

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
Departamento de Matemática Aplicada y Estadística



TRABAJO FINAL DE GRADO

Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico



Titulación: GRADO EN ARQUITECTURA NAVAL E INGENIERÍA DE SISTEMAS MARINOS

Alumno: **Sonia Martínez Muñoz**

Directores: Sonia Busquier Sáez

María José Legaz Almansa

Diciembre de 2017

Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

Trabajo Fin de Grado en Arquitectura Naval e
Ingeniería de Sistemas Marinos

Sonia Martínez Muñoz

19/12/2017

Directora: Sonia Busquier Sáez
Codirectora: María José Legaz Almansa.

ÍNDICE

Contenido

1. Introducción	6
2. Evolución de la propulsión naval.....	10
2.1 Propulsión a vapor	10
2.1.1 Barcos con vapor en el siglo XVIII.....	11
4.1.2 Fulton y Stevens	14
2.2 Turbinas de vapor.....	16
2.3 Motores de combustión interna	18
2.4 Turbinas de gas.....	18
2.5 Propulsión eléctrica.....	20
2.5.1 Los principios de la propulsión eléctrica	20
2.6 La propulsión nuclear	22
2.6.1 Los buques nucleares	23
2.7 Instalaciones mixtas	26
3 Conceptos básicos.....	30
3.1 Teoría del buque y las partes que la componen	30
3.2 Resistencia total y sus componentes	30
3.2.1 Resistencia al avance.....	30
3.2.2 División de la resistencia en sus componentes.....	32
3.2.3 Análisis dimensional.....	34
3.2.4 Dependencia del coeficiente de resistencia total de los parámetros adimensionales.	40
3.3 Influencia de las dimensiones del buque en la resistencia al avance	44
3.3.1 Influencia de las dimensiones principales.....	44
3.4 Propulsores y maquinaria propulsora	47
3.4.1 Tipos de potencia y rendimientos según la maquinaria propulsora.....	47
4. Especificaciones y restricciones del amador.....	54
5. Elaboración de la base de datos.....	56
5.1 Cálculo de la eslora entre perpendiculares de los buques de la base de datos	57



5.2 Cálculo del calado de los buques de la base de datos	60
5.2.2 Cálculo del calado en función de la eslora total (LOA).....	61
5.2.3 Cálculo del calado en función de la manga (B)	62
5.3 Cálculo del puntal de los buques de la base de datos	64
5.3.1 Cálculo del puntal en función de la eslora total (LOA).....	64
5.3.2 Cálculo del puntal en función de la manga (B).....	67
5.4 Cálculo del arqueo de los buques de la base de datos	69
5.5 Cálculo de la potencia de los buques de la base de datos	72
5.6 Cálculo de la velocidad de los buques de la base de datos.....	75
5.6.1 Cálculo de la velocidad en función de la potencia (BHP)	75
5.6.2 Cálculo de la velocidad en función de la manga (B).....	79
6. Dimensionamiento del buque.....	86
6.1 Cálculo de la eslora.....	87
6.1.1 Cálculo de la eslora a partir del arqueo bruto (DWT), $L = f(DWT)$	88
6.1.2 Cálculo de la eslora a partir de la velocidad (V), $L = f(V)$	90
6.2 Cálculo de la eslora entre perpendiculares.....	93
6.2.1 Cálculo de la eslora entre perpendiculares a partir de la eslora total (LOA), $L_{pp} = f(LOA)$	93
6.3 Cálculo de la manga	95
6.3.1 Cálculo de la manga a partir de la eslora, $B = f(LOA)$	95
6.4 Cálculo del puntal.....	97
6.4.1 Cálculo del puntal a partir de la eslora, $D = f(LOA)$	97
6.4.2 Cálculo del puntal a partir de la manga, $D = f(B)$	99
6.5 Cálculo del calado.....	100
6.5.1 Cálculo del calado a partir de la eslora, $T = f(LOA)$	101
6.5.2 Cálculo del calado a partir del puntal, $T = f(D)$	102
6.5.3 Cálculo del calado a partir de la manga, $T = f(B)$	106
6.6 Cálculo de la potencia	108
6.6.1 Cálculo de la potencia a partir de la eslora, $BHP = f(LOA)$	108
6.6.2 Cálculo de la potencia a partir de la velocidad, $BHP = f(V)$	111
6.7 Resumen de las dimensiones principales del buque proyecto	115



6.8 Relaciones adimensionales	116
7. Formas del buque.....	118
7.1 Cálculo del coeficiente de bloque	118
7.1.1 Fórmula de Alexander	118
7.1.2 Fórmula de Townsin	119
7.1.3 Fórmula de Katsoulis	120
7.2 Cálculo del coeficiente de la maestra	121
7.2.1 Fórmula de Kerlen	121
7.2.2 Fórmula de HSVA.....	121
7.3 Cálculo del coeficiente prismático longitudinal	121
7.3.1 Fórmula de L. Troost	122
7.4 Cálculo del coeficiente de la flotación	122
7.4.1 Fórmula de schneekluth	123
7.4.2 Fórmula de J. Torroja	123
7.5 Cálculo de la posición longitudinal del centro de carena.....	125
7.5.1 Fórmula de L. Troost	125
7.5.2 Según el canal de experiencias hidrodinámicas, MARIN	125
7.6 Cálculo del semiángulo de entrada a la flotación	126
8. Cálculo de la resistencia y potencia del buque proyecto.....	130
9. Elección del sistema propulsivo	140
10. Selección de la hélice óptima perteneciente a la serie B de Wageningen.....	146
10.1 Huelgos mínimos hélice – carena y rpm del propulsor	146
10.2 Proceso de selección del propulsor óptimo	149
10.2.1 Cálculo de los coeficientes propulsivos.....	154
10.3 Selección del propulsor en función del motor principal	156
10.4 Análisis del propulsor en sobrecarga	165
11. Estudio de la línea de ejes	174
11.1 Caracterización del sistema y equipos asociados	177
11.2 Dimensionamiento y cálculos asociados.....	180
11.2.1 Cálculo de los diámetros de los ejes en función de la Sociedad de Clasificación “Lloyd’s Register”	180



12.2.2 Cálculo de los diámetros de los ejes por cálculo directo	184
12.3 Cálculo de la distancia máxima entre apoyos del eje	189
12.4 Comprobación de la existencia de resonancia en la línea de ejes	193
11.5 Comprobación de las longitudes máximas entre los apoyos a través de la Velocidad crítica de Whirling.	199
11.6 Uniones de los tramos que conforman la línea de ejes	203
11.6.1 Unión eje – eje	205
11.6.2 Unión eje intermedio – eje de proa y eje de proa - reductor	212
11.6.3 Acoplamiento entre el motor propulsor y reductor	219
11.7 Análisis de las líneas de ejes mediante programa DT Beam	221
11.8 Elección de los apoyos y de los sellos de bocina.....	228
11.8.1 Elección de los apoyos de las líneas de ejes.....	228
11.8.2 Elección de los sellos de bocina	239
11.8.3 Pasamamparo.....	239
11.8.4 Mantenimiento de línea de ejes	240
12. Análisis matemático de la ecuación de Van der Pol.....	244
12.1 Introducción	244
12.2 Ecuación de Van der Pol.....	244
12.3 Método alternativo para resolver la ecuación de Van der Pol	267
12.4 Referencias del capítulo	278
13. Bibliografía del proyecto	282



Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

Trabajo Fin de Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

Sonia Martínez Muñoz

19/12/2017

Capítulo 1. Introducción



Universidad
Politécnica
de Cartagena



1. Introducción

El objetivo fundamental del presente proyecto es el diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico, así como el cálculo de todos los elementos que la forman.

En el presente proyecto se abordarán las tres primeras fases de la espiral de proyecto, en primer lugar se llevará a cabo una estimación de las dimensiones principales del buque, y para ello se deberá de disponer de una base de datos completa, formada por las características principales y técnicas que reúnen diferentes buques Oceanográficos.

Una vez obtenida la base de datos, se obtendrán las dimensiones principales del buque mediante regresiones lineales. En segundo lugar, se van a definir los parámetros de las formas del buque que se necesitan para el cálculo de la resistencia del buque.

Calculados los parámetros de las formas del buque que se requieren para cálculos posteriores, será necesario el cálculo de la resistencia al avance que presenta el buque. La resistencia que va a presentar la carena del buque en su avance será obtenida a partir del método “J. HOLTROP & G. G. J. MENNEN” y finalmente se realizará el cálculo (mediante reglamento y cálculo directo) y selección de los diferentes elementos que componen el sistema de transmisión de un determinado buque oceanográfico, desde el elemento de generación de energía (motor propulsor) hasta el elemento de generación de empuje (hélice).

En general los buques oceanográficos poseen instrumental para realizar estudios de temperatura, salinidad, oxígeno disuelto, turbiedad, fluorescencia del agua. También analizan la dirección y características de las corrientes marinas y realizan observaciones meteorológicas. El análisis de la biología marina se logra con la captura de ejemplares, utilizando los métodos de pesca que se consideren más adecuados para las especies que son objeto de la investigación. Para los estudios geológicos, se obtienen muestras del lecho y subsuelo marino.

Su interés reside en la particularidad de estos buques, el sistema propulsivo debe de estar diseñado para diversas condiciones de navegación y en condiciones climáticas muy adversas, ya que son embarcaciones que deben de estar acondicionadas para las



tareas de investigación científica en mares y océanos. Por tanto el problema abordado es encontrar el sistema propulsivo lo más fiable y polivalente posible.





Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

Trabajo Fin de Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

Sonia Martínez Muñoz

19/12/2017

Capítulo 2. Evolución de la propulsión naval



Universidad
Politécnica
de Cartagena



2. Evolución de la propulsión naval

Para abordar el contexto histórico de la propulsión naval en el tiempo ha sido interesante lo publicado en el libro “*Evolución de la propulsión naval mecánica*”.

2.1 Propulsión a vapor

A principios de 1780 se incursionó en el empleo del vapor, el motor alternativo fue el primer aparato propulsor usado en marina, al principio como auxiliar de la vela y más adelante como motor propulsor. Durante muchos años, en su constante evolución, resultó insustituible.

La máquina alternativa es una máquina volumétrica de vapor, constituida por uno o más cilindros que contienen émbolos corredizos respecto al eje, apta para transformar la energía calorífica del vapor en movimiento alternativo de los pistones y, por medio de mecanismos apropiados, tales como bielas, cigüeñales, etc., en movimiento rotativo del eje motor.

Dichas máquinas eran de funcionamiento simple y con un elevado índice de fiabilidad, aunque también estaban condicionadas por sus límites en cuanto a la potencia, ya que cuando se llegaban a ciertos valores, éstos resultaban insuficientes para asegurar a los grandes buques velocidades elevadas, provocando así su gradual abandono, primero en favor a la turbina de vapor, y posteriormente, a favor del motor Diesel y de la turbina de gas.

Centrándonos aún en las máquinas alternativas, se puede decir que se dividen en dos grandes categorías:

- a) Máquina alternativa de propulsión a rueda

Durante muchos años las ruedas de paletas, adosadas bien lateralmente en los costados del buque o bien en su popa, fueron el elemento más en boga. El rendimiento de estos propulsores era razonablemente elevado, pero una serie de inconvenientes, como su baja velocidad de giro implicaba una maquinaria muy pesada y su deficiente comportamiento en mala mar o sus distintas inmersiones debidas a diferentes calados



del buque dieron lugar al progresivo abandono de su utilización tras medio siglo de existencia.

- b) Máquina alternat
- c) iva de propulsión a hélice.

El primer uso práctico de la hélice parece reconocido a Ericsson y Pettit Smith, en USA. Desde entonces y sufriendo una paulatina evolución debida a la adaptación a cada vez más exigentes requerimientos, el propulsor de hélice ha sido universalmente aceptado, no teniendo en el presente momento prácticamente ningún rival de consideración dentro de la propulsión de buques, salvo la propulsión por chorros de agua (Water Jet) para buques pequeños de muy alta velocidad (lanchas y yates rápidos).

Las ventajas de la hélice radican en que no se ve prácticamente afectada por el calado del buque, siempre que su diámetro sea elegido adecuadamente, además está protegida por la popa frente a daños provenientes de la mar o de colisiones, no incrementa la manga y puede ser movida a velocidades de rotación moderadas o ligeramente altas con un buen rendimiento.

2.1.1 Barcos con vapor en el siglo XVIII

Una de estas propuestas fue la de un inglés llamado Jonathan Hulls, que en 1736 patentó la solución que se muestra en la siguiente figura. El movimiento rectilíneo del émbolo se convertía en este caso en el circular de la rueda de paletas mediante un doble juego de poleas coaxiales, de una de las cuales halaba la máquina y de la otra, un contrapeso, cuando el émbolo había de ir en sentido contrario. Por supuesto, para impedir que la rueda girara en otro sentido que no fuera el del avance, existía un trinquete.



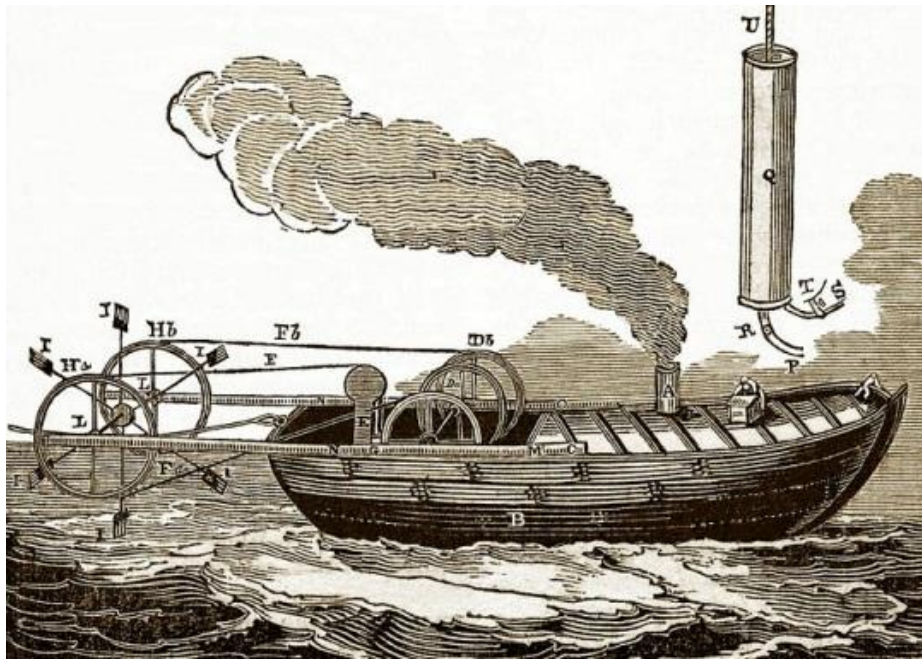
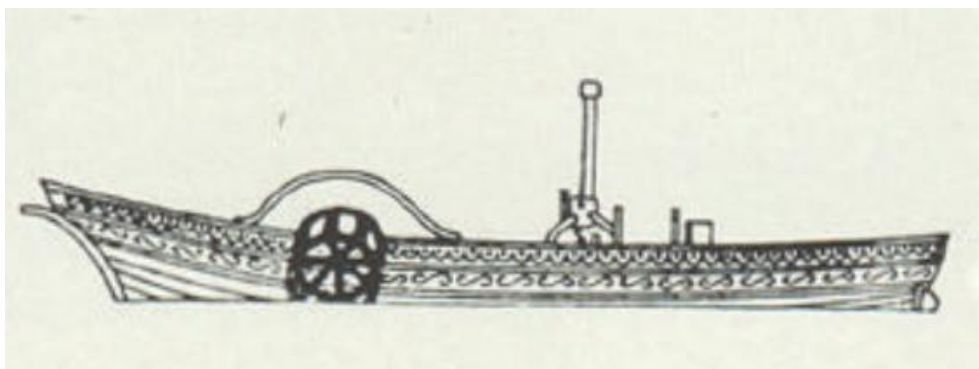


Imagen 2.1. Propuesta de remolcador en 1736.

Seguramente, las primeras realizaciones se llevaron a cabo en Estados Unidos y en Francia. En éste último país, el marqués Claude de Jouffroy d'Abbans, construyó un barco de 40 metros de eslora con el que remontó el río Saona, cerca de Lion, en 1783. Este barco que se llamaba, muy propiamente para la época, “Pyroscaphe”, piroscafi siguió llamándose posteriormente en Italia a los barcos de vapor. Dicho barco puede considerarse, a pesar de su poco éxito desde el punto de vista práctico, como el primer barco que navegó propulsado por vapor. El mal estado en que quedaron las finanzas de su propietario y luego la Revolución Francesa, cortaron otras experiencias.



19 de diciembre de 2017

Imagen 2.2. Buque “Pyroscaphe de Claude de Jouffroy d’Abbens.

Mayor éxito tuvo W. Symington cuando en 1788 había realizado las pruebas de navegación a vapor. Tanta fue su fama, que el entonces secretario, Henry Dundas, le encargó un remolcador a vapor. Este barco que se acabó de construir en 1801, se llamó “Charlotte Dundas”.

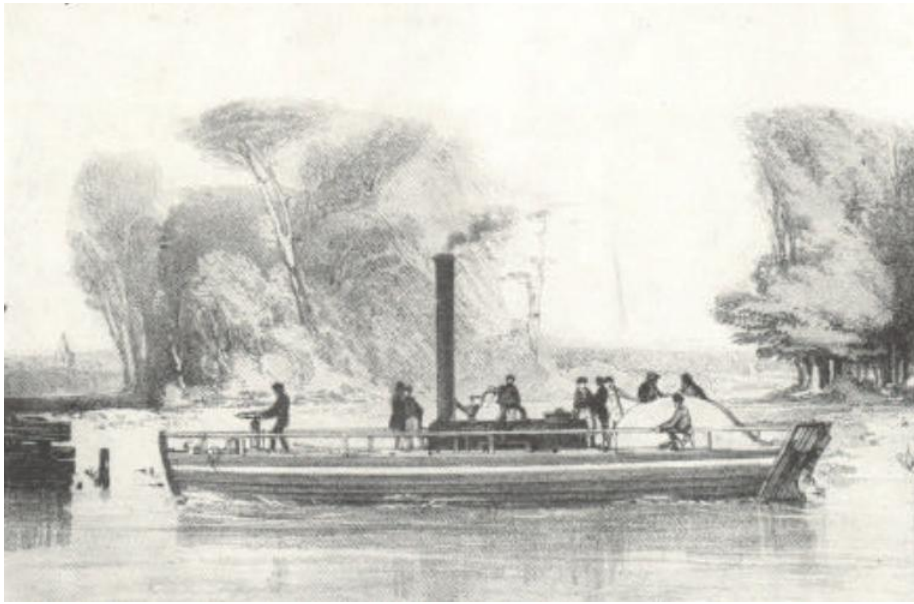


Imagen 2.3. Buque “Charlotte Dundas” 1788.



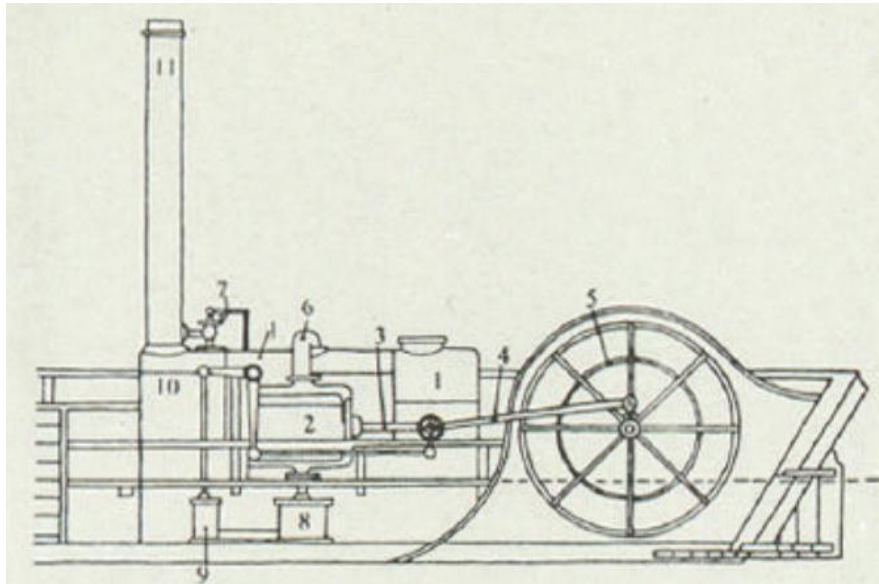


Imagen 2.4: Buque “Charlotte Dundas” 1788.

(1) Caldera; (2) Cilindro; (3) Vástago del pistón; (4) Barra de conexión; (5) Rueda de Paletas; (6) Tubo de alimentación de vapor; (7) Válvula de seguridad; (8) Condensador; (9) Bomba; (10) Caja de humos; (11) Chimenea.

En el “Charlotte Dundas”, la máquina era del tipo que había desarrollado James Watt, al que sin duda se le suele considerar como el adelantado del Siglo del Vapor.

4.1.2 Fulton y Stevens

Era Robert Fulton un norteamericano, que después de haber estudiado en Gran Bretaña, se había establecido en París. Se interesaba por la guerra submarina, la locomoción y otras cuestiones. Entre ellas, la navegación a vapor, en la que acabó adentrándose. El embajador americano en París, que también había hecho experimentos sobre el tema en Estados Unidos, le prestó apoyo. Gracias a lo cual hizo ensayos con modelos de ruedas de paletas, y construyó luego una lancha que probó en el Sena; aunque con tan poca fortuna que se partió y se hundió. El defecto estaba en su estructura, demasiado débil para aguantar el peso de la máquina. Una vez reforzada, consiguió que navegara, aunque a escasa velocidad.

No fue solo Fulton quien en Estados Unidos emprendió la navegación a vapor. Debe citarse entre ellos a Jonh Stevens, que en 1802 había construido en Hoboken una lancha



19 de diciembre de 2017

de 8 metro propulsada por hélice. Tuvo poco éxito, ya que la embarcación daba vueltas en vez de avanzar. Probó con dos hélices girando en sentidos apuestos, pero la caldera, que generaba vapor a una presión superior a la atmosférica, reventaba por las costuras. Solo en 1808 consiguió navegar, lo hizo desde el Hudson a la bahía de Delaware, a donde tuvo que trasladar el barco. Este fue seguramente, la primera travesía marítima de un barco de vapor.

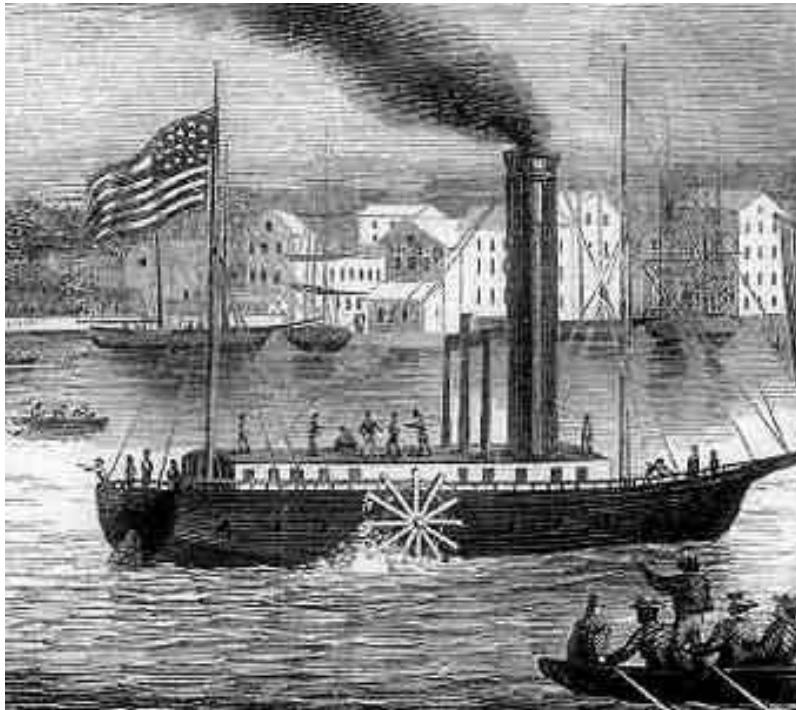


Imagen 2.5. Buque “Clermont”.



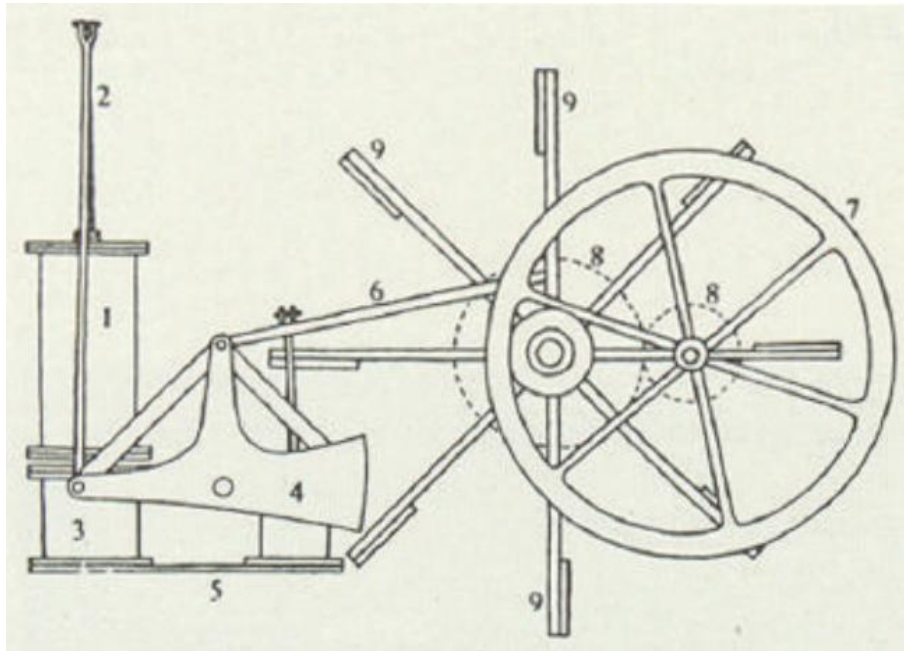


Imagen 2.6. Buque “Clermont”.

(1)Cilindro; (2) Vástago del pistón; (3) Condensador; (4) Contrapeso; (5) Bancada; (6) Barra de conexión; (7) Volante; (8) Engranajes; (9) Rueda de paletas.

2.2 Turbinas de vapor

Finalmente, los motores alternativos en la propulsión naval, que tuvieron tanta importancia en la historia del motor a vapor, hubieron de ceder su sitio a las turbinas que, poseyendo todas la ventajas de las máquinas rotativas, permitieron realizar mayores potencias sobre el eje, con un peso y unas dimensiones notablemente limitadas.

Por otra parte, mientras que el trabajo de la máquina alternativa es generado periódicamente, en las turbinas es generado con continuidad, y, por consiguiente, las sollicitaciones y el desgaste de los órganos de transmisión son menores. Otra ventaja del sistema rotativo, en comparación con la máquina alternativa, es su capacidad de admisión de grandes volúmenes de vapor.

A principios del siglo XIX empiezan a aparecer proyectos más o menos logrados de turbinas, que culminan a final de dicho siglo con la realización práctica y aplicación a los buques de este tipo de máquinas.



En 1884 el ingeniero inglés Charles A. Parsons construye su turbina de reacción de doble flujo la que él mismo perfeccionó en años sucesivos, aplicándola a la propulsión de los buques con verdadero éxito.

Los primeros intentos de Charles A. Parsons fueron la patente y construcción de una turbina de 10 CV para accionar un generador eléctrico, a 1800 rpm. Siendo excesiva la velocidad de dicha máquina para el generador, proyectó luego otro que funcionase bien a velocidades altas. Y diez años después (1894) fundó su propia compañía e hizo los primeros ensayos de propulsión.

Se trataba del pequeño buque llamado “Turbinia”. Las primeras pruebas fueron un fracaso. No obstante, Parsons descubrió que dicho fracaso no era debido directamente a su máquina sino a la hélice, que giraba a excesiva velocidad por estar directamente acoplada, por lo que se concentró en este elemento.

Hizo numerosos ensayos, finalmente con unas conclusiones seguras, alcanzó un rotundo éxito.

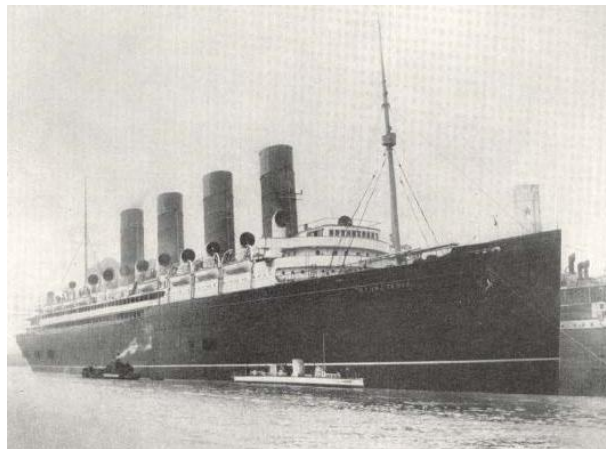


Imagen 2.7. Buque “TURBINIA” abarloado al trasatlántico “MAURETANIA”.

En 1889 el ingeniero sueco De Leval construye la turbina de acción, la cual lleva su nombre. Durante el siglo XX las turbinas han sufrido los mayores perfeccionamientos debidos principalmente a los estudios realizados sobre los vapores y a los mejores materiales empleados en construcción, conservando sin embargo los principios básicos



de las antiguas turbinas, hasta llegar a la segunda mitad del siglo, en que la aparición de la turbina de gas y los perfeccionamientos llevados a cabo en los motores Diesel han motivado que hoy en día apenas se usen.

2.3 Motores de combustión interna

Después de muchos intentos teóricos llevados a cabo por numerosos científicos desde el siglo XVII hasta mediados del siglo XIX, fue en 1867, cuando en la Exposición Internacional de París, los alemanes Otto y Langen presentaron su motor vertical, atmosférico, de encendido por llama y cuyo rendimiento era muy superior a la máquina horizontal de doble efecto inventada por Lenoir en 1860.

El primer motor de cuatro tiempos que funcionó industrialmente fue un motor de gas contruido por Reithmann en 1873. En este año comenzaron a desarrollarse los motores proyectados para quemar exclusivamente combustible líquido, siendo el primer motor Hock, que funcionaba según el ciclo de Lenoir. En 1877, Otto consiguió llevar a la práctica el funcionamiento a cuatro tiempo, en forma similar a la realizada por Reithmann, consiguiendo el motor de gas verdaderamente industrial, que podía competir con la máquina de vapor, el cual se dio a conocer en la Exposición Internacional de Paris en 1878. En 1879 apareció el primer motor de dos tiempo con compresión, construido por el inglés Dugald Clerk. En 1884, Daimler construyó su primer motor, y al año siguiente obtuvo la patente de su primer carburador, empezándose a aplicar en su esencia a la automoción.

En 1890, los constructores Day & Sons patentaron el motor de dos tiempos sin válvulas. A partir de esa fecha se sucedieron los acontecimientos a una velocidad vertiginosa, perfeccionándose continuamente esta máquina, hasta llegar a nuestros días, en que sigue en proceso continuo de mejora.

2.4 Turbinas de gas

El próspero siglo XX dio a luz sorprendentes avances en cuanto al diseño y construcción de buques, considerando el aumento de la eficiencia de las máquinas se implementaron las turbinas de gas.



Las turbinas de gas propiamente dichas son básicamente iguales a las de vapor. Por lo que, una vez demostrada a principios de siglo la validez de las turbinas, no tardaron en presentarse propuestas para esta aplicación.

La utilización de la turbina de gas como máquina de propulsión, desplazando a la turbina de vapor, ha sido total en todas las flotas de guerra, desde la II Guerra Mundial y principalmente en los últimos 25 años. Esta utilización comenzó en fragatas y destructores (buques entre 2000 a 10000 t), actuando actualmente en cruceros, portaaviones (20000 t) y buques de apoyo logístico (hasta 50000 t).

Sin embargo, antes de llegar a este empleo masivo de la turbina de gas como máquina propulsora indiscutible de los buques de guerra actuales, ha sido necesario recorrer un proceso largo, experimental y muy costoso.

Como es sabido, la turbina de gas hizo su aparición en el área industrial en 1938, al entregar Brown Boveri (Suiza) una turbina de gas para una central eléctrica de Neuchatel.

Poco antes de terminar la Segunda Guerra Mundial, Sir Frank Whittle comenzó sus investigaciones con un motor de aviación accionado por una turbina de gas, construyendo la Gloster E28 / 39 en Mayo de 1941. El desarrollo rapidísimo de la aviación, tanto militar como civil, hizo que al final de los años 50 la turbina de gas se impusiera totalmente, desplazando a los motores de gasolina.

Entre los años 1940 y 1960 se realizaron varios proyectos específicos para las marinas militar y civil en Gran Bretaña. Sin embargo, a pesar de la experiencia adquirida con turbinas de gas marinas, se empezó al comienzo de los años 60 a pensar en la posibilidad de emplear, sobre todo en los buques de guerra, la gran experiencia y desarrollo tecnológico de las turbinas de gas de aviación, convenientemente marinizadas. En principio, se enfocó su aplicación a corbetas, fragatas y destructores, aprovechando además la infraestructura industrial que ofrecía la aviación y adaptándolas para cumplir con los requisitos de operación de un buque moderno de guerra de superficie.



Royal Navy tomó la decisión, en 1967, de utilizar las turbinas de gas derivadas de la aviación, como máquinas propulsoras de los futuros buques de guerra, realizando la primera instalación experimental en la HMS Exmouth con una turbina Olympus de 16-20 MW.

En Estados Unidos, se tomó la decisión de utilizar las turbinas de gas como máquinas propulsoras de los futuros buques de guerra, en 1972 (cinco años después), lo que permitió utilizar una turbina de gas más avanzada, como es la LM 2500 de General Electric (GE).

La aplicación de turbinas de gas ha de hacerse siempre mediante un engranaje reductor, ya que la salida de la turbina de potencia es del orden de 3500 rpm y la velocidad de la hélice ha de ser considerablemente menor.

Finalmente decir que, las turbinas de gas pueden proporcionar altas potencias, no necesitan planta de calderas y tienen un peso muy reducido. Sus principales desventajas radican en su elevado costo inicial, su alto consumo específico de combustible y la necesidad de reductores. No es, por lo tanto, una maquinaria “económica” y su uso está extendido sobre todo en buques de guerra en los que el consumo de combustible no es un factor primordial, pero sí lo es el peso y el empacho.

2.5 Propulsión eléctrica

La propulsión eléctrica es aquella en que las máquinas motrices tradicionales y los reductores de velocidad se sustituyen por unos grupos generadores, unos equipos de distribución y conservación de energía eléctrica a bordo, y unos motores eléctricos de propulsión, que accionan las hélices o elementos propulsores del buque.

2.5.1 Los principios de la propulsión eléctrica

Medio siglo antes de que apareciera una máquina motriz que pudiera sustituir a la alternativa de vapor, ya existían los motores eléctricos y las baterías. Por lo que, combinando ambos elementos, se podía propulsar una embarcación en recorridos cortos. Esto es lo que hizo, en 1839, el ruso Jakobi en una lancha con 12 pasajeros, que alcanzó



en esta condición una velocidad de 2,25 nudos, de 6,5 metros de eslora mediante unas ruedas de paletas accionadas por un motor eléctrico de 1 CV al que suministraba corriente una batería de 128 elementos primarios. Su explotación no fue, sin embargo, satisfactoria por el escaso desarrollo que entonces tenían los componentes de la instalación.

Veinticinco años después se aplicaba en los EE.UU. la propulsión mixta en el submarino “Alistitt”, utilizando máquinas alternativas de vapor para la navegación en superficie y motores eléctricos alimentados por pilas para la navegación en inmersión.

No hay otro antecedente de interés hasta que en 1886 se construye en Inglaterra el submarino “Nautilus” con la misma propulsión, pero con el triste destino que se hundió en el Támesis durante las primeras pruebas. Dos años más tarde se botaba el submarino Isaac Peral, de mucho mayor tamaño y éxito, ya que fue el primero que navegó sumergido en mar abierta. Y lo hizo durante una hora, manteniendo el rumbo.

Este método de alimentar el motor eléctrico mediante baterías o acumuladores ha sido prácticamente el único utilizado para la navegación en inmersión hasta que en los años 50 se empezó a aplicar la energía nuclear. Para aumentar la autonomía, las baterías, que al principio solo se cargaban en tierra, se empezaron a cargar a bordo, estando en superficie con una máquina de vapor que llevaba para ello el propio sumergible. Esto se hizo en Francia, a propuesta de Max Laubeuf en 1899. Dos años después, John Holland sustituía en EE.UU dicha máquina por un motor gasolina. Y éste fue el sistema empleado en esta clase de barcos durante las guerras de este siglo. Aunque sustituyendo el motor gasolina por el motor Diesel.

En los buques de superficie, el primer ensayo se realizó en Rusia, en 1903. Sin embargo, era un sistema caro, tanto por la transmisión eléctrica como por los propios motores diesel. Además, y salvo la facilidad de mandar a las máquinas desde el puente, no parecía resolver ningún problema que no lo estuviera ya con la máquina alternativa de vapor.



El motor diesel no ofrece tantas posibilidades para la maniobra, ni tiene la flexibilidad de la máquina alternativa de vapor para acoplarse a los distintos regímenes de marcha. Por lo que cuando sustituyó a aquella, se suscitó la conveniencia de que la transmisión fuese eléctrica en aquellos casos en que podían presentarse problemas de ese tipo.

Los rompehielos son un caso típico de aplicación de la propulsión eléctrica, ya que exigen una excepcional facilidad para dar atrás y una reserva de par motor para que puedan vencer la resistencia opuesta por los hielos que la hélice pueda encontrar. Pero, en general, estas instalaciones han sido relativamente escasas.

2.6 La propulsión nuclear

Para muchos el futuro de la propulsión naval es todavía la energía nuclear, pero se trata de una energía que tiene sus peligros y algunas limitaciones que aún no han sido superadas, especialmente en lo que se refiere a la propulsión de buques de superficie civiles.

La inicialización en este campo se realizó en los años 30, época en que varios físicos experimentaban con uranio, que había mostrado ser un metal muy particular. Por fin, en 1938 pudo Otto Hahn decir que había, por primera vez, conseguido la fisión o rotura de un núcleo de ese metal mediante el bombardeo con neutrones, que había sido descubierto en Inglaterra en la misma década. Cuatro años después lograba Enrico Fermi, en la Universidad de Chicago, que esta reacción se realizara de forma continua: en lo que entonces se llamó una pila atómica.

Es sabido que es posible unir ciertos núcleos atómicos ligeros o dividir otros pesados, con gran desprendimiento de energía. Esto se ha conseguido, aunque con grandes dificultades, ya que para conseguir la unión de dos o más núcleos, que tienen cargas eléctricas del mismo signo, hay que emplear energías extraordinariamente altas para vencer la repulsión que aquellas ejercen.

Por ello, de momento, no solo no se ha aplicado la energía de fusión a bordo, sino que no se prevé que, con lo que ahora se conoce, lo sea en un futuro con las potencias que se necesitan para la propulsión.



En definitiva, la propulsión nuclear es básicamente una propulsión a vapor y además una propulsión a vapor de no muy elevadas características, ya que el propio proceso nuclear no permite tener temperaturas muy elevadas del vapor obtenido, como es siempre de desear para aumentar el rendimiento del ciclo.

La diferencia con el sistema de vapor convencional es que en el nuclear la caldera se sustituye por un reactor, en el cual se verifica el proceso de fisión, mencionado anteriormente, que da lugar a un desprendimiento de calor, que es el que se utiliza para vaporizar el agua. Este vapor es el que, en la forma habitual, desarrolla trabajo en una turbina.

Centrándonos en el reactor nuclear, auténtico corazón del sistema, diremos que el fundamento del mismo es el fenómeno de fisión nuclear. Existen ciertos elementos químicos pesados cuyos núcleos, al tener una cierta inestabilidad, son susceptibles, mediante bombardeo de neutrones de baja energía de escindir en dos núcleos aproximadamente iguales, más ligeros, con producción de nuevos neutrones y un defecto de masa resultante. Este defecto de masa aparece en forma de energía calorífica, en virtud de la conocida ley de Einstein $E = m * c^2$, en la cual E es la energía, m la masa y c la velocidad de la luz.

La importancia del proceso reside en que, si el número de neutrones que parece en cada fisión es suficiente, ya que estos neutrones pueden usarse para mantener indefinidamente el proceso de fisión mientras haya material fisionable.

2.6.1 Los buques nucleares

El primer buque nuclear en hacerse a la mar fue en enero del 1955, fue el submarino norteamericano “Nautilus”. Es lógico que fuera este tipo de buques el que tomara la delantera, ya que, al no precisar aire para quemar el combustible, un submarino nuclear puede desde ese punto de vista permanecer bajo el agua todo el tiempo que su comandante estime conveniente. Lo que tiene una importancia militar enorme. Tanta, que el tener los submarinos alemanes de época que tomar aire de la atmósfera hizo que perdieran la Batalla del Atlántico en la segunda guerra mundial.





Imagen 2.8. Primer submarino nuclear “Nautilus”.

Son submarinos la inmensa mayoría de los barcos nucleares. Suelen ser turbinas engranadas a un solo eje. Así son los de la Marina británica y la mayor parte de los norteamericanos. Pero también los hay con propulsión turboeléctrica (para disminuir el ruido) y así son los franceses y algún norteamericano. Con excepción de los soviéticos, muchos de los cuales tienen dos reactores además de dos ejes, prácticamente todos los demás tienen un solo reactor.

El primero de los buques no militares fue el rompehielos ruso “Lenin”, entregado en 1959 y que con un desplazamiento de 16000 toneladas, llevaba una potencia de 44000 hp. Tenía tres hélices, con sendos motores eléctricos, alimentados por cuatro turbogeneradores. Reunía las ventajas que para esta clase de barcos ofrece la propulsión eléctrica, con la gran reserva de la energía nuclear, que es particularmente deseable en un buque que, de no disponer de ella, puede quedar atrapado por los hielos hasta el próximo verano. De hecho, el resultado fue tan bueno que no tardaron en construirse otros dos rompehielos.





Imagen 2.9. Primer rompehielos nuclear “Lenin”.

Una instalación nuclear crea problemas subsidiarios, como son la descarga y destino de los residuos de combustible, con fuerte radioactividad durante años. Es, además, más cara en cuanto a construcción y mantenimiento que la convencional equivalente.

Algunos buques nucleares mercantes como, el buque alemán “Otto Hahn” y el japonés “Mutsu” eran barcos experimentales contruidos para adquirir experiencia en previsión de que se pudiera presentar una era de propulsión nuclear. Pero nunca se pensó que fueran buques económicos.

Pero, independientemente de su viabilidad o de las ventajas económicas que este tipo de propulsión pueda ofrecer, existe el rechazo de la sociedad, que se traduce en la cuantía de los seguros exigidos ante las consecuencias de un accidente nuclear en puerto y la inseguridad de no ser siempre admitidos en los puertos deseados. Ante estas circunstancias, la inversión en un barco de este tipo se convierte en una aventura, por lo menos, arriesgada. No se repitieron, pues, los barcos mercantes nucleares y se retiraron del servicio, con pocos años, los que ya existían.



2.7 Instalaciones mixtas

En la mayoría de los buques, los diferentes tipos de propulsar un buque se instalan solos, lo que significa que el barco va propulsado por vapor, por motores, por turbina de gas o por un sistema nuclear, pero hay ocasiones, especialmente en buques de guerra donde resulta conveniente disponer y operar en los que se denomina una instalación mixta.

Una instalación se considera mixta cuando utiliza varias máquinas sean o no del mismo tipo y sean o no de las mismas características para dar las distintas velocidades.

En esta definición quedan incluidas aquellas instalaciones donde por ejemplo se utilizan dos motores engranados ya que puede fraccionarse la potencia entregada al eje de forma que sea la de un motor solo o la de los dos trabajando conjuntamente.

En un sentido más restringido y donde el concepto de instalación mixta tiene auténtico significado es en los buques de guerra. En un buque mercante se opera normalmente durante toda la navegación a velocidad uniforme, que se mantiene hasta rendir viaje. En cambio en los buques de guerra es tal la diferencia de situaciones en que puede encontrarse, que es en ellos donde este tipo de instalaciones tiene aplicación específica.

En contra de lo que pueda parecer lógico, el número de horas que un buque utiliza la “toda fuerza” es reducidísimo comparado con las horas totales de navegación o con las que hace a la velocidad económica o de crucero.

De estadísticas tomadas de la II Guerra Mundial y de operaciones navales se ha visto que las horas a plena potencia son del orden del 5 – 10 % de las totales navegadas. Por ellos parece lógico, si existe posibilidad, disponer de dos tipos de máquinas, una de bajo consumo que proporcione la relativamente pequeña potencia que se necesita para la velocidad de crucero y otra, lo más ligera y compacta posible, para que de ella sola o ayude a dar la plena potencia, aunque su consumo específico sea mayor, ya que es poco el tiempo relativo que va a actuar.

Las combinaciones más utilizadas son las que se citan a continuación y están nombradas de acuerdo con su aparición en el tiempo: algunas de esas combinaciones,



concretamente la COSAG, ya no se utiliza por la complejidad tan tremenda que supone el llevar a bordo simultáneamente vapor y gas.

- COSAG: se trata de la combinación de vapor y turbina de gas.
- CODAG: se trata de la combinación diesel y turbina de gas.
- CODOG: se trata de la combinación diesel o turbina de gas.
- COGAG: se trata de la combinación de turbina de gas y turbina de gas.
- COGOG: se trata de la combinación de turbina de gas o turbina de gas.
- CODAD: se trata de la combinación diesel y diesel.
- CODLAG: se trata de la combinación diesel eléctrico y turbina de gas.





Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

*Trabajo Fin de Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas
Marinos*

Sonia Martínez Muñoz

19/12/2017

Capítulo 3. Conceptos básicos



Universidad
Politécnica
de Cartagena



3 Conceptos básicos

3.1 Teoría del buque y las partes que la componen

La teoría del buque es la parte de la Arquitectura Naval que estudia el comportamiento del buque en relación al fluido que lo rodea. Se trata de una aplicación específica de la Mecánica de Fluidos al estudio del comportamiento de un buque.

La Teoría del buque consta de dos partes fundamentales:

- Hidrostática del buque: estudia la flotabilidad del buque en reposo, las fuerzas que actúan sobre él en dicha situación de equilibrio y la estabilidad de dicho equilibrio. Por otro lado, suele incorporarse a la Hidrostática del buque el estudio de la geometría de la carena y los coeficientes y parámetros que la configuran, es decir, lo que se conoce como geometría del buque.
- Hidrodinámica del buque: estudia el comportamiento del fluido alrededor de la carena cuando el buque está en movimiento, así como el comportamiento hidrodinámico de los elementos que sirven para propulsarlo.

La mayor parte del presente trabajo se va a centrar en la parte Hidrodinámica del buque, más concretamente, en la resistencia y propulsión del buque en cuestión. Se estudiarán aquellas fuerzas que se oponen al movimiento rectilíneo longitudinal del buque (avance), en aguas tranquilas y más en profundidad, se estudiarán los elementos que sirven para propulsar el buque, así como todos los aspectos físicos que aparecen como consecuencia de la interacción entre el propulsor y la carena.

3.2 Resistencia total y sus componentes

3.2.1 Resistencia al avance

Cuando un buque se desplaza, con un movimiento de traslación uniforme, en aguas tranquilas, está sometido a una resistencia al avance.

La resistencia al avance de un buque a una determinada velocidad es la fuerza que opone el fluido al movimiento.

Interesa conocer la resistencia al avance por dos razones fundamentales:



En primer lugar porque está directamente relacionada con la potencia que se necesita instalar en la máquina propulsora y con el consumo de combustible, los cuales son aspectos básicos del proyecto y de la operación del buque, respectivamente.

En segundo y último lugar, para poder conseguir, durante la fase de proyecto del buque, unas dimensiones y formas del mismo que consigan que la potencia propulsora sea mínima, optimizando por tanto el buque desde el aspecto de su rentabilidad económica.

La potencia necesaria para vencer esta resistencia se llama potencia de remolque o potencia efectiva, cuya expresión es la siguiente:

$$EHP = \frac{R_T * V}{75}$$

Ecuación 3.1.

Dónde:

R_T , resistencia al avance en Kp.

V, velocidad del buque en m/s

EHP, potencia efectiva en C.V

Dependiendo del modo de calcular la resistencia al avance, ésta deberá ser eventualmente corregida para tener en cuenta:

- La rugosidad de la carena.
- La resistencia aerodinámica de la obra muerta.
- La resistencia hidrodinámica de los apéndices.
- El estado de la mar.
- La profundidad del agua.



3.2.2 División de la resistencia en sus componentes

La resistencia al avance puede descomponerse de diversas formas, con el fin de poder simplificar su estudio. Han existido dos teorías o hipótesis principales que son las siguientes:

3.2.2.1 Hipótesis de Froude

A finales del siglo XIX, W. Froude supuso que la resistencia al avance de un buque estaba compuesta por dos partes separadas e independientes:

- Resistencia de fricción, la cual es igual a la resistencia de una placa plana equivalente de la misma eslora y superficie mojada que el buque en cuestión.
- Resistencia residuo, igual a la diferencia entre la resistencia total o resistencia de avance y la resistencia de fricción.

$$R_T = R_{FPP} + R_R$$

Ecuación 3.2.

Dónde:

R_T , resistencia total al avance en Kp.

R_{FPP} , resistencia de fricción de una placa plana equivalente.

R_R , resistencia residuo.

En la resistencia residuo, están incluidas todas aquellas que no son resistencia de fricción de placa plana, dicha resistencia residuo estará constituida por la resistencia de fricción de superficie curva, la resistencia de presión de origen viscoso y la resistencia por formación de olas.

3.2.2.2 Hipótesis de Hughes

Esta hipótesis debida a Hughes a mitad del siglo XX, es la más utilizada en la actualidad.

Si seguimos la descomposición de Hughes, la resistencia total al avance está formada por la resistencia viscosa y la de formación de olas, como se expresa en la Ecuación 3:



$$R_T = R_V + R_W$$

Ecuación 3.3.

Dónde:

R_T , resistencia total al avance en Kp.

R_V , resistencia viscosa. Debida a la viscosidad del fluido.

R_W , resistencia por formación de olas.

Obviamente, la resistencia de fricción de placa plana que mencionaba Froude tiene su origen en fenómenos viscosos, y, por tanto, forma parte de la resistencia viscosa.

La resistencia viscosa a su vez tiene dos partes, la de fricción y la de presión de origen viscoso. La resistencia de fricción a su vez, para su estudio, suele descomponerse en la de fricción de la placa plana y en el incremento de fricción sobre el casco debido a que éste tiene una forma curva.

Por otro lado, la resistencia de presión de origen viscoso está también originada por tener el casco una forma con curvatura transversal y longitudinal, la cual corresponde a la energía gastada en acelerar lateralmente las partículas de agua. Por ello a la suma del incremento de resistencia de fricción de superficie curva más la de presión de origen viscoso, la cual es debida a la alteración del campo de presiones producido por la capa límite, se le llama resistencia de formas.

Hay que mencionar que la resistencia de formación de olas es del tipo “presión”, es debida a la energía que ha de ser suministrada por el sistema de olas creado en la superficie del agua. Esta energía se emplea en acelerar las partículas de agua verticalmente contra la acción de la gravedad.

Aclarar también que, un cuerpo sumergido en un fluido ideal (no viscoso), sin superficie libre, no experimenta resistencia al avance alguna (paradoja de D`Alembert).



En un fluido viscoso, un cuerpo sumergido totalmente, lejos de la superficie libre, solo experimenta resistencia viscosa, ya que no perturba dicha superficie libre y no crea olas, por lo que $R_W = 0$.

Un cuerpo moviéndose flotando en una superficie libre agua – aire, genera sobre la superficie sistemas de olas que requieren un gasto energético que se traduce en una resistencia al avance, que llamamos resistencia por formación de olas (R_W), la cual está lógicamente incluida en la R_R de Froude.

3.2.3 Análisis dimensional

Una vez definida la resistencia de un buque, sus componentes y las variables de las que depende, se va a tratar de obtener una relación entre ellas utilizando el análisis dimensional.

Antes de aplicar el análisis dimensional, se definen a continuación una serie de definiciones y principios:

-Variable dimensional. Es toda variable física con dimensiones, como puede ser la velocidad, longitud, aceleración, etc.

- Variable adimensional. Es toda variable formada por el producto de una serie de variables dimensionales, cada una de ellas elevada a un exponente, número real, de forma que carece de dimensiones.

Dadas las variables adimensionales $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_n$, y los números reales: $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n$. Si se cumple que $\pi_i = \pi_1^{\lambda_1} \pi_2^{\lambda_2} \pi_3^{\lambda_3} \dots \pi_n^{\lambda_n}$, decimos que π_i es una variable adimensional dependiente de $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_n$. Si no es posible encontrar una π_i que depende de $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_n$ decimos que π_i es independiente.

En cuanto a los principios básicos del análisis dimensional, hay que tener en cuenta dos:

El primer principio dice que toda relación entre variables físicas es dimensionalmente homogénea, por ejemplo:

$$F = m * a$$



$$MLT^{-2} = MLT^{-2}$$

Ecuación 3.4.

El segundo principio dice que toda relación matemática entre variables dimensionales puede ser sustituida por una relación equivalente entre variables adimensionales,

$\pi_i = f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_n)$ siempre y cuando estas formen un conjunto completo. Es el llamado Teorema de Buckingham.

De esta manera, el análisis dimensional reduce el número de variables en estudio, y al ser estas adimensionales, toman el mismo valor independientemente del tamaño del buque.

Seguidamente vamos a aplicar el análisis dimensional al cálculo de la resistencia de un buque.

En primer lugar se puede considerar que la resistencia de un buque depende de:

- Tamaño del buque representando por una dimensión lineal, L
- Características del fluido en que se mueve: viscosidad cinemática, ν , y densidad, ρ .
- Características del campo de presiones: presión P y gravedad, g.
- Velocidad, V.

Por tanto:

$$R_T = f(L, \nu, \rho, P, g, V)$$

Ecuación 3.5.

Se trata de buscar una relación entre las variables adimensionales $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_n$ tal que:

$$R_T = f(L, \nu, \rho, P, g, V) \leftrightarrow \pi_i = f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_n)$$

Ecuación 3.6.



Las π_i serán de la forma:

$$\pi_i = R_T^a L^b \nu^c \rho^d P^e g^f V^g$$

Ecuación 3.7.

Siendo a, b, c, d, e, f y g números reales.

Se procede a descomponer las variables dimensionales en sus dimensiones elementales y las sustituimos en la Ecuación 7.

$$\begin{aligned} \pi_i &= (MLT^{-2})^a L^b (L^2 T^{-1})^c (ML^3)^d (ML^{-1} T^2)^e (LT^2)^f (LT^{-1})^g \\ &= M^{(a+d+e)} L^{(a+b+2c-3d-e+f+g)} T^{(2a+b+2c+g)} = M^A L^B T^C \end{aligned}$$

Ecuación 3.8.

Pero como π_i es adimensional $A = B = C = 0$; ello nos conduce al siguiente sistema:

$$a + b + 2c + 3d + e + f + g = 0$$

$$a + \quad \quad + d + e \quad \quad = 0$$

$$2a + \quad + c \quad \quad + 2e + 2f + g = 0$$

Resulta un sistema de 3 ecuaciones con 7 incógnitas. Hay una solución trivial e infinitas soluciones. De todas ellas solo unas cuantas son linealmente independientes.

$$N = n (\text{número de incógnitas}) - r(\text{rango de la matriz}) = 7 - 3 = 4$$

Ecuación 3.9.

Por lo tanto, el número de soluciones linealmente independientes es 4 que coincide con el número de variables adimensionales que se van a formar.

Así que, la relación $R_T = f(L, \nu, \rho, P, g, V)$ se transforma en otra relación de variables adimensionales $f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4) = 0$, o lo que es lo mismo $\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4)$.

A continuación vamos a resolver el sistema y determinar $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4$.

Reorganizando el sistema de ecuaciones, resulta:



19 de diciembre de 2017

$$b - 3d - g = -a - 2c + e - f$$

$$d = -2a - e$$

$$g = -2a - c - 2e - 2f$$

si damos valores a a, c, e y f, resulta un sistema de 3 ecuaciones con 3 incógnitas.

Se le van a dar valores de tal forma que en cada una de las soluciones intervenga una variable que no intervenga en las demás. De esta forma nos aseguramos que serán linealmente independientes.

$$a = 1$$

$$b - 3d + g = -1$$

$$b = -2$$

$$c = 0$$

$$d = -1$$

$$d = -1$$

$$e = 0$$

$$g = -2$$

$$g = -2$$

$$f = 0$$

y recordando que :

$$\pi_i = R_T^a L^b \nu^c \rho^d P^e g^f V^g$$

Obtenemos lo siguiente:

$$\pi_1 = \frac{R_T}{L^2 \rho V^2}$$

Ecuación 3.10.

$$a = 0$$

$$b - 3d + g = -2$$

$$b = -1$$

$$c = 1$$

$$d = 0$$

$$d = 0$$



$$e = 0$$

$$g = -1$$

$$g = -1$$

$$f = 0$$

Obtenemos lo siguiente:

$$\pi_2 = \frac{v}{LV}$$

Ecuación 3.11.

$$a = 0$$

$$b - 3d + g = -1$$

$$b = 0$$

$$c = 0$$

$$d = -1$$

$$d = -1$$

$$e = 1$$

$$g = -2$$

$$g = -2$$

$$f = 0$$

Obtenemos lo siguiente:

$$\pi_3 = \frac{P}{\rho V^2}$$

Ecuación 3.12.

$$a = 0$$

$$b - 3d + g = -1$$

$$b = 1$$



$$c = 0$$

$$d = 0$$

$$d = 0$$

$$e = 0$$

$$g = -2$$

$$g = -2$$

$$f = 1$$

Obtenemos lo siguiente:

$$\pi_4 = \frac{Lg}{V^2}$$

Ecuación 3.13.

Como $\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4)$, resulta:

$$\frac{R_T}{L^2 \rho V^2} = f\left(\frac{v}{LV}, \frac{P}{\rho V^2}, \frac{Lg}{V^2}\right)$$

Ecuación 3.14.

A continuación se definen:

C_T , Coeficiente específico de resistencia total, el cual se obtiene de multiplicar el monomio π_1 por $2 \frac{L^2}{S}$

$$C_T = 2 \frac{L^2}{S} \pi_1 = \frac{R_T}{\frac{1}{2} \rho S V^2}$$

Ecuación 3.15.

R_n , Número de Reynolds:

$$R_n = \frac{1}{\pi_2} = \frac{VL}{v}$$

Ecuación 3.16.



C_p , Coeficiente de presión:

$$C_p = \pi_3 = \frac{P}{\rho V^2}$$

Ecuación 3.17.

F_n , Número de Froude:

$$F_n = \frac{1}{\sqrt{\pi_4}} = \frac{V}{\sqrt{gL}}$$

Ecuación 3.18.

Se puede observar que el coeficiente de resistencia total, va a depender tanto del número de Froude como del número de Reynolds:

$$C_T = F(R_n, C_p, F_n)$$

Ecuación 3.19.

3.2.4 Dependencia del coeficiente de resistencia total de los parámetros adimensionales.

3.2.4.1 La influencia del coeficiente de presión

La resistencia de presión es debida a la diferencia que existe entre las presiones de la proa y de la popa al integrar las mismas sobre la superficie del casco, ya que las presiones existentes en babor y estribor son iguales por simetría del buque respecto al eje de crujía y se compensan mutuamente.

Los valores absolutos de dichas presiones de proa y popa no influyen, solo la diferencia relativa entre los mismos. Por ello, al representarnos C_p el valor de la presión absoluta que existe en el medio, se puede concluir con que C_p no influye en la resistencia, como se ha podido comprobar experimentalmente en multitud de ocasiones. Por lo tanto se puede eliminar C_p y escribir:

$$C_T = F1(R_n, F_n)$$



Ecuación 3.20.

3.2.4.2 Los números de Reynolds y Froude en modelo y buque

Partiendo de la ecuación 20, donde el coeficiente de la resistencia total depende solamente del número de Reynolds y del número de Froude, una posible solución al problema de la obtención de la Resistencia del buque a partir de ensayos con modelos sería hacer dichos ensayos de tal manera que se cumpliera de manera simultánea:

$$(Rn)_{mod} = (Rn)_{buq}$$

$$(Fn)_{mod} = (Fn)_{buq}$$

Entonces se cumpliría sin duda que $(C_T)_{mod} = (C_T)_{buq}$, o lo que es lo mismo:

$$\frac{R_{Tm}}{\frac{1}{2} \rho S_m V_m^2} = \frac{R_{Tb}}{\frac{1}{2} \rho S_b V_b^2}$$

Ecuación 3.21.

Y siendo conocidos los valores de S_m, S_b, V_m y V_b , así como R_{Tm} , que se mide durante el ensayo, entonces sería inmediato conocer R_{Tb} .

A continuación se ve con detalle a que obliga la igualdad simultánea de los números de Froude y Reynolds entre modelo y buque.

-En primer lugar, si suponemos que:

$$(Fn)_{mod} = (Fn)_{buq}$$

Entonces:

$$\frac{V_m}{\sqrt{gV_m}} = \frac{V_b}{\sqrt{gV_b}}$$

Ecuación 3.22.

Despejando la velocidad del modelo nos queda la siguiente ecuación:



$$V_m = V_b \sqrt{\frac{L_m}{L_b}} = V_b * \sqrt{\frac{1}{\lambda}}$$

Ecuación 3.23.

Siendo $\lambda = L_b/L_m$, es decir la escala del modelo, por lo tanto la escala del modelo ha de ser $\sqrt{\lambda}$ veces menor que la del buque.

-En segundo lugar, suponiendo también que:

$$(Rn)_{mod} = (Rn)_{buq}$$

Entonces:

$$\frac{V_m L_m}{v_{ag.dulce}} = \frac{V_b L_b}{v_{ag.salada}}$$

Ecuación 3.24.

Y debido a la igualdad simultánea de números de Froude, la velocidad del modelo es:

$$V_m = V_b * \sqrt{\frac{1}{\lambda}}$$

Ecuación 3.25.

Llegando a:

$$\lambda^{\frac{3}{2}} = \frac{v_{as}}{v_{ad}} \approx 1$$

Ecuación 3.26.

Por lo que $\lambda \approx 1$, es decir, tendríamos que construir un modelo de tamaño casi igual que el propio buque, lo que descarta por completo conseguir que Rn y Fn sean iguales en el modelo y buque simultáneamente.



Volviendo al punto de partida, correspondiente a la Ecuación 20:

$$C_T = F_1(R_n, F_n)$$

William Froude estableció una nueva hipótesis, suponer que F_1 era suma de dos funciones independientes de F_n y R_n , es decir que no existían interacciones entre viscosidad y formación de olas. Por tanto:

$$C_T = F_1(R_n, F_n) = f(R_n) + g(F_n)$$

Ecuación 3.27.

A partir de aquí se puede seguir dos caminos:

- a) Hacer iguales los números de Reynolds:

Se llegaría a:

$$C_{TB} = C_{Tm} - g(F_{nm}) + g(F_{nb})$$

Ecuación 3.28.

Entonces, al ser conocido C_{Tm} del ensayo, si conocemos la función g , el problema está resuelto.

- b) Hacer iguales los número de Froude

Se llegaría a:

$$C_{TB} = C_{Tm} - f(R_{nm}) + f(R_{nb})$$

Ecuación 3.29.

Entonces, al ser conocido C_{Tm} del ensayo, si conocemos la función f , el problema está resuelto.

El camino a) conduce a que velocidades del modelo durante el ensayo deberían de ser muy altas (λ veces las del buque), por lo que no es viable. Sin embargo, las velocidades que se obtienen haciendo iguales los números de Fraude son perfectamente alcanzables



en un Canal convencional, y por lo tanto el camino correcto es el b), donde como hemos visto:

$$V_m = V_b \sqrt{\frac{L_m}{L_b}} = V_b * \sqrt{\frac{1}{\lambda}}$$

3.3 Influencia de las dimensiones del buque en la resistencia al avance

3.3.1 Influencia de las dimensiones principales

a) La eslora

Es la dimensión más importante del buque, porque determina el tamaño del mismo.

En el proceso del proyecto del buque, la eslora es la primera de las dimensiones que se fija, una vez estimado el desplazamiento. Para fijar la eslora hay que tener en cuenta varios tipos de consideraciones:

- Hidrodinámicas: de resistencia al avance.
- Capacidad de carga: a más eslora más capacidad de carga.
- Estructurales: para un mismo desplazamiento, un buque más largo, soporta mayores momentos flectores y tendrá mayor escantillonado.
- Económicas: un barco más largo tendrá más peso de acero, más horas de trabajo y en consecuencia será más caro.

La eslora influye en las características hidrodinámicas del buque de la siguiente manera:

- Resistencia de fricción: a mayor eslora tendremos mayor superficie mojada y por lo tanto aumentará R_F . Aunque para una misma velocidad, V , al aumentar L aumenta algo el número de Reynolds, R_n , y por lo tanto disminuye C_F , es mayor la influencia del aumento de la superficie mojada. En definitiva:

$$\uparrow L \quad \uparrow S_m \quad \uparrow R_F$$



- Resistencia presión de origen viscoso: a mayor eslora disminuye la resistencia de presión de origen viscoso, ya que el pico de presiones de la popa no disminuye tanto y además disminuye el riesgo de separación de la capa límite. Luego:

$$\uparrow L \quad \downarrow R_{pov}$$

- Presión viscosa: al aumentar la eslora, la acción conjugada de la resistencia de fricción y de la de presión de origen viscoso es incierta, ya ambas se comportan de manera opuesta como acabamos de mencionar. Es decir:

$$\uparrow L \quad \text{¿? } R_{viscosa}$$

- Resistencia por formación de olas: al aumentar la eslora, R_W disminuye drásticamente debido a la disminución de F_n . De hecho, la acción más eficaz para disminuir la R_W es aumentar la eslora.

$$\uparrow L \quad \downarrow\downarrow R_W$$

b) Manga

La manga se determina a continuación de la eslora durante el proceso de diseño. Las consideraciones más importantes que hay que tener en cuenta son, entre otras:

- Capacidad de bodegas para carga unitaria (containers)
- Navegación en canales por restricciones de manga (Suez, Panamá...): donde la manga máxima para el Canal de Panamá es de 32 m y para el Canal de Suez de entre 50 y 70 m, dependiendo de otras consideraciones.
- Estabilidad transversal: es la consideración más importante.
- Muy raramente se tienen en cuenta consideraciones hidrodinámicas.

La influencia de la manga en las distintas componentes de la resistencia al avance puede resumirse así:

- $R_{FRICCIÓN}$: considerando el resto de dimensiones constantes, a mayor manga mayor superficie mojada y por tanto mayor R_F .



19 de diciembre de 2017

$$\uparrow B \quad \uparrow R_F$$

- $R_{PRESIÓN DE ORIGEN VISCOSO}$: para una misma eslora, un aumento de B siempre produce un aumento de la Resistencia de presión de origen viscoso con riesgo incluso de desprendimiento de flujo.

$$\uparrow B \quad \uparrow R_{POV}$$

- R_W : a mayor manga, aumenta R_W sensiblemente ya que se perturba más la superficie libre, pero esta influencia es menos drástica que la que produce la disminución de eslora.

$$\uparrow B \quad \uparrow R_W$$

De lo anterior, se puede concluir con que un aumento de manga, normalmente produce un aumento de la resistencia total.

c) Calado

las consideraciones más importantes por las que se determina el calado durante el proyecto son:

- Es la más barata de las dimensiones de proyecto. Es decir, si no hay restricción alguna en el calado, el hundir más el buque es relativamente barato, siempre que tengamos margen en el puntal del mismo.
- No obstante lo anterior, y para buques de tamaño mediano/grande, es posible que con frecuencia se encuentren restricciones de calado en determinados puertos, lo que obliga a tener este punto en consideración a la hora de definir el calado del buque.
- También es preciso tener en cuenta la Normativa de Francobordo mínimo que hay que respetar.
- Ligado con lo anterior, un aumento grande del calado nos llevaría a un puntal más grande, para mantener el francobordo. Ello implica un barco más caro, ya que aumentan los escantillones de la maestra, fundamental en las zonas cercanas a la cubierta y al fondo, y por tanto aumenta el peso en rosca del buque, que se



trata de peso no remunerado en el transporte marítimo, y también de los costes de materiales y de horas/hombre de construcción.

La influencia del calado en la resistencia es siempre en el sentido de aumentar todas las componentes cuando aumenta el calado.

3.4 Propulsores y maquinaria propulsora

3.4.1 Tipos de potencia y rendimientos según la maquinaria propulsora

A lo largo del estudio de la Propulsión se manejarán repetidamente los términos “Potencia” y “Rendimiento”, por ser factores esenciales en el Proyecto Hidrodinámico del buque.

El primer concepto de potencia que ha sido utilizado al estudiar la resistencia al avance es la Potencia de Remolque, también llamada Potencia Efectiva, por la traducción del inglés “Effective Horse Power”, (EHP) y fue definido como:

$$EHP (KW) = \frac{R_T V}{75}$$

Ecuación 3.30.

Dónde:

R_T , resistencia total al avance (N)

V, velocidad del buque (m/s)

La bondad, desde el punto de vista de eficiencia, de un sistema propulsor (maquinaria + hélice) viene dada por el concepto de “rendimiento propulsivo” (η_p) que se define como:

$$\eta_p = \frac{\text{Potencia útil}}{\text{Potencia instalada}} = \frac{EHP}{\text{Potencia maquinaria}}$$

Ecuación 3.31.



A la hora de evaluar (η_p) es preciso por tanto conocer cuánto vale la potencia instalada de la planta propulsora.

Según sea el tipo de máquina nos encontraremos con los siguientes tipos de potencia:

a) *Potencia indicada IHP (Indicated Horse Power)*

Se define como:

$$IHP = \frac{p.m.i * cilindrada * N}{75}$$

Ecuación 3.32.

Dónde:

p.m.i, presión media indicada por cilindro

N, número de emboladas útiles por segundo

$N = \frac{zn}{60}$, para máquinas de 2 tiempos

Z, número de cilindros

n, revoluciones por minuto (rpm)

La potencia de las máquinas alternativas de vapor se mide en IHP.

b) *Potencia al freno, BHP (Brake Horse Power)*

Se define como:

$$BHP(CV) = \frac{2\pi Q_b n}{75}$$

Ecuación 3.33.

Dónde:

Q_b , par medido en el freno del motor (N m)



n, velocidad de rotación de la máquina (rps)

Está relacionada con la potencia indicada por la siguiente expresión:

$$BHP = IHP * \eta_{MECÁNICO DE LA MÁQUINA}$$

Ecuación 3.34.

El par en el freno se mide en la brida de acoplamiento de salida del motor durante las pruebas en banco.

La potencia de los motores de combustión interna se mide en BHP, y en los motores diesel se suele llamar potencia nominal o potencia de placa.

c) Potencia en el eje, SHP (Shaft Horse Power)

Es la potencia que se mide a la entrada de la línea de ejes en la bocina. Se determina midiendo el par transmitido mediante un torsiómetro y las revoluciones del eje mediante un cuentarrevoluciones o tacómetro.

Esta es la potencia que se mide en las pruebas de mar en el caso de turbinas de vapor o de gas y se calcula por la siguiente ecuación:

$$SHP (CV) = \frac{2\pi n Q_S}{75}$$

Ecuación 3.35.

Dónde:

Q_S , par entregado por la maquinaria al eje propulsor mediante un torsiómetro (Nm)

n, revoluciones por segundo del eje

Está relacionada con la potencia al freno por la siguiente expresión:

$$SHP = BHP * \eta_K$$



Ecuación 3.36.

Dónde:

η_K , rendimiento mecánico del reductor y de parte de la línea de ejes.

Este rendimiento mecánico incluye las pérdidas en los engranajes y en las chumaceras de apoyo y de empuje.

Las turbinas, por su alta velocidad de funcionamiento, han de llevar obligatoriamente un reductor que, frecuentemente, incluye también la chumacera de empuje. Por realizarse el suministro de los fabricantes de turbinas como un paquete completo, incluyendo el reductor, la potencia de este tipo de máquinas suele medirse en SHP.

d) Potencia entregada a la hélice, DHP (Delivered Horse Power)

Es la potencia que recibe directamente la hélice. No es medible, ya que habría de instalarse un torsiómetro en el exterior del buque, aunque puede estimarse con la siguiente ecuación:

$$DHP (CV) = \frac{2\pi Q_h n}{75}$$

Ecuación 3.37.

Dónde:

Q_h , par absorbido por la hélice (Nm)

n, revoluciones por segundo del propulsor (rps)

Está relacionada con la potencia al freno y la potencia en el eje según las expresiones:

$$DHP = SHP * \eta_{MB}$$



$$DHP = BHP * \eta_M$$

Ecuación 3.38.

Dónde:

η_{MB} , rendimiento mecánico de la bocina

η_M , rendimiento mecánico de la línea de ejes completa

Ambas expresiones son de utilidad cuando la máquina propulsora se trate de turbinas o motores Diesel, respectivamente.

e) Potencia de empuje THP

Es la potencia producida por el empuje suministrado por la hélice, desplazándose respecto al agua una velocidad V_A . Debido a un efecto de arrastre del agua por la carena, esta velocidad es inferior a la de avance del buque V . Se calcula por:

$$THP (CV) = \frac{T * V_A}{75}$$

Ecuación 3.39.

Dónde:

T, empuje de la hélice (N)

V_A , velocidad de avance de la hélice, (m/s)

Está relacionada con la potencia absorbida por la hélice mediante la siguiente expresión:

$$THP = DHP * \eta_B$$

Ecuación 3.40.

Dónde:

η_B , rendimiento de la hélice tras la carena



Se ha podido comprobar que la potencia de cada máquina viene tarada de forma diferente. Por lo tanto, el rendimiento propulsivo, η_p , según la Ecuación 31, tiene diferentes valores según el tipo de máquina instalada, con lo que pierde sustancialmente gran parte de su practicidad como concepto de eficiencia. Por ello es, que en el estudio de la Propulsión como parte de la Hidrodinámica del Buque se prefiere definir otro rendimiento, el rendimiento “cuasi propulsivo” (η_D), el cual solo tiene en cuenta elementos hidrodinámicos y es independiente del tipo de maquinaria propulsora. Se define como:

$$\eta_D = \frac{EHP}{DHP} = \frac{\text{Potencia efectiva}}{\text{Potencia entregada a la hélice}}$$

Ecuación 3.41.



Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

Trabajo Fin de Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

Sonia Martínez Muñoz

19/12/2017

Capítulo 4. Especificaciones y restricciones del armador



4. Especificaciones y restricciones del amador.

El ciclo del proyecto comienza cuando el armador define las características funcionales del buque, así como el número de buques.

Todas las especificaciones y restricciones se imponen en el proyecto conceptual, donde se establecen los requisitos funcionales básicos que definen la misión del buque, donde se determina la viabilidad del proyecto.

Por lo tanto el proyecto conceptual consiste básicamente en un estudio de viabilidad y una definición de requerimientos.

El resultado del desarrollo del proyecto conceptual del presente proyecto por parte del armador es el siguiente:

Tipo de buque: Oceanográfico

- **Velocidad:** 14,5 nudos
- **Clasificación:** Lloyd's Register
- **Arqueo bruto:** 2550 GT
- **Calado máximo:** 5 metros
- **Autonomía:** 8000 millas náuticas
- **Tripulación:** 60 personas



Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

Trabajo Fin de Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

Sonia Martínez Muñoz

19/12/2017

Capítulo 5. Elaboración de la base de datos



Universidad
Politécnica
de Cartagena



5. Elaboración de la base de datos

Mediante la búsqueda de buques del mismo tipo que el buque proyecto en Astilleros [2] se ha podido realizar una base de datos con el fin de las dimensiones principales que caracterizan al buque proyecto, como se verá en el siguiente apartado.

Es fundamental antes de comenzar las regresiones el analizar la base de datos. A la hora de seleccionar los buques que la componen, se aconseja que cumplan:

- Tener la misma misión, o muy similar, al buque a proyectar.
- Tener un valor similar de la dimensión crítica.
- Tener una velocidad similar.
- Disponer de la mayor cantidad de información fiable, en cuanto a dimensiones, pesos y coeficientes de formas.

Se trata de una fase muy importante, ya que el buque proyecto quedará condicionado por la selección de la base de datos, por lo que se aconseja para la elección un análisis del conjunto de las características del buque, y no condicionar dicha selección a una única característica.

En cuanto al análisis de la base de datos, a la hora de utilizar una regresión u otra se huirá de regresiones que tengan una incertidumbre excesiva. Serán adecuadas aquellas regresiones que tengan un coeficiente de correlación igual o mayor a 0,6.

Finalmente, la base de datos se ha llevado a cabo observando otros buques oceanográficos y de investigación pesquera dotados con los mismos o similares equipos de investigación y con características parecidas al buque proyecto.

Como se puede observar en la siguiente Tabla 6.1, muchas de las características de los buques que conforman la base de datos, no se encuentran disponibles, por lo que no se tiene una base de datos con la información suficiente para proceder al dimensionamiento del buque proyecto.



Así que, se recurrirá a regresiones lineales para el cálculo de las dimensiones principales que faltan en cada uno de los buques, de este modo se obtendrá finalmente una base de datos completa y se estará en condiciones de proceder al dimensionamiento del buque.

A continuación se muestra una tabla resumen de todas las dimensiones que por el momento forman la base de datos:

	NOMBRE	LOA (m)	LPP (m)	B (m)	T (m)	D (m)	DWT (GT)	BHP (Kw)	V (nudos)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	66,10	17,40		8,60		4560,00	14,00
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	54,00	12,00	4,50	5,00		1510,80	13,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	60,25	13,20	3,10	6,50		1340,00	12,60
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	32,10	9,40	3,55	4,50		1240,00	12,00
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52		16,00	5,80		3200,00	2145,00	11,00
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	72,54	70,10	15,24	4,57			4176,00	11,50
BUQUE 7	<i>Tioga</i>	18,29		5,18	1,52		53,00	1151,00	18,00
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	62,00	15,50	4,90	5,60	2979,00	2400,00	15,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	56,00	11,25	3,50	4,65	1309,00	1656,00	14,00
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	88,80	18,00	6,50	7,40		4400,00	15,00
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	36,00	10,00	3,30	3,90		3200,00	14,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	84,00	18,00	5,95	9,20			16,50
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvaríño</i>	46,70		10,50	4,00		951,00	1800,00	13,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70		10,50	4,20		988,00	1800,00	13,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	62,70	14,40	5,50	5,80	2495,00	2000,00	14,00
BUQUE 16	<i>Lura</i>	14,30		4,04	1,83		29,58	117,76	8,00
BUQUE 17	<i>José María Navarro</i>	15,80		4,10	1,50		30,01	316,48	12,00
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17		7,35	3,90	4,00	115,00	558,60	9,50
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90		10,50	3,20	5,20	785,00	3600,00	
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20		15,00	5,70	6,50	2813,00	2290,00	16,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06		14,33	4,42	5,10	2823,00	2800,00	13,00

Tabla 5.1: Base de datos

5.1 Cálculo de la eslora entre perpendiculares de los buques de la base de datos

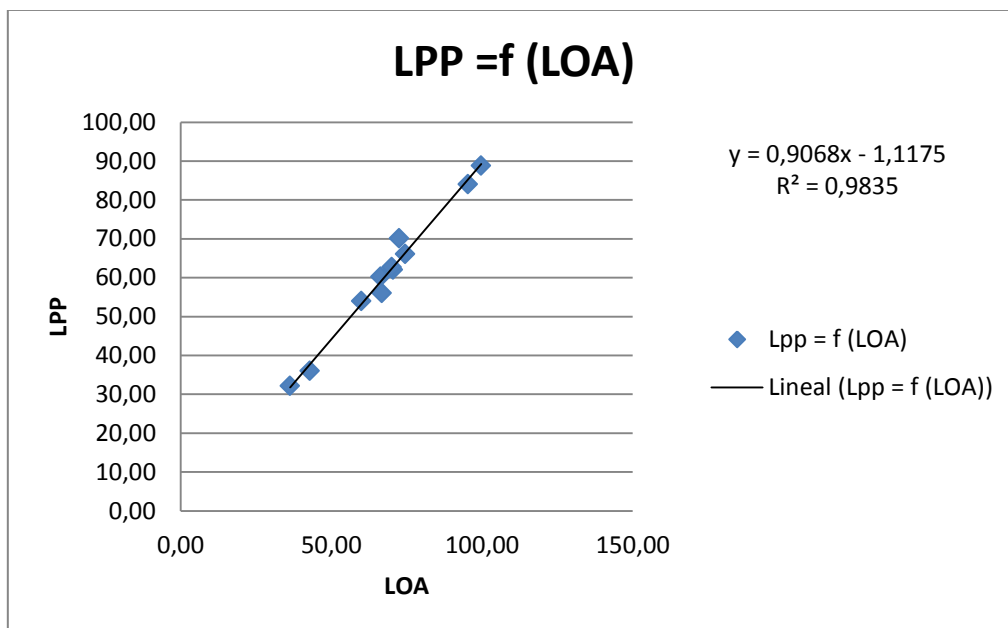
Para completar la base de datos se comenzará con el cálculo de dicha dimensión. Se realizará mediante regresiones lineales, donde la variable dependiente será la eslora entre perpendiculares y la variable independiente la eslora total.

A continuación se muestra la regresión:



	NOMBRE	LOA (m)	LPP (m)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	66,10
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	54,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	60,25
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	32,10
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	72,54	70,10
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	62,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	56,00
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	88,80
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	36,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	84,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	62,70

Tabla 5.2: Base de datos correspondiente a la regresión $L_{pp} = f(LOA)$



Gráfica 5.1: Regresión $L_{pp} = f(LOA)$

Al obtenerse un coeficiente de correlación apto, ya que es mayor de 0,6, se procede al cálculo de las esloras entre perpendiculares de los buques a partir de la ecuación obtenida en la regresión, la cual es la siguiente:

$$L_{pp} = 0,9068 * LOA - 1,1175$$



Ecuación 5.1

Buque 5: Atlantis

$$L_{PP} = 0,9068 * LOA - 1,1175 = 0,9068 * 83,52 - 1,1175 = 74,62 \text{ m}$$

$$\mathbf{L_{PP Atlantis} = 74,62 \text{ m}}$$

Buque 7: Tioga

$$L_{PP} = 0,9068 * LOA - 1,1175 = 0,9068 * 18,29 - 1,1175 = 15,47 \text{ m}$$

$$\mathbf{L_{PP Tioga} = 15,47 \text{ m}}$$

Buque 13: Ángeles Alvariño

$$L_{PP} = 0,9068 * LOA - 1,1175 = 0,9068 * 46,70 - 1,1175 = 41,23 \text{ m}$$

$$\mathbf{L_{PP Ángeles Alvariño} = 41,23 \text{ m}}$$

Buque 14: Ramón Margalef

$$L_{PP} = 0,9068 * LOA - 1,1175 = 0,9068 * 46,70 - 1,1175 = 41,23 \text{ m}$$

$$\mathbf{L_{PP Ramón Margalef} = 41,23 \text{ m}}$$

Buque 16: Lura

$$L_{PP} = 0,9068 * LOA - 1,1175 = 0,9068 * 14,30 - 1,1175 = 11,85 \text{ m}$$

$$\mathbf{L_{PP Lura} = 11,85 \text{ m}}$$

Buque 17: José María Navarro

$$L_{PP} = 0,9068 * LOA - 1,1175 = 0,9068 * 15,80 - 1,1175 = 13,21 \text{ m}$$

$$\mathbf{L_{PP José María Navarro} = 13,21 \text{ m}}$$

Buque 18: Capitán Cánepa



$$L_{PP} = 0,9068 * LOA - 1,1175 = 0,9068 * 39,17 - 1,1175 = 34,40 \text{ m}$$

$$L_{PP} \text{ Capitán Cánepa} = 34,40 \text{ m}$$

Buque 19: ARC Roncador

$$L_{PP} = 0,9068 * LOA - 1,1175 = 0,9068 * 45,90 - 1,1175 = 40,50 \text{ m}$$

$$L_{PP} \text{ ARC Roncador} = 40,50 \text{ m}$$

Buque 20: Intermares

$$L_{PP} = 0,9068 * LOA - 1,1175 = 0,9068 * 70,20 - 1,1175 = 62,54 \text{ m}$$

$$L_{PP} \text{ Intermares} = 62,54 \text{ m}$$

Buque 21: Hespérides

$$L_{PP} = 0,9068 * LOA - 1,1175 = 0,9068 * 83,06 - 1,1175 = 74,20 \text{ m}$$

$$L_{PP} \text{ Hespérides} = 74,20 \text{ m}$$

5.2 Cálculo del calado de los buques de la base de datos

El cálculo de dicha dimensión se realizará por un lado mediante regresión lineal en función de la variable independiente “eslora total (LOA)” y por otro lado en función de la variable independiente “manga (B)”.

Finalmente la elección de una ecuación u otra dependerá exclusivamente del valor obtenido en el coeficiente de correlación, es decir, la ecuación correspondiente al coeficiente de correlación más elevado.

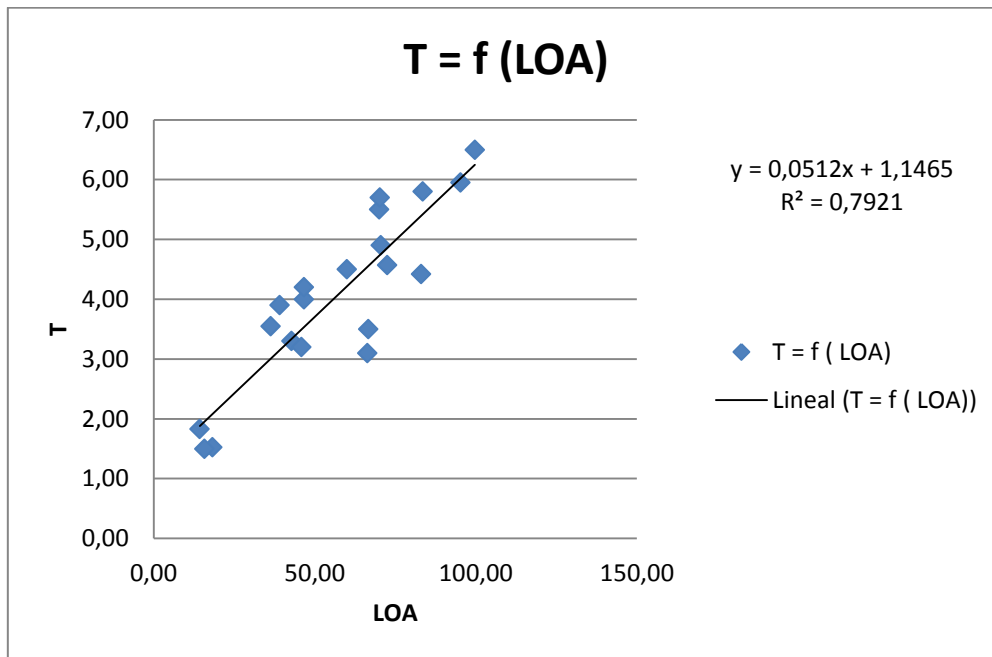


5.2.2 Cálculo del calado en función de la eslora total (LOA)

	NOMBRE	LOA (m)	T (m)
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	4,50
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	3,10
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	3,55
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	5,80
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	72,54	4,57
BUQUE 7	<i>Tioga</i>	18,29	1,52
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	4,90
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	3,50
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	6,50
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	3,30
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	5,95
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	46,70	4,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	4,20
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	5,50
BUQUE 16	<i>Lura</i>	14,30	1,83
BUQUE 17	<i>José María Navarro</i>	15,80	1,50
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	3,90
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	3,20
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	5,70
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	4,42

Tabla 5.3: Base de datos correspondiente a la regresión $T = f(LOA)$





Gráfica 5.2: Regresión T = f (LOA)

Al obtener un coeficiente elevador, mayor de 0,6, la ecuación resultante para el cálculo de los calados sería la siguiente:

$$T = 0,0512 * LOA + 1,1465$$

Ecuación 5.2

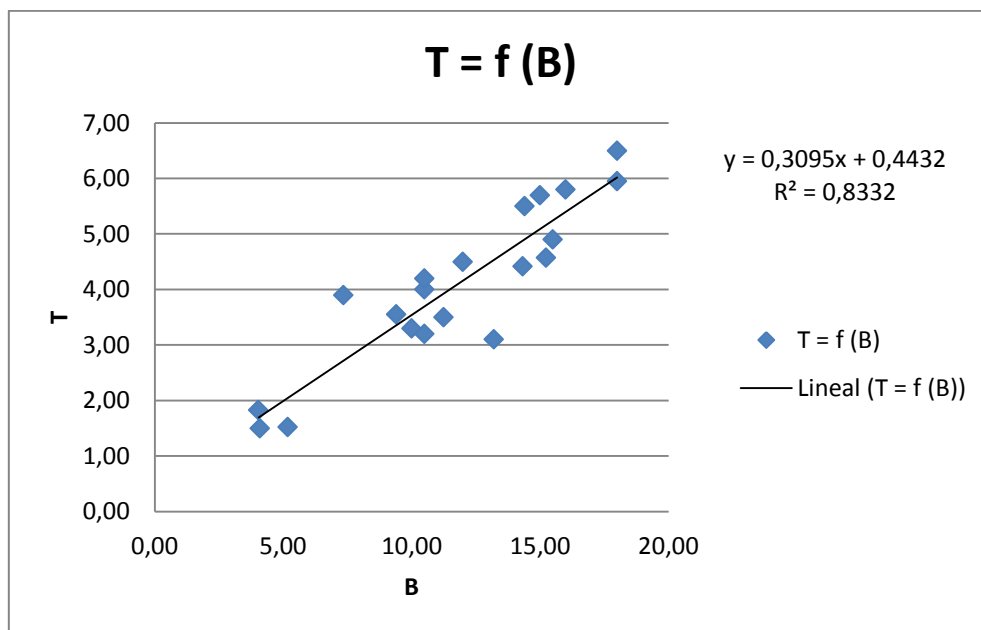
5.2.3 Cálculo del calado en función de la manga (B)

	NOMBRE	B (m)	T (m)
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	12,00	4,50
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	13,20	3,10
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	9,40	3,55
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	16,00	5,80
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	15,24	4,57
BUQUE 7	<i>Tioga</i>	5,18	1,52
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	15,50	4,90
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	11,25	3,50



BUQUE 10	<i>Discovery</i>	18,00	6,50
BUQUE 11	<i>Janan</i>	10,00	3,30
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	18,00	5,95
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	10,50	4,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	10,50	4,20
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	14,40	5,50
BUQUE 16	<i>Lura</i>	4,04	1,83
BUQUE 17	<i>José María Navarro</i>	4,10	1,50
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	7,35	3,90
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	10,50	3,20
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	15,00	5,70
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	14,33	4,42

Tabla 5.4: Base de datos correspondiente a la regresión $T = f(B)$



Gráfica 5.3: Regresión $T = f(B)$

Comparando el coeficiente de correlación 0,8332 con el obtenido en la anterior regresión, se observa que éste último es mayor, por lo que finalmente la ecuación que se



utiliza para llegar al valor de los calados de los buques que conforman la base de datos es la siguiente:

$$T = 0,3995 * B + 0,4432$$

Ecuación 5.3

Buque 1: Dr. Fridtjof Nansen

$$T = 0,3995 * B + 0,4432 = 0,3995 * 17,40 + 0,4432 = 5,83 \text{ m}$$

$$T_{\text{Dr.Fridtjof Nansen}} = 5,83 \text{ m}$$

5.3 Cálculo del puntal de los buques de la base de datos

De igual modo que se ha realizado el cálculo del calado se realiza el cálculo del puntal. Por tanto, por un lado se realiza una regresión lineal en función de la variable independiente “eslora total (LOA)” y por otro lado en función de la variable independiente “manga (B)”.

