similares, se consiguen obtener resultados bastante más acordes con la realidad que otros métodos, por otro lado, se tiene un rango de aplicación mucho más reducido.

Los resultados obtenidos con la simulación CFD han tenido un porcentaje de error medio del 5.56% respecto al ensayo en canal, considerándose lo suficientemente preciso y siendo muy similar al error obtenido con el método estadístico DSYHS. De forma general, dicho error ha aumentado al subir el  $F_n$ , como cabría esperar, dado que a mayor velocidad se hace más compleja la resolución del problema. En cuanto al comportamiento, ha sido similar al que se

obtuvo en el ensayo aunque en el rango de  $F_n$  de 0.358 a 0.55 se ha estimado una resistencia menor a la obtenida en el canal.

Los resultados obtenidos con Maxsurf Resistance para el método de DSYHS han distado en gran medida con los del método estadístico, obteniendo un error medio del 20.39% respecto los resultados de los ensayos. El comportamiento ha sido similar, aunque se ha ido incrementando en gran medida mientras se aumentaba la velocidad.

Por último, el método de Savitsky ha sido con el que se han obtenido peores resultados, tanto en la similitud del comportamiento de la resistencia como en sus resultados. Esto se había previsto ya que dicho método está pensado para embarcaciones de planeo y semiplaneo. A pesar de que el rango de aplicación es a partir de números de Froude del orden de 0.42, siendo desde el cual se ha aplicado en el caso estudiado, las formas de la embarcación ensayada equivalen a las de un velero, distando de las de una embarcación de planeo. Esto implica que la obra viva tenga una forma que se asemeja más a una 'U' y no a una 'V', difiriendo de los modelos que se ensayaron para crear el método estadístico, y por lo tanto, obteniendo resultados menos precisos.

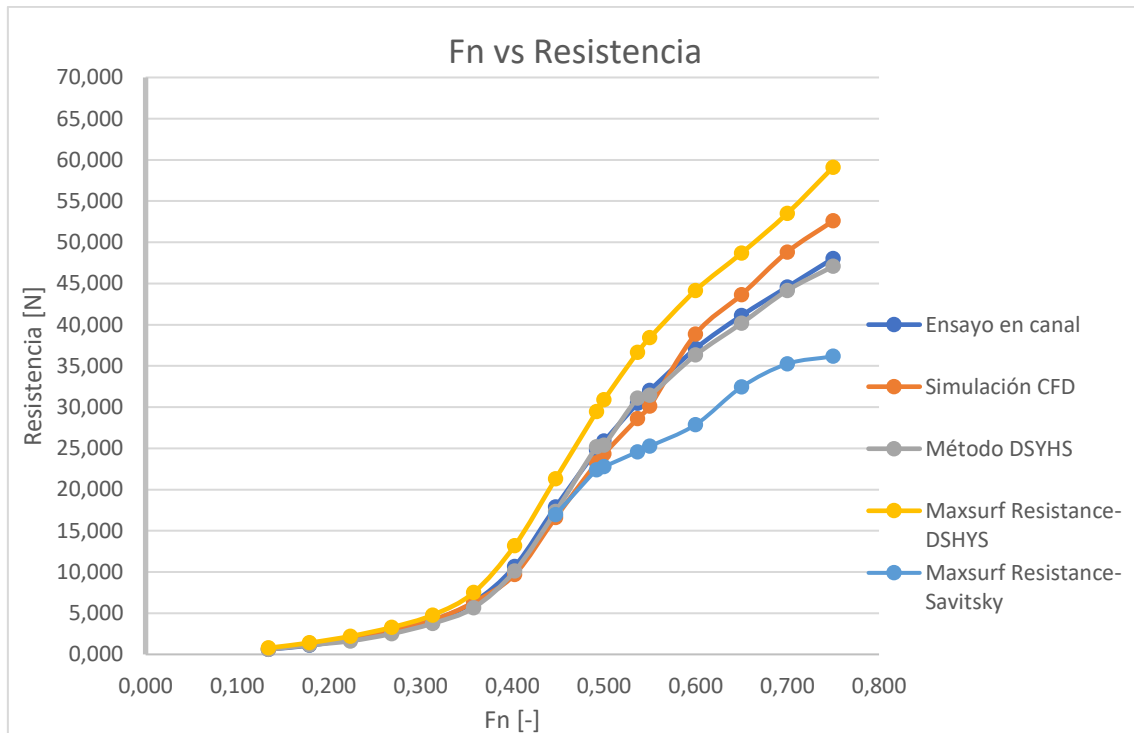


Figura 37. Resistencia al avance de los diferentes métodos de predicción de resistencia al avance estudiados en función del  $F_n$  del modelo

Por otro lado, es necesario diferenciar el comportamiento de la resistencia para las diferentes condiciones de navegación de la embarcación, puesto que los resultados pueden distar mucho entre si en función de ello. En la siguiente figura se muestra la resistencia obtenida en los diferentes métodos para un  $F_n$  inferior a 0.44, es decir, antes de llegar a la condición de semiplaneo. Se puede observar que el comportamiento en todos los métodos ha sido mucho más similar y con resultados más precisos, siendo los valores obtenidos en Maxsurf Resistance los que otra vez han diferido más. De esto, se puede concluir que a partir de  $F_n$  elevados, en los que la resistencia por formación de olas tiene un peso mucho mayor, la obtención de la

resistencia se vuelve más problemática, con unos resultados menos precisos y un comportamiento más incongruente que para  $F_n$  bajos.