Finalmente la elección de una ecuación u otra dependerá exclusivamente del valor obtenido en el coeficiente de correlación.

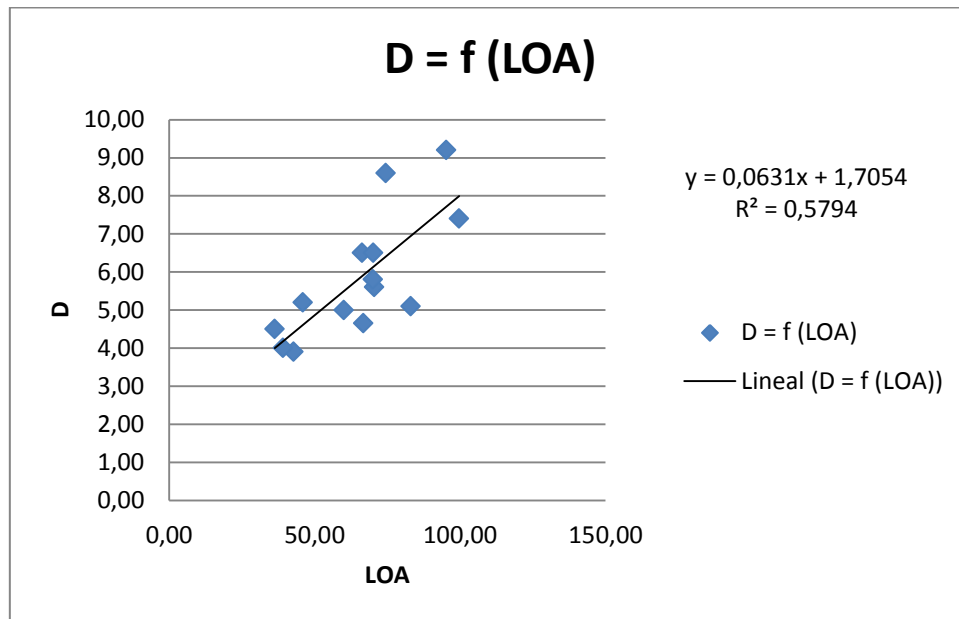
5.3.1 Cálculo del puntal en función de la eslora total (LOA)

	NOMBRE	LOA (m)	D (m)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	8,60
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	5,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	6,50
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	4,50
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	5,60
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	4,65
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	7,40
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	3,90
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	9,20
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	5,80
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	4,00



BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	5,20
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	6,50
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	5,10

Tabla 5.5: Base de datos correspondiente a la regresión $D = f(\text{LOA})$



Gráfica 5.4: Regresión $D = f(\text{LOA})$

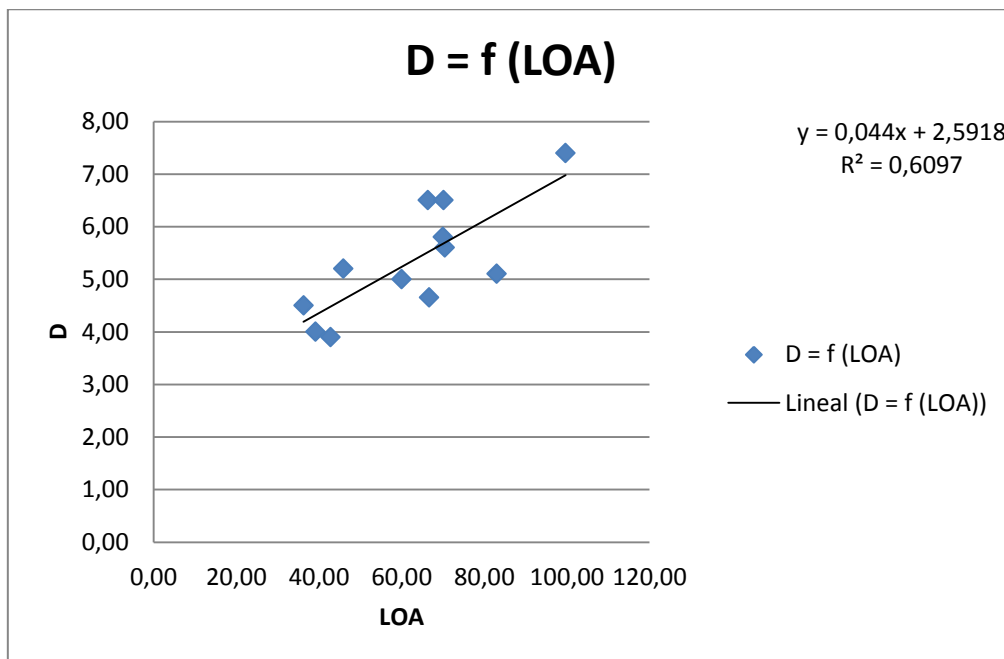
Al obtener un coeficiente de correlación menor de 0,6, se eliminan aquellos buques que corresponden a los puntos más alejados de la recta de regresión. Se excluyen los buques 1 y 12, con el fin de mejorar dicho coeficiente:

	NOMBRE	LOA (m)	D (m)
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	5,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	6,50
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	4,50
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	5,60
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	4,65



BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	7,40
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	3,90
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	5,80
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	4,00
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	5,20
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	6,50
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	5,10

Tabla 5.6: Base de datos correspondiente a la segunda regresión $D = f(\text{LOA})$



Gráfica 5.4: Segunda regresión $D = f(\text{LOA})$

Al conseguir un coeficiente de correlación adecuado, la ecuación correcta, para el cálculo de los puntales a partir de la eslora total de aquellos buques que no disponen de dicha dimensión en la base de datos, sería la siguiente:

$$D = 0,044 * LOA + 2,5918$$

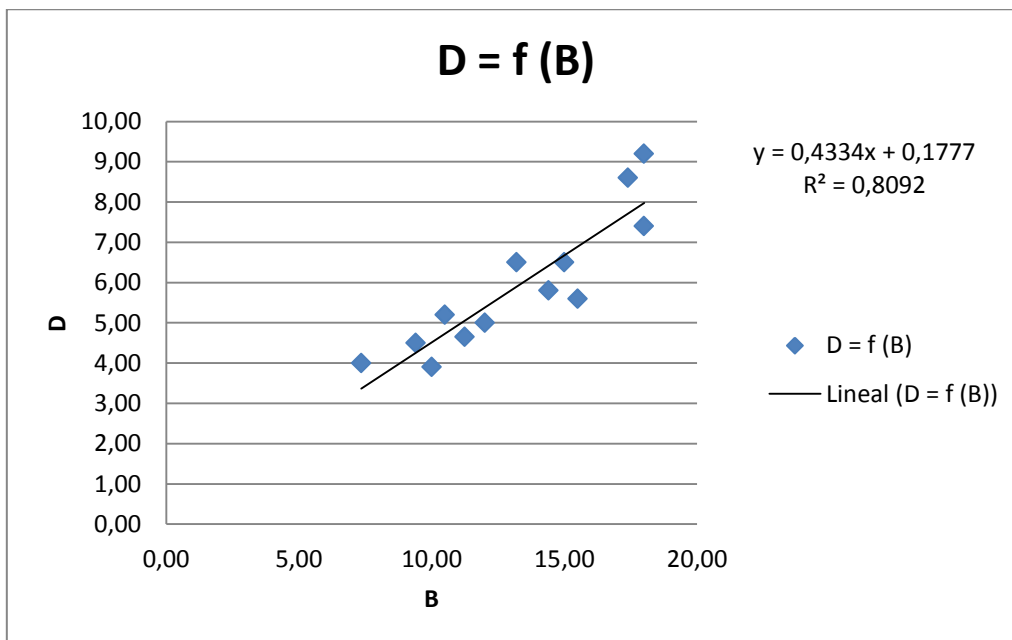
Ecuación 5.5



5.3.2 Cálculo del puntal en función de la manga (B)

	NOMBRE	B (m)	D (m)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	17,40	8,60
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	12,00	5,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	13,20	6,50
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	9,40	4,50
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	15,50	5,60
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	11,25	4,65
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	18,00	7,40
BUQUE 11	<i>Janan</i>	10,00	3,90
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	18,00	9,20
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	14,40	5,80
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	7,35	4,00
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	10,50	5,20
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	15,00	6,50
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	14,33	5,10

Tabla 5.7: Base de datos correspondiente a la regresión $D = f(B)$



Gráfica5.5: Regresión $D = f(B)$

Comparando el coeficiente de correlación 0,8092 con el obtenido en la anterior regresión realizada en función de la eslora, se observa que éste último es mayor, por lo que finalmente la ecuación que se utiliza para llegar al valor de los puntales de los buques que conforman la base de datos es la siguiente:

$$D = 0.4334 * B + 0,1777$$

Ecuación5.7

Buque 5: Atlantis

$$D = 0.4334 * B + 0,1777 = 0,4334 * 16 + 0,1777 = 7,11 \text{ m}$$

$$D_{\text{Atlantis}} = 7,11 \text{ m}$$

Buque 6: Neil Armstrong

$$D = 0.4334 * B + 0,1777 = 0,4334 * 15,24 + 0,1777 = 6,78 \text{ m}$$

$$D_{\text{Neil Armstrong}} = 6,78 \text{ m}$$

Buque 7: Tioga

$$D = 0.4334 * B + 0,1777 = 0,4334 * 5,18 + 0,1777 = 2,42 \text{ m}$$

$$D_{\text{Tioga}} = 2,42 \text{ m}$$

Buque 13: Ángeles Alvariño

$$D = 0.4334 * B + 0,1777 = 0,4334 * 10,50 + 0,1777 = 4,73 \text{ m}$$

$$D_{\text{Ángeles Alvariño}} = 4,73 \text{ m}$$

Buque 14: Ramón Margalef



$$D = 0.4334 * B + 0,1777 = 0,4334 * 10,50 + 0,1777 = 4,73 \text{ m}$$

$$D_{\text{Ramón Margalef}} = 4,73 \text{ m}$$

Buque 16: Lura

$$D = 0.4334 * B + 0,1777 = 0,4334 * 4,04 + 0,1777 = 1,93 \text{ m}$$

$$D_{\text{Lura}} = 1,93 \text{ m}$$

Buque 17: José María Navarro

$$D = 0.4334 * B + 0,1777 = 0,4334 * 4,10 + 0,1777 = 1,95 \text{ m}$$

$$D_{\text{José María Navarro}} = 1,95 \text{ m}$$

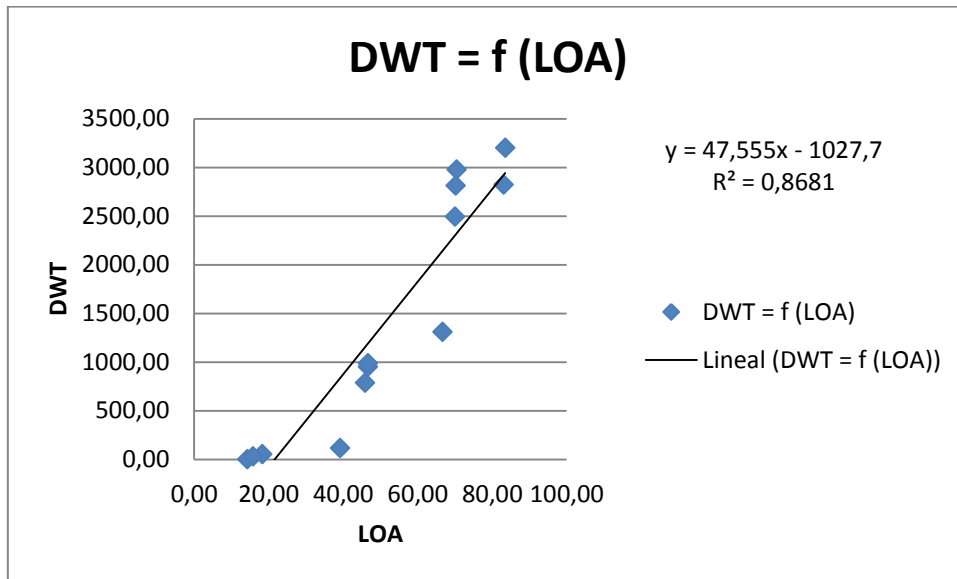
5.4 Cálculo del arqueo de los buques de la base de datos

A continuación, para el cálculo del arqueo del buque se realiza una regresión lineal, donde la variable dependiente es el arqueo y la variable independiente será la eslora total del buque en cuestión (LOA):

	NOMBRE	LOA (m)	DWT (GT)
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	3200,00
BUQUE 7	<i>Tioga</i>	18,29	53,00
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	2979,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	1309,00
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	46,70	951,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	988,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	2495,00
BUQUE 16	<i>Lura</i>	14,30	29.58
BUQUE 17	<i>José María Navarro</i>	15,80	30,01
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	115,00
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	785,00
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	2813,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	2823,00

Tabla 5.8: Base de datos correspondiente a la regresión $DWT = f(LOA)$





Gráfica 5.6: Regresión DWT = f (LOA)

Obteniendo un coeficiente de correlación mayor de 0,6, concretamente de 0,8681, se concluye con que la ecuación que se debe de aplicar para el cálculo del arqueo de buque es la siguiente:

$$DWT = 47,555 * LOA - 1027,7$$

Ecuación 5.8

Buque 1: Dr. Fridtjof Nansen

$$DWT = 47,555 * LOA - 1027,7 = 47,555 * 74,50 - 1027,7 = 2515,15 \text{ GT}$$

$$DWT_{Dr.Fridtjof \ Nansen} = 2515,15 \text{ GT}$$

Buque 2: Da - Bfar

$$DWT = 47,555 * LOA - 1027,7 = 47,555 * 60 - 1027,7 = 1825,60 \text{ GT}$$

$$DWT_{Da-Bfar} = 1825,60 \text{ GT}$$

Buque 3: Research Vessel 6613



19 de diciembre de 2017

$$DWT = 47,555 * LOA - 1027,7 = 47,555 * 66,35 - 1027,7 = 2127,57 GT$$

$$DWT_{Research Vessel 6613} = 2127,57 GT$$

Buque 4: Research Vessel 3609

$$DWT = 47,555 * LOA - 1027,7 = 47,555 * 36,30 - 1027,7 = 698,55 GT$$

$$DWT_{Research Vessel 3609} = 698,55 GT$$

Buque 6: Neil Armstrong

$$DWT = 47,555 * LOA - 1027,7 = 47,555 * 72,54 - 1027,7 = 2517,05 GT$$

$$DWT_{Neil Armstrong} = 2517,05 GT$$

Buque 10: Discovery

$$DWT = 47,555 * LOA - 1027,7 = 47,555 * 99,70 - 1027,7 = 3713,53 GT$$

$$DWT_{Discovery} = 3713,53 GT$$

Buque 11: Janan

$$DWT = 47,555 * LOA - 1027,7 = 47,555 * 42,80 - 1027,7 = 1007,65 GT$$

$$DWT_{Janan} = 1007,65 GT$$

Buque 12: B.A.P Carrasco

$$DWT = 47,555 * LOA - 1027,7 = 47,555 * 95,30 - 1027,7 = 3504,29 GT$$

$$DWT_{B.A.P Carrasco} = 3504,29 GT$$



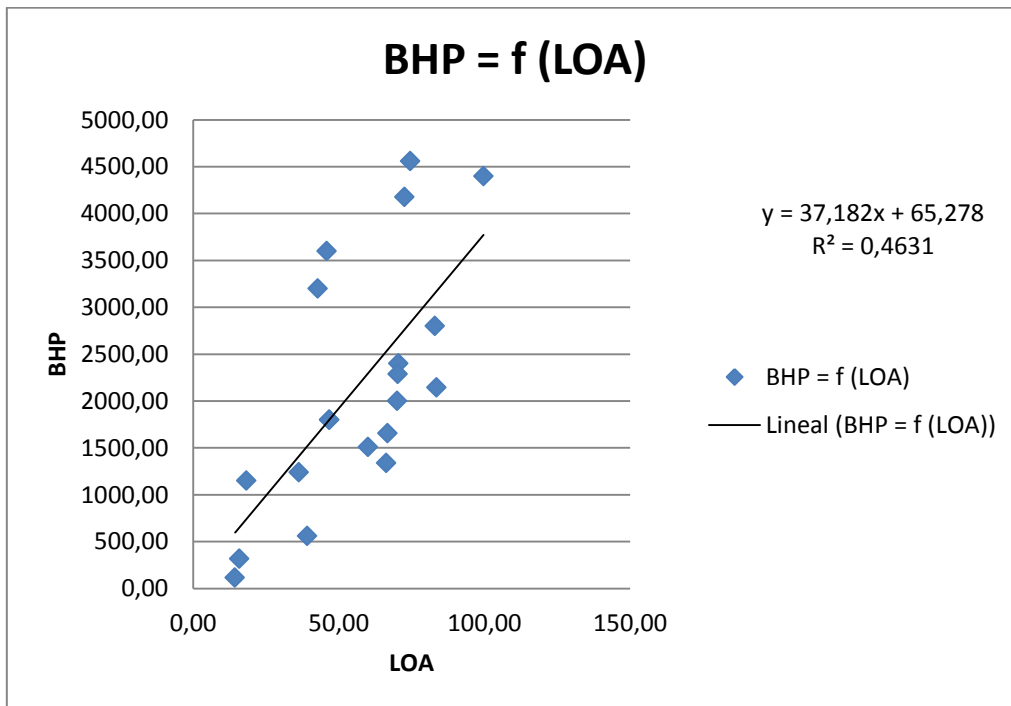
5.5 Cálculo de la potencia de los buques de la base de datos

A continuación, para el cálculo de la potencia del buque en cuestión, se realiza una regresión lineal, donde la variable dependiente es la potencia y la variable independiente será la eslora total (LOA):

	NOMBRE	LOA (m)	BHP (Kw)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	4560,00
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	1510,80
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	1340,00
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	1240,00
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	2145,00
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	72,54	4176,00
BUQUE 7	<i>Tioga</i>	18,29	1151,00
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	2400,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	1656,00
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	4400,00
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	3200,00
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	46,70	1800,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	1800,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	2000,00
BUQUE 16	<i>Lura</i>	14,30	117,76
BUQUE 17	<i>José María Navarro</i>	15,80	316,48
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	558,60
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	3600,00
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	2290,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	2800,00

Tabla 5.9: Base de datos correspondiente a la regresión $BHP = f(LOA)$





Gráfica 5.7: Regresión BHP = f (LOA)

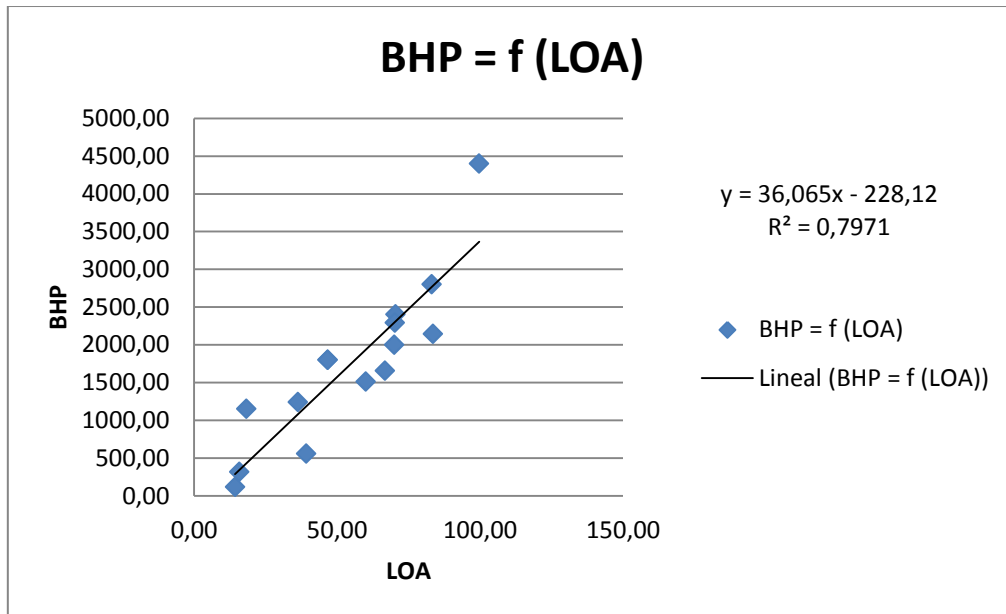
Al no obtener un coeficiente mayor de 0,6 se deben de eliminar aquellos buques que correspondan con los puntos más alejados de la recta de regresión, en este caso se eliminan los siguientes buques: 1, 3, 6, 11 y 19, quedando del siguiente modo la base de datos:

	NOMBRE	LOA (m)	BHP (Kw)
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	1510,80
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	1240,00
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	2145,00
BUQUE 7	<i>Tioga</i>	18,29	1151,00
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	2400,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	1656,00
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	4400,00
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	46,70	1800,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	1800,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	2000,00
BUQUE 16	<i>Lura</i>	14,30	117,76
BUQUE 17	<i>José María Navarro</i>	15,80	316,48



BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	558,60
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	2290,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	2800,00

Tabla 5.10: Base de datos correspondiente a la segunda regresión $BHP = f(LOA)$



Gráfica 5.8: Segunda regresión $BHP = f(LOA)$

Una vez realizada la segunda regresión se consigue mejorar el coeficiente de correlación, haciéndolo mayor de 0,6, por lo tanto la ecuación resultante para obtener la potencia en función de la eslora es la siguiente:

$$BHP = 36,065 * LOA - 228,12$$

Ecuación 5.9

Buque 12: B.A.P Carrasco

$$BHP = 36,065 * LOA - 228,12 = 36,065 * 95,30 - 228,12 = 3208,87 \text{ Kw}$$



$$BHP_{B.A.P Carrasco} = 3208,87 Kw$$

5.6 Cálculo de la velocidad de los buques de la base de datos

En este caso, la velocidad será calculada a partir de dos regresiones lineales, donde en una de ellas, se realizará en función de la potencia, y por otro lado en función de la manga.

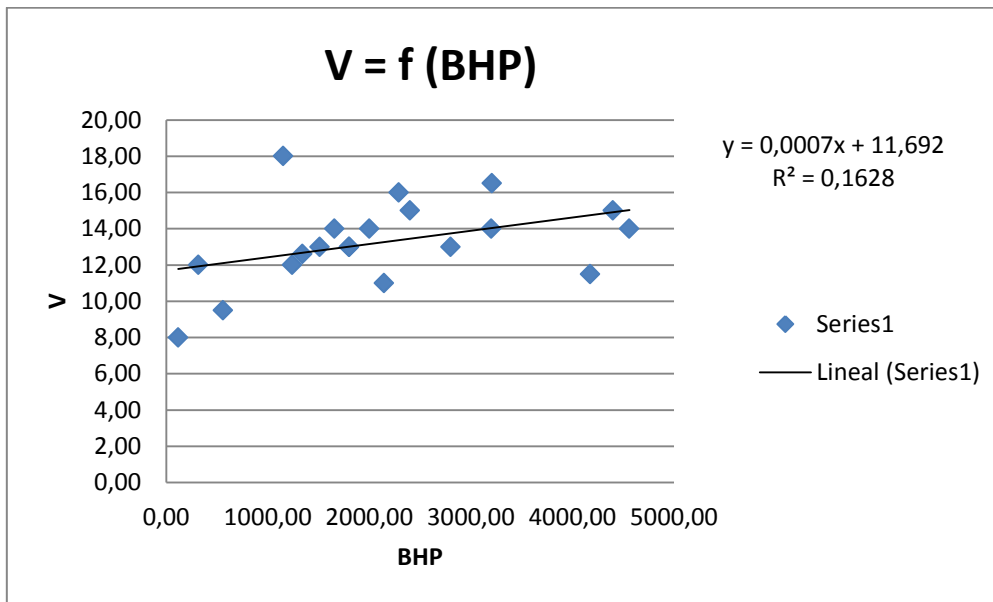
La ecuación seleccionada para el cálculo de la velocidad de aquellos buques que no disponen de su valor en la base de datos, será la de la regresión que obtenga un mayor coeficiente de correlación.

5.6.1 Cálculo de la velocidad en función de la potencia (BHP)

	NOMBRE	BHP (Kw)	V (nudos)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	4560,00	14,00
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	1510,80	13,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	1340,00	12,60
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	1240,00	12,00
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	2145,00	11,00
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	4176,00	11,50
BUQUE 7	<i>Tioga</i>	1151,00	18,00
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	2400,00	15,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	1656,00	14,00
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	4400,00	15,00
BUQUE 11	<i>Janan</i>	3200,00	14,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	3208,87	16,50
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	1800,00	13,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	1800,00	13,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	2000,00	14,00
BUQUE 16	<i>Lura</i>	117,76	8,00
BUQUE 17	<i>José María Navarro</i>	316,48	12,00
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	558,60	9,50
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	2290,00	16,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	2800,00	13

Tabla 5.11: Base de datos correspondiente a la regresión $V = f(BHP)$





Gráfica 5.9: Regresión $V = f (BHP)$

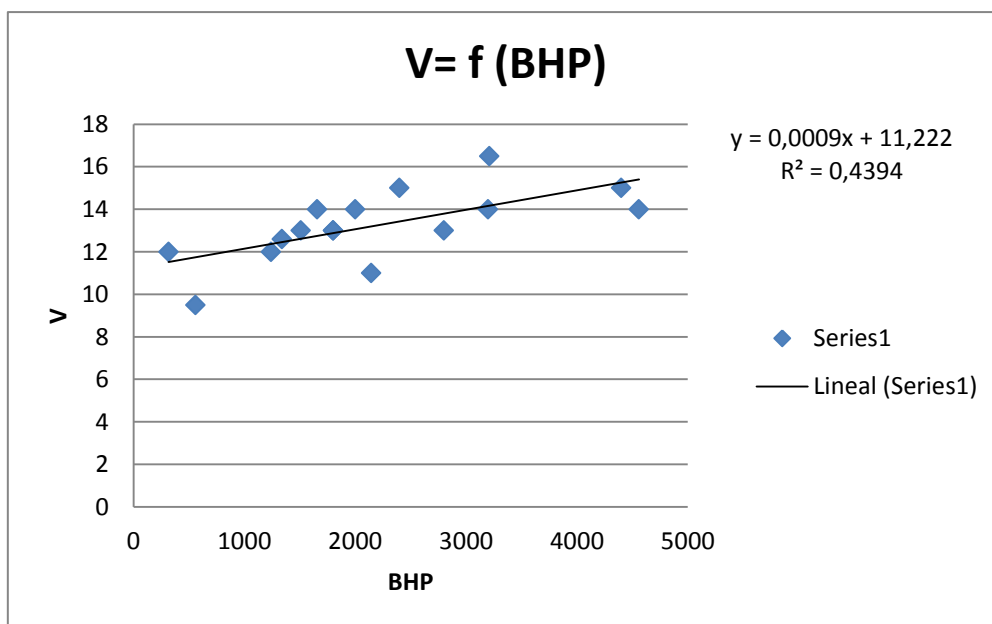
Como se puede observar, se obtiene un coeficiente muy bajo, con un valor de 0,1628, por lo que se intenta mejorar eliminando los siguientes buques: 6, 7, 16 y 20, quedando de la siguiente manera la base de datos:

	NOMBRE	BHP (Kw)	V (nudos)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	4560	14
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	1510,8	13
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	1340	12,6
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	1240	12
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	2145	11
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	2400	15
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	1656	14
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	4400	15
BUQUE 11	<i>Janan</i>	3200	14
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	3208,87	16,5



BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	1800	13
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	1800	13
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	2000,00	14,00
BUQUE 17	<i>José María Navarro</i>	316,48	12
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	558,6	9,5
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	2800	13

Tabla 5.12: Base de datos correspondiente a la segunda regresión $V = f(\text{BHP})$



Gráfica 5.10: Segunda regresión $V = f(\text{BHP})$

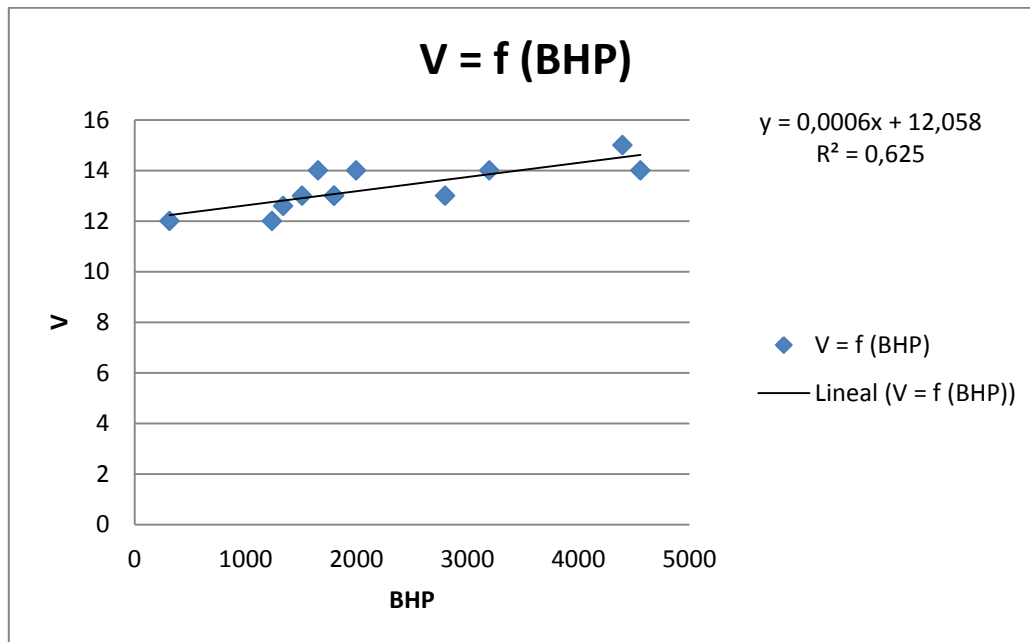
Con un valor de 0,4394, es necesario poder mejorar aún más. Así que se eliminan de igual modo los buques 5, 8, 12 y 18, quedando la base de datos del siguiente modo:

	NOMBRE	BHP (Kw)	V (nudos)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	4560	14
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	1510,8	13
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	1340	12,6
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	1240	12
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	1656	14



BUQUE 10	<i>Discovery</i>	4400	15
BUQUE 11	<i>Janan</i>	3200	14
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	1800	13
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	1800	13
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	2000,00	14,00
BUQUE 17	<i>José María Navarro</i>	316,48	12
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	2800	13

Tabla 5.13: Base de datos correspondiente a la tercera regresión $V = f(\text{BHP})$



Gráfica 5.11: Tercera regresión $V = f(\text{BHP})$

Finalmente se ha conseguido un coeficiente de correlación válido, $R^2 = 0,625$. El siguiente paso será realizar una regresión lineal de la velocidad en función de la manga y comparar el coeficiente de correlación de 0,625 con el que salga en dicha regresión.

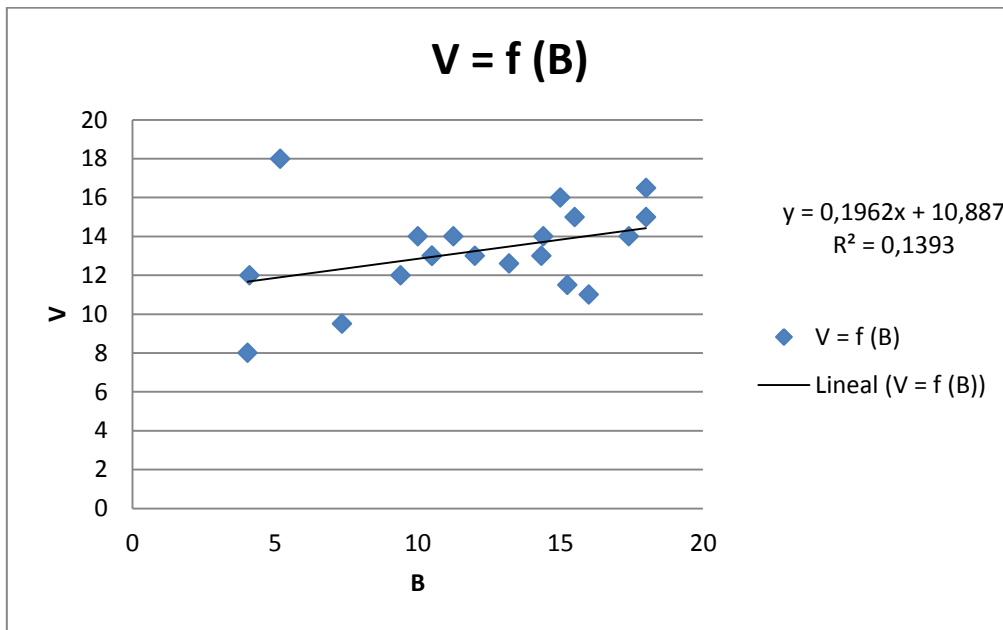


5.6.2 Cálculo de la velocidad en función de la manga (B)

	NOMBRE	B (m)	V (nudos)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	17,4	14
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	12	13
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	13,2	12,6
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	9,4	12
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	16	11
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	15,24	11,5
BUQUE 7	<i>Tioga</i>	5,18	18
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	15,5	15
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	11,25	14
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	18	15
BUQUE 11	<i>Janan</i>	10	14
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	18	16,5
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	10,5	13
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	10,5	13
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	14,40	14,00
BUQUE 16	<i>Lura</i>	4,04	8
BUQUE 17	<i>José María Navarro</i>	4,1	12
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	7,35	9,5
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	15	16
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	14,33	13

Tabla 5.14: Base de datos correspondiente a la regresión $V = f(B)$





Gráfica 5.12: Regresión V = f (B)

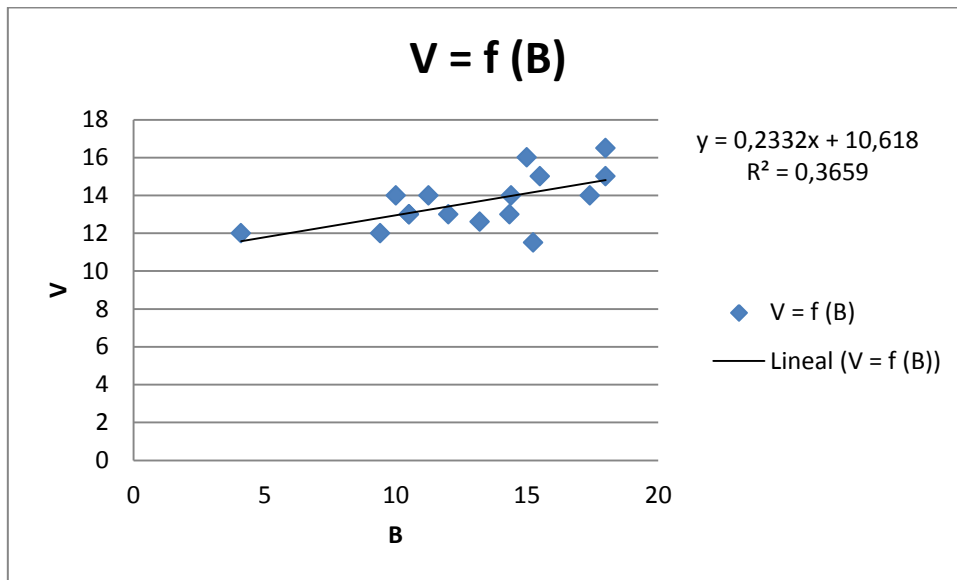
Con el objetivo de poder mejorar el coeficiente de correlación, se eliminan los buques que corresponden a los puntos más alejados de la recta de regresión. Los cuales son los siguientes: 5, 7, 16 y 18, quedando de la siguiente manera la base de datos:

	NOMBRE	B (m)	V (nudos)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	17,4	14
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	12	13
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	13,2	12,6
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	9,4	12
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	15,24	11,5
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	15,5	15
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	11,25	14
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	18	15
BUQUE 11	<i>Janan</i>	10	14
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	18	16,5
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	10,5	13
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	10,5	13
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	14,40	14,00
BUQUE 17	<i>José María Navarro</i>	4,1	12



BUQUE 20	<i>Intermares</i>	15	16
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	14,33	13

Tabla 5.15: Base de datos correspondiente a la segunda regresión $V = f(B)$



Gráfica 5.13: Segunda regresión $V = f(B)$

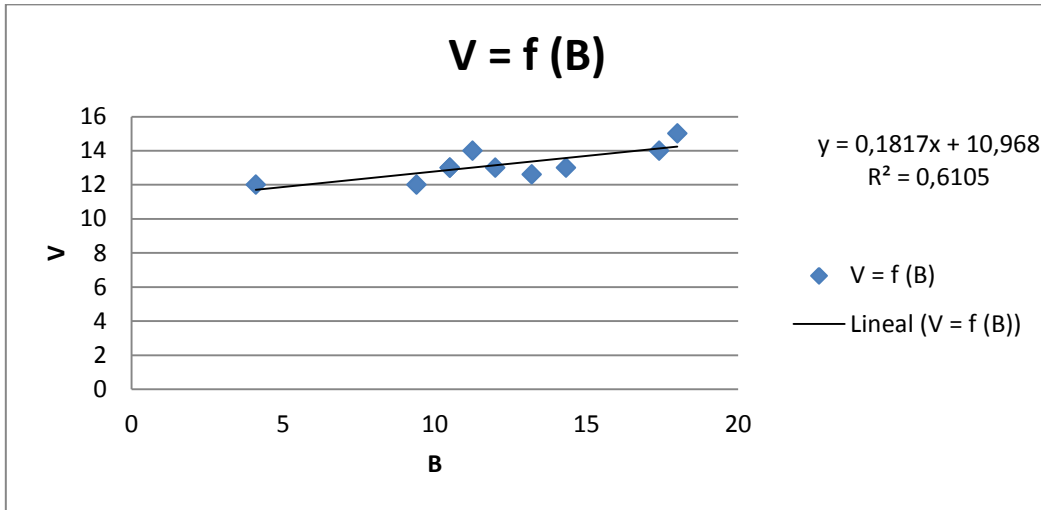
El coeficiente de correlación sigue siendo muy bajo, por lo que se hace otra vez la misma operación con el fin de poder aumentarlo. En este caso se eliminan los siguientes buques: 6, 8, 11, 12, 15 y 20.

	NOMBRE	B (m)	V (nudos)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	17,4	14
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	12	13
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	13,2	12,6
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	9,4	12
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	11,25	14
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	18	15
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	10,5	13
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	10,5	13



BUQUE 17	<i>José María Navarro</i>	4,1	12
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	14,33	13

Tabla 5.16: Base de datos correspondiente a la tercera regresión $V = f(B)$



Gráfica 5.14: Tercera regresión $V = f(B)$

Finalmente, se obtiene un $R^2 = 0,6105$, mayor de 0,6. Comparándolo con el R^2 obtenido en la regresión para el cálculo de la velocidad en función de la potencia, observamos que era mayor con un valor de $R^2 = 0,625$.

Por tanto la ecuación a utilizar para el cálculo de la velocidad es la correspondiente a la regresión $V = f(BHP)$, la cual es la siguiente:

$$V = 0,0006 * BHP + 12.058$$

Ecuación 5.10

Buque 19: ARC Roncador

$$V = 0,0006 * BHP + 12.058 = 0,0006 * 3600 + 12,058 = 14,22 \text{ nudos}$$

$$V_{ARC \text{ Roncador}} = 14,22 \text{ nudos}$$



El objetivo principal de todo el procedimiento que hemos calculado anteriormente a partir de regresiones lineales, es el de obtener una base de datos lo más completa posible para poder hallar, de la forma más acertada posible, las dimensiones del buque proyecto.

Finalmente se muestra una tabla resumen de todas las dimensiones de los buques que conforman la base de datos:

	NOMBRE	LOA (m)	LPP (m)	B (m)	T (m)	D (m)	DWT (GT)	BHP (Kw)	V (nudos)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	66,10	17,40	5,83	8,60	2515,15	4560,00	14,00
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	54,00	12,00	4,50	5,00	1825,60	1510,80	13,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	60,25	13,20	3,10	6,50	2127,57	1340,00	12,60
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	32,10	9,40	3,55	4,50	698,55	1240,00	12,00
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	74,62	16,00	5,80	7,11	3200,00	2145,00	11,00
BUQUE 6	<i>Neil Armstrang</i>	72,54	70,10	15,24	4,57	6,78	2517,05	4176,00	11,50
BUQUE 7	<i>Tioga</i>	18,29	15,47	5,18	1,52	2,42	53,00	1151,00	18,00
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	62,00	15,50	4,90	5,60	2979,00	2400,00	15,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	56,00	11,25	3,50	4,65	1309,00	1656,00	14,00
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	88,80	18,00	6,50	7,40	3713,53	4400,00	15,00
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	36,00	10,00	3,30	3,90	1007,65	3200,00	14,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	84,00	18,00	5,95	9,20	3504,29	3208,87	16,50
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvaríño</i>	46,70	41,23	10,50	4,00	4,73	951,00	1800,00	13,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	41,23	10,50	4,20	4,73	988,00	1800,00	13,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	62,70	14,40	5,50	5,80	2495,00	2000,00	14,00
BUQUE 16	<i>Lura</i>	14,30	11,85	4,04	1,83	1,93	29,58	117,76	8,00
BUQUE 17	<i>José María Navarro</i>	15,80	13,21	4,10	1,50	1,95	30,01	316,48	12,00
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	34,40	7,35	3,90	4,00	115,00	558,60	9,50
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	40,50	10,50	3,20	5,20	785,00	3600,00	14,22
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	62,54	15,00	5,70	6,50	2813,00	2290,00	16,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	74,20	14,33	4,42	5,10	2823,00	2800,00	13

Tabla 5.17: Base de datos completa





Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

Trabajo Fin de Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

Sonia Martínez Muñoz

19/12/2017

Capítulo 6. Dimensionamiento del buque



6. Dimensionamiento del buque

En la etapa de dimensionamiento del buque se establecerán las características principales del mismo.

El punto de partida para el dimensionamiento del buque lo establecen los requisitos del proyecto, como es en este caso, normalmente provienen del armador en forma de proyecto conceptual.

A partir de estos datos, se establecen las variables de proyecto, que llegarán a definir el buque de forma unívoca. Algunas variables son independientes, y otras se calcularán a partir de las primeras.

Así que, realizando distintas relaciones entre las variables que se encuentran definidas en la base de datos, mediante regresiones lineales y consiguiendo un coeficiente de correlación $R^2 \geq 0,6$ con el fin de que la regresión sea fiable, se obtendrán las dimensiones principales del proyecto.

La base de datos completa como se ha podido observar en el apartado anterior es la siguiente:

	NOMBRE	LOA (m)	LPP (m)	B (m)	T (m)	D (m)	DWT (GT)	BHP (Kw)	V (nudos)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	66,10	17,40	5,83	8,60	2515,15	4560,00	14,00
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	54,00	12,00	4,50	5,00	1825,60	1510,80	13,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	60,25	13,20	3,10	6,50	2127,57	1340,00	12,60
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	32,10	9,40	3,55	4,50	698,55	1240,00	12,00
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	74,62	16,00	5,80	7,11	3200,00	2145,00	11,00
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	72,54	70,10	15,24	4,57	6,78	2517,05	4176,00	11,50
BUQUE 7	<i>Tioga</i>	18,29	15,47	5,18	1,52	2,42	53,00	1151,00	18,00
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	62,00	15,50	4,90	5,60	2979,00	2400,00	15,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	56,00	11,25	3,50	4,65	1309,00	1656,00	14,00
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	88,80	18,00	6,50	7,40	3713,53	4400,00	15,00
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	36,00	10,00	3,30	3,90	1007,65	3200,00	14,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	84,00	18,00	5,95	9,20	3504,29	3208,87	16,50
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvaríño</i>	46,70	41,23	10,50	4,00	4,73	951,00	1800,00	13,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	41,23	10,50	4,20	4,73	988,00	1800,00	13,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	62,70	14,40	5,50	5,80	2495,00	2000,00	14,00
BUQUE 16	<i>Lura</i>	14,30	11,85	4,04	1,83	1,93	29,58	117,76	8,00
BUQUE 17	<i>José María Navarro</i>	15,80	13,21	4,10	1,50	1,95	30,01	316,48	12,00
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	34,40	7,35	3,90	4,00	115,00	558,60	9,50
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	40,50	10,50	3,20	5,20	785,00	3600,00	14,22
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	62,54	15,00	5,70	6,50	2813,00	2290,00	16,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	74,20	14,33	4,42	5,10	2823,00	2800,00	13

Tabla 6.1. Base de datos.