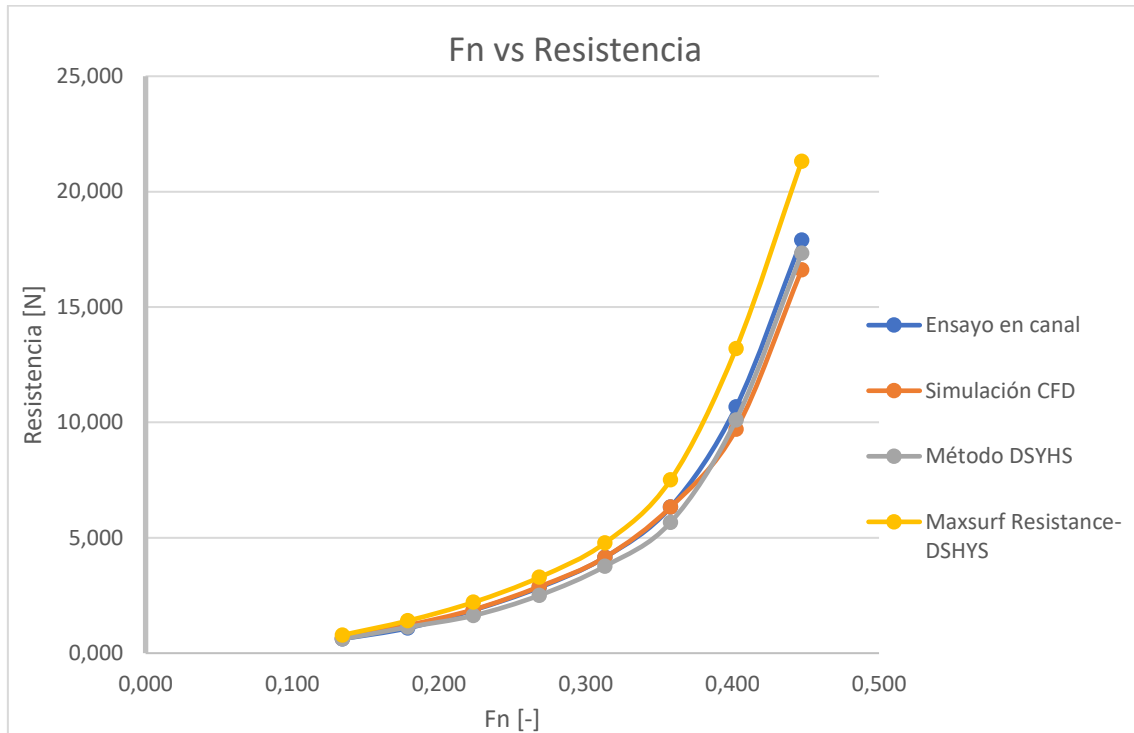


Figura 38. Resistencia al avance de los diferentes métodos estudiados con un  $F_n$  máximo de 0,447

Con los datos obtenidos hasta este punto es posible conocer el comportamiento de los diferentes componentes de la resistencia, pudiendo ver el porcentaje que tienen sobre la resistencia total y si su comportamiento es el mismo en el caso del ensayo de remolque y en la simulación CFD. Esto es interesante para verificar si el comportamiento de las diferentes componentes es similar al que se ha descrito en la parte teórica del trabajo.

Como ya se ha mencionado, desde el método de Delft no se hayó una formulación del factor de formas lo suficientemente preciso como para que pueda representar correctamente la geometría de los modelos, es por ello que se siguió el método de Froude y por lo tanto es el que se empleará a continuación. La resistencia de fricción se ha calculado mediante la recomendaciones de la ITTC, siguiendo la línea de fricción ITTC-57 (4). La resistencia residual se ha obtenido mediante la diferencia de la resistencia total obtenida y la resistencia de fricción.

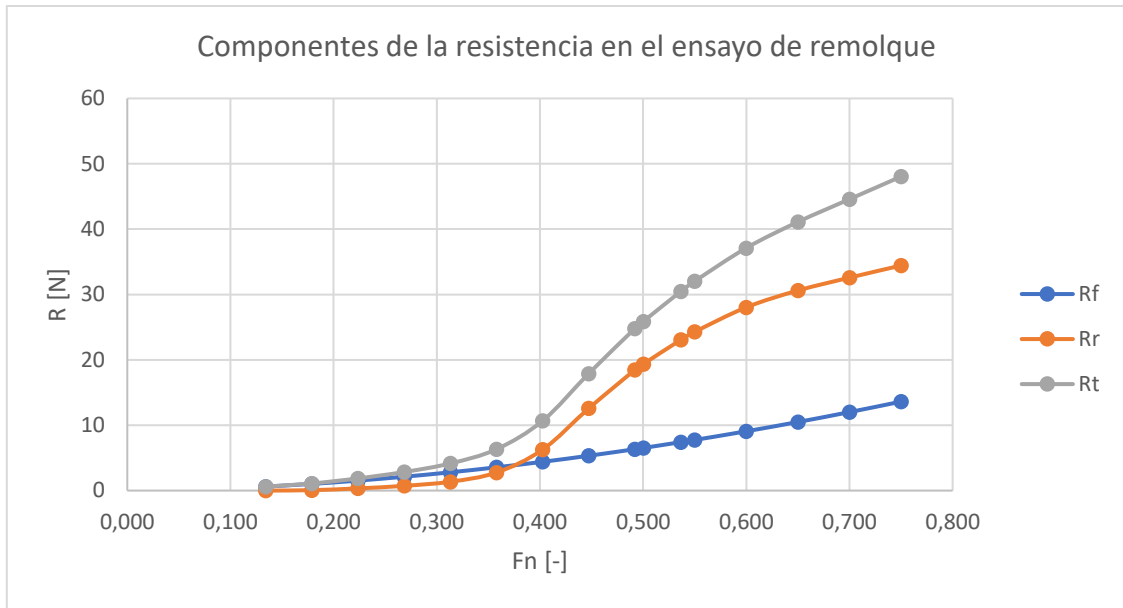


Figura 39. Componentes de la resistencia al avance en el ensayo de remolque

Como se puede observar en la Figura 39, la resistencia de fricción ha seguido un comportamiento exponencial a medida que se aumentaba la velocidad, siendo lo esperado teniendo presente la expresión (10). Por otro lado, la resistencia residual, en la que se incluye la resistencia por formación de olas, también ha seguido el comportamiento esperado. A velocidades bajas ha representado un valor muy reducido de la resistencia, siendo inferior a la resistencia de fricción, y, a medida que se ha incrementado la velocidad, esta componente ha aumentado en gran medida, sobretodo apartir de Fn de 0.4, llegando a representar el porcentaje más elevado de la resistencia total.

En el caso de la simulación por CFD, el comportamiento que se ha obtenido ha sido semejante al del ensayo de remolque, como se puede apreciar en la siguiente figura.

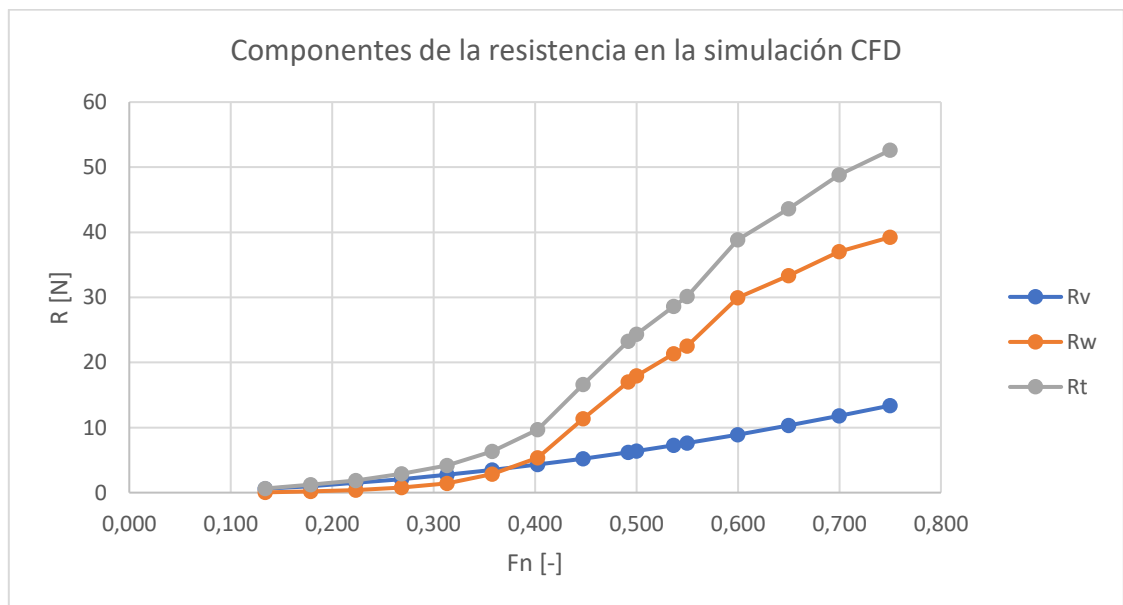


Figura 40. Componentes de la resistencia al avance en la simulación CFD



## Capítulo 7. Influencia de la geometría en la resistencia al avance

Como última parte del proyecto, se ha querido hacer una mención especial a la influencia que tienen las formas del casco en las diferentes componentes de la resistencia al avance vistas con anterioridad. Teniendo presente las implicaciones directas de las formas de una embarcación en su resistencia, se puede conseguir optimizarlas en la fase de diseño para obtener una menor resistencia al avance.

Para comprobar dicha influencia se empleará el método estadístico DSYHS. Se ha decidido emplear este método para la verificación del efecto de las formas puesto que, como se ha visto en el apartado anterior, es con el que han obtenido unos resultados y un comportamiento de la resistencia más similar a los resultados del ensayo de remolque. Puesto que en este método no se halló una forma lo suficiente precisa para formular el factor de formas de los modelos se emplea el método de Froude para descomponer la resistencia, dividiéndose así en resistencia por fricción y resistencia residual.