En primer lugar decir que, el dimensionamiento del buque proyecto se realizará con la siguiente base de datos, donde se han eliminado los buques 7, 16 y 17 por tener unos valores alejados de los que intuimos que tendrá el buque a dimensionar. Por tanto la base de datos queda del siguiente modo:

	NOMBRE	LOA (m)	LPP (m)	B (m)	T (m)	D (m)	DWT (GT)	BHP (Kw)	V (nudos)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	66,10	17,40	5,74	8,60	2482,33	4560,00	14,00
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	54,00	12,00	4,50	5,00	1792,32	1510,80	13,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	60,25	13,20	3,10	6,50	2094,50	1340,00	12,60
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	32,10	9,40	3,55	4,50	664,51	1240,00	12,00
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	74,58	16,00	5,80	7,05	3200,00	2145,00	11,00
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	72,54	70,10	15,24	4,57	6,72	2389,06	4176,00	11,50
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	62,00	15,50	4,90	5,60	2979,00	2400,00	15,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	56,00	11,25	3,50	4,65	1309,00	1656,00	14,00
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	88,80	18,00	6,50	7,40	3681,52	4400,00	15,00
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	36,00	10,00	3,30	3,90	973,82	3200,00	14,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	84,00	18,00	5,95	9,20	3472,14	3260,24	16,50
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvaríño</i>	46,70	40,93	10,50	4,00	4,69	951,00	1800,00	13,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	40,93	10,50	4,20	4,69	988,00	1800,00	13,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	62,70	14,40	5,50	5,80	2495,00	2000,00	14,00
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	34,37	7,35	3,90	4,00	115,00	558,60	9,50
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	40,47	10,50	3,20	5,20	785,00	3600,00	14,17
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	62,50	15,00	5,70	6,50	2813,00	2290,00	16,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	74,16	14,33	4,42	5,10	2823,00	2800,00	13

Tabla 6.2. Base de datos.

6.1 Cálculo de la eslora

Para poder realizar una estimación más exacta de la eslora del buque, se realizarán dos rectas de regresión, por un lado se relacionará la eslora con el arqueado bruto (DWT) y por otro lado se calculará la eslora en función de la velocidad (V), ambos parámetros especificados por el armador. Seguidamente se seleccionará como recta de regresión óptima la que tenga un coeficiente de correlación mayor R^2 .



6.1.1 Cálculo de la eslora a partir del arqueo bruto (DWT), $L = f(DWT)$

En primer lugar, se llevará a cabo una regresión lineal que relacione la eslora con el arqueo bruto, con el fin de obtener la eslora del buque proyecto. El arqueo bruto requerido por el armador es de 2550 GT.

A continuación se muestra la base de datos con la que se iniciará el proceso de dicho cálculo:

	NOMBRE	LOA (m)	DWT (GT)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	2482,33
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	1792,32
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	2094,50
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	664,51
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	3200,00
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	72,54	2389,06
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	2979,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	1309,00
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	3681,52
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	973,82
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	3472,14
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	46,70	951,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	988,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	2495,00
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	115,00
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	785,00
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	2813,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	2823,00

Tabla 6.3. Base de datos $L = f(DWT)$.

A partir de la tabla realizamos la recta de regresión, en el eje de abscisas (X) estará el arqueo bruto (DWT) (variable independiente), se trata de la dimensión crítica, mientras que en el eje de ordenadas, encontraremos el valor de la eslora (variable dependiente).



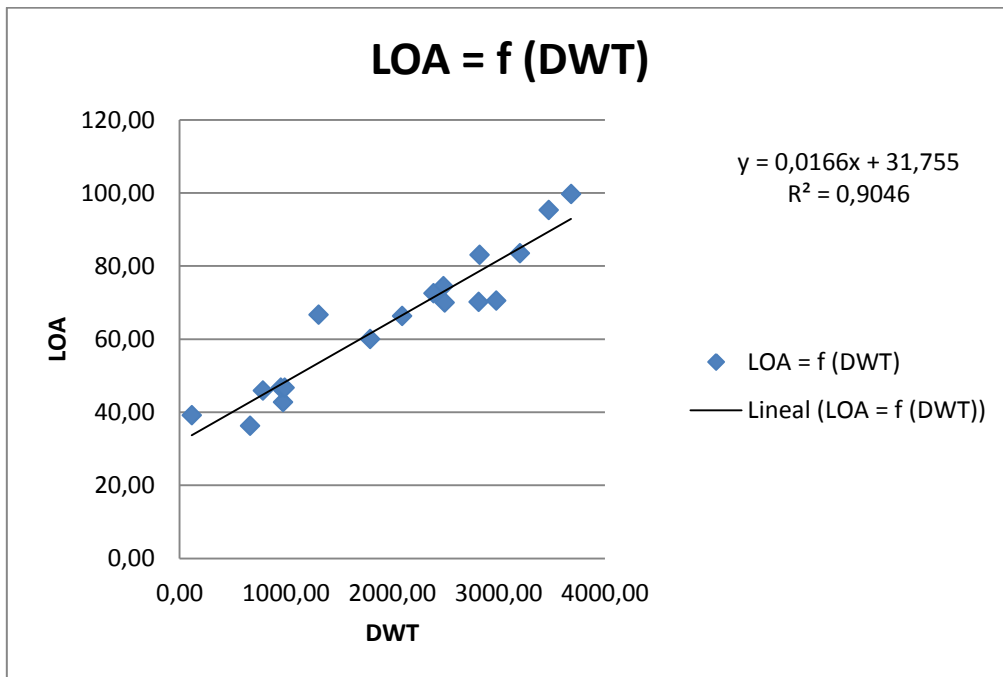


Gráfico 6.1. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 7.3.

Se observa que sin la necesidad de realizar otra segunda regresión eliminado buques de la base de datos nos da un coeficiente de correlación aceptable, mayor de 0,6.

Finalmente, mediante esta relación de variables, el valor de la eslora se obtiene mediante la ecuación siguiente:

$$LOA = 0,0166 * DWT + 31,755$$

Ecuación 6.1

Eslora buque proyecto

$$LOA_{Buque\ proyecto} = 0,0166 * DWT + 31,755 = 0,0166 * 2550 + 31,755 = 74,09\ m$$



6.1.2 Cálculo de la eslora a partir de la velocidad (V), $L = f(V)$

En este segundo caso, el cálculo de la eslora también se puede realizar mediante la velocidad determinada en el apartado 5 “Especificaciones por parte del Armador”, la cual es de 14,5 nudos.

A continuación se muestra la base de datos con la que se iniciará el proceso de dicho cálculo:

	NOMBRE	LOA (m)	V (nudos)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	14,00
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	13,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	12,60
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	12,00
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	11,00
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	72,54	11,50
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	15,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	14,00
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	15,00
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	14,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	16,50
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	46,70	13,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	13,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	14,00
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	9,50
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	14,17
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	16,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	13

Tabla 6.4. Base de datos $L = f(V)$.

A partir de la tabla realizamos la recta de regresión, en el eje de abscisas (X) estará la V, ya que en este caso es la variable independiente, mientras que en el eje de ordenadas, encontraremos el valor de la eslora (variable dependiente).



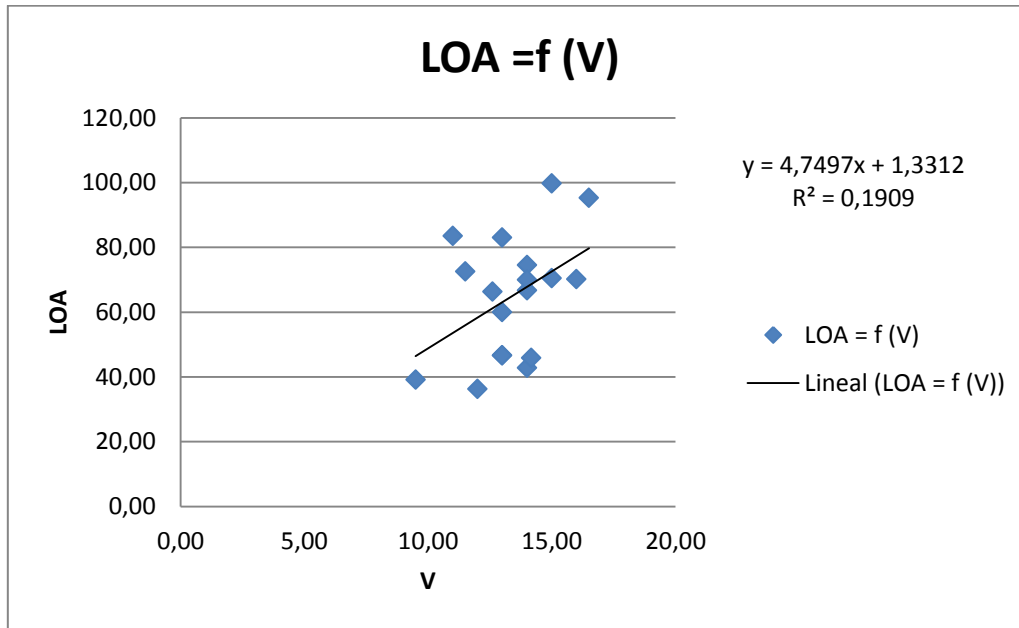


Gráfico 6.2. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.4.

Como se puede observar el coeficiente de correlación obtenido es muy bajo, inferior a 0,6, para poder aumentarlo será necesario eliminar aquellos buques que se encuentran alejados de la recta de regresión resultante, en este caso se procede a eliminar los siguientes buques: 5, 6, 10, 19 y 21:

	NOMBRE	LOA (m)	V (nudos)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	14,00
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	13,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	12,60
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	12,00
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	15,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	14,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	16,50
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	46,70	13,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	13,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	14,00
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	9,50
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	16,00

Tabla6. 5. Base de datos L = f (DWT).



A continuación se muestra la gráfica correspondiente a la regresión lineal de los valores de la Tabla 6.5

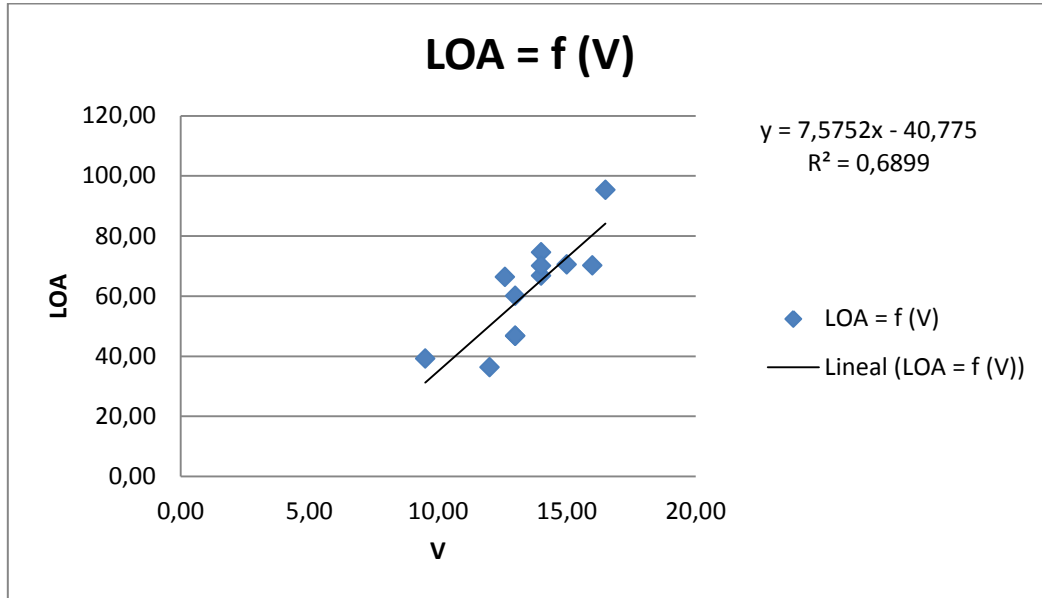


Gráfico 6.3. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.5.

Finalmente se ha conseguido un coeficiente de correlación adecuado de 0,6899. Así que, mediante esta relación de variables, el valor de la eslora se obtiene mediante la ecuación siguiente:

$$LOA = 7,5752 * V - 40,775$$

Ecuación 6.2

Eslora buque proyecto

$$LOA_{Buque\ proyecto} = 7,5752 * V - 40,775 = 7,5752 * 14,5 - 40,775 = \mathbf{69,07m}$$

Como el coeficiente de correlación R^2 es mayor en la regresión que se ha realizado en función del arqueado bruto, la eslora seleccionada, por tanto, será de 74,09 m.



6.2 Cálculo de la eslora entre perpendiculares

Para poder realizar una estimación exacta de la eslora entre perpendiculares, se realizará el cálculo mediante una recta de regresión lineal, la cual represente la eslora entre perpendiculares en función de la eslora, $L_{pp} = f(\text{LOA})$, y además debe de tener un coeficiente de correlación superior a 0,6.

6.2.1 Cálculo de la eslora entre perpendiculares a partir de la eslora total (LOA), $L_{pp} = f(\text{LOA})$

Como se ha dicho se calculará mediante la relación que tiene con la eslora, por lo que a continuación se presenta la tabla con la base de datos que se va a tener en cuenta para dicha regresión:

	NOMBRE	LOA (m)	LPP (m)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	66,10
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	54,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	60,25
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	32,10
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	74,58
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	72,54	70,10
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	62,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	56,00
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	88,80
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	36,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	84,00
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	46,70	40,93
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	40,93
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	62,70
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	34,37
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	40,47
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	62,50
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	74,16



Tabla 6. 6. Base de datos $L_{pp} = f(LOA)$.

A continuación se muestra la gráfica correspondiente a la regresión lineal de los valores de la Tabla 6.6

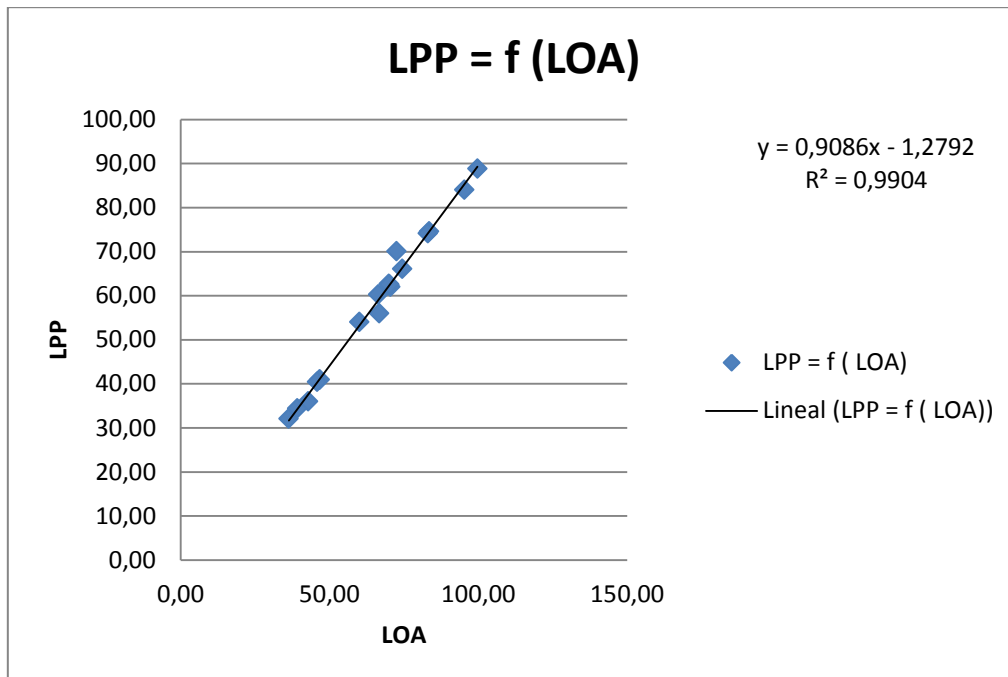


Gráfico 6.4. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.6.

Se puede observar un valor de 0,9904 de coeficiente de correlación, lo que quiere decir que se trata de una regresión muy ajustada, por lo que sin duda alguna la ecuación para el cálculo de la eslora entre perpendiculares es la siguiente:

$$L_{pp} = 0,9086 * LOA - 1,2792$$

Ecuación 6.3

Eslora entre perpendiculares buque proyecto

$$L_{PP_{Buque\ proyecto}} = 0,9086 * LOA - 1,2792 = 0,9086 * 74,09 - 1,2792 = \mathbf{66,04\ m}$$



6.3 Cálculo de la manga

Realizando el mismo proceso de cálculo que se ha utilizado para la eslora se hace con la manga. Se realizará el cálculo mediante una recta de regresión, la cual represente la manga en función de la eslora, $B = f(\text{LOA})$, y tenga un coeficiente de correlación superior a 0,6.

6.3.1 Cálculo de la manga a partir de la eslora, $B = f(\text{LOA})$

Como se ha dicho se calculará mediante la relación que tiene con la eslora, por lo que a continuación se presenta la tabla con la base de datos que se va a tener en cuenta para dicha regresión:

	NOMBRE	LOA (m)	B (m)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	17,40
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	12,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	13,20
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	9,40
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	16,00
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	72,54	15,24
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	15,50
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	11,25
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	18,00
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	10,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	18,00
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	46,70	10,50
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	10,50
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	14,40
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	7,35
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	10,50
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	15,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	14,33

Tabla6. 7. Base de datos $B = f(\text{LOA})$.

A continuación se muestra la gráfica correspondiente a la regresión lineal de los valores de la Tabla anterior 6.7



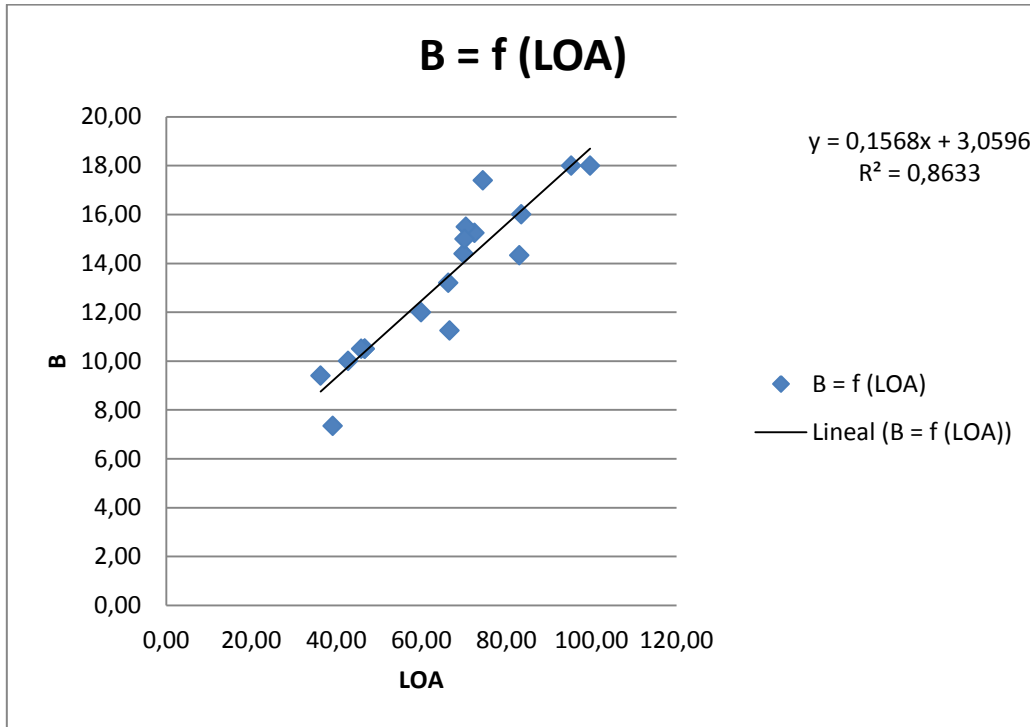


Gráfico 6.5. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.7.

Finalmente el coeficiente de correlación alcanza un valor de 0,8633, por lo que bastante superior al límite, por lo que la regresión se considera aceptable.

El valor de la manga, teniendo en cuenta el valor de la eslora de 74,09 se obtiene sustituyendo en la siguiente ecuación:

$$B = 0,1568 * LOA + 3,0596$$

Ecuación 6.4

Manga buque proyecto

$$B_{Buque\ proyecto} = 0,1568 * LOA + 3,0596 = 0,1568 * 74,09 + 3,0596 = \mathbf{14,68\ m}$$



6.4 Cálculo del puntal

Para poder obtener el valor del puntal del buque proyecto se realizarán dos rectas de regresión sobre la misma dimensión principal, por un lado se realizará una regresión lineal entre la eslora y el puntal, y por otro lado se realizará otra regresión entre la manga y el puntal. Se seleccionará como regresión óptima la que tenga un coeficiente de correlación mayor R^2 .

6.4.1 Cálculo del puntal a partir de la eslora, $D = f(\text{LOA})$

En primer lugar se calculará el puntal mediante la relación que tiene con la eslora, por lo que a continuación se presenta la tabla con la base de datos que se va a tener en cuenta para dicha regresión:

	NOMBRE	LOA (m)	D (m)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	8,60
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	5,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	6,50
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	4,50
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	7,05
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	72,54	6,72
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	5,60
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	4,65
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	7,40
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	3,90
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	9,20
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	46,70	4,69
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	4,69
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	5,80
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	4,00
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	5,20
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	6,50
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	5,10

Tabla 6.8. Base de datos $D = f(\text{LOA})$.



A continuación se muestra la gráfica correspondiente a la regresión lineal de los valores de la Tabla anterior 6.8

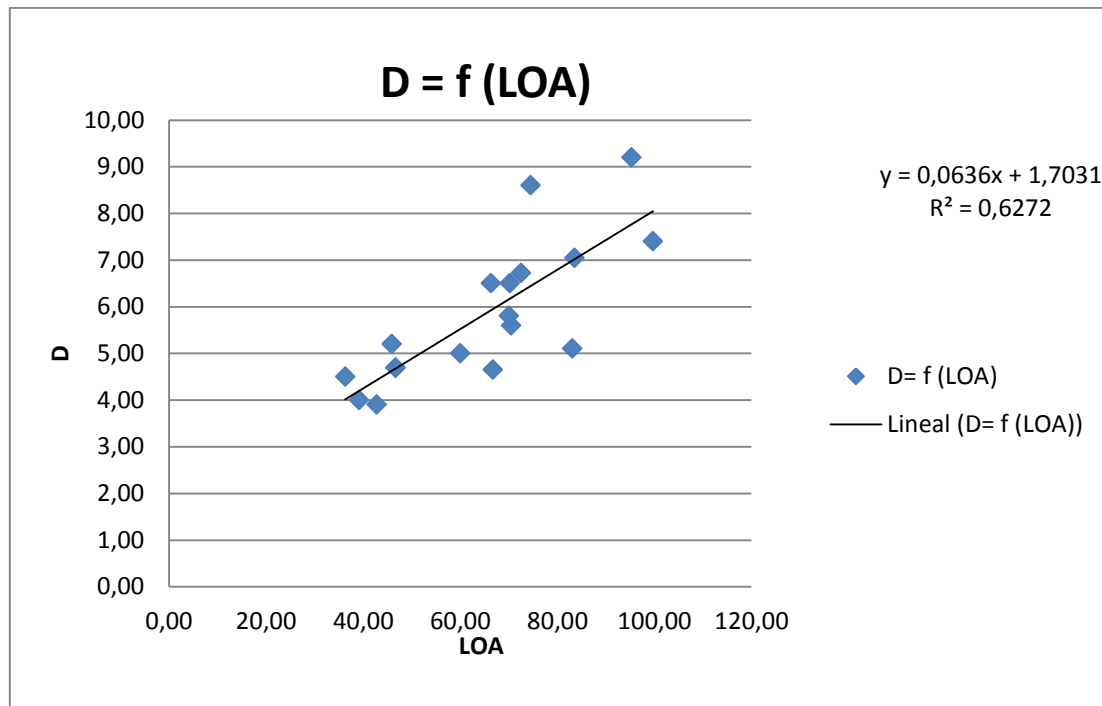


Gráfico 6.6. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.8.

Sin la necesidad de realizar otra segunda regresión eliminando buques de la base de datos nos da un coeficiente de correlación aceptable, ligeramente mayor a 0,6.

Finalmente, mediante esta relación de variables, el valor del puntal se obtiene mediante la ecuación siguiente:

$$D = 0,0636 * LOA + 1,7031$$

Ecuación 6.5

Puntal buque proyecto

$$D_{Buque\ proyecto} = 0,0636 * LOA + 1,7031 = 0,0636 * 74,09 + 1,7031 = \mathbf{6,42\ m}$$



6.4.2 Cálculo del puntal a partir de la manga, $D = f(B)$

En este segundo caso, se calculará la dimensión del puntal mediante una regresión lineal que relaciona el puntal con la manga. La tabla de la base de datos queda del siguiente modo:

	NOMBRE	B (m)	D (m)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	17,40	8,60
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	12,00	5,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	13,20	6,50
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	9,40	4,50
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	16,00	7,05
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	15,24	6,72
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	15,50	5,60
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	11,25	4,65
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	18,00	7,40
BUQUE 11	<i>Janan</i>	10,00	3,90
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	18,00	9,20
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	10,50	4,69
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	10,50	4,69
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	14,40	5,80
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	7,35	4,00
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	10,50	5,20
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	15,00	6,50
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	14,33	5,10

Tabla 6.9. Base de datos $D = f(B)$.

Mostrándose a continuación la gráfica correspondiente a la regresión lineal de los valores de la Tabla anterior 6.9



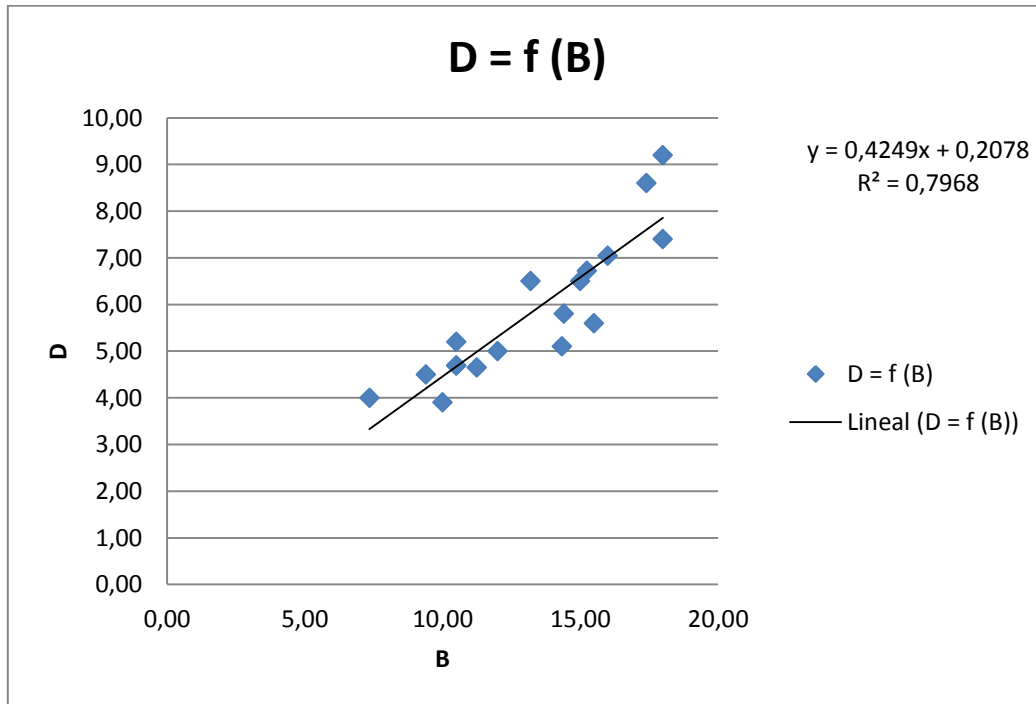


Gráfico 6.7. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.9.

Finalmente se ha conseguido un coeficiente de correlación adecuado de 0,7968. Así que, mediante esta relación de variables, el valor del puntal se obtiene mediante la ecuación siguiente:

$$D = 0,4249 * B + 0,2078$$

Ecuación 6.6

Puntal buque proyecto

$$D_{Buque\ proyecto} = 0,4249 * B + 0,2078 = 0,4249 * 14,68 + 0,2078 = \mathbf{6,45\ m}$$

Como el coeficiente de correlación R^2 es mayor en la regresión que se ha realizado en función de la manga, el puntal seleccionado, por tanto, será de 6,45 m.

6.5 Cálculo del calado

Para obtener el valor del calado del buque proyecto se realizarán tres regresiones lineales independientes, y como se ha hecho para otras dimensiones principales, se seleccionará aquella que obtenga un coeficiente de correlación más elevado. En las



diferentes regresiones se representarán de manera independiente el calado en función de la eslora, en función del puntal y por último en función de la manga.

6.5.1 Cálculo del calado a partir de la eslora, $T = f(\text{LOA})$

En esta primera regresión se va a relacionar el calado con la eslora, la tabla de base de datos de la que se va a disponer para dicho cálculo es la siguiente:

	NOMBRE	LOA (m)	T (m)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	5,74
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	4,50
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	3,10
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	3,55
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	5,80
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	72,54	4,57
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	4,90
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	3,50
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	6,50
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	3,30
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	5,95
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	46,70	4,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	4,20
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	5,50
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	3,90
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	3,20
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	5,70
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	4,42

Tabla 6.10. Base de datos $T = f(\text{LOA})$.

A continuación se muestra la gráfica correspondiente a la regresión lineal de los valores de la Tabla anterior 6.10



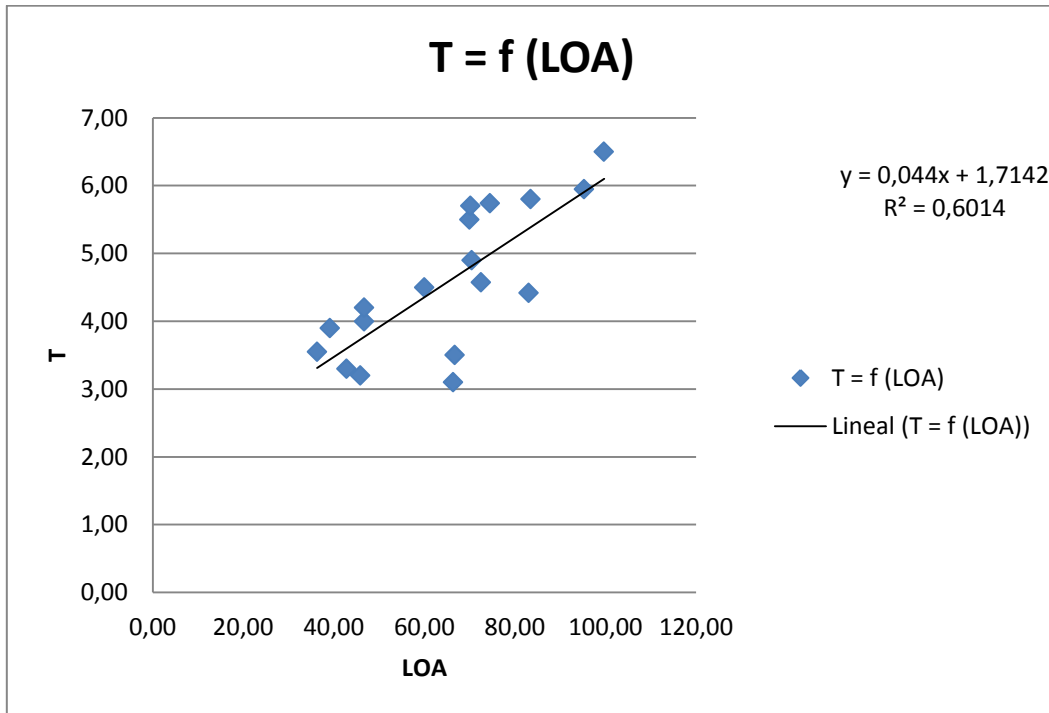


Gráfico 6.8. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.10.

Finalmente, se ha conseguido obtener un coeficiente de correlación válido, por lo que el calado calculado a partir de esta regresión se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$T = 0,044 * LOA + 1,7142$$

Ecuación 6.7

Calado buque proyecto

$$T_{Buque\ proyecto} = 0,044 * LOA + 1,7142 = 0,044 * 74,09 + 1,7142 = \mathbf{4,97\ m}$$

6.5.2 Cálculo del calado a partir del puntal, T = f (D)

En esta segunda regresión se va a relacionar el calado con el puntal, la tabla de base de datos de la que se va a disponer para dicho cálculo es la siguiente:



	NOMBRE	T (m)	D (m)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	5,74	8,60
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	4,50	5,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	3,10	6,50
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	3,55	4,50
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	5,80	7,05
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	4,57	6,72
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	4,90	5,60
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	3,50	4,65
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	6,50	7,40
BUQUE 11	<i>Janan</i>	3,30	3,90
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	5,95	9,20
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	4,00	4,69
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	4,20	4,69
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	5,50	5,80
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	3,90	4,00
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	3,20	5,20
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	5,70	6,50
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	4,42	5,10

Tabla 6.11. Base de datos $T = f(D)$.

A continuación se muestra la gráfica correspondiente a la regresión lineal de los valores de la Tabla anterior 6.11



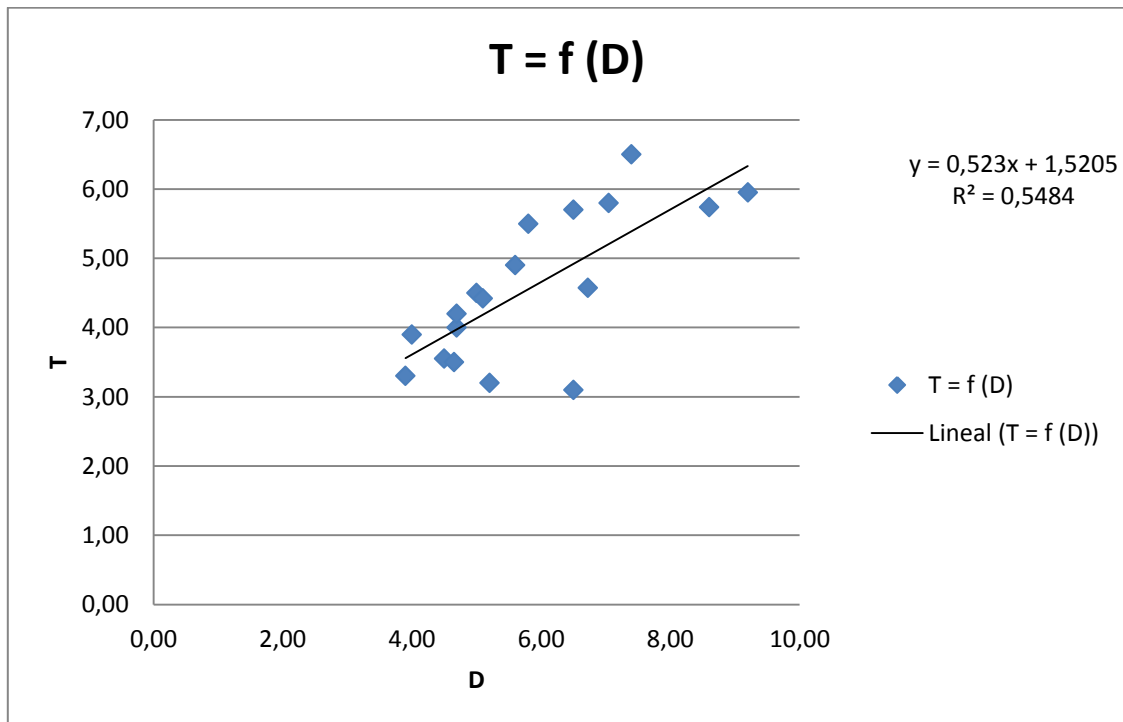


Gráfico 6.9. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.11.

Al obtener un coeficiente de correlación por debajo del límite que se ha establecido de 0,6, se procede a eliminar aquellos puntos que se encuentran más alejados de la línea de tendencia, con el fin de poder aumentar dicho coeficiente. Por ello se eliminan los siguientes buques: 3, 10 y 19, quedando del siguiente modo la base de datos:

	NOMBRE	T (m)	D (m)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	5,74	8,60
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	4,50	5,00
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	3,55	4,50
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	5,80	7,05
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	4,57	6,72
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	4,90	5,60
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	3,50	4,65
BUQUE 11	<i>Janan</i>	3,30	3,90
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	5,95	9,20
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	4,00	4,69
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	4,20	4,69
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	5,50	5,80
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	3,90	4,00



BUQUE 20	<i>Intermares</i>	5,70	6,50
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	4,42	5,10

Tabla 6.12. Base de datos $T = f(D)$.

A continuación se muestra la gráfica correspondiente a la regresión lineal de los valores de la Tabla anterior 6.12

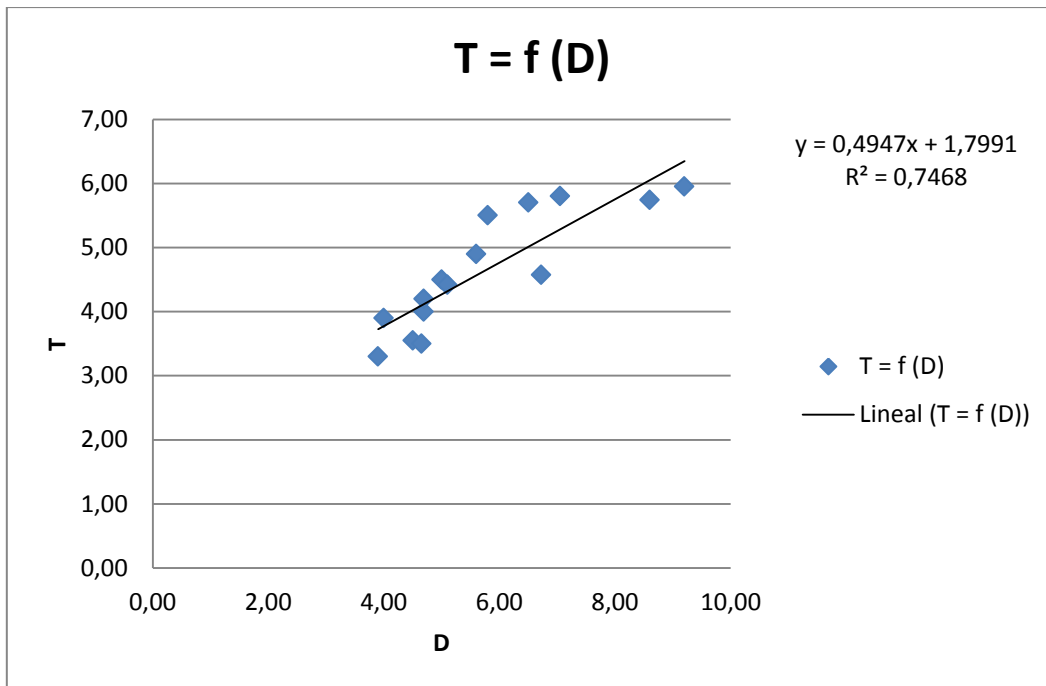


Gráfico 6.10. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.12.

Al conseguirse un coeficiente de correlación válido, el calado calculado a partir de esta regresión se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$T = 0,4947 * D + 1,7991$$

Ecuación 6.8

Calado buque proyecto



$$T_{\text{Buque proyecto}} = 0,4947 * D + 1,7991 = 0,4947 * 6,45 + 1,7991 = \mathbf{4,96\ m}$$

6.5.3 Cálculo del calado a partir de la manga, $T = f(B)$

En esta última regresión para determinar el valor del calado, se va a relacionar el calado con la manga, la tabla de base de datos de la que se va a disponer para dicho cálculo es la siguiente:

	NOMBRE	B (m)	T (m)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	17,40	5,74
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	12,00	4,50
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	13,20	3,10
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	9,40	3,55
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	16,00	5,80
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	15,24	4,57
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	15,50	4,90
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	11,25	3,50
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	18,00	6,50
BUQUE 11	<i>Janan</i>	10,00	3,30
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	18,00	5,95
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	10,50	4,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	10,50	4,20
BUQUE 15	<i>Francisco de Pula Navarro</i>	7,40	4,26
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	7,35	3,90
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	10,50	3,20
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	15,00	5,70
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	14,33	4,42

Tabla 6.13. Base de datos $T = f(B)$.

A continuación se muestra la gráfica correspondiente a la regresión lineal de los valores de la Tabla anterior 6.13



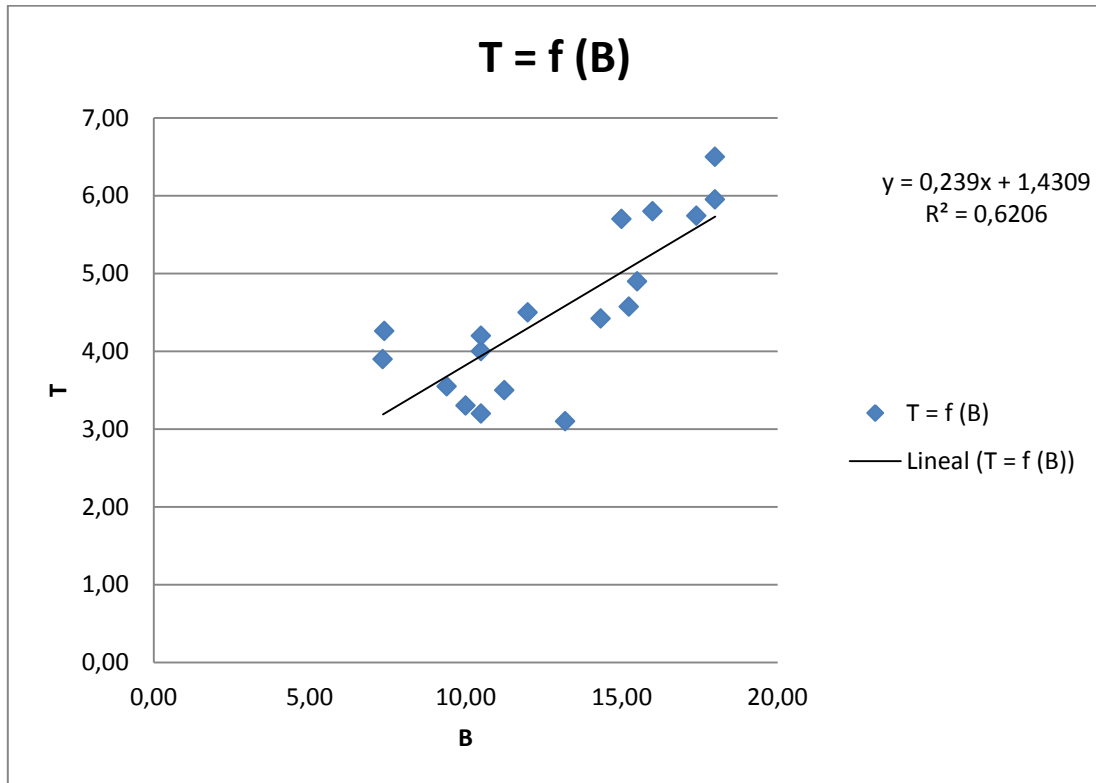


Gráfico 6.11. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.13.

Finalmente se ha conseguido un coeficiente de correlación adecuado de 0,6206. Así que, mediante esta relación de variables, el valor del calado se obtiene mediante la ecuación siguiente:

$$T = 0,239 * B + 1,4309$$

Ecuación 6.9

Calado buque proyecto

$$T_{Buque\ proyecto} = 0,239 * B + 1,4309 = 0,239 * 14,68 + 1,4309 = 4,99\ m$$

Como el coeficiente de correlación R^2 es mayor en la regresión lineal donde se toman como variables el calado y el puntal, el calado seleccionado, por tanto, será de 4,96 m.



6.6 Cálculo de la potencia

En este caso se llevará a cabo el estudio de la potencia, para ello se realizarán dos regresiones lineales, en primer lugar se calculará la potencia en función de la eslora y en segundo lugar se calculará en función de la velocidad. Se seleccionará aquella regresión cuyo valor del coeficiente de correlación sea mayor.

6.6.1 Cálculo de la potencia a partir de la eslora, $BHP = f(LOA)$

En este primer apartado se llevará a cabo la primera regresión mencionada anteriormente, es decir, la potencia en función de la eslora. Se partirá de la siguiente tabla como base de datos:

	NOMBRE	LOA (m)	BHP (Kw)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	74,50	4560,00
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	1510,80
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	1340,00
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	1240,00
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	2145,00
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	72,54	4176,00
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	2400,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	1656,00
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	4400,00
BUQUE 11	<i>Janan</i>	42,80	3200,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	3260,24
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	46,70	1800,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	1800,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	2000,00
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	558,60
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	45,90	3600,00
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	2290,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	2800,00

Tabla 6.14. Base de datos $BHP = f(LOA)$.