En primer lugar, se presentará los efectos que tienen sobre la resistencia las variables dimensionales principales, es decir, la eslora, la manga y el calado. Para, a continuación, exponerse las variables adimensionales, siendo estas las que se ensayarán para observar su efecto en la resistencia, dando un resultado más representativo.

Cada una de las variables adimensionales se modificará un porcentaje determinado un número de veces hasta obtenerse unos resultados lo suficientemente representativos, mientras se mantiene constante el volumen de carena de la embarcación. Para lograr esto se empleará la herramienta de transformación paramétrica disponible en el software *Maxsurf Modeler*. Los cálculos de la resistencia se efectuarán para un  $F_n$  constante de 0.537.

### 7.1. Dimensiones principales

#### 7.1.2. Eslora

La eslora es la dimensión más relevante a la hora de proyectar un buque. El aumento de la eslora repercute en un incremento directo de la resistencia de fricción, puesto que al hacerlo se incrementa la superficie mojada, como se puede suponer teniendo presente la ecuación (10). Por otro lado, provoca un incremento del  $Re$ , resultando en una ligera disminución del coeficiente de fricción de placa plana, como se puede deducir de la ecuación (4). No obstante, es mayor el incremento que se produce de la resistencia de fricción por el aumento de la superficie mojada que la disminución por el efecto del coeficiente de fricción de placa plana.

En cuanto a la resistencia de presión de origen viscoso, disminuye al aumentar la eslora, puesto que se atenúa el riesgo a que se produzca separación de la capa límite. Esto es porque el  $Re$  incrementa, trabajando así el fluido en un régimen más turbulento, en el que es más difícil que se separe la capa límite. Asimismo, si se aumenta la eslora dejando la manga constante, se reduce la curvatura del casco, lo que propicia una geometría en la que es más poco probable que se produzca este fenómeno.

La resistencia por formación de olas, como se ha comentado con anterioridad, es un fenómeno gravitacional, dependiendo enteramente del  $F_n$ . Luego, si se incrementa la eslora, navegando la embarcación a una velocidad constante, se reduce el  $F_n$ , lo que implica una gran disminución de la resistencia por formación de olas. Así pues, para una misma velocidad, en términos de resistencia por formación de olas, cuanto mayor eslora tenga la embarcación menor resistencia se obtendrá. Recordar que, tal y como se ha visto en el apartado 2.2. Resistencia por formación de olas esta componente de la resistencia presenta un porcentaje mayor de la resistencia total en buques con un  $F_n$  alto.

Viendo todas las componentes de la resistencia no se puede llegar a una conclusión clara del efecto que produce la eslora en la resistencia viscosa, pero si en el caso de la resistencia por formación de olas. Esto implica que se pueda prever, que, en el caso de embarcaciones rápidas, donde la resistencia por formación de olas representa un gran porcentaje de la total, el aumento de la eslora reducirá la resistencia total. Por otro lado, en embarcaciones lentas, donde la resistencia por formación de olas no tiene tanta relevancia, la resistencia total se puede llegar a incrementar por el aumento de la superficie mojada.

### **7.1.2. Manga**

El aumento de la manga produce un aumento de la superficie mojada, por lo que se incrementa el valor de la resistencia por fricción (10).

Asimismo, se produce un aumento de la resistencia de presión de origen viscoso. Si se aumenta la manga mientras la eslora se mantiene constante, se consiguen unas formas de la embarcación más anchas con una curvatura más pronunciada, de forma que favorece a que se produzca desprendimiento de la capa límite.

La resistencia por formación de olas incrementa al aumentar la manga, dado que se produce una perturbación más acentuada de la superficie libre, no obstante, no presenta tanto influencia en esta componente de la resistencia como la eslora.

Así pues, en el caso de la manga, con su aumento se produce un incremento de la resistencia viscosa y por formación de olas, y, por lo tanto, de la resistencia total.

### **7.1.3. Calado**

Como en los casos anteriores, un aumento del calado supone un aumento de la superficie mojada y, por ende, un incremento de la resistencia de fricción (10).

En términos de resistencia por formación de olas, es incierto el efecto que tiene un aumento del calado, por lo que esta componente no se tendrá presente en este aspecto.

En la resistencia por formación de olas, el aumento del calado provoca una ligera perturbación adicional de la superficie libre y por lo tanto aumenta dicha resistencia. No obstante, este incremento de la resistencia es muy pequeño dado que la perturbación que se produce es muy reducida ya que el cambio que se da en la geometría se encuentra relativamente lejos de la superficie libre.



Luego, al no conocer la influencia sobre la resistencia de presión de origen viscoso, existe un cierto factor de incertidumbre, por lo tanto, a priori, no se puede determinar el efecto que tiene en la resistencia total.

## 7.2. Variables adimensionales

### 7.2.1. Relación eslora/manga

La relación eslora/manga presenta una influencia muy similar a la que tiene la eslora. Si se aumenta dicha relación, la resistencia por fricción incrementa y la resistencia de presión de origen viscoso y la resistencia por formación de olas disminuyen.

Puesto que el caso estudiado es para un  $F_n$  de 0.537, considerándose una embarcación rápida, cabe esperar que la resistencia por formación de olas baje en gran medida, y en consecuencia haga bajar la resistencia total.

Como se puede observar en la siguiente figura, se han obtenido resultados acordes con lo descrito, puesto que la resistencia total se ha reducido considerablemente al aumentar la relación  $L/B$ . La resistencia por fricción ha incrementado ligeramente por el aumento de la superficie mojada y la resistencia residual, en la que se incluye la resistencia por formación de olas, se ha reducido en gran medida. Se puede suponer que esta última componente es la que ha hecho bajar la resistencia total de esta manera, ya que al ser una embarcación rápida es la que más peso tiene.

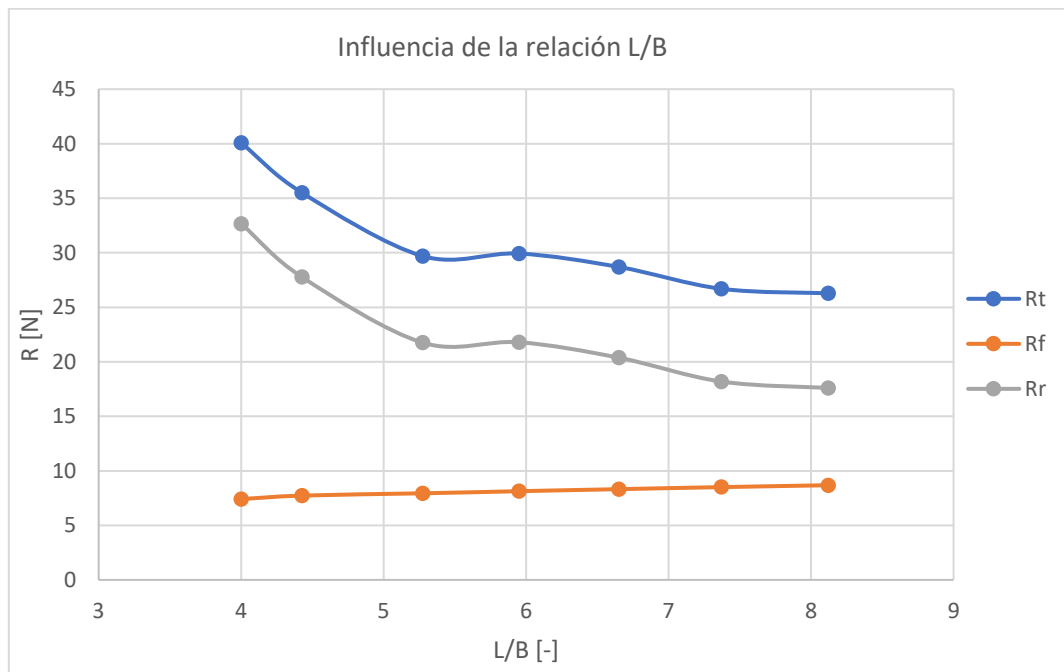


Figura 41. Influencia de la relación  $L/B$  sobre la resistencia al avance

Teniendo esto presente, la solución que se da en la práctica es que cuanto más rápido sea la embarcación, se aplica una relación eslora/manga mayor, permitiendo reducir así la componente de la resistencia más influyente, la resistencia por formación de olas.

### 7.2.2. Relación manga/calado

La influencia de la relación manga/calado sobre la resistencia al avance es muy similar a la de la manga. Al aumentar la relación, aumenta la superficie mojada y por lo tanto la resistencia por fricción. Debido a las formas más anchas de la embarcación, la resistencia de presión de origen viscoso y la resistencia por formación de olas también se incrementan. Luego, al incrementar esta relación cabe esperar un aumento de la resistencia total.

Tal y como se puede apreciar en la siguiente figura, se han obtenido los resultados esperados, puesto que la resistencia residual ha aumentado, así como la resistencia de fricción en menor medida, haciendo incrementar la resistencia total de la embarcación.