A continuación se muestra la gráfica correspondiente a la regresión lineal de los valores de la Tabla anterior 6.14



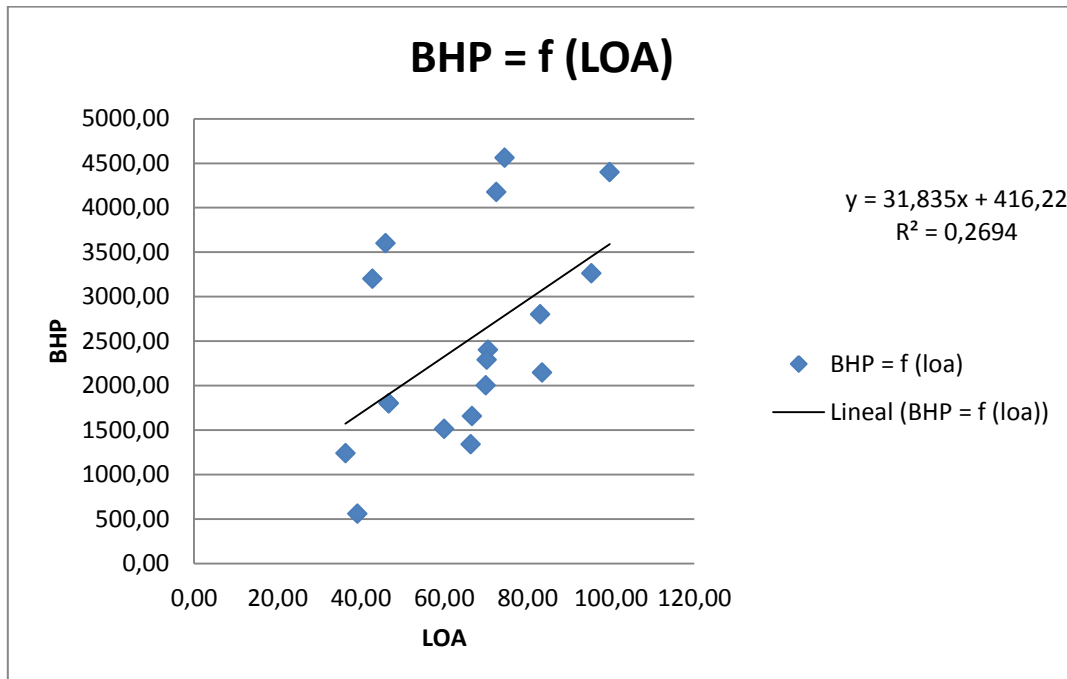


Gráfico 6.12. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.14.

Al obtener un coeficiente de correlación por debajo del límite que se ha establecido de 0,6, se procede a eliminar aquellos puntos que se encuentran más alejados de la línea de tendencia. Por ello se eliminan los siguientes buques: 1, 6, 11 y 19, quedando del siguiente modo la base de datos:

	NOMBRE	LOA (m)	BHP (Kw)
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	60,00	1510,80
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	66,35	1340,00
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	36,30	1240,00
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	83,52	2145,00
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	70,50	2400,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	66,70	1656,00
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	99,70	4400,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	95,30	3260,24
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	46,70	1800,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	46,70	1800,00



BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	70,00	2000,00
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	39,17	558,60
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	70,20	2290,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	83,06	2800,00

Tabla 6.15. Base de datos BHP = f (LOA).

A continuación se muestra la gráfica correspondiente a la regresión lineal de los valores de la Tabla anterior 6.15

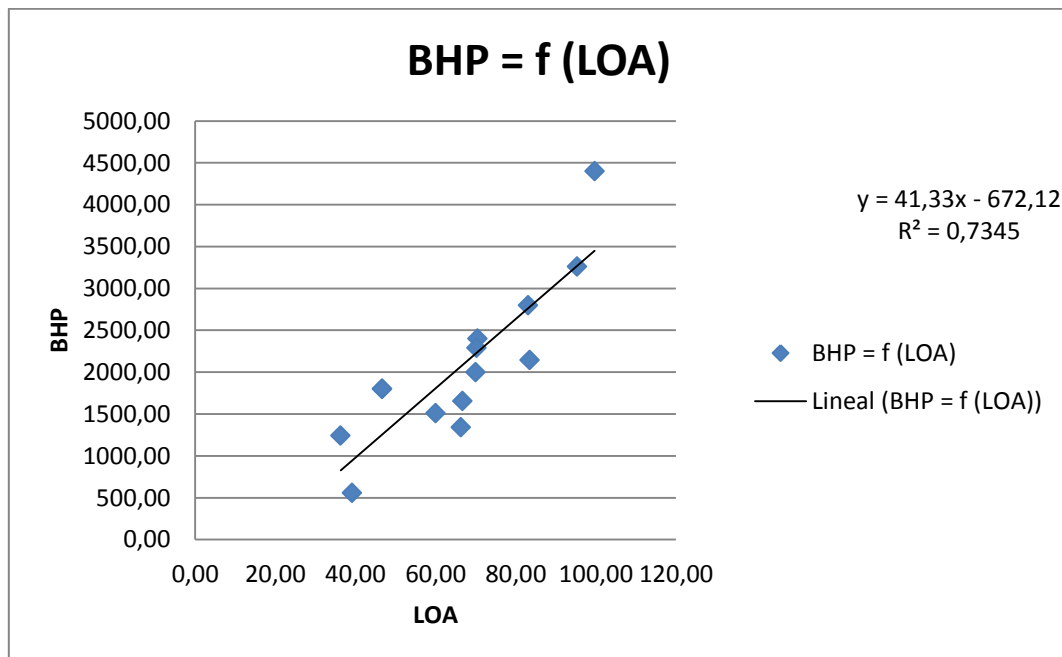


Gráfico 6.13. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.15.

Finalmente, al conseguirse un coeficiente superior a 0,6, se considera una regresión válida, y por tanto la ecuación resultante para el cálculo de la potencia en función de la eslora es la siguiente:

$$BHP = 41,33 * LOA - 672,12$$

Ecuación 6.10

Potencia buque proyecto



$$BHP_{Buque\ proyecto} = 41,33 * LOA - 672,12 = 41,33 * 74,09 - 672,12 = 2390,02 Kw$$

6.6.2 Cálculo de la potencia a partir de la velocidad, $BHP = f(V)$

En este apartado se llevará a cabo la segunda regresión mencionada anteriormente, es decir, la potencia en función de la velocidad. Se partirá de la siguiente tabla como base de datos:

	NOMBRE	BHP (Kw)	V (nudos)
BUQUE 1	<i>Dr. Fridtjof Nansen</i>	4560,00	14,00
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	1510,80	13,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	1340,00	12,60
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	1240,00	12,00
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	2145,00	11,00
BUQUE 6	<i>Neil Armstrong</i>	4176,00	11,50
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	2400,00	15,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	1656,00	14,00
BUQUE 10	<i>Discovery</i>	4400,00	15,00
BUQUE 11	<i>Janan</i>	3200,00	14,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	3260,24	16,50
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	1800,00	13,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	1800,00	13,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	2000,00	14,00
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	558,60	9,50
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	3600,00	14,17
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	2290,00	16,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	2800,00	13

Tabla 6.16. Base de datos $BHP = f(LOA)$.

A continuación se muestra la gráfica correspondiente a la regresión lineal de los valores de la Tabla anterior 6.16



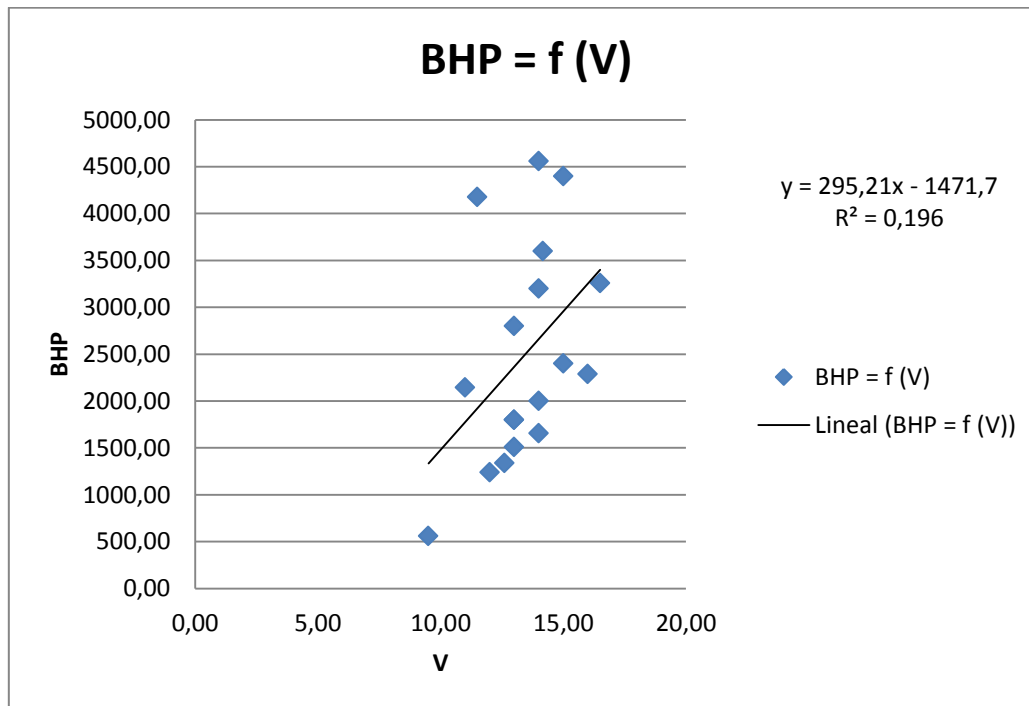


Gráfico 6.14. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.16.

Como se puede observar, el coeficiente de correlación da como resultado 0,196, es un valor muy bajo, y es necesario eliminar ciertos buques para poder aumentar dicho valor y como consecuencia mejorar la regresión. Para ello se eliminan los siguientes buques: 1, 6 y 10, quedando del siguiente modo la base de datos:

	NOMBRE	BHP (Kw)	V (nudos)
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	1510,80	13,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	1340,00	12,60
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	1240,00	12,00
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	2145,00	11,00
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	2400,00	15,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	1656,00	14,00
BUQUE 11	<i>Janan</i>	3200,00	14,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	3260,24	16,50
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	1800,00	13,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	1800,00	13,00



BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	2000,00	14,00
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	558,60	9,50
BUQUE 19	<i>ARC Roncador</i>	3600,00	14,17
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	2290,00	16,00
BUQUE 21	<i>Hespérides</i>	2800,00	13

Tabla 6.17. Base de datos BHP = f (LOA).

A continuación se muestra la gráfica correspondiente a la regresión lineal de los valores de la Tabla anterior 7.17

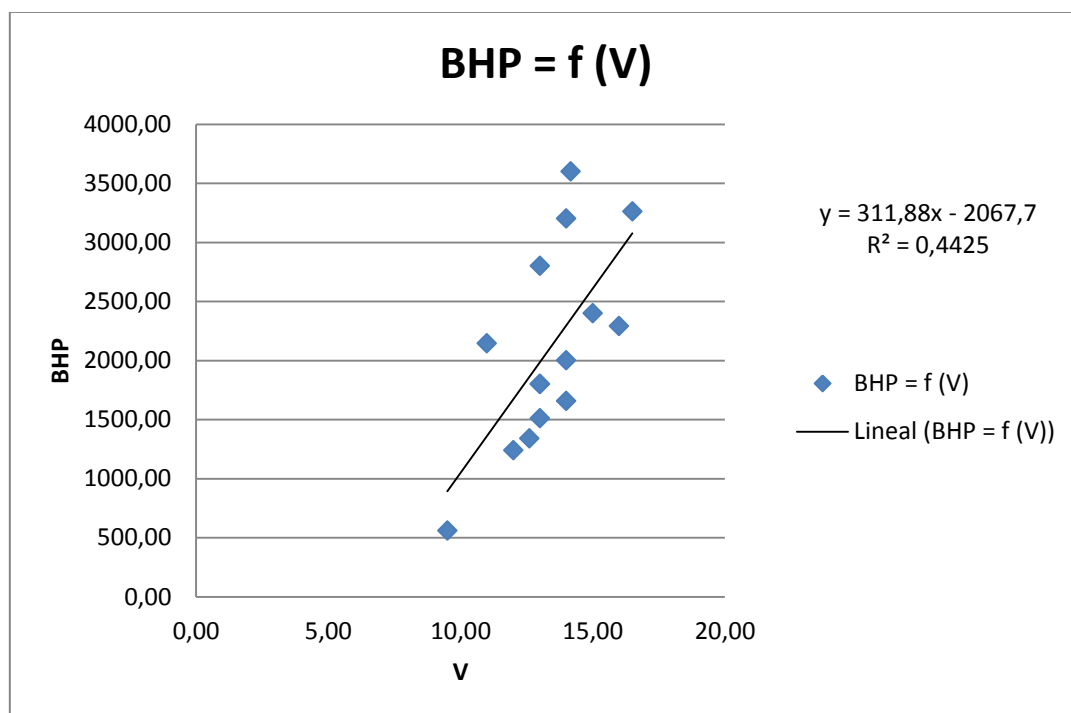


Gráfico 6.15. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.17.

Aunque se hayan eliminado los buques que se han mencionado anteriormente, el coeficiente de correlación sigue estando por debajo del límite establecido, por lo que se vuelve a repetir el proceso eliminado en este caso los siguientes buques: 11, 19 y 21:



	NOMBRE	BHP (Kw)	V (nudos)
BUQUE 2	<i>Da - Bfar</i>	1510,80	13,00
BUQUE 3	<i>Research Vessel 6613</i>	1340,00	12,60
BUQUE 4	<i>Research Vessel 3609</i>	1240,00	12,00
BUQUE 5	<i>Atlantis</i>	2145,00	11,00
BUQUE 8	<i>Sarmiento de Gamboa</i>	2400,00	15,00
BUQUE 9	<i>Cornide de Saavedra</i>	1656,00	14,00
BUQUE 12	<i>B.A.P Carrasco</i>	3260,24	16,50
BUQUE 13	<i>Ángeles Alvariño</i>	1800,00	13,00
BUQUE 14	<i>Ramón Margalef</i>	1800,00	13,00
BUQUE 15	<i>Miguel Oliver</i>	2000,00	14,00
BUQUE 18	<i>Capitán Cánepa</i>	558,60	9,50
BUQUE 20	<i>Intermares</i>	2290,00	16,00

Tabla 6.18. Base de datos BHP = f (LOA).

A continuación se muestra la gráfica correspondiente a la regresión lineal de los valores de la Tabla anterior 6.18

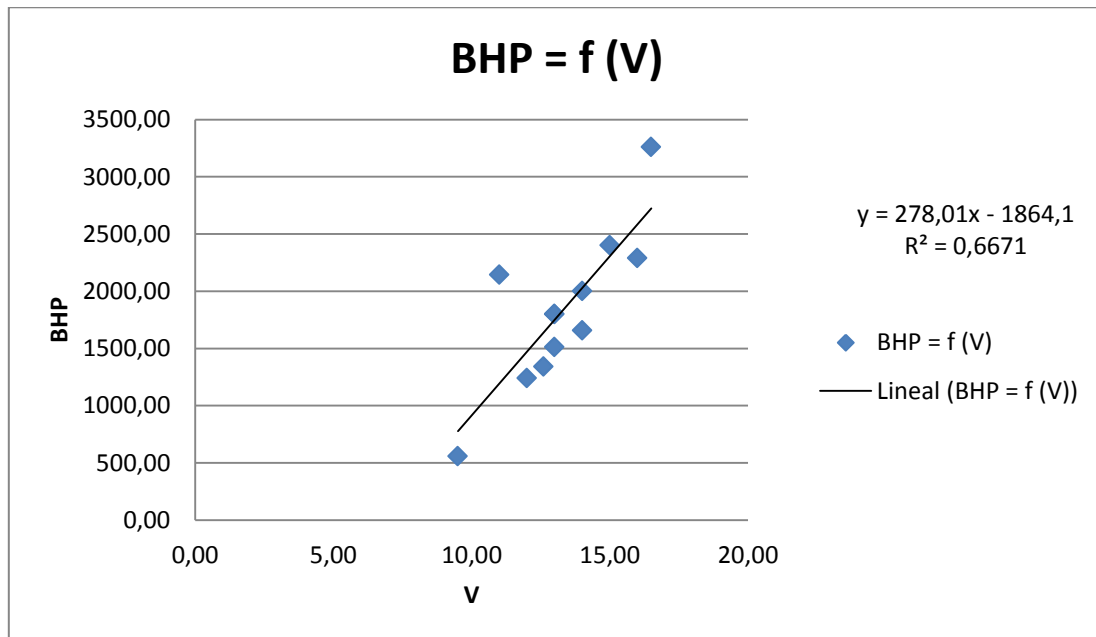


Gráfico 6.16. Regresión lineal correspondiente a la Tabla 6.18.



Finalmente se ha conseguido un coeficiente de correlación adecuado de 0,6671. Así que, mediante esta relación de variables, el valor de la potencia se obtiene mediante la ecuación siguiente:

$$BHP = 278,01 * V - 1864,1$$

Ecuación 6.11

Potencia buque proyecto

$$\begin{aligned} BHP_{Buque\ proyecto} &= 278,01 * V - 1864,1 = 278,01 * 14,5 - 1864,1 \\ &= \mathbf{2167,05\ Kw} \end{aligned}$$

Como el coeficiente de correlación R^2 es mayor en la regresión lineal donde se toman como variables la potencia y la eslora, finalmente la potencia seleccionada, por tanto, será de 2390,02 Kw.

6.7 Resumen de las dimensiones principales del buque proyecto

Las dimensiones que finalmente se han obtenido son las siguientes:

- Eslora: 74,09 m
- Eslora entre perpendiculares: 66,04 m
- Manga: 14,68 m
- Puntal: 6,45 m
- Calado: 4,96 m
- Velocidad: 14,5 nudos
- Arqueo bruto: 2550 GT
- Potencia: 2390 KW



6.8 Relaciones dimensionales

A partir de la base de datos completa a la que se ha llegado en el apartado anterior, se puede comprobar los límites entre los que se puede encontrar el buque proyecto en cuanto a las relaciones dimensionales, en la siguiente tabla se muestran dichos límites:

LOA/B	Lpp/B	B/T	T/D
3,531 – 5,929	2,933 – 5,178	1,885 – 4,258	0,477 – 0,948

Tabla 6.19. Relaciones dimensionales

Las relaciones dimensionales de buque proyecto son:

$$LOA/B = 5,047$$

$$Lpp/B = 4,499$$

$$B/T = 2,960$$

$$T/D = 0,769$$

Se confirma que las relaciones dimensionales del buque proyecto se encuentra dentro de los límites esperados.



Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

Trabajo Fin de Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

Sonia Martínez Muñoz

19/12/2017

Capítulo 7. Formas del buque



Universidad
Politécnica
de Cartagena



7. Formas del buque

En esta fase del proyecto se deben de tener en cuenta dos aspectos importantes, por un lado se busca que la resistencia al avance sea mínima, y por otro lado la correcta estiba de la carga.

7.1 Cálculo del coeficiente de bloque

El coeficiente de bloque es la relación que hay entre el volumen de carena y el volumen de un paralelepípedo imaginario circunscrito a esta, cuyas dimensiones rectas son: manga, eslora y calado. El coeficiente de bloque tiene una incidencia grande sobre la resistencia al avance y sobre la capacidad de carga y, en menor medida, sobre la estabilidad, maniobrabilidad entre otras consideraciones.

Un mayor coeficiente de bloque da una mayor capacidad de carga a misma eslora, con lo que se consigue abaratar el precio de construcción del buque, pero en cambio se produce un incremento notable en la resistencia, por lo que se requieren mayores potencias, y por lo tanto en mayores consumos y menores velocidades.

El coeficiente de bloque se obtendrá a partir de las siguientes fórmulas

7.1.1 Fórmula de Alexander

$$CB = K - 0,5V / (3,28 * LPP)^{\frac{1}{2}}$$

Ecuación 7.1

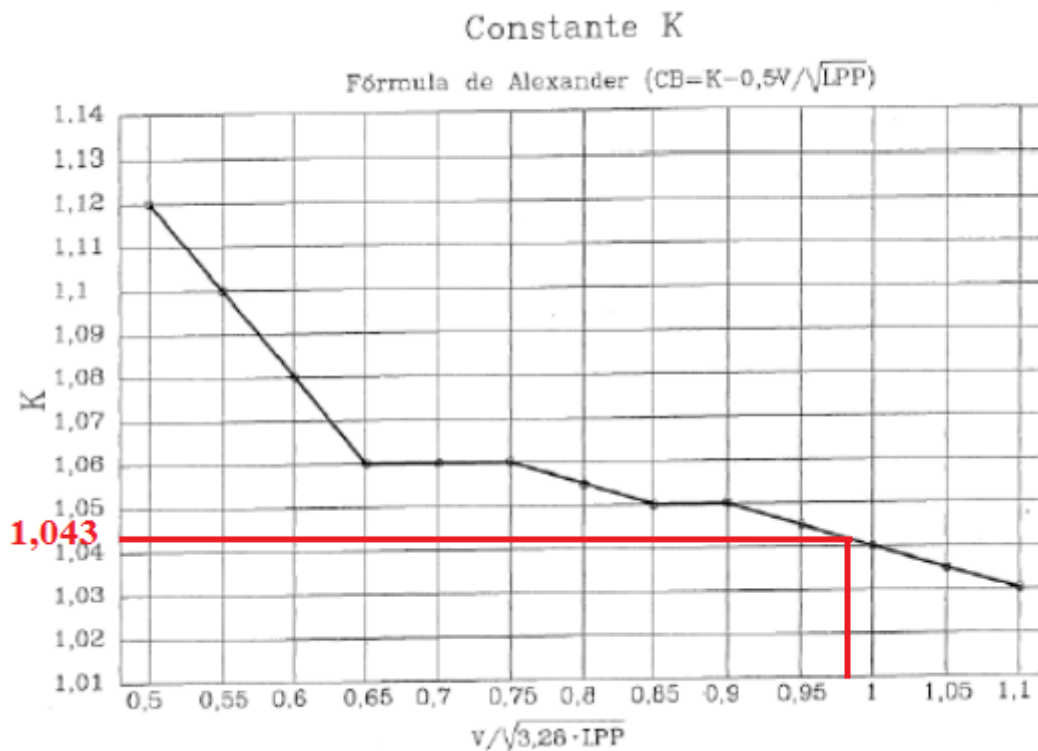
El valor de k se obtiene a partir de la siguiente gráfica, pero para ello primero hay que hallar el valor con el que se entra en dicha gráfica.

Se obtiene a través de la siguiente ecuación:

$$\frac{V}{\sqrt{3,28 * LPP}} = \frac{14,5}{\sqrt{3,28 * 66,04}} = 0,985$$

Ecuación 7.2





Gráfica 7.1: Coeficiente K de Alexander, según “El proyecto básico del buque mercante”.

Por lo tanto como se puede observar en la gráfica el valor de k es 1,043. A continuación se sustituye en la Ecuación 9.1 con el fin de obtener el valor del coeficiente de bloque:

$$CB = K - 0,5V/(3,28 * LPP)^{\frac{1}{2}} = 1,043 - 0,5 * 14,5/(3,28 * 66,04)^{\frac{1}{2}} = 0,55$$

7.1.2 Fórmula de Townsin

$$CB = 0,7 + 0,125 \operatorname{atan}(25(0,23 - FN))$$

Ecuación 7.3

Dicha ecuación depende además del número de Froude, por lo que a continuación se procede a su cálculo, cuya expresión es:

$$Fn = \frac{V}{\sqrt{g * L}} = \frac{7,46}{\sqrt{9,81 * 66,04}} = 0,293$$

Ecuación 7.4



En primer lugar hay que pasar la velocidad a m/s

$$V = 14,5 \text{ nudos} * 0,51445 = 7,46 \text{ m/s}$$

Ecuación 7.5

Finalmente sustituyendo, obtenemos el coeficiente de bloque según la ecuación de Townsin:

$$CB = 0,7 + 0,125 \operatorname{atan}(25(0,23 - FN)) = 0,7 + 0,125 \operatorname{atan}(25(0,23 - 0,293)) = 0,793$$

Ecuación 7.6

7.1.3 Fórmula de Katsoulis

Cabe mencionar que según “El proyecto básico del buque mercante” esta fórmula es aplicable entre los límites de $0,48 < CB < 0,85$ y FN entre 0,14 y 0,32:

$$CB = \frac{0,23}{FN^{2/3}} * \frac{\frac{LPP}{B} + 20}{26} = \frac{0,23}{0,293^{2/3}} * \frac{\frac{66,04}{14,68} + 20}{26} = 0,49$$

Ecuación 7.7

Finalmente el valor que obtenemos para el coeficiente de bloque será la media aritmética de los 3 resultados obtenidos anteriormente:

$$CB = \frac{\sum CB}{n} = \frac{0,55 + 0,793 + 0,49}{3} = 0,611$$

Ecuación 7.8



7.2 Cálculo del coeficiente de la maestra

El coeficiente de la maestra se define como la relación entre el área de la sección media del buque por debajo de la superficie de flotación y el rectángulo que circunscribe dicha área, cuyas dimensiones del rectángulo son la manga y el calado.

Los valores del coeficiente de la maestras que se consideran bajos darían idea de un buque con grandes radios de pantoque y una gran astilla muerta.

7.2.1 Fórmula de Kerlen

$$CM = 1,006 - 0,0056 * CB^{-3,56}$$

Ecuación 7.9

Únicamente depende del coeficiente de bloque, el cual ha sido calculado anteriormente. Por lo que solo se trata de sustituir su valor:

$$CM = 1,006 - 0,0056 * CB^{-3,56} = 1,006 - 0,0056 * 0,611^{-3,56} = 0,974$$

Ecuación 7.10

7.2.2 Fórmula de HSVA

$$CM = \frac{1}{1 + (1 - CB)^{3,5}} = \frac{1}{1 + (1 - 0,611)^{3,5}} = 0,965$$

Ecuación 7.11

Finalmente el valor del coeficiente de la maestra será la media aritmética de los dos resultados obtenidos anteriormente a partir de las dos ecuaciones utilizadas:

$$CM = \frac{\sum CM}{n} = \frac{0,974 + 0,965}{2} = 0,97$$

Ecuación 7.12

7.3 Cálculo del coeficiente prismático longitudinal

También llamado coeficiente prismático longitudinal o simplemente prismático. Es la relación entre el volumen sumergido del buque para un calado dado, y el volumen de un prisma o cilindro de área el área sumergida de la sección media y longitud la eslora.



Sus valores correspondiente al desplazamiento máximo pueden variar desde 0,55 hasta algo más de 0,8.

Este coeficiente de una idea sobre cómo está repartido longitudinalmente el volumen del buque. Un valor muy alto supone un reparto muy uniforme del área de la sección media a lo largo de la eslora (mucho cuerpo cilíndrico), mientras que si es muy bajo, la curva de áreas de las secciones tendrá valores muy altos en la zona de la sección media y los extremos muy finos.

El coeficiente prismático longitudinal también se puede definir como el cociente entre el coeficiente de bloque y el coeficiente de la maestra, cuya expresión es la siguiente:

$$CP = \frac{CB}{CM} = \frac{0,611}{0,97} = 0,63$$

Ecuación 7.13

7.3.1 Fórmula de L. Troost

$$CP = 1,20 - 2,12 * FN = 1,20 - 2,12 * 0,293 = 0,58$$

Ecuación 7.14

Como se puede observar, se han obtenido diferentes valores para el coeficiente prismático vertical, al haberse realizado por ecuaciones distintas, aunque el resultado es muy similar. Por lo tanto el resultado final del coeficiente prismático longitudinal es la media aritmética de los dos valores obtenidos anteriormente:

$$CP = \frac{\sum CP}{n} = \frac{0,63 + 0,58}{2} = 0,605$$

Ecuación 7.15

7.4 Cálculo del coeficiente de la flotación

A este coeficiente a veces se le llama coeficiente de afinamiento de las líneas de agua, y se le define como la relación entre el área correspondiente a una flotación dada y la del rectángulo de dimensiones eslora y la manga.



El coeficiente de flotación puede obtener a partir de las siguientes fórmulas que se plantean a continuación:

7.4.1 Fórmula de schneekluth

Según “El proyecto básico del buque mercante” para el cálculo del coeficiente de flotación tenemos dos opciones dependiendo de la forma de las secciones del buque:

- Secciones normales:

$$CF = \frac{1 + 2CB}{3}$$

Ecuación 7.16

- Secciones en V:

$$CF = \frac{1 + 2 * CB / \sqrt{CM}}{3}$$

Ecuación 7.17

Las secciones de nuestro buque corresponden a secciones normales, ya que obtenemos un coeficiente de la maestra bastante alto, concretamente un valor de 0,97. Así que se trata de formas llenas.

Sustituyendo:

$$CF = \frac{1 + 2CB}{3} = \frac{1 + 2 * 0,611}{3} = 0,74$$

Ecuación 7.18

7.4.2 Fórmula de J. Torroja

$$CF = A + B * CB$$

Ecuación 7.19



Tal y como se puede encontrar en el “Proyecto básico del buque mercante” los coeficientes A y B son función del grado U/V de las secciones transversales, grado que se representa por un parámetro G que vale 0 para formas acusadas en U, y 1 para formas acusadas en V:

$$A = 0,248 + 0,049 * G$$

Ecuación 7.20

$$B = 0,778 - 0,035 * G$$

Ecuación 7.21

Como ya se ha dicho, el buque proyecto tiene formas llenas en cuanto a las secciones por lo que el valor del parámetro G es 0:

$$A = 0,248$$

$$B = 0,778$$

Sustituyendo, se obtiene un coeficiente de flotación de:

$$CF = A + B * CB = 0,248 + 0,778 * 0,611 = 0,72$$

Ecuación 7.22

Finalmente mediante la media aritmética de los dos valores obtenidos anteriormente se consigue el valor final del coeficiente de flotación:

$$CF = \frac{\sum CF}{n} = \frac{0,74 + 0,72}{2} = 0,73$$

Ecuación 7.23



7.5 Cálculo de la posición longitudinal del centro de carena

La posición del centro de carena se determina en base a dos aspectos, por un lado en base a consideraciones hidrodinámicas y por otro lado en base al trimado que puede adoptar el barco con las diferentes condiciones de cargas.

Pero teóricamente existe un valor óptimo XB para el afinamiento y velocidad de cada buque, que se debería tratar de adoptar, intentando que la posición longitudinal del centro de gravedad del buque coincida con este XB .

7.5.1 Fórmula de L. Troost

$$XB = 17,5 * CP - 12,5$$

Ecuación 7.24

Según “El proyecto básico del buque mercante” dicha fórmula nos indica la posición adecuada del XB para que la resistencia al avance sea mínima, además en esta fórmula XB , es la abscisa del centro de carena en porcentaje de la eslora entre perpendiculares, respecto a la sección media, con valores positivos a proa de la misma.

Finalmente sustituyendo en la ecuación obtenemos el valor de la posición longitudinal del centro de carena según L. Troost:

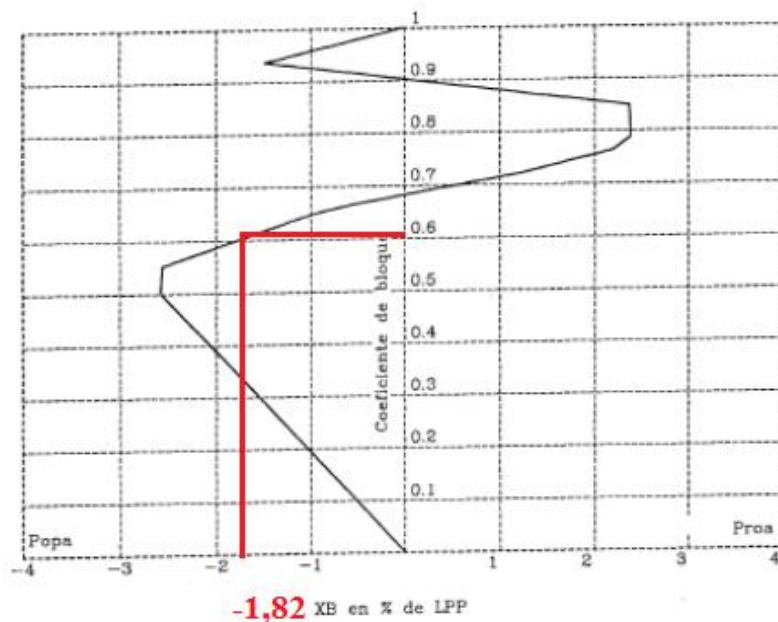
$$XB = 17,5 * CP - 12,5 = 17,5 * 0,605 - 12,5 = -1,913$$

Ecuación 7.25

7.5.2 Según el canal de experiencias hidrodinámicas, MARIN

Según el canal de experiencias hidrodinámicas holandés, se ha publicado un diagrama que proporciona un valor aproximado de XB en función del coeficiente de bloque, tal y como se puede encontrar en el siguiente gráfico:





Gráfica 7.2: Abscisa del centro de carena, XB, según MARIN, en función de CB. Fuente: “*El proyecto básico del buque mercante*”.

Finalmente, el valor que se adopta para la posición longitudinal del centro de carena será la media aritmética de los dos resultados obtenidos por los diferentes métodos definidos anteriormente:

$$XB = \frac{\sum XB}{n} = \frac{-1,913 + (-1,82)}{2} = -1,867$$

Ecuación 7.26

7.6 Cálculo del semiángulo de entrada a la flotación

Según el “Proyecto básico del buque mercante, el semiángulo de entrada a la flotación, el cual influye en la resistencia al avance de la carena, se puede estimar por la siguiente ecuación:

$$ENTA = 125,67 * \left(\frac{B}{LPP}\right) - 162,25 * CP^2 + 234,32 * CP^3 + 0,1551 * [XB + 6,8 * (TA - TF)/T]^3$$

Ecuación 7.27



Dónde:

ENTA, semiángulo de entrada a la flotación

B, manga

Lpp, eslora entre perpendiculares

CP, coeficiente prismático longitudinal

XB, posición longitudinal del centro de carena

TA, calado a popa

TF, calado a proa

T, calado

A continuación se sustituye en la ecuación, dando como resultado lo siguiente:

$$\begin{aligned} ENTA &= 125,67 * \left(\frac{B}{LPP}\right) - 162,25 * CP^2 + 234,32 * CP^3 + 0,1551 * [XB + 6,8 * \\ (TA - TF)/T]^3 &= 125,67 * \left(\frac{14,68}{66,04}\right) - 162,25 * 0,605^2 + 234,32 * 0,605^3 + 0,1551 * \\ [-1,867 + 6,8 * (4,96 - 4,96)/4,96]^3 &= 19,43^\circ \end{aligned}$$

Ecuación 7.28





Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

Trabajo Fin de Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

Sonia Martínez Muñoz

19/12/2017

Capítulo 8. Cálculo de la resistencia y potencia del buque proyecto



Universidad
Politécnica
de Cartagena



8. Cálculo de la resistencia y potencia del buque proyecto

Durante el proceso de anteproyecto del buque, cuando solamente se conocen las dimensiones y parámetros fundamentales de la carena, es necesario tener una estimación de la potencia propulsiva del buque estudio, con el fin de definir la maquinaria propulsora que ha de instalarse en el mismo para que éste alcance la velocidad de proyecto.

En el anteproyecto se necesita un proceso relativamente sencillo, rápido y relativamente fiable que nos proporcione la mencionada estimación de la resistencia al avance, con el objetivo de seleccionar la maquinaria propulsora.

La resistencia al avance se descompone en dos sumandos:

- La resistencia de fricción, RF , la cual corresponde a la componente viscosa.
- La resistencia residual, RR , la cual corresponde a la componente no viscosa.

La componente no viscosa de la resistencia, depende exclusivamente del número de Froude, FN , y la componente viscosa del número de Reynolds, RN .

$$RT = RF(RN) + RR(FN)$$

Ecuación 8.1

Una vez obtenida la resistencia al avance por una de las series sistemáticas más utilizadas, se multiplicará por la velocidad proyecto del buque con el fin de obtener la potencia efectiva, EHP , la cual solo depende de la carena.

Conociendo la potencia efectiva se obtendrá la potencia propulsora por medio de los coeficientes propulsivos.

Llevando todo ello a la práctica, se comenzará con el cálculo de la resistencia al avance. Para ello se ha utilizado el método “J. HOLTROP & G. G. J. MENNEN”, el cual proporciona valores de la resistencia y de los factores propulsivos, que combinados con un procedimiento para calcular el rendimiento del propulsor en aguas tranquilas,



permite determinar el rendimiento propulsivo y la potencia propulsora de una amplia gama de tipos de buques, a diferentes calados.

Se ha rechazado la posibilidad de utilizar otros métodos como el de: “VAN OORTMERSEN”, debido a que se aplica a buques pequeños y en este caso, el buque proyecto oceanográfico no se considera como tal.

Por otro lado también cabe mencionar los métodos de “KAFALI”, de “SIN PING – ZHONG” y el método de “MERCIER Y SAVITSKY”, pero de igual modo han sido rechazados debido a que se trata de métodos que se aplican a barcos pequeños con formas redondeadas, y en los cuales no se considera la resistencia de apéndices ni facilita coeficientes propulsivos.

Centrándonos en el método seleccionado decir que, es un método estadístico obtenido a partir de regresiones matemáticas de los resultados de los ensayos del Canal de Wageningen y de resultados de pruebas de mar de buques construidos, que proporciona estimaciones de la resistencia bastante satisfactorias. Según “El Proyecto básico del buque mercante” el método elegido cuenta con el siguiente campo de aplicación:

$$FN < 0,45$$

$$0,55 < CP < 0,85$$

$$3,9 < \frac{LPP}{B} < 9,5$$

Comparando estos valores de aplicación con los valores obtenidos en el buque proyecto, se llega a la conclusión de que es un método idóneo para el cálculo de la resistencia al avance, ya que los valores correspondientes quedan comprendidos entre estos rangos.

Las características del buque que se van a utilizar durante el proceso de cálculo de la resistencia al avance y la potencia a instalar, a partir del método de “J. HOLTROP & G. G. J. MENNEN”, son las siguientes:



CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL BUQUE

Eslora entre perpendiculares, L_{pp} (m)	66,04
Eslora de flotación, L_f	68,08
Manga, B (m)	14,68
Calado medio, T_m (m)	4,96
Calado en popa, T_{PP} (m)	4,96
Calado en proa, T_{pr} (m)	4,96
Abscisa del centro de carena, LBC (%)	-1,867
Coefficiente de bloque, C_B	0,611
Coefficiente de la maestra, C_M	0,97
Coefficiente prismático, C_P	0,605
Coefficiente en la flotación, C_F	0,73
Área mojada del casco, S_m (m²)	1014,3858
Área mojada de los apéndices, S_{map} (m²)	7,322
Área mojada del espejo, A_e (m²)	0
Área transversal del bulbo, A_{BT} (m²)	0
Altura del bulbo de proa, H_B (m)	0
Semiángulo de entrada en la flotación, I_E	19,43°
Rugosidad del casco, K_s (μm)	150
Densidad, ρ (Kg / m³)	1025,9



Viscosidad cinemática, μ (m² / s)	1,883E-06
Área de la cuaderna maestra, A_m (m²)	70,628416
Desplazamiento del buque, Δ (Tm)	3028,8954

Tabla 8.1: Datos de partida, Método “Holtrop y Mennen”

Se va a calcular la curva de potencia efectiva para un rango de velocidades del buque. La resistencia al avance del buque se desglosa en las siguientes componentes:

$$R_T = R_V + R_{AP} + R_W + R_B + R_{TR} + R_A$$

Ecuación 8.2

Dónde:

R_T , resistencia al avance total del buque

R_V , resistencia viscosa

R_{AP} , resistencia de los apéndices

R_W , resistencia por formación de olas

R_B , resistencia de presión debida al bulbo cerca de la flotación

R_{TR} , resistencia adicional debida a la inmersión del espejo

R_A , resistencia por correlación modelo – buque, que tiene en cuenta la rugosidad del casco y la resistencia del aire.

Por otro lado hay que considerar, que la resistencia al avance puede aumentar debido al mar, al viento y la corriente. Como se muestra en la siguiente tabla, definida para diferentes rutas principales de los buques, la resistencia podría, en general, aumentar hasta un 20 -35 % de la resistencia total del buque en un mar calmado.



Estimates of average increase in resistance for ships navigating the main routes:

North Atlantic route, navigation westward	25-35%
North Atlantic route, navigation eastward	20-25%
Europe-Australia	20-25%
Europe-East Asia	20-25%
The Pacific routes	20-30%

Tabla 8.2: Principales rutas. Fuente: "basic principles of propulsión"

Centrándose en la condición más desfavorable en cuanto a las rutas de navegación que va a realizar el buque, consideramos el norte del Atlántico. Por ello, se ha optado por aumentar un 25% adicional de resistencia a la resistencia total que va a ser calculada a partir del método de "J. HOLTROP & G. G. J. MENNEN".

El valor de la potencia efectiva EHP que necesita el buque objeto para mantenerse en movimiento para un rango de velocidades que queda comprendido entre 10 y 19 nudos, se refleja en la siguiente tabla:

V [nudos]	Ca	1+k1	Rv [Kg]	Rapp [Kg]	Rw [Kg]	Rb [Kg]	Rtr	Ra [Kg]	Rtotal [Kg]	Rtotal Nav.polar [Kg]	EHP [CV]	EHP (KW)
10	0,0006	1,20	3222,9907	33,8326	305,0137	0	0	832,1504	4393,9875	5492,4844	376,7405	277,0151
10,5	0,0006	1,20	3529,4498	37,0496	489,9294	0	0	917,4459	4973,8747	6217,3434	447,7830	329,2522
11	0,0006	1,20	3848,8295	40,4023	756,8058	0	0	1006,9020	5652,9396	7066,1745	533,1513	392,0230
11,5	0,0006	1,20	4181,0562	43,8897	1118,6846	0	0	1100,5190	6444,1495	8055,1869	635,3996	467,2056
12	0,0006	1,20	4526,0605	47,5113	1588,4296	0	0	1198,2966	7360,2980	9200,3725	757,2863	556,8282
12,5	0,0006	1,20	4883,7759	51,2664	2213,8990	0	0	1300,2351	8449,1764	10561,4704	905,5405	665,8386
13	0,0006	1,20	5254,1396	55,1542	3084,5444	0	0	1406,3343	9800,1724	12250,2155	1092,3468	803,1962
13,5	0,0006	1,20	5637,0914	59,1741	4279,1222	0	0	1516,5942	11491,9819	14364,9774	1330,1854	978,0775
14	0,0006	1,20	6032,5739	63,3256	5788,5422	0	0	1631,0149	13515,4566	16894,3208	1622,3413	1192,8981
14,5	0,0006	1,20	6440,5321	67,6081	7484,4469	0	0	1749,5963	15742,1834	19677,7293	1957,1155	1439,0555
15	0,0006	1,20	6860,9134	72,0210	9191,0570	0	0	1872,3385	17996,3299	22495,4124	2314,5080	1701,8441
15,5	0,0006	1,20	7293,6672	76,5637	10812,5920	0	0	1999,2414	20182,0643	25227,5803	2682,1358	1972,1587
16	0,0006	1,20	7738,7447	81,2358	12400,8930	0	0	2130,3051	22351,1786	27938,9733	3066,2241	2254,5765
16,5	0,0006	1,20	8196,0992	86,0368	14129,0903	0	0	2265,5296	24676,7559	30845,9448	3491,0453	2566,9451
17	0,0006	1,20	8665,6855	90,9662	16231,5054	0	0	2404,9148	27393,0718	34241,3398	3992,7594	2935,8525
17,5	0,0006	1,20	9147,4601	96,0235	18964,1778	0	0	2548,4607	30756,1221	38445,1526	4614,8023	3393,2370
18	0,0006	1,20	9641,3809	101,2083	22592,6877	0	0	2696,1674	35031,4443	43789,3054	5406,4729	3975,3477
18,5	0,0006	1,20	10147,4072	106,5202	27390,5331	0	0	2848,0349	40492,4954	50615,6192	6422,8791	4722,7052
19	0,0006	1,20	10665,4997	111,9588	33632,9798	0	0	3004,0631	47414,5014	59268,1268	7724,1068	5679,4903

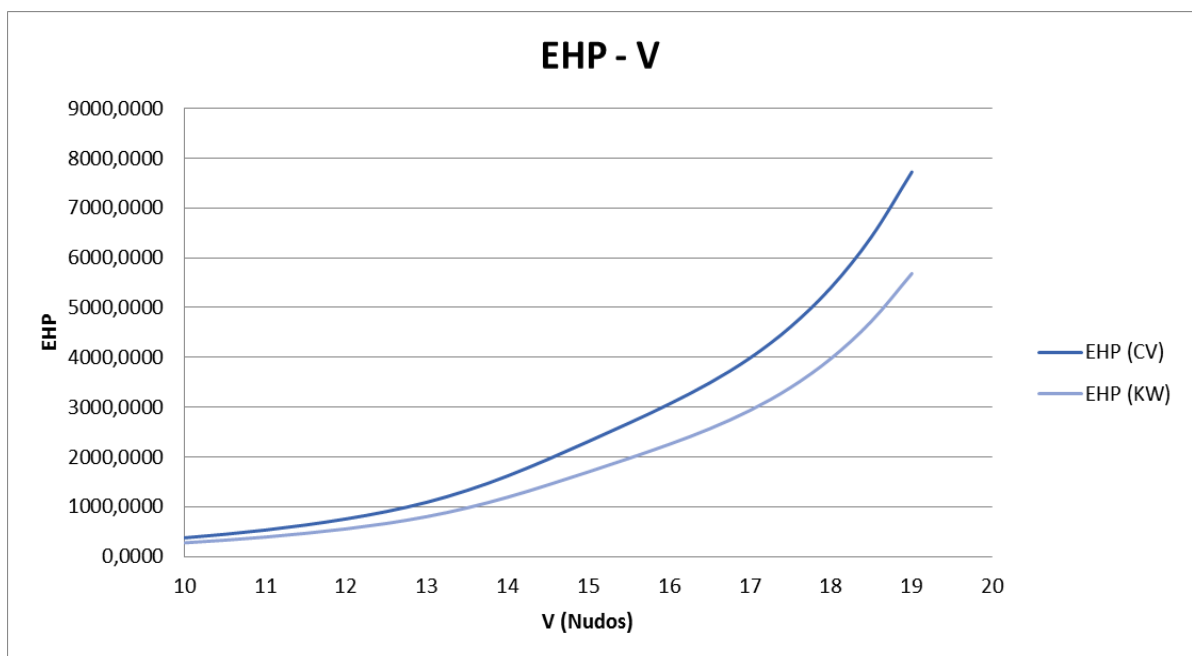
Tabla 8.3: Resultados de EHP para rango de velocidades



Finalmente, para la velocidad que nos interesa, es decir, para la velocidad de proyecto (14,5 nudos) se obtiene una resistencia de 19677,73 Kg, que al multiplicarla por la velocidad del buque proyecto (en m/s) se ha obtenido la potencia efectiva, que anteriormente se había definido, la cual obtiene un valor de 1957,1155 CV.