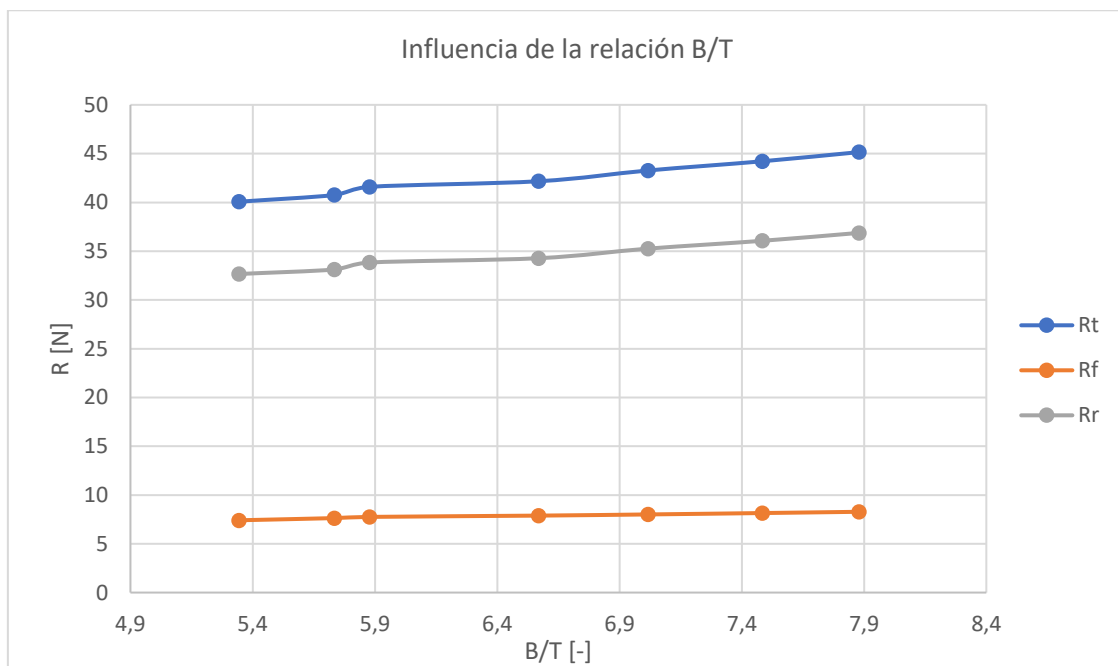


Figura 42. Influencia de la relación B/T sobre la resistencia al avance

### 7.2.3. Coeficiente prismático

El coeficiente prismático es la relación entre el volumen de carena y el volumen de un prisma circunscrito sobre el mismo, cuya sección transversal es igual a la sección maestra del buque. A efectos prácticos, su aumento implica unas formas más llenas de la embarcación. Su expresión es la siguiente.

$$C_p = \frac{V_C}{A_M L} \quad (19)$$

Cabría esperar que, con un mayor coeficiente prismático se obtuviera una mayor resistencia de fricción por un aumento de la superficie mojada. No obstante, no tiene por qué ser así necesariamente, ya que depende en gran medida del tipo de forma de la obra viva de la embarcación.

La resistencia por presión de origen viscoso se incrementa al aumentar el coeficiente prismático, ya que las formas llenas propician a la separación de la capa límite.

Para un mismo desplazamiento, el aumento del coeficiente prismático supone que este se reduzca en la zona central de la embarcación y se desplace a sus extremos. De forma generalizada, esto implica que las formas de proa y popa, al ser más llenas, perturben más la superficie libre y por ende se incremente la resistencia por formación de olas.

Asimismo, las formas llenas perturban mucho más la superficie libre y en consecuencia se aumenta en gran medida la resistencia por formación de olas.

Así pues, el efecto del coeficiente prismático es incierto, pero se puede suponer que su aumento, sobretudo en buques rápidos como el caso estudiado, incrementará su resistencia total por el gran aumento de la resistencia por formación de olas y el incremento de la resistencia de presión de origen viscoso.

Los resultados obtenidos han coincidido con la suposición realizada. A pesar de que la resistencia de fricción se ha mantenido prácticamente constante, la resistencia residual ha aumentado por el incremento de la resistencia por formación de olas y/o la resistencia de presión de origen viscoso, debido a las formas más llenas de la embarcación.

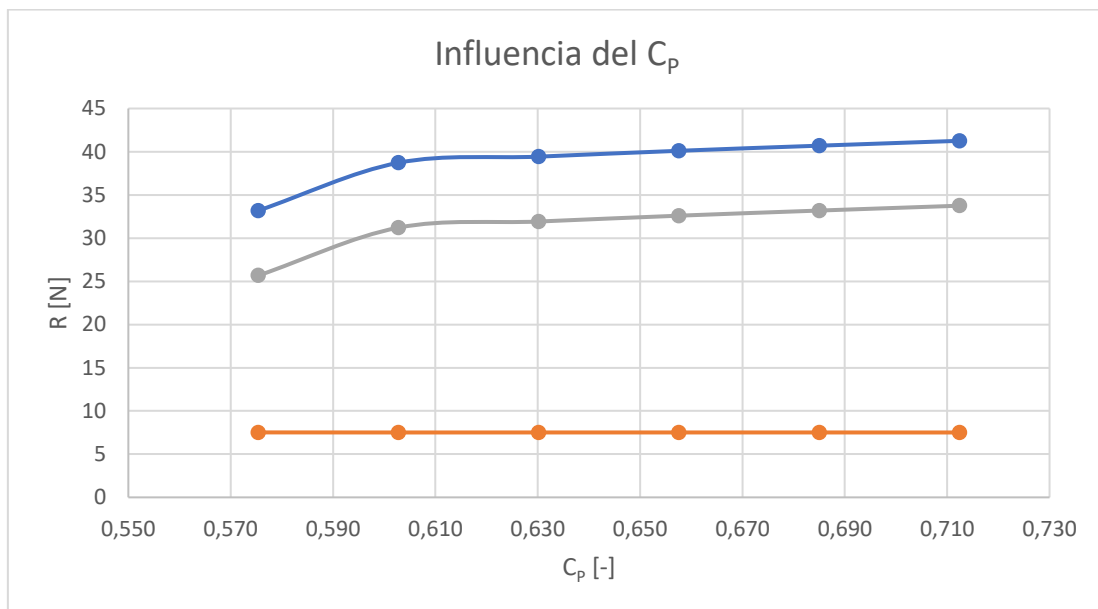


Figura 43. Influencia del  $C_p$  sobre la resistencia al avance

### 7.2.5. Coeficiente de la maestra

El coeficiente de la maestra representa la relación entre el área de la cuaderna maestra y la del rectángulo que la circunscribe. Así pues, a medida que este coeficiente se acerca más a la unidad, implica que la cuaderna maestra se asemeja más a un rectángulo. Su expresión se muestra a continuación.

$$C_M = \frac{A_M}{BT} \quad (20)$$

Este coeficiente no presenta una influencia clara en la resistencia viscosa, pero sí sobre la de formación de olas. Al aumentar el coeficiente de la maestra para un desplazamiento constante la curva de áreas de la embarcación se acentúa en la zona central, mientras que en los extremos

se reduce. Esto provoca la aparición de hombros más pronunciados, que provocan mayores perturbaciones en la superficie libre generando así sistemas de olas más elevados y, por ende, aumentando la resistencia por formación de olas.

El efecto real sobre la resistencia total es complicado de saber, puesto que la influencia sobre la resistencia de fricción y la resistencia de presión de origen viscoso es incierta. En el caso estudiado, tal y como se muestra a continuación, la resistencia por fricción y la resistencia residual se han mantenido prácticamente constantes con la variación del coeficiente de la maestra. Posiblemente es porque se ha compensado el efecto del incremento de la resistencia por formación de olas con las otras componentes.

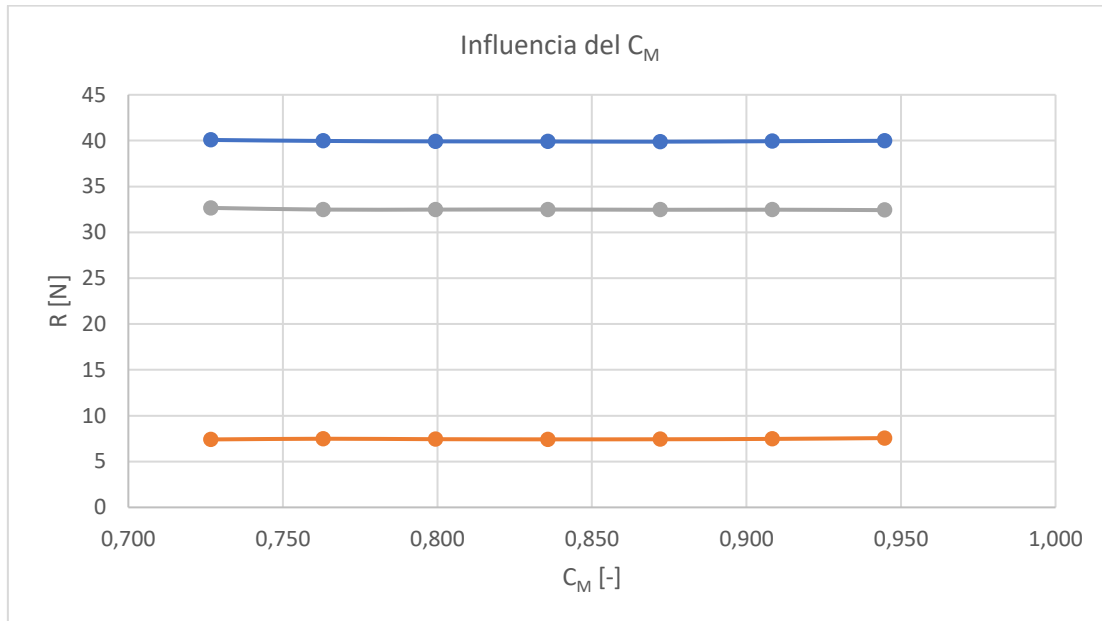


Figura 44. Influencia del  $C_M$  sobre la resistencia al avance

## Conclusiones

En el presente Trabajo de Fin de Grado se ha podido realizar un estudio detallado de los métodos de predicción de resistencia al avance empleados en la actualidad, permitiendo determinar la utilidad y precisión de cada uno de ellos, así como sus limitaciones. Puesto que el ensayo en canal es el más fidedigno con la realidad, se han empleado sus resultados para verificar los de los otros métodos. Se han obtenido unos resultados que se han considerado satisfactorios, tanto con el método estadístico de DSYHS, con un 4.47 % de error respecto el ensayo de remolque, como en la simulación CFD, con un 5.55 %. Por norma general, los métodos estadísticos no suelen ser tan precisos, teniendo un error promedio entorno al 20%, este ha sido un caso particular debido a similitud geométrica de los modelos ensayados para realizar el método estadístico, siendo además el modelo estudiado uno de los que se empleó para realizarlo.

Se le ha dado un peso especial a la simulación por CFD, permitiendo establecer una primera toma de contacto con este método, cada vez más empleado en el sector naval. Se ha podido verificar la utilidad de su uso para simular problemas hidrostáticos, obteniendo resultados de la resistencia al avance bastante similares con los reales. Para ello ha sido necesario documentarse ampliamente, puesto que, al estar sujeto a una serie de simplificaciones y no ser totalmente fiel con la realidad, una de las partes más importantes de cualquier simulación es verificar su calidad, así como que los resultados que se ven en el post-proceso son fidedignos con la realidad.