La equivalencia de la potencia efectiva (EHP), en KW, es de aproximadamente 1440 KW.

A su vez, los resultados obtenidos se reflejan en el Gráfico 8.1, el cual muestra la curva que representa las potencias efectivas de cada una de las velocidades que quedaron definidas.



Gráfica 8.1: Curva EHP vs velocidad.

Se ha optado por disponer de una sola línea de ejes debido a dos motivos, en primer lugar haciendo referencia al aspecto económico y centrándonos también en la tareas de mantenimiento, ya que todos esos costes serán reducidos en el caso de tratarse de una sola línea de ejes. Por otro lado, otro de los motivos ha sido que la mayoría de buques que conforman la base de datos también disponen de una sola línea de ejes. Una de las



características de este tipo de buques es la maniobrabilidad que requieren en el momento de realizar alguna muestra o toma de datos, ello se corrige mediante unas hélices a proa. En este proyecto no se van a tener en cuenta ya que se basa fundamentalmente en el diseño de la línea de ejes y en las especificaciones del armador no se ha especificado nada sobre algún dispositivo de posicionamiento.

Finalmente una sola línea de ejes va a entregar los 1440 Kw a la hélice. El siguiente paso será el cálculo de la potencia al freno del eje del motor (BHP) para seleccionar el motor

Para poder obtener la potencia propulsora o la potencia al freno (BHP), se ha de tener en cuenta la interacción entre la hélice y la carena. El paso de una potencia a otra se realiza por medio de los siguientes coeficientes propulsivos o rendimientos:

- En primer lugar, teniendo en cuenta que el motor propulsor trabaja a un régimen constante del 90% de la potencia nominal, dejando así un margen para otras operaciones o para cuando el buque navegue a plena carga.
- Se asumen un rendimiento de la línea de ejes del 95 %, debido a pérdidas por rozamiento del eje, de la bocina, etc.)
- Por último, un rendimiento cuasi-propulsivo del 65 %.

Todos ellos son los valores usuales de rendimiento para este tipo de buque, por tanto se está realizando una aproximación de la potencia necesaria, ya que se están suponiendo los rendimientos. Se llega a la conclusión de que el buque requiere de una potencia propulsiva de 2591,09 Kw para navegar a una velocidad de 14,5 nudos.

Por lo tanto, queda demostrado así que la estimación de potencia realizada inicialmente por las regresiones lineales es bastante acertada, ya que nos proporcionaba un valor de 2390,02 Kw.

Como aún no se conocen las revoluciones de la hélice, en una primera aproximación, se pueden estimar de acuerdo con la siguiente tabla (Apuntes de Hidrodinámica):



Desplazamiento (Tm)	Revoluciones (rpm)
Menos de 1000	500
De 1000 a 2000	400
De 2000 a 3000	300
De 3000 a 5000	200
De 5000 a 7500	150
De 7500 a 12500	125
De 12500 a 25000	115
De 25000 a 50000	110
Más de 50000	100

Por lo tanto como el buque proyecto presenta un desplazamiento de 3028,89 Tm, según la tabla anterior la hélice debería de girar alrededor de 200 rpm

Al estimar el rendimiento cuasi-propulsivo, estamos estimando:

$$\eta_D = \eta_0 * \eta_H * \eta_R$$

Ecuación 8.3

Dónde:

η_H , rendimiento de la carena

η_R , rendimiento rotativo – relativo

η_0 , rendimiento del propulsor aislado



El rendimiento de la carena y el rendimiento rotativo – relativo se pueden aproximar con bastante exactitud con fórmulas estadísticas, como las formuladas en el “Proyecto de buque mercante”, mientras que el rendimiento del propulsor aislado depende de las características del propulsor (diámetro, H/D , $\frac{A_E}{A_0}$, Z) y del punto de funcionamiento del mismo, el cual no lo conocemos con exactitud hasta que no tengamos seleccionado el propulsor.

Al llegar a este punto, es decir, una vez conocido el rendimiento del propulsor aislado, se calculará de nuevo el rendimiento propulsivo:

$$\eta_P = \eta_M * \eta_0 * \eta_H * \eta_R$$

Ecuación 8.4

Pudiendo ser necesaria una reconsideración de la potencia a instalar.



Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

Trabajo Fin de Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

Sonia Martínez Muñoz

19/12/2017

Capítulo 9. Elección del sistema propulsivo



9. Elección del sistema propulsivo

Para poder seleccionar el sistema propulsivo que se va a instalar en el buque proyecto, es necesario tener conocimiento de cuál es la función o finalidad a la que está destinado dicho buque. Además se deben de saber las diferentes condiciones de navegación en las que se va a encontrar el buque, para que de este modo el sistema propulsivo desarrolle el máximo rendimiento posible en las máximas condiciones de navegación en las que se encuentre.

En este caso, se trata del proyecto de un buque oceanográfico, el cual está acondicionado para tareas de investigación científica en mares y océanos. Todos ellos poseen instrumental para realizar estudios de temperatura, salinidad, oxígeno disuelto, turbiedad, fluorescencia del agua, así como el análisis de la dirección y características de las corrientes marinas y realizar observaciones meteorológicas.

Las diferentes situaciones de navegación en las que se puede encontrar el buque proyecto son las siguientes:

- *Navegación libre*, a máxima velocidad, 14,5 nudos.

Como no requiere de grandes velocidades se pueden descartar los sistemas propulsivos destinados a ese fin, como son los sistemas waterjet, hélices de superficie, etc.

- *Maniobrando en puerto*
- *Arrastrando la red de pesca, faenando.*

El análisis de la biología marina se logra con la captura de ejemplares, utilizando métodos de pesca que se consideren más adecuados para las especies que son objeto de la investigación. El sistema propulsivo por tanto deberá poder adaptarse para trabajar con el mayor rendimiento posible en un amplio abanico de velocidades.

- *Navegación polar.*

Los buques oceanográficos suelen realizar campañas por la Antártida y océano Ártico, por lo que deben de estar preparados para una navegación polar. Las velocidades



durante estas navegaciones suelen ser muy bajas, distintas a la de crucero o faenando, por lo que deberán de tenerse en cuenta.

Teniendo en cuenta todos los tipos de navegaciones que podemos encontrar, se llega a la conclusión de disponer de una línea de ejes accionada por motores eléctricos internos en el buque. Dicha disposición ha sido seleccionada debido a que se trata de la solución más económica. Es la solución más frecuente y únicamente se utiliza otra solución, cuando con aquella no se puedan cumplir los objetivos del proyecto.

Debido a que el buque va a operar en un régimen de velocidades muy diverso, ya que por ejemplo a la velocidad que se va a encontrar el buque cuando navegue por los polos va a ser muy dispar a cuando se encuentre navegando a la velocidad de crucero, se ha decidido utilizar motores eléctricos para hacer girar una hélice de paso fijo. Se ha seleccionado una hélice de paso fijo a pesar de las diferentes velocidades a las que puede operar el buque ya que gracias a los motores eléctricos se puede regular la velocidad de giro directamente siendo así innecesaria la instalación de hélices de paso controlable que además tienen un peor rendimiento.

Con el fin de poder abastecer al resto de equipos del buque, como son los equipos de investigación, servicios, navegación, etc... Se instalarán varios grupos generadores diesel-eléctricos y uno de emergencia situado en un local aparte, el cual debe ser capaz de dar suministro al buque asegurando el gobierno del mismo con los servicios mínimos.

Centrándonos en la propulsión principal se selecciona un sistema diesel – eléctrico. Algunas de las causas por las que se ha seleccionado este sistema de propulsión han sido las siguientes:

- Al tratarse de un buque que recurre a la navegación polar, se va a exigir una excepcional facilidad para dar atrás y una reserva de par motor para que así se pueda vencer la resistencia puesta por los hielos y la resistencia que la hélice pueda encontrar.



- Porque debe de combinar una gran capacidad de ruptura de hielo con gran capacidad de carga, para investigación científica y óptima habitabilidad para la tripulación y el personal científico.
- La tecnología mixta diesel – eléctrica de la propulsión permite navegar durante prolongados periodos de tiempo a baja velocidad sin deterioro de la planta propulsora y aporta la suficiente potencia para romper el hielo así como un bajo nivel de ruidos para no disminuir el rendimiento de equipos acústicos de investigación.
- Con la utilización del sistema propulsivo diesel-eléctrico se reduce del 20 al 30 % en el consumo del combustible y las emisiones de CO₂ debido a un funcionamiento eficiente de los motores, así como una mayor reducción en otros componentes del escape como NO_x.
- Proporciona una alta fiabilidad debido a la redundancia del motor múltiple. Incluso si un motor/grupo electrógeno falla, habrá suficiente poder como para que el buque opere de forma segura.
- Costo reducido del ciclo de vida, resultando menores los costos en cuanto a operaciones y mantenimiento. Además aumentan el espacio destinado para carga útil, ya que las plantas de propulsión diesel – eléctrica ocupan menos espacio que las plantas mecánicas – diesel. Especialmente las salas de máquinas se pueden diseñar más pequeñas.
- Menor ruido de propulsión y vibraciones reducidas, además posee un rendimiento eficiente y pares de motor elevados, ya que el sistema eléctrico puede proporcionar el máximo par también a bajas velocidades, lo que proporciona ventajas, por ejemplos, en las condiciones de hielos, es decir en la navegación polar.
- Una planta de propulsión diesel – eléctrica consta de los siguientes elementos estándar, además de contar con las típicas pérdidas que se muestran a continuación:



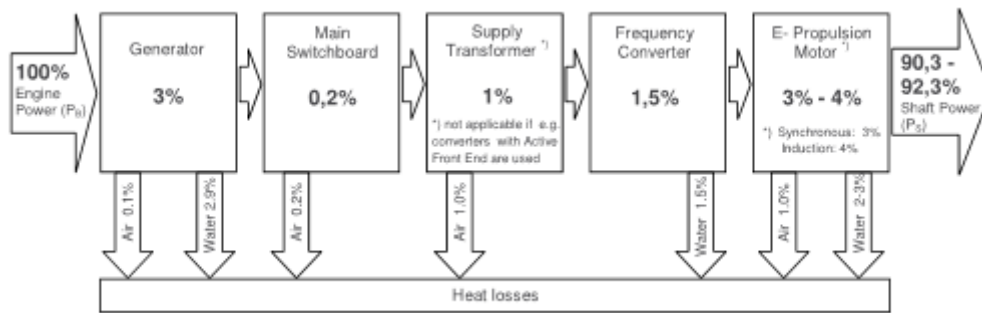


Ilustración 9.1: Pérdidas típicas del planta propulsora diesel – eléctrica. Fuente: “*Diesel electric drives guideline, MAN*”





Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

Trabajo Fin de Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

Sonia Martínez Muñoz

19/12/2017

Capítulo 10. Selección de la hélice óptima perteneciente a la serie B de Wageningen



Universidad
Politécnica
de Cartagena



10. Selección de la hélice óptima perteneciente a la serie B de Wageningen

10.1 Huelgos mínimos hélice – carena y rpm del propulsor

Se pretende seleccionar un propulsor con unas determinadas características. Además hay que tener en cuenta que para que el propulsor quede perfectamente definido se deben de determinar los siguientes parámetros: diámetro, número de palas, relación área expandida – área disco y la relación paso diámetro.

Por lo tanto, en primer lugar se deben analizar las formas de popa del buque y calcular los huelgos mínimos entre la hélice y la carena, dependiendo del número de palas del propulsor según la sociedad de clasificación Lloyd's Register.

A continuación se muestran los huelgos mínimos recomendados por Lloyd's Register:

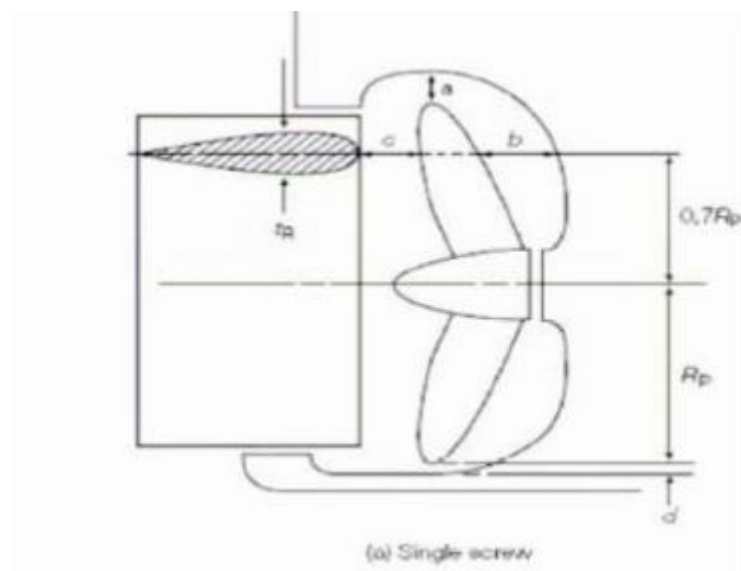


Figura 10.1 Huelgos mínimos

a	b	c	d
$K_z * K * D$	$1,5a$	$0,12D$	$0,03D$

Tabla 10.1 Huelgo mínimos



Dónde:

D, diámetro del propulsor

K_Z , parámetro que queda definido por la siguiente tabla:

Valor de K_Z
1,2 para hélices de 3 palas
1,0 para hélices de 4 palas
0,85 para hélices de 5 palas
0,75 para hélices de 6 palas

Tabla 10.2 Coeficiente K_Z .

$$K = \left(0,1 + \frac{L_{PP}}{3,050}\right) \left(2,56CB * \frac{MCO}{L_{PP}^2} + 0,3\right)$$

Ecuación 10.1

Analizando las formas de popa se ha tomado que la inmersión del eje es de 3,10 m. Para calcular el diámetro máximo se ha tenido en cuenta el huelgo “d”, ya que parece ser el más restrictivo. Así, pues se ha despejado el radio máximo sabiendo que el huelgo “d” toma el mismo valor en la tabla independientemente del número de palas. Para ello hay que conocer la distancia desde el eje de la hélice a la línea base, la cual tiene un valor de 1,86 m.

Finalmente, para hallar el valor del diámetro máximo se realiza el siguiente cálculo:

$$h_{\text{máx}} = R_{\text{máx}} + d$$

Ecuación 10.2

Sustituyendo el valor de “d” obtenemos:



19 de diciembre de 2017

$$h_{\text{máx}} = R_{\text{máx}} + 0,03 * R_{\text{máx}} * 2$$

$$1,86 = R_{\text{máx}} + 0,03 * R_{\text{máx}} * 2$$

Así que despejando obtenemos el valor del diámetro máximo del propulsor:

$$R_{\text{máx}} = 1,75 \text{ m}; D_{\text{máx}} = 3,5 \text{ m}$$

Una vez obtenido el valor del diámetro máximo del propulsor, se muestra la siguiente tabla, donde quedan reflejados los huelgos mínimos según la Sociedad de Clasificación para diferentes números de palas:

N palas	a	b	c	d
3	0,900	1,351	0,42	0,105
4	0,751	1,126	0,42	0,105
5	0,638	0,957	0,42	0,105
6	0,563	0,845	0,42	0,105

Tabla 10.3: Huelgos mínimos para diferentes números de palas con el diámetro máximo

Para obtener las revoluciones por minuto de la hélice se ha utilizado la siguiente fórmula:

$$D = 15,75 * \frac{MCO^{0,2}}{N^{0,6}}$$

Ecuación 10.3. Fuente: *Proyecto básico del buque mercante*

Dónde:

MCO: potencia máxima continua del equipo propulsor, en CV

N: revoluciones por minuto de la hélice



Dicha fórmula calcula el diámetro en metros de una hélice de palas fijas, a partir únicamente de la potencia del equipo propulsor y de las rpm de la hélice. Como el diámetro de la hélice ya ha sido obtenido, se va a utilizar dicha fórmula para como se ha indicado anteriormente calcular las rpm de la hélice.

Finalmente sustituyendo y despejando adecuadamente se obtiene una segunda aproximación de las revoluciones de la hélice con un valor de 195 revoluciones por minuto.

11.2 Proceso de selección del propulsor óptimo

Antes de empezar con el proceso de cálculo para la selección de la hélice, se definen algunas de las consideraciones que se tendrían que tener en cuenta:

En la elección del número de palas no interviene característica hidrodinámica alguna, por lo que la elección del número de palas va a depender principalmente del rendimiento, potencia instalada y vibraciones.

Por lo general, se puede decir que desde el punto de vista del rendimiento propulsivo interesa que la hélice tenga el menor número de palas posible.

En cuanto al área expandida – área disco, decir que, se determina mediante cavitación, ya que para que la hélice no cavite es preciso un valor mínimo de dicha relación. Esta relación mínima se puede calcular mediante la fórmula de Keller:

$$\frac{A_E}{A_0} = \frac{(1,3 + 0,3Z)T}{(P_O - P_V)D^2} + K$$

Ecuación 10.4

Dónde:

Z, número de palas

T, empuje de la hélice, en kg

P_O , Presión estática en el eje, $P_A + \rho gh$



P_A , Presión atmosférica, kg/m^2

h , inmersión del eje, en m

P_V , Presión de vapor del agua, kg/m^2

D , diámetro de la hélice, en m

K , 0,10 para buques de 2 hélices, 0,20 para buques de 1 hélice

Además el rendimiento de la hélice será mayor cuanto menor sea la relación área expandida – área disco, por lo que la relación en cuestión debe de escogerse lo más pequeña posible pero siempre y cuando sea superior a esa relación mínima calculada por la ecuación de Keller.

Teniendo en cuenta que el buque proyecto se va a encontrar en las condiciones de navegación mencionadas anteriormente, se ha decidido seleccionar la hélice óptima para la condición de navegación libre, ya que es la condición principal en la que se va a encontrar.

Al tratarse de un buque oceanográfico, el cual puede dirigirse a la Antártida o a otros lugares que requieren alcanzar la velocidad máxima para poder llegar a esos destinos en un tiempo lógico y determinado, se selecciona la hélice para la condición de navegación libre, así mismo para que el buque pueda navegar a la velocidad de proyecto, en este caso 14,5 nudos.

Posteriormente se llevará a cabo un estudio de su capacidad para llevar a cabo la condición de arrastre, ya que se trata de una condición de navegación que solo se va a dar en momentos determinados, ya que no es la función principal de los buques oceanográficos.

A continuación, se realizará la selección de la hélice óptima utilizando la serie B del canal de Wageningen, para ello se ha usado las expresiones polinómicas $B_P - \delta$ basado en el artículo “*Expressions of the $B_P - \delta$ diagrams in polynomial for marine propeller*”



series” con el fin de calcular el coeficiente $\delta_{\text{ópt}}$, coeficiente de empuje K_T , coeficiente de par $10K_Q$, relación paso - diámetro $\frac{H}{D}$ y rendimiento del propulsor aislado η_0 .

El proceso para la selección de la hélice óptima por las ecuaciones polinómicas es el siguiente: en primer lugar, se supone un valor $\frac{A_E}{A_0}$, con esta relación área expandida – área disco se entra en las ecuaciones polinómicas para propulsores con número de palas desde 3 hasta 6 palas, dando como resultados en cada uno de los casos el rendimiento del propulsor aislado real y el paso diámetro, además de los valores de J , K_T , K_Q .

La cavitación es un fenómeno que afecta negativamente y que todo buque debe de evitar, este fenómeno es especialmente importante en buques oceanográficos ya que causará un aumento de vibraciones y ruidos que perturban al medio y como consecuencia afectará negativamente a los estudios oceanográficos. Además, otro efecto indeseable que puede provocar el fenómeno de cavitación son los daños materiales que causa en la hélice así como la pérdida de rendimiento de la misma.

Por lo tanto, siguiendo con el proceso de cálculo, se comprueba mediante el método de Keller si la hélice cavita o no cavita a partir del área disco – área expandida $\left(\frac{A_E}{A_0}\right)$ que se había supuesto en un principio, si fuese así se procedería a corregir el valor de $\frac{A_E}{A_0}$ teniendo en cuenta que el objetivo es tener un mayor rendimiento sin que la hélice cavite.

La expresión para el cálculo del coeficiente de empuje y el coeficiente de par son las siguientes:

$$K_T = \sum_{i=0}^{n_1} \sum_{j=0}^{n_2} \sum_{k=0}^{n_3} a_{ijk} \left(\frac{A_E}{A_0}\right)^i \left(\frac{H}{D}\right)^j (J)^k$$

Ecuación 10.5



$$10K_Q = \sum_{i=0}^{n_1} \sum_{j=0}^{n_2} \sum_{k=0}^{n_3} b_{ijk} \left(\frac{A_E}{A_0}\right)^i \left(\frac{H}{D}\right)^j (J)^k$$

Ecuación 10.6

Dónde:

a_{ijk} y b_{ijk} : coeficientes de las tablas, disponibles para cada número de palas

$\frac{A_E}{A_0}$: es la relación área expandida – área disco

$\frac{H}{D}$: Relación paso – diámetro

J: grado de avance, el cual se calcula por la siguiente expresión:

$$J = \frac{V_A}{nD} \quad ; \quad V_A = V(1 - w)$$

Ecuación 10.7.

Dónde:

V_A : velocidad de avance, en m/s

n : velocidad de giro, en rps

D : diámetro del propulsor, en m

V : velocidad del buque en m/s

w : coeficiente de estela

El coeficiente del diámetro óptimo se calcula con la siguiente expresión:

$$\delta_{opt} = \sum_{i=0}^{n_1} \sum_{j=0}^{n_2} c_{i,j} \left(\frac{A_E}{A_0}\right)^i \left(\frac{\sqrt{B_P}}{10}\right)^j$$

Ecuación 10.8



La expresión que define B_p es:

$$B_p = \frac{N\sqrt{DHP}}{V_A^{2,5}}$$

Ecuación 10.9

Dónde:

N , velocidad de giro, en rpm

V_A , velocidad de avance, en nudos

DHP , potencia absorbida por la hélice en agua dulce, en aguas abiertas, en CV. Se calcula con la siguiente expresión:

$$DHP = BHP \frac{1}{1,026} * \eta_M \eta_R$$

Ecuación 10.10

Siendo:

BHP , potencia que se va a instalar, en CV

ρ , densidad del agua, en kg/m^3

η_M , rendimiento mecánico

η_R , rendimiento rotativo – relativo

Por último, la expresión para el cálculo de la relación paso – diámetro y el rendimiento propulsor aislado tienen las siguientes expresiones:



$$\frac{H}{D} = \sum_{i=0}^{n_1} \sum_{i=0}^{n_2} \sum_{i=0}^{n_3} d_{ijk} \left(\frac{A_E}{A_0}\right)^i \left(\frac{\sqrt{B_P}}{10}\right)^j \left(\frac{\delta}{100}\right)^k$$

Ecuación 10.11

$$\eta_0 = \sum_{i=0}^{n_1} \sum_{i=0}^{n_2} \sum_{i=0}^{n_3} e_{ijk} \left(\frac{A_E}{A_0}\right)^i \left(\frac{\sqrt{B_P}}{10}\right)^j \left(\frac{\delta}{100}\right)^k$$

Ecuación 10.12

$$\delta = \frac{30,86}{J} = \frac{ND}{V_A}$$

Ecuación 10.13

10.2.1 Cálculo de los coeficientes propulsivos

A partir del “Proyecto básico del buque mercante” se han utilizado las siguientes expresiones para el cálculo de los coeficientes propulsivos.

Coficiente de estela queda definido de la siguiente manera:

$$w = \frac{C9 * C20 * CV * L_{PP}}{T_{Popa} \left(0,050776 + 0,93405 * C11 * \frac{CV}{1 - CP1}\right)} + 0,27915 * C20$$

$$* \sqrt{\left(\frac{B}{L_{PP}(1 - CP1)}\right)} + C19 * C20$$

Ecuación 10.14

Dónde:

W: Coeficiente de estela



T_{popa} : Calado a popa, en m

CV: Coeficiente de resistencia por viscosidad

L_{pp} : Eslora entre perpendiculares, en m

B: Manga, en m

Finalmente:

$$w = 0,2531$$

Coeficiente de succión (t), queda definido a partir de la siguiente expresión:

$$t = \frac{0,25014(B/L_{pp})^{0,28956}(\sqrt{B * T}/D)^{0,2624}}{(1 - CP + 0,0225XB)^{0,01762}} + 0,00015 * C_{STERN}$$

Ecuación 10.15

Dónde:

t: Coeficiente de succión

B: Manga, en m

L_{pp} : Eslora entre perpendiculares, en m

T: Calado

D: Diámetro del propulsor

CP: Coeficiente prismático

XB: Situación longitudinal del centro de carena

Finalmente:



$$t = 0,1914$$

El rendimiento relativo – rotativo depende de la relación área expandida – área disco, por lo que se calculará cuando se tenga seleccionada la hélice en función de su número de palas.

10.3 Selección del propulsor en función del motor principal

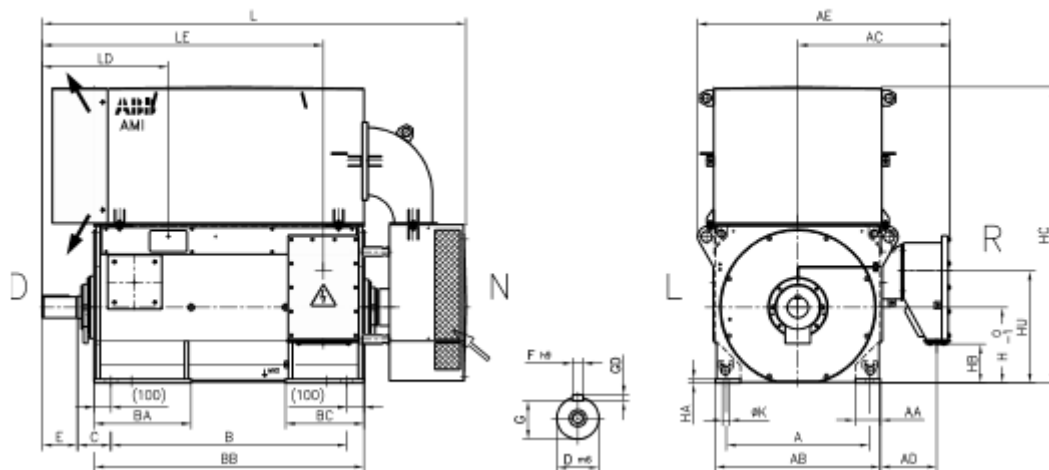
El sistema propulsivo del buque del presente proyecto, como se ha mencionado anteriormente, se trata de un sistema diesel – eléctrico. La planta propulsora consta de dos motores eléctricos ABB de corriente alterna de tipo AMI 500L6A dispuestos en paralelo. La potencia de cada motor es de 1500 KW con unas revoluciones por minuto de 1000 y con una tensión de 3000V. Cada motor tiene una altura de 1960 mm.

IP55 - IC 611 - Insulation class F, temperature rise class B

Output kW	Motor type	Product ID	Speed r/min	Efficiency		Power factor		Current			Torque			Rotor inertia kgm ²	Motor weight kg	Sound pressure level L _p dB(A)
				Full load 100 %	3/4 load 75 %	Full load 100 %	3/4 load 75 %	I _n A	I _b / I _n	I _b A	T _n Nm	T _b / T _n	T _{max} / T _n			
1000 r/min = 6 poles				3000 V 50 Hz												
450	AMI 400L6A	10047	988	94.7	94.8	0.84	0.81	109	5.0	40	4349	0.8	2.0	17.0	2950	78
500	AMI 400L6A	10048	987	94.6	94.9	0.85	0.82	120	4.6	40	4839	0.7	1.8	17.0	2950	78
560	AMI 400L6A	10049	988	94.8	95.0	0.84	0.81	136	4.9	49	5414	0.8	2.0	18.2	3030	78
630	AMI 400L6A	10050	988	94.8	95.0	0.81	0.77	158	5.0	65	6089	0.8	2.0	18.2	3030	78
710	AMI 400L6A	10051	989	95.2	95.3	0.81	0.77	177	5.4	74	6855	0.9	2.2	20.7	3220	78
830	AMI 400L6A	10052	990	95.5	95.5	0.82	0.77	205	5.9	85	8006	1.0	2.4	24.3	3510	78
900	AMI 450L6A	10053	990	95.6	95.8	0.84	0.82	214	5.1	72	8680	0.7	2.1	35.4	3970	79
1000	AMI 450L6A	10054	990	95.7	95.9	0.84	0.82	238	5.3	81	9642	0.7	2.1	37.7	4090	79
1120	AMI 450L6A	10055	991	95.9	96.0	0.85	0.82	265	5.6	92	10792	0.8	2.2	42.2	4320	79
1250	AMI 450L6A	10056	991	95.9	96.2	0.87	0.85	290	5.4	88	12050	0.7	2.1	46.7	4570	79
1380	AMI 450L6A	10057	992	96.2	96.3	0.83	0.80	331	5.6	124	13284	0.7	2.3	49.3	4720	79
1500	AMI 500L6A	10058	991	96.0	96.2	0.86	0.84	349	5.3	106	14450	0.8	2.0	61.6	5240	79
1700	AMI 500L6A	10059	992	96.2	96.5	0.88	0.86	388	5.3	109	16366	0.7	2.0	69.6	5550	79
1800	AMI 500L6A	10060	993	96.3	96.5	0.85	0.82	424	5.7	148	17313	0.8	2.2	75.5	5810	79
2000	AMI 500L6A	10061	993	96.5	96.6	0.87	0.84	460	5.7	144	19230	0.7	2.2	83.8	6120	79
2250	AMI 500L6A	10062	994	96.6	96.7	0.84	0.81	533	5.7	190	21625	0.7	2.2	90.9	6450	79
2500	AMI 560L6A B	10063	992	96.3	96.5	0.87	0.85	576	5.3	154	24060	0.7	2.3	133.4	7770	83
2800	AMI 560L6A B	10064	993	96.5	96.7	0.86	0.84	649	5.6	186	26931	0.7	2.4	145.4	8160	83
3150	AMI 560L6A B	10065	994	96.7	96.9	0.86	0.84	731	5.9	218	30277	0.7	2.5	163.5	8760	83
3550	AMI 560L6A B	10066	993	96.8	97.0	0.88	0.87	805	5.8	207	34130	0.7	2.4	182.2	9340	83
3900	AMI 560L6A B	10067	994	97.0	97.2	0.87	0.86	890	5.6	234	37455	0.7	2.2	203.4	9950	83
4500	AMI 630L6A B	10068	993	96.9	97.1	0.87	0.86	1032	5.0	254	43279	0.6	2.2	251.0	11570	84
5000	AMI 630L6A B	10069	994	97.1	97.2	0.87	0.85	1140	5.8	310	48030	0.7	2.5	297.9	12720	84
5700	AMI 630L6A B	10070	994	97.2	97.3	0.89	0.88	1273	5.8	303	54756	0.8	2.4	345.5	13930	84

Tabla 10.4: Características principales del motor eléctrico principal. Fuente: ABB, High voltage induction motors (Technical catalog for IEC motors)





AMI	Poles	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	AA	AB	AC	AD
400L	2	750	1250	200	85	170	22	76	400	35	2290	150	880	855	335
400L	≥ 4	750	1250	200	110	210	28	100	400	35	2330	150	880	855	335
450L	2	850	1400	200	90	170	25	81	450	42	2480	150	980	905	335
450L	≥ 4	850	1400	200	125	210	32	114	450	42	2520	150	980	905	335
500L	≥ 4	950	1600	200	140	250	36	128	500	42	2830	150	1080	955	335
560L	≥ 6	1180	2000	250	180	300	45	165	560	42	3395	200	1320	1285	545
630L	≥ 6	1400	2240	250	200	350	45	185	630	42	3885	200	1500	1375	545

AMI	Poles	AE	BA	BB	BC	GD	HA	HB	HC	LD	LE	HU	D-end bearing	N-end bearing
400L	2	1400	545	1450	445	14	20	130	1590	615	1480	565	6319M/C3	6319M/C3
400L	≥ 4	1400	545	1450	445	16	20	130	1590	655	1520	565	6324/C3	6319/C3
450L	2	1500	575	1600	465	14	25	230	1760	710	1630	665	6319M/C3	6319M/C3
450L	≥ 4	1500	575	1600	465	18	25	230	1760	750	1670	665	6326/C3	6322/C3
500L	≥ 4	1605	645	1800	495	20	35	330	1960	860	1910	785	6330/C3	6324/C3
560L	≥ 6	2125	400	2230	400	25	65.5	75	2100	765	2435	798	6038/C3+NU1038/C3	NU1038/C3
630L	≥ 6	2305	400	2470	400	25	65.5	225	2320	815	2725	948	6044/C3+NU1044/C3	NU1044/C3

Tabla 10.5: Dimensiones del motor eléctrico principal. Fuente: ABB, High voltage induction motors (Technical catalog for IEC motors)

Los motores seleccionados se ubicarán lo más a popa posible dejando además espacio suficiente al su alrededor para poder realizar tareas de mantenimiento con la máxima comodidad y facilidad para los operarios encargados de tal fin y ahorrándose así el tener que sacar el propio motor fuera del buque.

A continuación se llevará a cabo la selección de los grupos electrógenos. Tal elección se realizará en función del valor nominal máximo de potencia en KVA. La diferencia entre las dos unidades (Kw y KVA) se denomina Factor de potencia, FP. Es decir:

$$KVA = Kw/FP$$



Ecuación 10.16

Donde el factor de potencia (FP) tendrá un valor de 0,8 debido a que suele ser el valor usual cuando son sistemas generador – motor.

Por tanto:

$$KVA = 1500/0,8 = 1875$$

Se escogerán 4 generadores que puedan abastecer la potencia requerida por los dos motores eléctricos y además puedan dar suministro a otros sistemas del buque.

Finalmente se seleccionan 4 grupos electrógenos CATERPILLAR de 1500 KWe, es decir de 18750 KVA. Son grupos electrógenos formados por conjuntos de motor diesel Caterpillar modelo 3512-HD DITA y generador Caterpillar modelo SR5, montados sobre bancada metálica común.

Por parte del fabricante se recomienda dejar 1,5 m libres alrededor del grupo para su servicio y mantenimiento.

El grupo electrógeno cumple las siguientes normativas internacionales: AS1359, CSA, IEC60034-1, ISO8528, NEMA MG1-22, NEMA MG1-33, UL508A, 72/23/EEC, 98/37/EC, 2004/108/EC.

La potencia mecánica se proporciona mediante la rotación de un eje (r.p.m) transmitiendo un momento torsor (par). No obstante, hay que tener en cuenta que el motor seleccionado gira a 1000 rpm y la hélice va a girar en torno a 195 rpm, por lo tanto existe la necesidad de transformar la potencia generada por los elementos motrices (motores) para adaptarla a la potencia que consumen los propulsores. La hélice consume potencia a r.p.m mucho menores que a la que la producen los motores. Por tanto, hay una necesidad de optar por una reductora.

A partir del mecanismo de rueda y piñón de los reductores, la potencia entregada por el motor entra por lo que se llama eje primario, se transforman sus rpm y sale por lo que se llama eje secundario. A continuación se muestra un pequeño esquema de lo explicado:



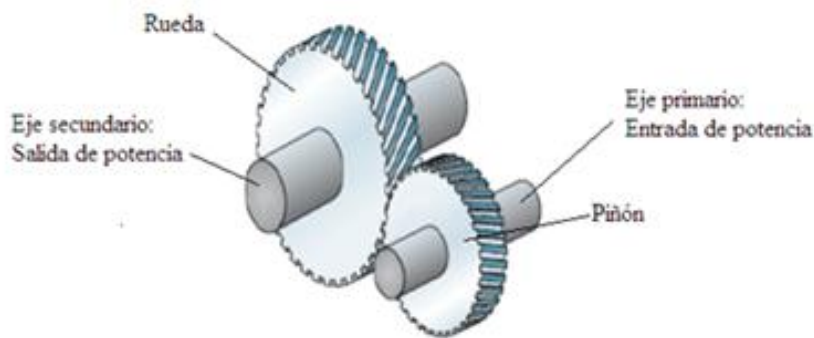


Figura 10.2: Mecanismo rueda – piñón

La hélice debe de calcularse en base a las características propias de cada embarcación, entre las cuales destacan: potencia efectiva del motor, relación de transmisión del inversor – reductor, tipo de barco, eslora de flotación, espacio de codaste, velocidad de crucero al que se desee navegar, etc. Todo ello se considera para obtener un mayor rendimiento.

De todas ellas, en esta etapa concreta del proyecto, cabe mencionar la relación de transmisión del inversor – reductor. Por tanto se llevará a cabo la selección del tipo de reductora que va a llevar la línea de ejes del buque proyecto antes del diseño de la hélice.

El reductor de potencia viene determinado por dos factores básicos:

En primer lugar, por la relación de transmisión. Se define como el cociente entre las rpm del motor y las rpm de la hélice. La hélice entregará un determinado empuje demandando una cierta potencia y girando 195 rpm y el motor es capaz de generar 1500 Kw a 1000 r.p.m, por tanto será necesario un reductor que cuando el motor esté a 1000 r.p.m, la hélice lo esté alrededor de 195 r.p.m, por tanto se establece lo que se llama relación de reducción, revoluciones del motor/revoluciones de la hélice.

En segundo lugar, rendimiento mecánico: la transformación de la potencia mecánica implica una pérdida, es decir un consumo no útil por lo general manifestado en forma de calor que resulta técnicamente inevitable.



Como se ha indicado anteriormente, siempre se produce una inevitable pérdida de potencia mecánica o potencia no útil para su aplicación. Esto se determina con el rendimiento del reductor.

Para la determinación de la potencia de salida o disponible debemos aplicar el principio elemental de conservación de energía, es decir, la energía ni se crea ni se destruye, solo se transforma. Por tanto:

$$P_E = P_S + P_P; \quad P_S \leq P_E; \quad P_S/P_E = \rho$$

Dónde;

P_E ; potencia de entrada

P_S ; potencia de salida

P_P ; potencia perdida

ρ ; rendimiento mecánico

A continuación se muestra un esquema mecánico de un reductor de potencia mecánica:

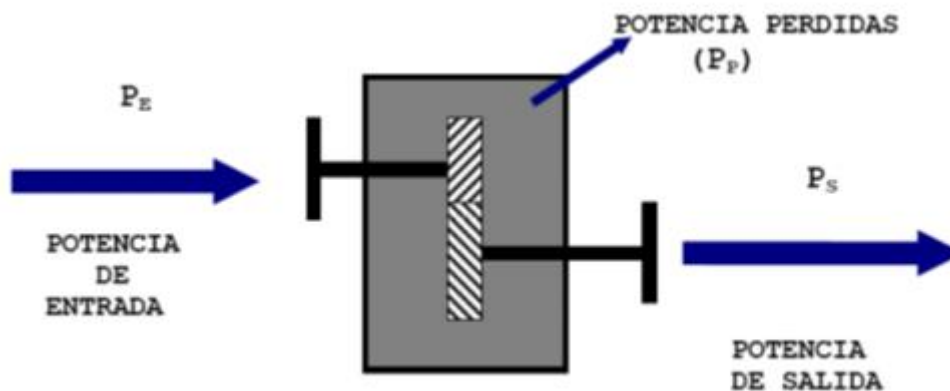


Figura 10.3: Esquema mecánico de un reductor de potencia. Fuente: “*Diseño y Cálculo de Sistemas de Propulsión*”. Autor: Fernando de Ory Arriaga.



El rendimiento mecánico de la reductora será del 97%, rendimiento que se tendrá en cuenta a la hora de seleccionar la hélice, ya que los motores se deben de instalar con la potencia adecuada para que a la hélice le llegue la potencia necesaria teniendo en cuenta todas las pérdidas.

Finalmente La reductora seleccionada es del fabricante Wartsila, dicha reductora es de doble entrada y con una sola salida. A continuación se muestra una tabla para poder seleccionarla en función del tipo de máquina. Es decir, en función de los motores principales:

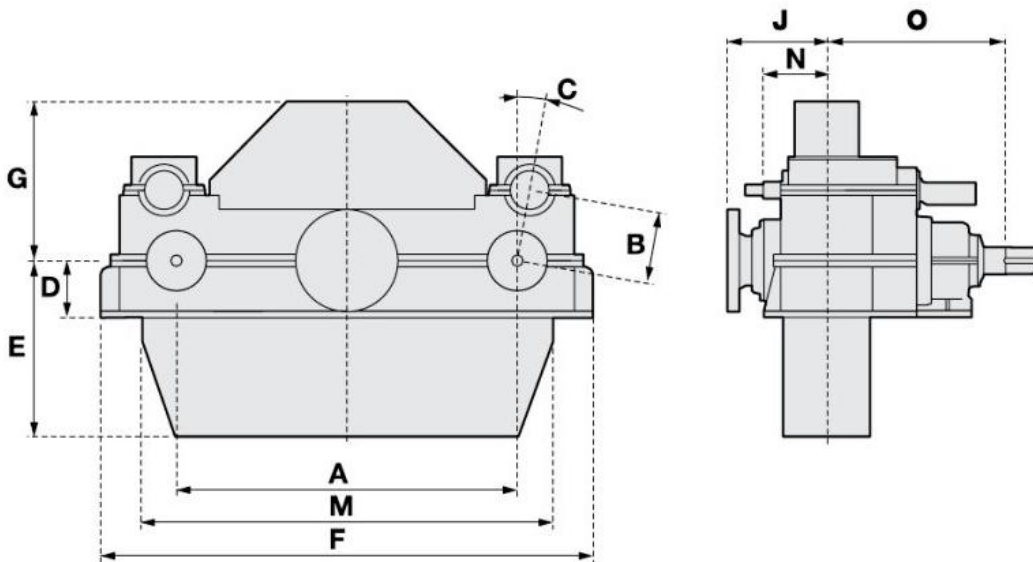
Double gears vs Wärtsilä engines

Gear type	Engine offset (mm)	Engine type
TCH190	1900	Wärtsilä 20
TCH240	2400	Electric motors
TCH250	2500	W26 (L-version)
TCH270	2700	W32 (L-version) and W34DF (L-version)
TCH350	3500	W12V32, W6L46F, W6L50DF
TCH370	3700	W16V32, W18V32, W8L46F, W9L46F, W8L50DF, W9L50DF, W12V34DF, W16V34DF

Tabla 10.6: Tipos de reductoras. Fuente: “Catálogo WARTSILA, Wartsila solutions for marine and oil & gas markets”

Los motores principales son motores eléctricos, por tanto el tipo de reductora seleccionada es TCH240, de la cual podemos observar sus dimensiones principales en la tabla siguiente:





Double gears, dimensions

Gear type/ size	A	B	C	D	E	F	G	J	M	N	O	Weight tonnes*
TCH190	1900	460	10	320	980	2750	890	555	2300	360	995	15
TCH240	2400	490	20	450	1315	3580	1455	730	3135	570	1220	20
TCH250	2500	530	12.5	450	1400	3700	1150	800	3230	570	1290	28
TCH270	2700	580	10	500	1330	3900	1690	880	3410	600	1560	28
TCH350	3500	580	10	700	1855	5370	1630	1270	4380	790	2140	50
TCH370	3700	630	10	700	1855	5565	1645	1270	4580	880	2140	60

Tabla 10.7: Dimensiones principales. Fuente: “Catálogo WARTSILA, Wartsila solutions for marine and oil & gas markets”

Se trata de una reductora de una sola etapa Wartsila de doble entrada que conecta dos motores a un único eje de hélice y cubren un rango de potencia de 2000 a 25000 Kw.

Además, los engranajes de doble entrada Wartsila se pueden combinar con los motores Wartsila, así como con otras marcas de motores. El ratio de la reductora es 5.