Asimismo, se ha visto que los problemas estudiados mediante dinámica de fluidos computacional, a pesar de fundamentarse en la mayoría de casos en la misma base, dependen en gran medida de los modelos de turbulencia seleccionados y del software empleado para llevar a cabo la simulación. Existe una gran variedad de programas de simulación CFD, algunos de ellos, siendo los más recomendables para el tipo de simulación realizada, enfocados directamente al sector naval. No obstante, muchos de estos programas tienen una aplicación meramente industrial, sin poder utilizarse para un uso académico. Teniendo esto presente, se han probado varios, siendo finalmente *Ansys CFX* el escogido, tanto por la facilidad de su interfaz de usuario como por la precisión de sus resultados. Destacar asimismo la importancia de realizar un correcto estudio sensitivo del mallado del problema, puesto que es de las partes que más influencia tienen en la calidad de los resultados obtenidos y del tiempo computacional requerido.

El análisis de las diferentes componentes de la resistencia al avance, así como de la influencia de las formas de la embarcación en la misma, ha servido para alcanzar un buen nivel de comprensión y poder interpretar y determinar si el comportamiento de la resistencia estudiada ha sido el esperado en todo momento.

A lo largo del proyecto se ha ganado un especial interés en la aplicación del CFD para la resolución problemas hidrodinámicos, abriendo muchas posibilidades a la continuación del trabajo realizado. En primer lugar, se podría mejorar la precisión de los resultados, con un mayor estudio sensitivo de la malla generada. Asimismo, otorgar a la embarcación los seis grados de libertad, permitiría simular un comportamiento de la misma más fidedigno con la realidad, permitiendo obtener así datos que no ha sido posible adquirir con las simulaciones realizadas, como el trimado y la escora. Por último, otro campo por el cual sería posible continuar el trabajo es el del estudio del comportamiento en la mar de la embarcación, se considera que este es especialmente útil en las etapas tempranas de diseño para este tipo de embarcaciones para poder observar su comportamiento al navegar y optimizarlas en función de ello.

## Bibliografía

- A User Manual for the Delft Systematic Yacht Hull Series Database website.* Michiel Katgert, Jasper den Ouden.
- An approximate power prediction method.* Mennen, J. Holtrop and G.G.J.
- ANSYS CFX 16.2.3 Tutorial.
- Anthony F. Molland, Stepehn R. Turnock, Dominic A. Hudson. 2011. *Ship Resistance and Propulsion - Practical estimation of ship proppulsive power.* 2011.
- Bentley, Systems. 2016. User Manual - Maxsurf Resistance. 2016.
2018. Boat International. [En línea] 13 de 06 de 2018. <https://www.boatinternational.com/yachts/yacht-design/typical-superyacht-hull-shapes-explained--701>.
2018. CFD Online. [En línea] 14 de 06 de 2018. [https://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence\\_modeling](https://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_modeling).
- Chaves Varela, Jeremías, Picado Calvo, Aarón y Steller Solórzano, Juan Miguel. 2005. *Aplicaciones de Control en Barcos.* 2005.
2018. Creative Minds. [En línea] 15 de 06 de 2018. <https://ananddarjiblog.wordpress.com/2016/09/27/all-about-meshing/>.
- Durán, Adrián Lozano. 2014. *Notas sobre Dinámica de Fluidos Computacional.* 2014.
- ITTC - Recommended Procedures and Guidelines - Practical Guidelines for Ship Resistance CFD.*
- ITTC - Recommended Procedures and Guidelines - Resistance Test - 7.5-02-02-01.*
- ITTC - Recommended Procedures and Guidelines - Ship Models - 7.5-0.1-0.1-0.1.*
- ITTC. *Final Report and Recommendations to the 28th ITTC - The Resistance Comitee.*
- ITTC-Recommended Procedures and Guidelines - Practical Guidelines for Ship CFD Applications.*
- Jurado Granados, Joel. 2016. Apuntes asignatura 'Propulsores' (280667). 2016.
- Keuning, J A y Sonnenberg, U B. *Approximation of the Hydrodynamic Forces on a Sailing Yacht bases on the 'Delft Systematic Yacht Hull Series'.* s.l. : Shiphydrodynamics Laboratory - Delft University of Technology.
2018. LearnEngineering. [En línea] 13 de 04 de 2018. [www.learnengineering.org](http://www.learnengineering.org).
- Lecture 7 - Meshing. Applied Computational Fluid Dynamics.* Bakker, André.
- Mayor, D. Antonio Baquero. 2009. *Resistencia al avance del buque.* Madrid : s.n., 2009.
- Montesinos, José Luis Ortín. Hydrodynamic modelling of hulls using RANSE codes.
- Perez G, C.A., Tan, M. y Wilson, P.A. *Validation and Verification of Hull Resistance Components Using a Comercial CFD Code.*

---

R. Welty, James, y otros. 2000. *Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer*. s.l. : Wiley, 2000.

2018. School of Sailing. [En línea] 20 de 06 de 2018. <http://www.schoolofsailing.net/true-and-apparent-wind.html>.

White, Frank M. 2003. *Mecánica de Fluidos*. Madrid : Mc Graw Hill, 2003.