Una vez seleccionados los motores principales, los grupos electrógenos y las reductoras, el siguiente paso será la definición del propulsor, obteniendo las siguientes características en función del número de palas de las que puede disponer la hélice:

Hélice con 3 palas

Características		
Z=	3	Palas
D (m) =	3,389	m
P/D =	0,7952	
η_0 =	0,5383	
η_r =	0,99864159	
Ae/Ao=	0,8	
J=	0,0164	

Análisis de propulsor					
δ_{opt} =	61,02731266			(CV)	(KW)
		P. instalada =	4080,00	3000,00	
T (Kg) =	25467,490	P. necesaria =	4054,86	2981,52	
(Ae/Ao)min =	0,5672				
Pa-Pv	10100			MARGEN =	0,62%
NO CAVITA					
HÉLICE VÁLIDA DENTRO DEL CODASTE					

Hélice con 4 palas



Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

19 de diciembre de 2017

Características		
Z=	4	Palas
D (m) =	3,310	m
P/D =	0,8397	
η_0 =	0,6000	
η_r =	1,00750359	
Ae/Ao=	0,65	
J=	0,0168	

Análisis de propulsor				
δ_{opt} =	59,59995064		(CV)	(KW)
		P. instalada =	4080,00	3000,00
T (Kg) =	23917,074	P. necesaria =	3605,86	2651,37
(Ae/Ao)min =	0,6109			
Pa-Pv	10100		MARGEN =	✓ 11,62%
NO CAVITA				
HÉLICE VÁLIDA DENTRO DEL CODASTE				

Hélice con 5 palas

Características		
Z=	5	Palas
D (m) =	3,265	m
P/D =	0,8248	
η_0 =	0,5751	
η_r =	1,00454959	
Ae/Ao=	0,7	
J=	0,0170	

Análisis de propulsor				
δ_{opt} =	58,78589248		(CV)	(KW)
		P. instalada =	4080,00	3000,00
T (Kg) =	23643,244	P. necesaria =	3773,09	2774,33
(Ae/Ao)min =	0,6676			
Pa-Pv	10100		MARGEN =	✓ 7,52%
NO CAVITA				
HÉLICE VÁLIDA DENTRO DEL CODASTE				

Hélice con 6 palas

Características		
Z=	6	Palas
D (m) =	3,202	m
P/D =	0,8616	
η_0 =	0,5692	
η_r =	1,00159559	
Ae/Ao=	0,75	
J=	0,0173	

Análisis de propulsor				
δ_{opt} =	57,64723909		(CV)	(KW)
		P. instalada =	4080,00	3000,00
T (Kg) =	23532,243	P. necesaria =	3823,60	2811,47
(Ae/Ao)min =	0,7359			
Pa-Pv	10100		MARGEN =	⚠ 6,28%
NO CAVITA				
HÉLICE VÁLIDA DENTRO DEL CODASTE				

Tras la definición de estas 4 hélices, se selecciona el propulsor final. En primer lugar, en función del rendimiento que proporcionan. Como ya se ha comentado anteriormente las hélices tendrán un mayor rendimiento cuanto menor sea la relación área expandida –



área disco, pero con la condición de que dicha relación siempre sea superior al valor mínimo establecido por la ecuación de Keller.

Dicho esto, las dos hélices de las que va a disponer el buque son del tipo de 4 palas, que cuentan con las siguientes características: $Z = 4$; $\eta_0 = 0,6000$, $H/D = 0,8397$ y un $D = 3.31$ m.

Una vez que ya está la hélice definida, se observa si los coeficientes que nos han salido para dicha hélice se aproximan a los supuestos antes de haber diseñado la hélice. Por tanto se calcula la potencia que verdaderamente debe vencer el motor (EHP) en las condiciones de proyecto y con la hélice ya seleccionada:

$$BHP = \frac{EHP}{\eta_H * \eta_R * \eta_O * \eta_M * K_P * \eta_R}$$

$$= \frac{1957,115}{1,0826 * 1,00750359 * 0,6000 * 0,95 * 0,9 * 0,97} = 3605,89CV$$

Ecuación 10.17

Con esta nueva BHP se debe de comprobar si la potencia seleccionada en el catálogo se considera aceptable, siempre y cuando el margen que haya entre ellas se encuentre alrededor del 10%

$$BHP_{Aceptable} = \frac{BHP_{Instalada} - BHP_{necesaria}}{BHP_{Instala}} * 100$$

$$BHP_{Aceptable} = \frac{4080 - 3605,89}{4080} * 100 = 11,62\%$$

Se concluye con que la potencia instalada es aceptable.

10.4 Análisis del propulsor en sobrecarga

El problema que nos planteamos ahora es el de determinar la capacidad de tracción de la hélice seleccionada anteriormente, la cual se ha proyectado para obtener su máximo rendimiento en navegación libre. Ahora en la condición de arrastre, se irá disminuyendo



la velocidad, teniendo como situación límite la de velocidad nula considerándose tracción a punto fijo. Para ello se utilizarán los gráficos J-Kt, 10Kq, ya que para la velocidad de arrastre los valores de Bp y δ se salen del diagrama Bp- δ .

Al ir aumentando la carga aumenta la resistencia, disminuyendo V, V_A y J y aumentando K_Q . Al aumentar K_Q ha de hacerlo debido a una disminución de las revoluciones ya que el par está limitado por el valor de $Q_{m\acute{a}x}$, valores superiores implicarían una sobrecarga del motor por par. Por lo tanto en lo que sigue, se va a considerar la constancia del par: $Q = Q_{m\acute{a}x}$ y por tanto el aumento de K_Q será entonces debido a una disminución de las revoluciones n, y el objetivo entonces será determinar las nuevas revoluciones. Por tanto tenemos las siguientes expresiones:

$$J = \frac{V_A}{nD} \quad ; \quad K_Q = \frac{Q_{m\acute{a}x}}{\rho n^2 D^5}$$

Ecuación 10.18

Donde son incógnitas n y, lógicamente, las correspondientes J y K_Q . En cuanto a V_A , se puede obtener su valor mediante la siguiente expresión:

$$V_A = V(1 - w)$$

Ecuación 10.19

Dónde:

V; velocidad de sobrecarga, (5 nudos)

w; coeficiente de estala e función de la velocidad de sobrecarga

El procedimiento a seguir será el siguiente: en primer lugar se van a suponer unos valores de las revoluciones, n_1, n_2, n_3, \dots , calculando los valores J_1, J_2, J_3, \dots , Y $K_{Q1}, K_{Q2}, K_{Q3}, \dots$, seguidamente se representarán estos puntos en el diagramas, uniendo los puntos por una curva y hallando la intersección con la curva $K_Q - J$ correspondiente a la relación H/D de la hélice. Dicha intersección corresponde a un punto, a partir del cual se



va a obtener un determinado valor de J , del que se podrá obtener el valor de las revoluciones.

Para el valor de J correspondiente al punto de intersección, y para la relación H/D correspondiente, se lee el valor de K_T .

A partir de K_T se obtendrá el valor de T , y a partir del valor de T se concluirá con la capacidad de tracción que presenta el buque proyecto mediante las siguientes expresiones:

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad ; \quad T = K_T \rho n^2 D^4$$

Ecuación 10.20

$$T(1 - t) = R_v + F \quad ; \quad F = T(1 - t) - R_v$$

Ecuación 10.21

Una vez explicado el método que se va a utilizar para calcular la capacidad de arrastre del buque proyecto, teniendo en cuenta que se trata de una hélice de paso fijo, se lleva a la práctica de la siguiente manera:

Se obtendrá el par máximo del motor, ya que como se ha dicho anteriormente, se considerará un valor constante para que no se dé una sobrecarga por par del motor:

$$DHP = \frac{BHP}{1,026} * \eta_R * \eta_M * K_P * \eta_R$$

Ecuación 10.22

Dónde:



BHP, es la potencia instalada de los dos motores (HP)

η_R , rendimiento rotativo – relativo

η_M , rendimiento mecánico

η_R , rendimiento de la reductora

$$Q_{m\acute{a}x} = \frac{DHP * 75}{2\pi n}$$

Ecuación 10.23

Dónde:

DHP, potencia entregada a la hélice (HP)

n, revoluciones a las que gira la hélice (rps)

Sustituyendo en las Ecuaciones 22 y 23 queda lo siguiente:

$$DHP = \frac{4080}{1,026} * 1,00750359 * 0,95 * 0,9 * 0,97 = 3322,74HP$$

$$Q_{m\acute{a}x} = \frac{3322,74 * 75}{2\pi \frac{195}{60}} = 12203,78 Kg * m$$

Una vez calculado el par máximo, se va a suponer 3 valores para las revoluciones de la hélice en esta condición, menores a las revoluciones a las que gira la hélice en su condición de navegación libre. A partir de estas tres revoluciones supuestas se procede a calcular su J y KQ correspondientes.

Para ello primero se calculará la velocidad de avance para esta condición de navegación:

$$V_A = V(1 - W)$$



Ecuación 10.24

Dónde:

V_A , velocidad de avance (nudos)

V, velocidad en condición de arrastre (nudos), 5 nudos

W, coeficiente de estela correspondiente a 5 nudos

Sustituyendo:

$$V_A = 5(1 - 0,2531) = 3,7345 \text{ nudos} = 1,91 \text{ m/s}$$

Sabiendo que la hélice en condición de navegación libre va a girar a 195 rpm y que en la condición de arrastre se va a producir una disminución de las revoluciones, suponemos las siguientes revoluciones a las que puede girar la hélice, calculando además su J y KQ correspondientes a partir de las siguientes ecuaciones:

$$J = \frac{V_A}{n * D} \quad ; \quad K_Q = \frac{Q_{m\acute{a}x}}{\rho * n^2 * D^5}$$

Ecuación 10.25 Y Ecuación 10.26

Dónde:

J, grado de avance

V_A , velocidad de avance en (m/s)

n, revoluciones que se han supuesto para la hélice en condición de arrastre (rps)

D, diámetro de la hélice (m)

$Q_{m\acute{a}x}$, par máximo (Kg*m)

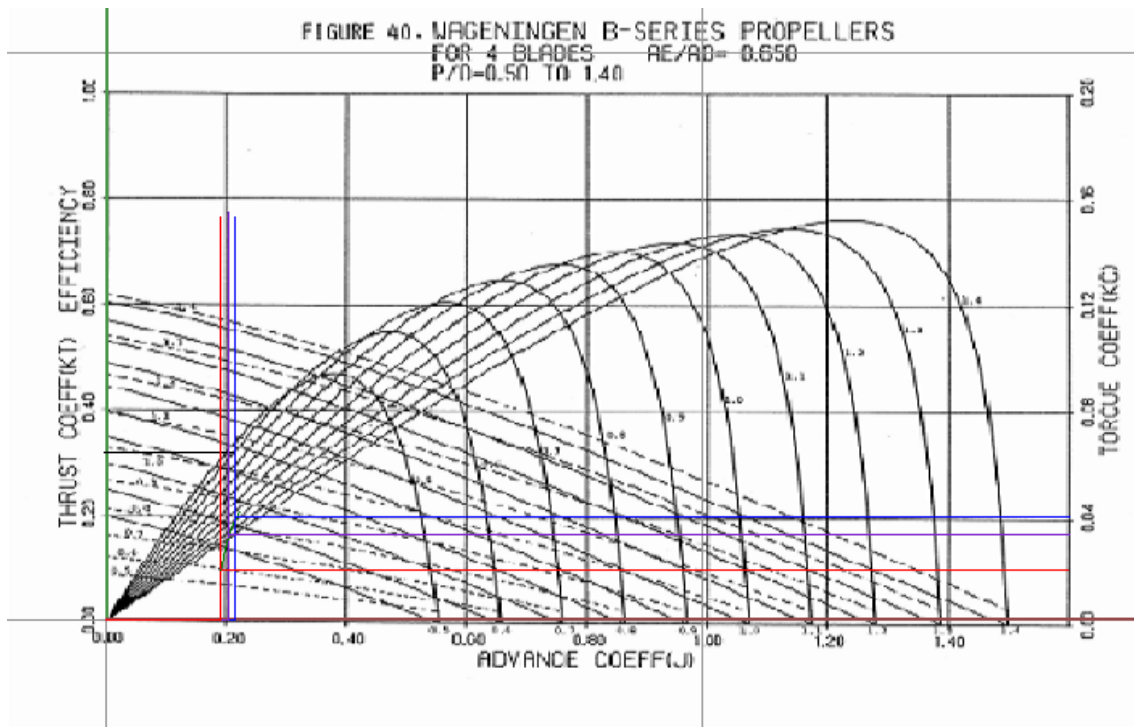
Sustituyendo queda lo siguiente:



n	J	KQ
180	0,192	0,033
170	0,204	0,037
160	0,216	0,041

Tabla 10.27

Una vez obtenidos los datos para cada una de las revoluciones éstos se representan en la gráfica para una hélice de 4 palas y un área expandida – área disco de 0,65, de este tipo:



Gráfica 10.1: Hélice 4 palas

Una vez representados los datos, se observa el punto de intersección de esta curva con la curva del paso diámetro de la hélice, y se obtiene el valor de J correspondiente:

$$J = 0,214$$

Con el nuevo valor de J se sustituye en la Ecuación 11.21 con el fin de sacar las revoluciones a las que girará la hélice en esta condición de navegación:



$$0,214 = \frac{1,91}{\left(\frac{n}{60}\right) * 3,31} \rightarrow n = 162 \text{ rpm}$$

A continuación se obtiene el valor KT, a partir del grado de avance correspondiente al punto de intersección y del paso diámetro de la hélice con el fin de poder obtener la capacidad a tracción que tiene dicho buque, ya que la hélice óptima se ha diseñado para la condición de navegación libre:

$$KT = 0,33$$

A partir de la siguiente ecuación se puede obtener el valor del empuje que debe de aumentar:

$$KT = \frac{T}{\rho * n^2 * D^4}$$

Ecuación 10.28

Dónde:

T, es el empuje que va a producir la hélice en condición de arrastre

ρ , densidad (Kg/m³)

n, revoluciones (rps)

D, diámetro de la hélice (m)

Sustituyendo y despejando:

$$0,33 = \frac{T}{\frac{1026}{9,81} * \left(\frac{162}{60}\right)^2 * 3,31^4} \rightarrow T = 30201,73 \text{ Kg}$$

Finalmente se sustituye en la siguiente ecuación para obtener la fuerza que es posible vencer por tracción a la velocidad de sobrecarga:

$$T(1 - t) = Rv + f \quad \rightarrow \quad F = T(1 - t) - Rv$$



Ecuación 10.29

Dónde:

t, coeficiente de succión

Rv, resistencia del buque

F, fuerza de tracción

Sustituyendo:

$$F = 30201,73(1 - 0,1914) - 19677,72 = 4743,4 \text{ Kg}$$



Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

Trabajo Fin de Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

Sonia Martínez Muñoz

19/12/2017

Capítulo 11. Estudio de la línea de ejes



11. Estudio de la línea de ejes

Para el desarrollo de este capítulo se ha considerado seguir el proyecto de la Universidad de Cádiz, titulado “*Diseño de líneas de ejes de un buque tanque de 160000 TPM*” cuyo autor es Jesús Sánchez Rodríguez, así como los apuntes de Diseño y Cálculo de Sistemas de Propulsión desarrollados por Fernando de Ory Arriaga y María José Legaz Almansa.

Los componentes típicos de la planta propulsora diesel – eléctrica son los siguientes:

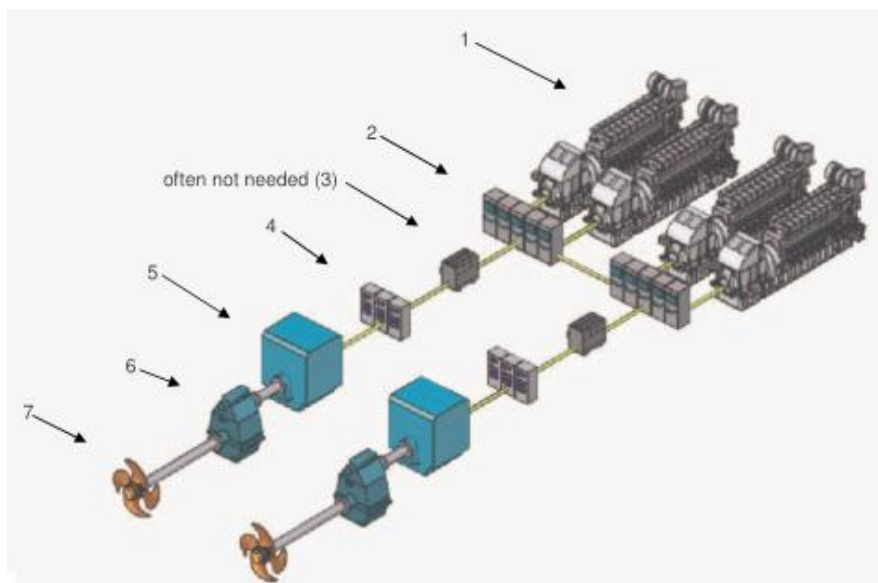


Figura 11.1: Planta propulsora diesel – eléctrica. Fuente: “*Diesel electric drives guideline, MAN*”

Leyenda

- (1) Grupos electrógenos: motores diesel + alternadores
- (2) Cuadros principales
- (3) Transformadores de suministro (opcional): depende del tipo de convertidor
- (4) Convertidores de frecuencia / variadores de velocidad
- (5) Motores de propulsión eléctrica



- (6) Reductoros (opcional): dependen de la velocidad del motor de propulsión
- (7) Propulsor

Tabla 11.1: Leyenda de planta propulsora general diesel – eléctrica. Fuente: “*Diesel electric drives guideline, MAN*”

Por tanto, una vez que se ha seleccionado tanto el motor eléctrico principal, como la reductora, los grupos electrógenos y el propulsor, finalmente se lleva a cabo el estudio de la línea de ejes.

En la cadena cinemática, la línea de ejes es considerado el eslabón de conducción, cuyas características básicas en la propulsión marina son [5]:

-La potencia mecánica se proporciona mediante la rotación de un eje (r.p.m) transmitiendo un momento torsor (par)

- Las dimensiones de los buques en ocasiones obliga a que las transmisiones salven grandes distancias y por tanto surge la necesidad de incorporar uniones y acoplamientos. Las grandes distancias desde donde se encuentran situados los motores (generadores de potencia) a donde están las hélices (consumidores de potencia), hacen como se ha dicho anteriormente, necesario el diseño de la línea de ejes en tramos desmontables y por tanto para unir unos tramos con otros aparecen elementos como bridas y acoplamientos.

- Otra consideración que se debe de tener en cuenta a la hora del diseño de la línea de ejes es que debido a que las hélices consumen altas potencias a unas rpm bajas, los ejes deben de transmitir altos pares ($\text{Potencia} = \text{par} \cdot \text{rpm}$) y eso además se traduce como pesos altos, lo cual requiere una consideración especial en el diseño debido a que influye en el estudio de los momentos flectores.

- El diámetro del eje viene condicionado por el par a transmitir, como se ha dicho en la condición anterior, suelen transmitir pares altos debido a que las rpm de la hélice son muy pequeñas, por tanto se concluye con que suelen ser ejes de gran diámetro.



- A su vez, los ejes de gran diámetro y por tanto de gran peso darán lugar a momentos flectores importantes, y por ellos se deberá tener consideración especial a la distancia de separación de los apoyos.

A continuación se muestra una imagen de una línea de transmisión de potencia. Estará constituida por:

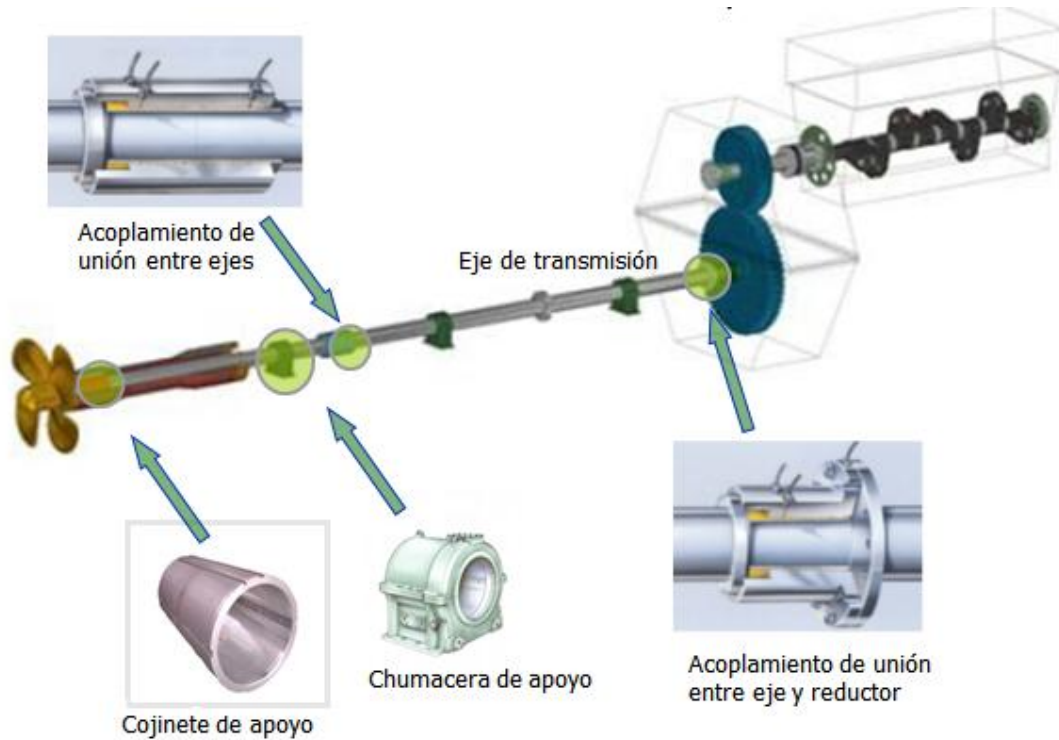


Figura 11.2: Planta propulsora diesel – eléctrica. Fuente: “Apuntes DSP: Conceptos básicos de la transmisión de potencia”

El sistema en estudio de este proyecto estará diseñado para cumplir la normativa aplicada por la Sociedad de Clasificación Lloyd’s Register y para garantizar la correcta propulsión del buque, cuyas líneas de ejes con las que va a contar están constituidas por los distintos elementos que forman parte de la cadena cinemática, los cuales se han nombrado anteriormente y que se estudiarán con más detalle en los apartados que se desarrollarán a continuación.



11.1 Caracterización del sistema y equipos asociados

- Motores principales

La “parte” de eje que transmite la potencia recibida de los pistones, a través del cigüeñal, y que además transmite la potencia mediante platos de acoplamiento (bridas) a la línea de ejes recibe el nombre de eje motor o eje de salida de potencia.

Como se ha dicho en apartados anteriores, se ha optado por instalar dos motores eléctricos en paralelo del fabricante ABB, que se adaptan a las características y condiciones de navegación del buque. Entre los dos motores eléctricos se puede generar 3000 Kw de potencia al freno (BHP) necesarios para propulsar al buque a 14,5 nudos (velocidad de proyecto).

-Línea de ejes

El elemento propulsor del presente proyecto es la hélice, por tanto se puede definir la línea de ejes, como el eslabón intermedio de la cadena cinemática. Es el conjunto de todos los elementos necesarios para poder realizar la transmisión de potencia desde el generador motriz hasta el elemento propulsor (hélice).

Por tanto el eje es el elemento mecánico básico entre el motor (generador de potencia) y la hélice (consumidor de potencia). En este proyecto se dispondrán de una única línea de ejes de sección circular, simétricas y en la línea de crujía, tal y como se puede ver en la siguiente figura:

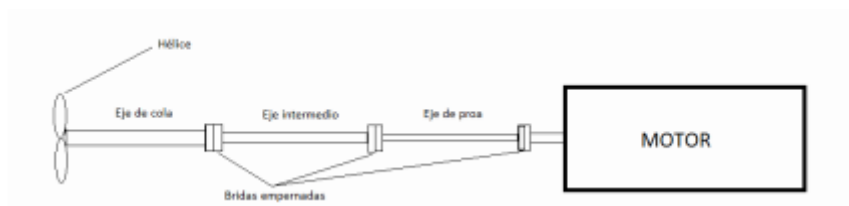


Figura 12.3: Disposición de la línea de ejes. Fuente: “TFG de Arquitectura Naval e Ingeniería Marítima” cuyo autor es: Jesús Sanchez Rodriguez.



La línea de ejes será fabricada en acero C45-E debido a su alta resistencia a la rotura y por su alto límite de fluencia (330N/mm^2) con respecto a otros tipos de acero, al cual es difícil que las fuerzas externas e internas que actúan en cada tramo lo supere.

Debido a que la cámara de máquinas se encuentra a popa y la distancia existente entre el motor y el propulsor no es muy excesiva, se opta por que cada una de las líneas se divida en tres tramos, siendo los siguientes: tramo de proa, eje intermedio y eje de cola.

Las uniones entre los tres tramos en los cuales se ha dividido la longitud del eje se realiza mediante bridas empernadas, las cuales se situarán donde haya disminuciones de diámetro. Efectivamente, nos encontraremos con disminuciones de diámetro ya que cada tramo tendrá uno diferente, siendo el de mayor diámetro el más cercano a la hélice, ya que será mayor también el momento torsor que deberá de soportar debido al peso de la hélice. De igual manera el de menor diámetro es el más cercano al motor, por tanto el eje de proa.

-Cojinetes de apoyo de los ejes

Se trata de una pieza o conjunto de ellas que sirven de apoyo para los diferentes tramos en los que se ha dividido el eje, es decir, piezas sobre las que se soportan y giran dichos tramos. Además contribuyen a reducir los momentos flectores que actúan sobre los tramos del eje. Distribuyen la carga del eje, evitando de esta forma fenómenos no deseados.

-Sellos de bocina

La función de los sellos de bocina es evitar la penetración de agua del mar en el buque. Se tienen 2 sellos de bocina, uno en proa y otro en popa de la bocina.

Cada sello de bocina está constituido por las siguientes partes:

- La parte fija, es decir la que se encuentra acoplada a la bocina.
- La parte móvil, que se encuentra unida a la hélice mediante pernos.
- Juntas, para asegurar la estanqueidad al agua de mar.



-Tubo de bocina

Se trata de un tubo cilíndrico que forma y protege el paso del eje a través de la estructura del pique de popa, desde el mamparo de prensaestopas hasta el exterior del casco, soportando el eje de cola y evitando la entrada de agua al interior del túnel o cámara de máquinas por medio de dos sellos de bocina.

-Propulsor

El buque será propulsado una hélice de paso fijo. Se encuentra situada en el extremo final del eje de cola girando a 195 revoluciones por minuto para máxima potencia del motor.

La hélice ha sido seleccionada por la serie B de Wageningen, la cual queda definida por los siguientes parámetros:

Diámetro: 3,31 m

Paso/diámetro: 0,8397

Área expandida – área disco: 0,65

Rendimiento: 0,6

Número de palas: 4

Además de las componentes de la línea que se han definido, el sistema se caracteriza por ser resistente tanto a fuerzas exteriores como interiores, consiguiendo un importante equilibrio que es esencial para cumplir con el objetivo de transmitir potencia desde el motor, que la genera, hasta la hélice, que es donde se produce la fuerza de empuje necesaria para impulsar al buque. Para ello, se realizará un análisis estático que estudiará todas las fuerzas que actúan en la línea de ejes con el buque en reposo, así como un análisis dinámico, estudiando todas las tensiones interiores y exteriores que incidan en la línea de ejes con el buque en movimiento.



11.2 Dimensionamiento y cálculos asociados

11.2.1 Cálculo de los diámetros de los ejes en función de la Sociedad de Clasificación “Lloyd’s Register”

En este apartado se calcularán los diámetros de cada uno de los tramos que constituyen la línea de ejes mediante las ecuaciones que sigue la sociedad de clasificación que certificará el buque proyecto. En este caso se rigen las norma de Lloyd’s Register.

Como se ha dicho anteriormente, cada uno de los tramos va a tener un diámetro diferente y específico, ello es especificado por la sociedad de clasificación. Siendo mayor el diámetro del tramo que se encuentre en la parte de popa y menos conforme nos vamos alejando del propulsor. Además, dependiendo del tramo en el que nos encontremos, tomaremos para unos mismos parámetros unos valores u otros como se verá a continuación.

El cambio de diámetros a lo largo de la línea de ejes se hace debido a las fuerzas radiales y empujes axiales que se producen sobre la misma. Ya que estas serán más representativas cuando más a popa nos encontremos, motivo por el cual el tramo del eje con más diámetro es el eje de cola y el de menor diámetro el eje de proa.

Para evitar puntos de concentraciones de esfuerzos cortantes, la transición de los distintos diámetros de los distintos tramos de la línea de ejes se hará por una reducción progresiva del diámetro con una inclinación de diez grados, tal y como se muestra en la siguiente imagen:

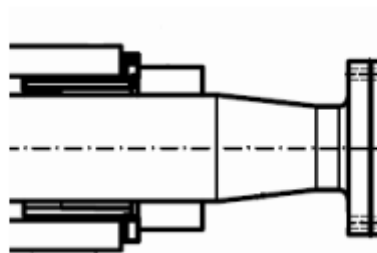


Figura 11.4: Reducción progresiva del espesor del diámetro.

La sociedad de clasificación Lloyd’s Register presenta diferentes ecuaciones para el cálculo mínimo de los diámetro de cada uno de los tramos de la línea de ejes:



$$D = F * k * \sqrt[3]{\frac{P}{R} * \left(\frac{560}{\sigma_u + 160}\right)}$$

Ecuación 11.1: Diámetro para eje intermedio y eje de proa de la línea de ejes.

$$D = 100 * k * \sqrt[3]{\frac{P}{R} * \left(\frac{560}{\sigma_u + 160}\right)}$$

Ecuación 11.2: Diámetro para eje cola de la línea de ejes

Dónde:

F = 95, por tratarse de una instalación de propulsión eléctrica

k, adoptará diferentes valores, en función del tramo de la línea de ejes en el que no encontremos realizando dicho cálculo. Los valores que puede tener son los siguientes:

- k = 1, tramo de eje de proa
- k = 1,15, tramo de eje intermedio
- k = 1,22, tramo de eje de cola

P, 3000 Kw, se define como la potencia entregada al eje por el motor (en Kw)

R, 195 r.p.m, se trata de las revoluciones de diseño del eje

$\sigma_u = 600 \text{ N/mm}^2$, carga de rotura mínima del material. Además para este parámetro se especifica que no debe de exceder los 1100 N/mm^2 .

Finalmente, una vez que se han definido todos los parámetros que intervienen en la ecuación se precede a calcular el valor numérico de dichos diámetros.

Eje de proa:

$$D = 95 * 1 * \sqrt[3]{\frac{3000}{195} * \left(\frac{560}{600 + 160}\right)} = 213,41 \text{ mm} \cong 214 \text{ mm}$$

Por tanto el diámetro de eje de proa no podrá ser inferior a 214 mm.



Eje intermedio:

$$D = 95 * 1,15 * \sqrt[3]{\frac{3000}{195} * \left(\frac{560}{600 + 160}\right)} = 245,42 \text{ mm} \cong 246 \text{ mm}$$

Por tanto el diámetro de eje intermedio no podrá ser inferior a 246 mm.

Eje de cola:

$$D = 100 * 1,22 * \sqrt[3]{\frac{3000}{195} * \left(\frac{560}{600 + 160}\right)} = 274,06 \text{ mm} \cong 275 \text{ mm}$$

Por tanto el diámetro de eje de cola no podrá ser inferior a 275 mm.

Finalmente, adaptándonos a las condiciones de mercado, el eje tendrán los siguientes diámetros:

Eje de proa → 250 mm

Eje intermedio → 300 mm

Eje de cola → 325 mm

Como se ha indicado, el acero utilizado en las líneas de ejes tiene la denominación comercial de C45E de 330 N/mm² de tensión de fluencia y 600 N/mm² de carga de rotura.

El eje estará sometido a fuerza axial debido al empuje de la hélice, a flexión y torsión. En un primer momento el diseño se realizará teniendo en cuenta que la torsión es la sollicitación más importante. Así que, las tensiones cortantes de los ejes deben de ser menores que la tensión cortante máxima del material para que no se produzca la rotura del eje. Por tanto la ecuación que estima el cálculo de dicha tensión es la siguiente:

$$\tau_{cort \text{ máx}} = \frac{\sigma_{elást}}{\sqrt{3}} = \frac{330}{\sqrt{3}} = 190,53 \frac{N}{mm^2} \cong 191 N/mm^2$$



Ecuación 11.3: Tensión cortante máxima.

Una vez obtenido el valor de la tensión cortante máxima del material se va a calcular la tensión cortante que se da en cada tramo de la línea de ejes con el fin de comprobar que es menor a 191 N/mm^2 .

Teniendo en cuenta que se trata de ejes macizos (diámetro interior cero) y que son ejes de sección cilíndrica, el esfuerzo resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal del eje, fuerzas cortantes, se calcula del siguiente modo:

$$\tau_{cort} = \frac{16 * Mt}{\pi * D^3}$$

Ecuación 11.4: Tensión cortante eje de sección cilíndrica.

Dónde:

Mt, es el momento torsor transmitido.

D, diámetro del tramo de la línea de ejes para el que se quiera calcular.

De la ecuación 11.3 encontramos que hay dos incógnitas, por tanto en primer lugar se calculará el momento torsor para posteriormente calcular la tensión cortante en cada uno de los ejes y comprobar que ésta es inferior a la calculada por torsión.

$$Mt = 9,55 * \frac{P}{rpm} = 9,55 * \frac{2651,37}{195} = 129,85 \text{ KN m}$$

Ecuación 11.5: Momento de torsión.

Dónde:

P, potencia entregada a la línea de ejes , hace referencia a la potencia máxima que cada uno de los motores va a entregar a a la línea de ejes, en concreto hablamos de 3000 Kw, además hay que tener en cuenta que dichos motores trabajan al 90% de su potencia máxima, para así dejar un margen de reserva aproximadamente del 10%, por tanto finamente la potencia entregada al eje será de 2651,37Kw aproximadamente.



R.p.m, revoluciones por minuto.

A continuación se procede a calcular la tensión cortante para cada uno de los tramos mediante la ecuación 12.3:

Eje de proa

$$\tau_{cort} = \frac{16 * Mt}{\pi * D^3} = \frac{16 * 129,85 * 10^6}{\pi * 250^3} = 42,32 \frac{N}{mm^2} < 191 \frac{N}{mm^2}$$

Eje intermedio

$$\tau_{cort} = \frac{16 * Mt}{\pi * D^3} = \frac{16 * 129,85 * 10^6}{\pi * 300^3} = 24,49 \frac{N}{mm^2} < 191 \frac{N}{mm^2}$$

Eje de cola

$$\tau_{cort} = \frac{16 * Mt}{\pi * D^3} = \frac{16 * 129,85 * 10^6}{\pi * 325^3} = 19,26 \frac{N}{mm^2} < 191 \frac{N}{mm^2}$$

Como se puede comprobar todos los esfuerzos cortantes que se dan en cada tramo son inferiores al esfuerzo cortante máximo, por tanto los diámetros calculados siguiendo la normativa de la sociedad de clasificación son válidos.

12.2.2 Cálculo de los diámetros de los ejes por cálculo directo

El presente apartado se llevará a cabo con el fin de poder comparar los resultados con los obtenidos en el apartado anterior, donde se han seguido las normas dadas por las sociedades de clasificación, en este caso, en base al Lloyd's Register.

Por el contrario, ahora se seguirán las ecuaciones dadas por la resistencia de los materiales.

En primer lugar se va a definir los tipos de esfuerzos que se dan en la línea de ejes. Se han deducido las fuerzas y momentos equivalentes en la sección, es decir, se han descompuesto estas fuerzas y momentos en sus componentes perpendicular a la sección del eje y contenido en la sección del mismo.



En cuanto a la descomposición de la fuerza, podemos encontrar la componente perpendicular a la sección, la cual es la fuerza axial y por otro lado encontramos la componente contenida en la sección, la cual es la tensión cortante.

Por otro lado en cuanto a la descomposición del momento, vemos que la componente contenida en la sección es el momento flector, el cual da lugar a tensiones axiales y la componente perpendicular a la sección es el momento torsor, que deriva en tensiones cortantes.

Obviamente los esfuerzos axiales debido a las fuerzas y a la flexión se sumarán y lo mismo ocurre con los esfuerzos cortantes, es decir los obtenidos debido a las fuerzas y a la torsión se sumarán y finalmente, los valores de esfuerzo axial y cortante no deben superar los límites del material, en este proyecto se trata de acero C45E como ya se había indicado anteriormente.

Las fuerzas y momentos exteriores darán lugar a unas tensiones y estas a la deformación del material, pero realmente en el diseño de líneas de ejes la deformación es un aspecto secundario y lo que importa es que el nivel de tensión no supere ciertos valores.

Realizando un análisis de tensiones en el eje de transmisión de potencia, podemos clasificar los esfuerzos en:

- Fuerza axial

Las cargas axiales originan esfuerzos normales axiales de tracción o compresión cuya expresión para un eje de sección circular es:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4 * F}{\pi(D^2 - d^2)}$$

Ecuación 11.6: Carga axial.

Al tratarse de un eje macizo el diámetro interior es 0, por tanto la ecuación 11.5 quedaría de la siguiente manera:



$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4 * F}{\pi(D^2)}$$

Las cargas axiales en los ejes son debidas al empuje producido por la hélice.

En el análisis de deformaciones resultantes:

- a) La condición de equilibrio impone que el empuje F de la hélice, da lugar a uno igual y en sentido contrario en el cojinete de empuje (ley de Newton) por tanto $F=F'$, la carga se distribuye en el área.
- b) Las secciones transversales del eje permanecen planas, es decir, la forma geométrica no cambia, solo cambiaría la longitud y además se desprecia la deformación en diámetro.

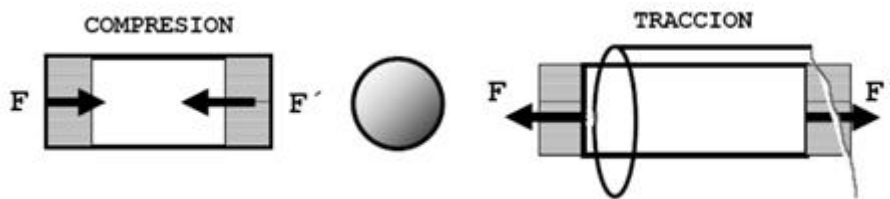


Figura 11.5: Carga axial..

- Torsión

Este esfuerzo se da cuando el motor al girar produce un par torsor y el eje de giro opone resistencia a dicho par. Este tipo de esfuerzo produce una deformación similar a la que se muestra en la siguiente figura:

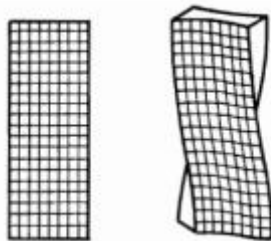


Figura 11.6: Deformación por torsión.



- Flexión

Se trata de un esfuerzo que siempre se debe de tener controlado mediante una adecuada disposición (cantidad y posición) de los apoyos. Es indeseable pero inevitablemente siempre se encuentra presente debido a la acción de los propios pesos. A continuación se muestra una imagen donde se puede observar un eje deformado por flexión:

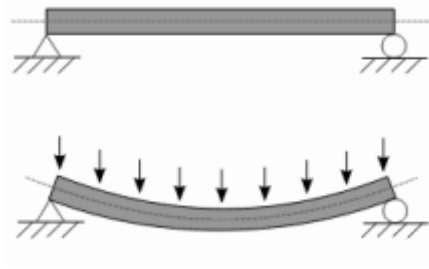


Figura 11.7: Deformación por flexión.

En este caso, este tipo de esfuerzo si modifica la geometría del eje, en este caso, debido a las tensiones de un lado y de otro. Además en este tipo de deformación, hay implícito un esfuerzo axial, ya que las fibras de la parte alta se comprimen, mientras que las inferiores se traccionan tal y como se puede ver en la siguiente figura:

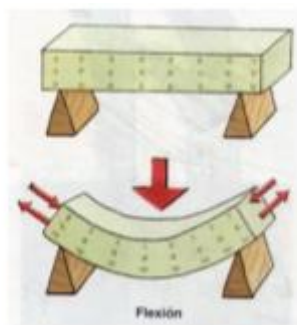


Figura 11.8: Fuerza axial en deformación por flexión.

Según las ecuaciones de Resistencia de Materiales, el esfuerzo máximo a flexión que soporta el eje se calcula mediante la siguiente ecuación:



$$\frac{32 * Mf}{\pi D^3}$$

Ecuación 11.7: Esfuerzo máximo a flexión..

Una vez definidos los tres esfuerzos que va a actuar en la línea de ejes en su operación, se procede a calcular el diámetro de cada uno de los ejes por cálculo directo. El cálculo de los ejes se realizará en base al esfuerzo a torsión, ya que de los tres es el más restrictivo.

Despejando a partir de la siguiente ecuación se puede obtener por cálculo directo el diámetro del eje:

$$\tau_{cort} = \frac{16 * Mt}{\pi * D^3}$$

Ecuación 11.8: Tensión cortante del material.

Dónde:

τ_{cort} , tensión cortante del material del eje

D, diámetro del eje

Mt, momento torsor que va a soportar el eje, 129,85 KN*m (calculado en ecuación 11.4)

Dónde:

Rpm, a partir de la reductora, la potencia se va a transmitir a través de la línea de ejes a 195 rpm

En segundo lugar se deben de tener en cuentas las características del material del eje, como se ha dicho anteriormente el material es C45-E, y sus propiedades mecánicas son las siguientes:

- Densidad: 7850 kg/m³



- Límite elástico sometido a tensión cortante: 55 N/mm²
- Límite de fluencia: 300 N/mm²
- Carga de rotura: 600 N/mm²

Llegado a este punto ya se puede despejar de la Ecuación 12.7 el diámetro del eje:

$$\tau_{cort} = \frac{16 * Mt}{\pi * D^3} = 55 \frac{N}{mm^2} = \frac{16 * 129,85 * 10^6 N/mm}{\pi * D^3}$$

$$D = 229,1 \text{ mm} \cong 230 \text{ mm}$$

Este apartado ha sido realizado con el fin de poder comparar el valor obtenido con los valores de los diámetros obtenidos en el apartado anterior. El cálculo realizado a partir de la sociedad de clasificación daba como diámetros los siguientes valores: 214 mm, 246 mm y 275 mm, comparándolos con los 230 mm se puede observar que no hay excesiva diferencia entre ellos, por tanto los diámetros obtenidos por sociedad de clasificación se consideran válidos. Recordar que los diámetros han sido aumentados debido a que se han tenido que adaptar al tamaño que proporcionan los fabricantes.

12.3 Cálculo de la distancia máxima entre apoyos del eje

El objetivo fundamental es poner el mínimo número posible de apoyos a lo largo de la línea de eje, sin olvidar en ningún momento la seguridad de la instalación ni las normas de la sociedad de clasificación.

En las reglas de Sociedad de Clasificación no existen fórmulas concretas, como en el caso del diámetro, que den un valor de separación de apoyos.

Por tanto para el posicionamiento de los mismos, se utilizarán los conocimientos de resistencia de materiales en el análisis estático, y finalmente, será el análisis dinámico el que refrendará o no si la solución aportada en el análisis estático es satisfactoria.

Así que se comenzará con el análisis estático de la línea de ejes, en este caso la línea de ejes no gira y se considera que se comporta como una viga apoyada-apoyada. A partir de este análisis se determinará la posición de los apoyos basado en un análisis de flexión.



La consideración básica es limitar el valor de tensión axial debido a la flexión entendiendo a la viga como un eje apoyado-apoyado, constituyendo el peso del propio eje y de otros elementos posibles como acoplamientos, bridas, etc.

Se le da la consideración de estático, por el motivo que se ha dicho anteriormente, el eje no gira y por tanto no se tienen en cuenta otros efectos que se analizarán cuando se vea lo que se conoce como análisis dinámico. El análisis estático da una primera aproximación en cuanto a la separación máxima entre los apoyos, aproximación que luego tendrá que ser refrendado con análisis dinámico.

El análisis dinámico que se verá posteriormente es el análisis de modos propios de vibración de la línea de ejes. Estas frecuencias propias se contraponen con las frecuencias excitadoras (fundamentalmente proveniente de la hélice) y se asegura que no existirán efectos de resonancia. En muchos casos, es necesario mover la posición de apoyos obtenida del análisis estático, pues la frecuencia propia viene determinada por esta posición y puede interesar mover un apoyo para evitar resonancia.

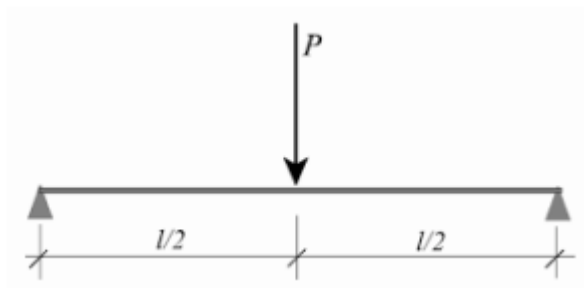


Figura 11.9: Viga apoyada - apoyada.

Según se ha indicado anteriormente, el eje está sometido a las acciones simultáneas (combinadas) de la torsión, la flexión y el empuje. Los valores resultantes deben combinarse y compararse con los valores límite del material.

La resistencia de materiales nos dice que:

$$\sigma_{Combinada} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Ecuación 11.9. Tensión combinada..



Dónde:

σ ; tensión axial por flexión/fuerza axial

τ ; esfuerzo cortante debido a la torsión/fuerza cortante. Su valor es de 50-60N/mm² como esfuerzo cortante máximo, en este caso se utilizará el valor de 55 N/mm²

$\sigma_{Combinada}$; el valor de la tensión combinada, es decir del esfuerzo normal máximo de trabajo, se considera el menor de estas dos condiciones: 30% del límite elástico del material elegido o el 18% de la carga de rotura. Por tanto toma un valor de 99 N / mm².

- Límite elástico: 330 N / mm² $\rightarrow 0,3*330 = 99$ N / mm²
- Carga de rotura: 600 N / mm $\rightarrow 0,18*600 = 108$ N / mm²

Despejando, se obtiene el valor de la tensión axial por flexión:

$$99 = \sqrt{\sigma^2 + 3 * 55^2} \rightarrow \sigma = 26,94 \frac{N}{mm^2}$$

Por tanto para poder obtener la distancia entre apoyos, se debe despejar l de la siguiente ecuación del momento flector dada por “*Diseño y Cálculo del Sistema Propulsivo*”

$$Mf = \frac{P * l^2}{8}$$

Ecuación 11.10. Momento flector.

Dónde:

P; peso por metro lineal del acero, se calcula de tal modo:

$$\frac{P}{m} = \rho * \text{área} * g = 7850 * \pi * \frac{D^2}{4} * 9,81$$

Ecuación 11.11. Peso por metro lineal.



Mf; momento flector, el cual es calculado a partir de la ecuación de la tensión axial:

$$\sigma_{ax} = \frac{32 * M_f}{\pi * D^3}$$

Ecuación 11.12. Tensión axial en función del momento flector.

Despejando queda lo siguiente:

$$M_f = \frac{\sigma_{ax} * \pi * D^3}{32} = \frac{26,94 * \pi * D^3}{32}$$

Finalmente, se dejan tanto las ecuaciones 11.11 y 11.12 en función del diámetro, ya que cada uno de los tramos de la línea de ejes va a tener un diámetro diferente y además ambas ecuaciones se sustituyen en la ecuación 11.10 con el fin de obtener una sola ecuación en función del diámetro (que es un valor conocido y diferente para cada tramo) y la distancia máxima entre apoyos.

$$l = \sqrt{\frac{8 * \frac{26,94 * 10^6 \frac{N}{m^2} * \pi * D^3 m^3}{32}}{7850 \frac{kg}{m^3} * \pi * \frac{D^2}{4} m^2 * 9,81 \frac{m}{s^2} * \frac{1}{m}}}$$

Ecuación 11.13. Separación máxima entre apoyos.

Eje de proa:

Tiene un diámetro de 250 mm, por tanto la separación máxima entre apoyos es de:

$$l = \sqrt{\frac{8 * \frac{26,94 * 10^6 \frac{N}{m^2} * \pi * 0,250^3 m^3}{32}}{7850 \frac{kg}{m^3} * \pi * \frac{0,250^2}{4} m^2 * 9,81 \frac{m}{s^2} * \frac{1}{m}}} = 9,35 m$$

Eje intermedio:



Tiene un diámetro de 300 mm, por tanto la separación máxima entre apoyos es de:

$$l = \sqrt{\frac{8 * \frac{26,94 * 10^6 \frac{N}{m^2} * \pi * 0,300^3 m^3}{32}}{7850 \frac{kg}{m^3} * \pi * \frac{0,300^2}{4} m^2 * 9,81 \frac{m}{s^2} * \frac{1}{m}}} = 10,24 m$$

Eje de cola:

Tiene un diámetro de 325 mm, por tanto la separación máxima entre apoyos es de:

$$l = \sqrt{\frac{8 * \frac{26,94 * 10^6 \frac{N}{m^2} * \pi * 0,325^3 m^3}{32}}{7850 \frac{kg}{m^3} * \pi * \frac{0,325^2}{4} m^2 * 9,81 \frac{m}{s^2} * \frac{1}{m}}} = 10,66 m$$

12.4 Comprobación de la existencia de resonancia en la línea de ejes

El objetivo fundamental de este apartado es comprobar si existe resonancia o no en la línea de ejes a partir de la frecuencia natural de cada uno de los tramos de la línea de ejes y de la frecuencia excitadora.

Fenómenos como golpear una estructura y que ésta vibre, o el hecho de que algunos elementos vibran más fácilmente que otros, por ejemplo una varilla de metal frente a un palo de madera están relacionados con la frecuencia propia de los elementos, es decir ciclos completos en un segundo, y con sus modos naturales de vibrar, refiriéndonos a la forma de desplazarse desde su situación natural estable.

Aplicando todo ello a la línea de ejes, se llega a la gráfica del siguiente tipo:



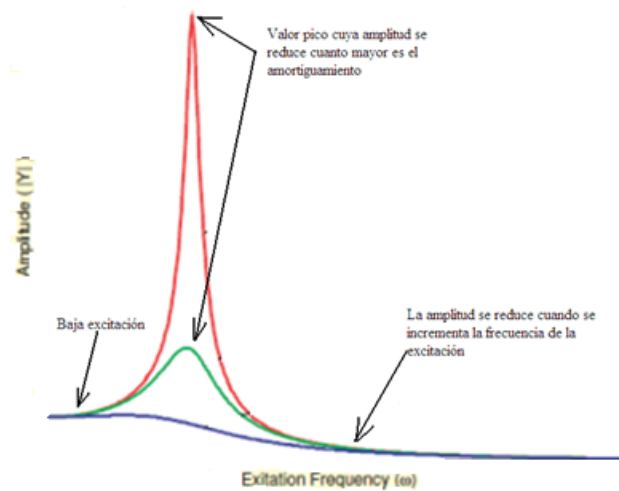


Figura 11.10: Pico de amplitud para una determinada frecuencia de excitación dada.

Esto es lo que se conoce como sistemas de un grado de libertad, ya que solo se ha definido una única masa, y el movimiento de la masa viene definido por una única variable que en este caso es su movimiento vertical definido por el eje Y.

La respuesta se incrementa a un pico de amplitud que puede provocar la rotura del eje, cuyo valor se reduce cuanto mayor es el amortiguamiento y que continúa reduciéndose a medida que se incrementa la frecuencia excitadora. El sistema se dice que está en resonancia.

La vibración depende de la masa de la estructura y de su rigidez. Adicionalmente existe otra magnitud, el amortiguamiento, que se trata de la capacidad de disipar energía vibratoria de una estructura por sí misma, jugando un rol del control de amplitudes. La respuesta del sistema es proporcional a la raíz de la rigidez e inversamente proporcional a la masa.

$$Frecuencia\ propia\ \left(\frac{rad}{s}\right) = \sqrt{\frac{Rigidez\ (Nm)}{masa\ (kg)}}$$

Ecuación 11.14. Frecuencia natural de un cuerpo..



Si ahora nos centramos en un sistema multimasa, los principios no varían. Las frecuencias propias de cada masa están relacionadas con su valor de masa y rigidez. La única diferencia es que en este caso existen varias frecuencias naturales (tantas como grados de libertad haya). A su vez, cada frecuencia tiene su modo de vibración con las diferentes masas de la estructura vibrando con diferentes amplitudes y con diferentes fases relativas.

En función de las características físicas de la línea de ejes debemos calcular sus frecuencias propias que no son exactamente las de un eje estático apoyado – apoyado sino que también están influenciadas por la velocidad a la que pueda girar dicho eje.

A continuación se van a calcular las frecuencias propias de cada uno de los tramos de la línea de ejes, mediante la siguiente ecuación, obtenida a partir de los apuntes “*Diseño y Cálculo de Sistemas de Propulsión*”:

$$f = \frac{(i * \pi)^2}{2 * \pi * l^2} * \sqrt{\frac{E * I}{\text{masa por unidad de longitud}}}$$

Ecuación 11.15. Frecuencia natural de un cuerpo.

Dónde:

f, frecuencia natural (Hz)

i, modo de operación

l, distancia máxima entre los apoyos (m)

E, módulo de Young (N / m²), 2,06x10¹¹(N / m²)

I, momento de inercia (m⁴)

Masa por unidad de longitud (kg/m)

Como se puede comprobar, la frecuencia natural depende de la distancia máxima entre los apoyos que se han calculado anteriormente, por tanto a partir de este apartado se



verificará si son adecuadas dichas distancias mediante la comprobación de la existencia o no de resonancia a partir también del valor de la frecuencia de excitación de la hélice.

A parte de la distancia máxima entre apoyos también dependen de otros parámetros que se deben de calcular de antemano:

- Momento de inercia, a partir de la siguiente expresión:

$$I = \pi * \frac{D^4}{64} \quad (m^4)$$

Ecuación 11.16. Momento de inercia.

Como depende del diámetro, obtenemos un momento de inercia para cada uno de los tramos de la línea de ejes:

$$\text{Eje de proa} \rightarrow I = 1,92 \times 10^4 \text{ m}^4$$

$$\text{Eje intermedio} \rightarrow I = 3,98 \times 10^4 \text{ m}^4$$

$$\text{Eje de cola} \rightarrow I = 5,476 \times 10^4 \text{ m}^4$$

- Masa por unidad de longitud, a partir de la siguiente expresión:

$$\frac{m}{l} = \rho * \pi * \frac{D^2}{4} \quad \left(\frac{kg}{m}\right)$$

Ecuación 11.17. Masa por unidad de longitud..

La masa por unidad de longitud también depende del diámetro, por tanto se va a obtener un valor para cada uno de los tramos que constituyen la línea de ejes:

$$\text{Eje de proa} \rightarrow m/l = 385,34 \text{ kg/m}$$

$$\text{Eje intermedio} \rightarrow m/l = 554,88 \text{ kg/m}$$



Eje de cola $\rightarrow m/l = 651,22 \text{ kg/m}$

Finalmente ya se está en condiciones de calcular la frecuencia natural de cada uno de los tramos mediante la Ecuación 11.15:

Eje de proa:

$$f = \frac{(1 * \pi)^2}{2 * \pi * 7,82^2} * \sqrt{\frac{2,06x10^{11} * 1,92 * 10^{-4}}{385,34}} = 5,75 \text{ Hz}$$

Eje intermedio:

$$f = \frac{(1 * \pi)^2}{2 * \pi * 8,36^2} * \sqrt{\frac{2,06x10^{11} * 3,98 * 10^{-4}}{554,88}} = 5,76 \text{ Hz}$$

Eje de cola:

$$f = \frac{(1 * \pi)^2}{2 * \pi * 8,97^2} * \sqrt{\frac{2,06x10^{11} * 5,48 * 10^{-4}}{651,22}} = 5,753 \text{ Hz}$$

A continuación se calcula la frecuencia de excitación con el fin de poder compararla con las frecuencias naturales que se acaban de calcular, se utiliza la siguiente expresión:

$$f_{excitación} = \frac{rpm}{60} * n^{\circ}_{palas} = \frac{195}{60} * 4 = 13 \frac{ciclos}{s}$$

Ecuación 11.18. Frecuencia de excitación.

Como se puede observar, la frecuencia de excitación sobrepasa cada una de las frecuencias de encuentro correspondientes a cada uno de los tramos de cada línea de



ejes, por tanto puede haber peligro de que aparezca el fenómeno llamado resonancia. Por ello se ha tomado la decisión de acortar la distancia máxima entre los apoyos con el fin de que la posibilidad de que exista resonancia sea nula. Finalmente, tras varias pruebas se opta por reducir 3,69 m, 4,04 m y 4,21 m la distancia máxima de separación de los apoyos en los eje de proa, ejes intermedios y ejes de cola respectivamente, con el fin de poder aumentar así el valor de la frecuencia natural de cada uno de los tramos y evitar que el valor de la frecuencia de excitación de la hélice sea cercano al valor de la frecuencia propia de cada tramo.

Finalmente, las nuevas longitudes máximas entre apoyos son:

$$\text{Eje de proa} \rightarrow 5,66 \text{ m}$$

$$\text{Eje intermedio} \rightarrow 6,2 \text{ m}$$

$$\text{Eje de cola} \rightarrow 6,45 \text{ m}$$

Se calculan de nuevo las frecuencias propias de los ejes en función de las nuevas distancias que se deben de dejar entre un apoyo y otro con la misma expresión que se ha utilizado anteriormente:

Eje de proa:

$$f = \frac{(1 * \pi)^2}{2 * \pi * 5,66^2} * \sqrt{\frac{2,06x10^{11} * 1,92 x 10^{-4}}{385,34}} = 15,71 \text{ Hz}$$

Eje intermedio:

$$f = \frac{(1 * \pi)^2}{2 * \pi * 6,2^2} * \sqrt{\frac{2,06x10^{11} * 3,98 x 10^{-4}}{554,88}} = 15,707 \text{ Hz}$$



Eje de cola:

$$f = \frac{(1 * \pi)^2}{2 * \pi * 6,45^2} * \sqrt{\frac{2,06x10^{11} * 5,48 x 10^{-4}}{651,22}} = 15,72 \text{ Hz}$$

Analizando los resultados se puede concluir con que con estas distancias máximas entre apoyos no va a existir el fenómeno de resonancia ya que la frecuencia de excitación por parte de la hélice no llega a coincidir con las frecuencias propias de los tramos. Además si se le diese un 20 % de margen a la frecuencia de excitación, tendría un valor de 15,6 Hz, valor que tampoco llegaría a coincidir con las frecuencias propias.

Además, para que la frecuencia de excitación de la hélice coincidiera con alguna de las frecuencias propias de los tramos, el propulsor debería de girar alrededor de 236 rpm, velocidad que no está al alcance gracias a la reductora.

11.5 Comprobación de las longitudes máximas entre los apoyos a través de la Velocidad crítica de Whirling.

Los ejes expuestos a fuerzas externas alternativas pueden excitarse y dar lugar a tres tipos de vibraciones: axiales, torsionales y rotacionales (whirling). A continuación se hace un análisis de cada una de ellas

Centrándonos en las vibraciones axiales del eje, decir que se caracterizan por segmentos de ejes que oscilan en una dirección hacia delante y hacia atrás alrededor de una posición neutra. Solo con fines de descripción simplificada, este movimiento se puede comparar con el movimiento de un acordeón. Las vibraciones axiales del eje se deben principalmente a las variaciones de empuje de la hélice, así como a las fuerzas generadas en el mecanismo de arranque del motor. Las fuerzas de excitación que provienen de la presión del gas y de la inercia de masas alternas se convierten en las fuerzas de apertura / cierre de la manivela equivalente, actuando a lo largo de la



dirección longitudinal, axial. A pesar de que las vibraciones axiales de ejes solo rara vez son la causa de daños severos en los ejes, generalmente son la causa de la vibración del casco de un buque, excitada por la fuerza variable que actúa sobre el bloque motor.

Por último encontramos las vibraciones rotacionales (Whirling), son el tipo de vibraciones en las que nos vamos a centrar para calcular si existe el fenómeno de resonancia a partir de las velocidades críticas.

Cuando el eje gira implica un movimiento circular más que un movimiento en el plano. Para poder entenderlo mejor, dicho movimiento se puede asemejar al movimiento de una comba (se les conoce como modos cilíndricos). Este movimiento cilíndrico es porque la excitación que saca al eje de su equilibrio no es vertical sino en los 360° del eje, ya que la hélice produce fuerzas en los 360°.

Además de no ser movimiento planos, sino órbitas circulares, la frecuencia de vibración de un modo se divide en dos cuando el eje empieza a girar. El eje puede tener una órbita en el mismo sentido de giro que el eje, fenómeno denominado forward whirl o por el contrario el eje puede tener una órbita en sentido de giro contrario al eje, fenómeno denominado counter whirl.

Se conoce como velocidad crítica la velocidad de rotación de un eje que se corresponde con un pico asociado a una frecuencia de resonancia. Es decir, las velocidades críticas se asocian a respuestas amplificadas.

A continuación se va a calcular la velocidad crítica de Whirling correspondiente a cada uno de los tramos que constituyen cada línea de ejes, mediante la siguiente expresión:

$$v_k = 300 * \sqrt{\frac{78,3 * E * I_{axial}}{G * l^4}}$$

Ecuación 11.19. Velocidad crítica de Whirling.

Dónde:



E, módulo de Young, $2,06 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$

I_{axial} , inercia axial en mm^4

G, peso por milímetro, kg/mm

l, distancia máxima entre los apoyos en mm

En primer lugar se calculará la inercia axial y el peso por milímetro para cada uno de los tramos y por último se calculará la velocidad crítica de Whirling

Inercia axial:

$$I_{axial} = \pi * \frac{D^4}{32} \text{ (mm}^4\text{)}$$

Ecuación 11.20.Inercia axial.

Eje de proa

$$I_{axial} = \pi * \frac{250^4}{32} = 3,83 \times 10^8 \text{ (mm}^4\text{)}$$

Eje intermedio

$$I_{axial} = \pi * \frac{300^4}{32} = 7,95 \times 10^8 \text{ (mm}^4\text{)}$$

Eje de cola

$$I_{axial} = \pi * \frac{325^4}{32} = 1,09 \times 10^9 \text{ (mm}^4\text{)}$$

Peso por milímetro:

$$G = \rho * \pi * \frac{D^2}{4} \left(\frac{\text{kg}}{\text{mm}} \right)$$

Ecuación 11.21.Peso por milímetro.



Eje de proa

$$G = 7850 \times 10^{-9} * \pi * \frac{250^2}{4} = 0,385 \left(\frac{kg}{mm} \right)$$

Eje intermedio

$$G = 7850 \times 10^{-9} * \pi * \frac{300^2}{4} = 0,555 \left(\frac{kg}{mm} \right)$$

Eje de cola

$$G = 7850 \times 10^{-9} * \pi * \frac{325^2}{4} = 0,651 \left(\frac{kg}{mm} \right)$$

Una vez calculadas las inercias y el peso por milímetro, se está en condiciones de calcular las velocidades críticas mediante la ecuación 12.19:

Eje de proa:

$$v_k = 300 * \sqrt{\frac{78,3 * 2,06 \times 10^4 * 3,83 \times 10^8}{0,385 * 5660^4}} = 375,12 \text{ rpm}$$

Eje intermedio:

$$v_k = 300 * \sqrt{\frac{78,3 * 2,06 \times 10^4 * 7,95 \times 10^8}{0,555 * 6200^4}} = 375,14 \text{ rpm}$$

Eje de cola:



$$v_k = 300 * \sqrt{\frac{78,3 * 2,06 \times 10^4 * 1,09 \times 10^9}{0,651 * 6450^4}} = 374,74 \text{ rpm}$$

Las velocidades críticas que se acaban de calcular son superiores a la velocidad que va a girar la hélice, por lo tanto a partir del método de análisis dinámico también se concluye con que no se va a producir el fenómeno de resonancia y a consecuencia de ello se verifica que las distancias máximas calculadas son válidas para el correcto funcionamiento de la propulsión del buque.

Además también se cumple con la condición de que la velocidad a la que gira la hélice, concretamente a 195 rpm, es menor al 75% de la velocidad crítica en cada tramo, por tanto, a partir de esta condición también se concluye con que no existirá el fenómeno de resonancia.

11.6 Uniones de los tramos que conforman la línea de ejes

Se debe de tener en cuenta que la elección final del tipo de unión a utilizar debe realizarse considerando condiciones de contorno como:

- Espacio disponible
- Facilidad de montaje y desmontaje
- Frecuencia de desmontaje
- Rapidez de montaje y desmontaje
- Fiabilidad

También se debe de tener en cuenta las distintas consideraciones en cuanto a los elementos a unir:

- Del tipo eje a eje
- Tramo del eje de proa a tramo del eje intermedio
- Tramo del eje intermedio a tramo del eje de cola
- Unión del eje al reductor
- Unión del reductor al motor propulsor



Finalmente, para la unión de los distintos tipos de tramos que conforman la línea de ejes se ha optado por utilizar bridas empernadas, que actúan bloqueando grados de libertad no deseados. Se considera la unión más común y tradicional en la construcción naval. La unión es simple y consiste en enfrentar las bridas a unir, realizándole a ambas taladros pasantes, diametralmente opuestos, del mismo diámetro concéntrico al que se ajustan los pernos. Estos deben ser perpendiculares a la superficie de contacto entre bridas. Los pernos transmiten el par torsor trabajando a esfuerzo cortante.

Las bridas que se utilizaran en dicha unión formarán parte del eje y se considerarán integradas en el mismo por medio de una unión soldada que asegura la transmisión de los esfuerzos sin que se vea afectada la capacidad de transmisión.

Para el dimensionamiento de los pernos se va a seguir la norma DIN 931. Normalmente los tornillos empleados para este tipo de situaciones están fabricados con calidades 8.8 o 5.8.

Debido a que son frecuentemente empleadas en la industria naval, no es difícil conseguir el tamaño requerido en estas calidades.

La línea de ejes está dividida en tres tramos y por tanto tendrá tres uniones de brida empernada, una para unir el tramo de eje de cola con el eje intermedio, otra para unir el eje intermedio con el eje de proa y otra para unir el eje de proa con el reductor.

Gracias a la división de la línea de ejes en tres tramos, se puede sacar cualquier tramo fácilmente sin tener que sacar toda la línea de ejes. Ya que la entrada y permanencia del buque en dique supone una pérdida de tiempo operativo y un gasto económico para el propietario del buque. Por ello se ha optado en dividirlo en tres tramos, además de que es positivo para un mejor mantenimiento y para tener la posibilidad de poderse reparar en cualquier astillero por pequeño que sea.

El diseño de los acoplamientos (bridas empernadas) se hará desde el punto de vista estructural o resistente, de forma que no limiten la capacidad mecánica de la transmisión. Por tanto, se puede garantizar que el montaje entre cada tramo de eje con



su correspondiente acoplamiento es realizado de manera que la unión asegure la transmisión de los esfuerzos entre ejes y acoplamientos y viceversa.

11.6.1 Unión eje - eje

11.6.1 Unión eje de cola - eje intermedio

La Sociedad de Clasificación establece que el espesor de la brida debe de ser mayor o igual que el diámetro de los pernos y por otro lado se sabe que el diámetro de los pernos como máximo tendrá el diámetro de los taladros de la brida. Por lo tanto a continuación se procede a calcular el diámetro de los pernos mediante la ecuación dada por la Sociedad de Clasificación, para comprobar su idoneidad:

$$d_b = \sqrt{\frac{240 \times 10^6 * P}{n * D * \sigma_u * R}} \quad (mm)$$

Ecuación 11.22. Diámetro de los pernos.

Dónde:

P; potencia (Kw)

n; número de pernos

D; diámetro primitivo entre centro de pernos (mm)

σ_u ; límite elástico de los pernos (N/ mm²)

R; revoluciones de la hélice (rpm)

Como se puede observar no se tienen algunos datos necesarios para poder obtener el diámetro de los pernos a partir de la ecuación 11.22, como por ejemplo el diámetro primitivo entre centro de pernos, número de pernos, etc. Por ello, antes de poder sustituir se debe de seleccionar la brida que se va a utilizar para la unión del eje de cola con el eje intermedio:



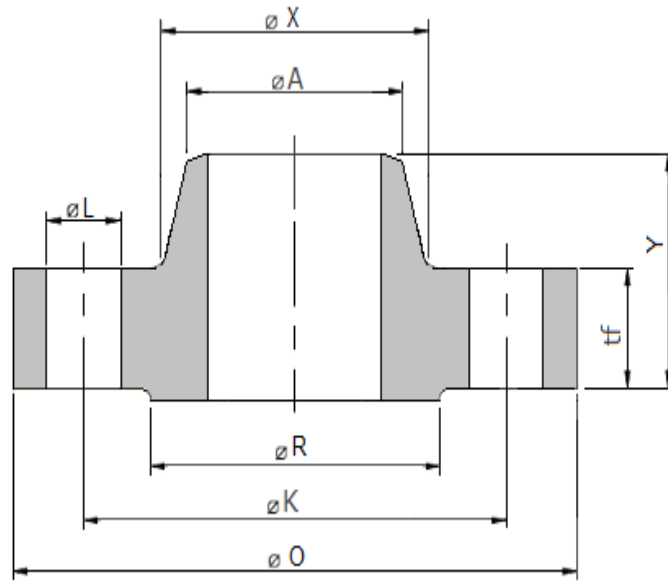


Figura 11.11: Croquis brida empornada. Fuente: *DNBrida, "Brida Welding Neck ANSI/ASME B16.5 Class 600 lbs"*

A partir de la siguiente tabla seleccionamos la brida de unión, entramos en ella en función del diámetro del eje intermedio en milímetros:



Tamaño Nominal Tubería	Ø exterior O	Mínimo espesor tf	Ø Hub X	Ø Superior Hub A	Longitud Hub Y	Ø Raised Face R	Taladros		
							Ø K centro tal.	No tal	Ø tal. L
1/2 (15)	3.75 (95)	0.56 (14.3)	1.5 (38)	0.84 (21.3)	2.06 (52)	1.38 (34.9)	2.62 (66.7)	4	5/8 (15.875)
3/4 (20)	4.62 (115)	0.62 (15.9)	1.88 (48)	1.05 (26.7)	2.25 (57)	1.69 (42.9)	3.25 (82.6)	4	3/4 (19.05)
1 (25)	4.88 (125)	0.69 (17.5)	2.12 (54)	1.32 (33.4)	2.44 (62)	2 (50.8)	3.5 (88.9)	4	3/4 (19.05)
1 1/4 (32)	5.25 (135)	0.81 (20.7)	2.5 (64)	1.66 (42.2)	2.62 (67)	2.5 (63.5)	3.88 (98.4)	4	3/4 (19.05)
1 1/2 (40)	6.12 (155)	0.88 (22.3)	2.75 (70)	1.9 (48.3)	2.75 (70)	2.88 (73)	4.5 (114.3)	4	7/8 (22.225)
2 (50)	6.5 (165)	1 (25.4)	3.31 (84)	2.38 (60.3)	2.88 (73)	3.62 (92.1)	5 (127)	8	3/4 (19.05)
2 1/2 (65)	7.5 (190)	1.12 (28.6)	3.94 (100)	2.88 (73)	3.12 (79)	4.12 (104.8)	5.88 (149.2)	8	7/8 (22.225)
3 (80)	8.25 (210)	1.25 (31.8)	4.62 (117)	3.5 (88.9)	3.25 (83)	5 (127)	6.62 (168.3)	8	7/8 (22.225)
3 1/2 (90)	9 (230)	1.38 (35)	5.25 (133)	4 (101.6)	3.38 (86)	5.5 (139.7)	7.25 (184.2)	8	1 (25.4)
4 (100)	10.75 (275)	1.5 (38.1)	6 (152)	4.5 (114.3)	4 (102)	6.19 (157.2)	8.5 (215.9)	8	1 (25.4)
5 (125)	13 (330)	1.75 (44.5)	7.44 (189)	5.56 (141.3)	4.5 (114)	7.31 (185.7)	10.5 (266.7)	8	1 1/8 (28.575)
6 (150)	14 (355)	1.88 (47.7)	8.75 (222)	6.63 (168.3)	4.62 (117)	8.5 (215.9)	11.5 (292.1)	12	1 1/8 (28.575)
8 (200)	16.5 (420)	2.19 (55.6)	10.75 (273)	8.63 (219.1)	5.25 (133)	10.62 (269.9)	13.75 (349.2)	12	1 1/4 (31.75)
10 (250)	20 (510)	2.5 (63.5)	13.5 (343)	10.75 (273)	6 (152)	12.75 (323.8)	17 (431.8)	16	1 3/8 (34.925)
12 (300)	22 (560)	2.62 (66.7)	15.75 (400)	12.75 (323.8)	6.12 (156)	15 (381)	19.25 (489)	20	1 3/8 (34.925)
14 (350)	23.75 (605)	2.75 (69.9)	17 (432)	14 (355.6)	6.5 (165)	16.25 (412.8)	20.75 (527)	20	1 1/2 (38.1)
16 (400)	27 (685)	3 (76.2)	19.5 (495)	16 (406.4)	7 (178)	18.5 (469.9)	23.75 (603.2)	20	1 5/8 (41.275)

Tabla 11.1: Dimensiones bridas unión eje de cola – eje intermedio. Fuente: DN Brida, “Brida Welding Neck ANSI/ASME B16.5 Class 600 lbs”

Sustituyendo queda lo siguiente:

$$d_b = \sqrt{\frac{240 \times 10^6 * 3000}{20 * 489 * 640 * 195}} = 24,80 \text{ mm}$$

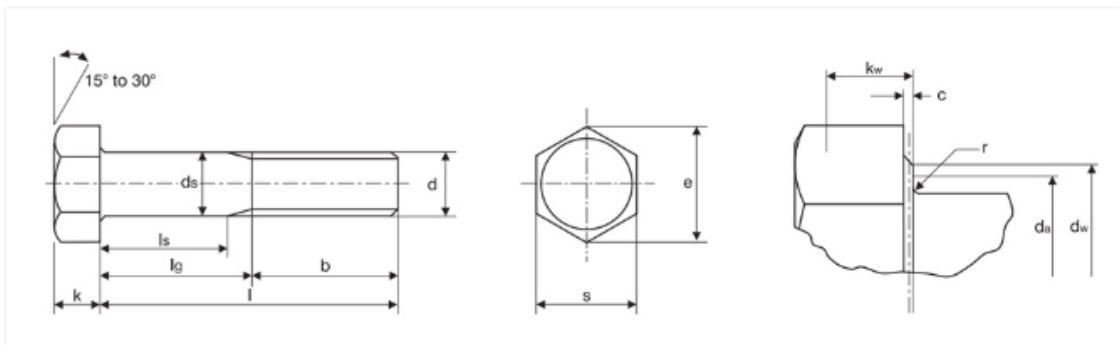


Seguidamente se comprueba si se cumple con las especificaciones dadas por la Sociedad de Clasificación, en primer lugar el diámetro del perno no debe de ser menor de 24,80 mm y por otro lado como máximo debe de ser el valor del diámetro del taladro de la brida 34,925 mm, por tanto esta condición se cumple satisfactoriamente.

11.6.1.1 Pernos que se van a utilizar

Para la brida que unen estos dos tramos de la línea de ejes se utilizarán 20 tornillos para unir las dos bridas de la unión. Como se ha dicho anteriormente, el diámetro de los pernos podrá ser como mucho del mismo diámetro que el orificio de los taladros. Teniendo en cuenta que el diámetro de los taladros es de 34,925 mm y que el diámetro mínimo de los pernos debe de ser de 24,80 mm, se utilizarán pernos con las siguientes características, según las normas DIN 931:





DIN 931 / DIN EN ISO 4014

DOWNLOAD PDF

Hex head bolts

Nominal size and thread diameter d	Pitch of thread P	Thread Length b			Depth of washer face c		Transition Diameter da	Diameter of unthreaded shank ds		Dia. of washer face dw	Width across corners e	Thickness of head k	Radius under head r	Width across flats s	
		coarse pitch	Bolt ≤125	Bolt 125-200	Bolt ≥200	min.	max.	max.	min.	max.	min.	min.	nom.	min.	min.
M10	1.50	26	32	45	0.15	0.8	11.20	9.84	10.0	14.47	17.59	6.40	0.4	15.57	16.00
M12	1.75	30	38	49	0.15	0.8	13.70	11.57	12.00	16.47	19.85	7.50	0.8	17.57	18.00
M14	2.00	34	40	53	0.15	0.8	15.70	13.57	14.00	19.15	22.78	8.80	0.8	20.16	21.00
M16	2.00	38	44	57	0.2	0.8	17.70	15.57	16.00	22.00	26.17	10.00	0.8	23.15	24.00
M18	2.50	42	48	61	0.2	0.8	20.20	17.57	18.00	24.85	29.56	11.50	0.8	26.16	27.00
M20	2.50	46	52	65	0.2	0.8	22.40	19.48	20.00	27.70	32.95	12.50	0.8	29.16	30.00
M22	2.50	50	56	69	0.2	0.8	24.40	21.48	22.00	31.35	37.29	14.00	0.8	33.00	34.00
M24	3.00	54	60	73	0.2	0.8	26.40	23.48	24.00	33.25	39.55	15.00	0.8	35.00	36.00
M27	3.00	60	68	79	0.2	0.8	30.40	26.48	27.00	38.00	45.20	17.00	1.0	40.00	41.00
M30	3.50	66	72	85	0.2	0.8	33.40	29.48	30.00	42.75	50.85	18.70	1.0	45.00	46.00
M33	3.50	-	78	91	0.2	0.8	36.40	32.38	33.00	46.55	55.37	21.00	1.0	49.00	50.00

Tabla 11.2: Selección pernos para bridas unión eje de cola – eje intermedio. Fuente: “DIN 931/DIN EN ISO 4014”

A continuación se procede a calcular la longitud de los pernos, mediante la siguiente ecuación:

$$L_p = (2 * e_{brida} + e_{arandela} + e_{tuerca}) + 25 = (2 * 66,7 + 4 + 24) + 25 = 186,4 \text{ mm}$$

Ecuación 11.23. Longitud de los pernos.

Se le añaden 25 mm de margen para que el ajuste con la tuerca penetre un poco sobre los filetes del tornillo y no quede ajustado al final de éste.



11.6.1.2 Tuercas

Las tuercas que se van a utilizar cumplen con la norma ISO 4032, la cual muestra que es acorde con los pernos elegidos anteriormente. Son seleccionadas a partir del catálogo NORELEM. A continuación se muestra las dimensiones de las mismas para la unión eje de cola – eje intermedio:

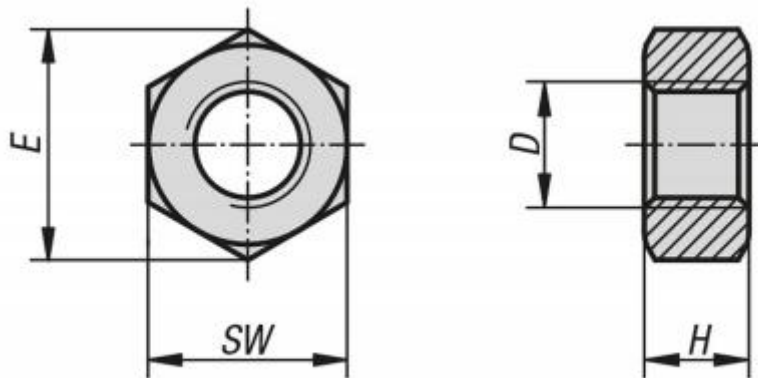


Figura 11.12: Croquis Tuerca. Fuente: “Catálogo NORELEM”

Atendiendo a la sección de tuercas con clase de resistencia de 8, ya que son el tipo de tuercas que le corresponden a un tornillo con clase de resistencia 8,8 , se muestran sus dimensiones:

Referencia	Materia	Color del cuerpo de base	Clase de resistencia	D	E	H	SW
07210-30	Acero	Acabado natural	8	M30	50,9	24	46
07210-33	Acero	Acabado natural	8	M33	55,4	26	50
07210-36	Acero	Acabado natural	8	M36	60,8	29	55
07210-203	Acero	Cincado	8	M3	6,01	2,4	5,5
07210-204	Acero	Cincado	8	M4	7,66	3,2	7
07210-205	Acero	Cincado	8	M5	8,79	4	8
07210-206	Acero	Cincado	8	M6	11,05	5	10
07210-208	Acero	Cincado	8	M8	14,38	6,5	13
07210-210	Acero	Cincado	8	M10	18,9	8	17
07210-212	Acero	Cincado	8	M12	21,1	10	19
07210-214	Acero	Cincado	8	M14	23,9	11	22
07210-216	Acero	Cincado	8	M16	26,76	13	24
07210-220	Acero	Cincado	8	M20	32,95	16	30
07210-222	Acero	Cincado	8	M22	35	18	32
07210-224	Acero	Cincado	8	M24	39,6	19	36
07210-227	Acero	Cincado	8	M27	45,2	22	41
07210-230	Acero	Cincado	8	M30	50,9	24	46
07210-233	Acero	Cincado	8	M33	55,4	26	50
07210-236	Acero	Cincado	8	M36	60,8	29	55

Tabla 11.3: Selección tuercas para unión eje de cola – eje intermedio. Fuente: “Catálogo NORELEM”



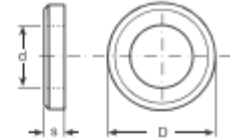
11.6.1.3 Arandelas

Las arandelas seleccionadas son las correspondientes a DIN 125, sus características son las que se muestran a continuación:

DIN 125
(ISO 7089/7090)

Arandela plana

Pulida/Zincada



	d	D	s	Estuchado	Pulida / Bisel	Zincada	Acero Tratado Pavonado (HV 300)
					Euros 100 piezas		
M 4	4,3	9	0,8	1000			
M 5	5,3	10	1	1000			
M 6	6,4	12	1,6	500			
M 7	7,4	14	1,6	500			
M 8	8,4	16	1,6	500			
M 10	10,5	20	2	500			
M 12	13	24	2,5	200			
M 13	13,5	24	2,5	200			
M 14	15	28	2,5	200			
M 16	17	30	3	100			
M 18	19	34	3	100			
M 20	21	37	3	100			
M 22	23	39	3	100			
M 24	25	44	4	50			
M 26	27	50	4	50			
M 27	28	50	4	25			
M 30	31	56	4	25			
M 33	34	60	5	25			

Tabla 11.4: Selección arandelas para unión eje de cola – eje intermedio. Fuente: “Catálogo RODAVIGO S.A”

11.6.1.4 Cálculo del par de apriete

El objetivo fundamental de este apartado es el cálculo del par de apriete que se debe de ejercer sobre los pernos con el fin de por unir las bridas. Ello se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Par_{apriete} = 0,2 * F_{apriete} * d$$



Ecuación 11.24

Dónde:

d; diámetro del perno

$F_{apriete}$; Fuerza de apriete por unidad de área. En este caso se tomará como valor el 75% de la carga de rotura del perno, es decir el 75 % de $640 \text{ N} / \text{mm}^2$ para así dejar un 25% de margen de seguridad. Por tanto:

$$640 * 0,75 = \frac{Fuerza_{apriete}}{\text{Área}} = \frac{Fuerza_{apriete} * 4}{\pi * d^2} = \frac{Fuerza_{apriete} * 4}{\pi * 30^2}$$

Despejando obtenemos el valor de la fuerza de apriete:

$$Fuerza_{apriete} = 339292 \text{ N} = 339,292 \text{ KN}$$

Una vez obtenido el valor de la fuerza de apriete, se está en condiciones de sustituir en la ecuación 12.23:

$$Par_{apriete} = 0,2 * 339,292 * 0,03 = 2,036 \text{ Kn} * \text{m}$$

11.6.2 Unión eje intermedio - eje de proa y eje de proa - reductor

Los cálculos realizados siguen el mismo procedimiento que el apartado anterior, por tanto se comenzará calculando el diámetro mínimo de los pernos, ecuación establecida por la Sociedad de Clasificación:

$$d_b = \sqrt{\frac{240 \times 10^6 * P}{n * D * \sigma_u * R}} \quad (\text{mm})$$

Ecuación 12.24. Diámetro de los pernos. Fuente: *Sociedad de Clasificación Lloyd's Register*

Dónde:

P; potencia (Kw)



n ; número de pernos

D ; diámetro primitivo entre centro de pernos (mm)

σ_u ; límite elástico de los pernos (N/mm^2)

R ; revoluciones de la hélice (rpm)

Como se puede observar no se tienen algunos datos necesarios para poder obtener el diámetro de los pernos a partir de la ecuación 12.22, como por ejemplo el diámetro primitivo entre centro de pernos, número de pernos, etc. Por ello, antes de poder sustituir se debe de seleccionar la brida que se va a utilizar para la unión del eje intermedio con el eje de proa, y el eje de proa con el reductor.

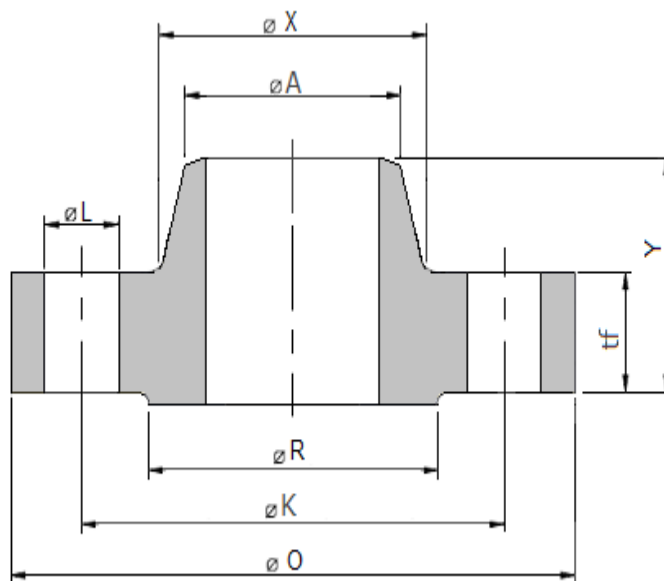


Figura 11.13: Croquis brida empernada. Fuente: DN Brida, "Brida Welding Neck ANSI/ASME B16.5 Class 600 lbs"

A partir de la siguiente tabla seleccionamos la brida de unión, entramos en ella en función del diámetro del eje intermedio en milímetros:



Tamaño Nominal Tubería	Ø exterior O	Mínimo espesor tf	Ø Hub X	Ø Superior Hub A	Longitud Hub Y	Ø Raised Face R	Taladros		
							Ø K centro tal.	Nº tal	Ø tal. L
1/2 (15)	3.75 (95)	0.56 (14.3)	1.5 (38)	0.84 (21.3)	2.06 (52)	1.38 (34.9)	2.62 (66.7)	4	5/8 (15.875)
3/4 (20)	4.62 (115)	0.62 (15.9)	1.88 (48)	1.05 (26.7)	2.25 (57)	1.69 (42.9)	3.25 (82.6)	4	3/4 (19.05)
1 (25)	4.88 (125)	0.69 (17.5)	2.12 (54)	1.32 (33.4)	2.44 (62)	2 (50.8)	3.5 (88.9)	4	3/4 (19.05)
1 1/4 (32)	5.25 (135)	0.81 (20.7)	2.5 (64)	1.66 (42.2)	2.62 (67)	2.5 (63.5)	3.88 (98.4)	4	3/4 (19.05)
1 1/2 (40)	6.12 (155)	0.88 (22.3)	2.75 (70)	1.9 (48.3)	2.75 (70)	2.88 (73)	4.5 (114.3)	4	7/8 (22.225)
2 (50)	6.5 (165)	1 (25.4)	3.31 (84)	2.38 (60.3)	2.88 (73)	3.62 (92.1)	5 (127)	8	3/4 (19.05)
2 1/2 (65)	7.5 (190)	1.12 (28.6)	3.94 (100)	2.88 (73)	3.12 (79)	4.12 (104.8)	5.88 (149.2)	8	7/8 (22.225)
3 (80)	8.25 (210)	1.25 (31.8)	4.62 (117)	3.5 (88.9)	3.25 (83)	5 (127)	6.62 (168.3)	8	7/8 (22.225)
3 1/2 (90)	9 (230)	1.38 (35)	5.25 (133)	4 (101.6)	3.38 (86)	5.5 (139.7)	7.25 (184.2)	8	1 (25.4)
4 (100)	10.75 (275)	1.5 (38.1)	6 (152)	4.5 (114.3)	4 (102)	6.19 (157.2)	8.5 (215.9)	8	1 (25.4)
5 (125)	13 (330)	1.75 (44.5)	7.44 (189)	5.56 (141.3)	4.5 (114)	7.31 (185.7)	10.5 (266.7)	8	1 1/8 (28.575)
6 (150)	14 (355)	1.88 (47.7)	8.75 (222)	6.63 (168.3)	4.62 (117)	8.5 (215.9)	11.5 (292.1)	12	1 1/8 (28.575)
8 (200)	16.5 (420)	2.19 (55.6)	10.75 (273)	8.63 (219.1)	5.25 (133)	10.62 (269.9)	13.75 (349.2)	12	1 1/4 (31.75)
10 (250)	20 (510)	2.5 (63.5)	13.5 (343)	10.75 (273)	6 (152)	12.75 (323.8)	17 (431.8)	16	1 3/8 (34.925)
12 (300)	22 (560)	2.62 (66.7)	15.75 (400)	12.75 (323.8)	6.12 (156)	15 (381)	19.25 (489)	20	1 3/8 (34.925)

Tabla 11.5: Dimensiones. Fuente *DNBrida, "Brida Welding Neck ANSI/ASME B16.5 Class 600 lbs"*

Sustituyendo queda lo siguiente:

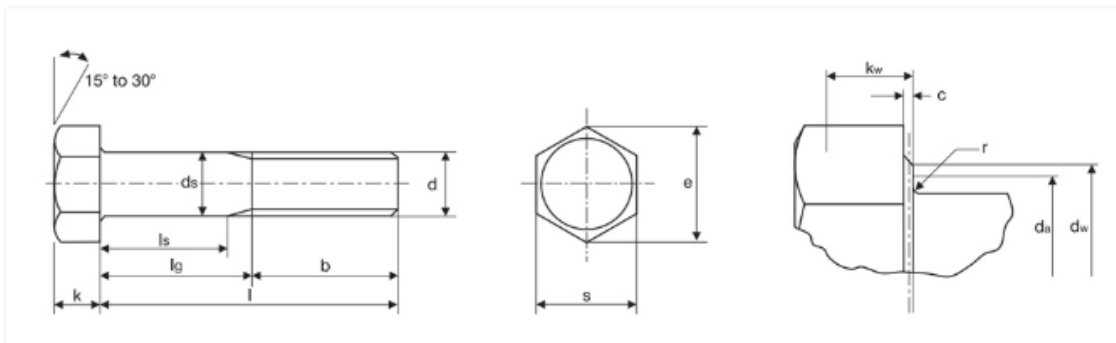
$$d_b = \sqrt{\frac{240 \times 10^6 * 3000}{16 * 431,8 * 640 * 195}} = 28,89 \text{ mm}$$



Seguidamente se comprueba si se cumple con las especificaciones dadas por la Sociedad de Clasificación, en primer lugar el diámetro del perno no debe de ser menor de 28,89 mm y por otro lado como máximo debe de ser el valor del diámetro del taladro de la brida 34,925 mm, por tanto esta condición se cumple satisfactoriamente.

11.6.1.1 Pernos que se van a utilizar

Para la brida que unen estos dos tramos de la línea de ejes se utilizarán 16 tornillos para unir las dos bridas de la unión. Como se ha dicho anteriormente, el diámetro de los pernos podrá ser como mucho del mismo diámetro que el orificio de los taladros. Teniendo en cuenta que el diámetro de los taladros es de 34,925 mm y que el diámetro mínimo de los pernos debe de ser de 29,51 mm, se utilizarán pernos con las siguientes características, según las normas DIN 931:



DIN 931 / DIN EN ISO 4014

DOWNLOAD PDF

Hex head bolts

Nominal size and thread diameter d	Pitch of thread P	Thread Length b			Depth of washer face c		Transition Diameter da	Diameter of unthreaded shank ds		Dia. of washer face dw	Width across corners e	Thickness of head k	Radius under head r	Width across flats s	
		coarse pitch	Bolt ≤125	Bolt 125-200	Bolt ≥200	min.	max.	max.	min.	max.	min.	min.	nom.	min.	min.
M10	1.50	28	32	45	0.15	0.6	11.20	9.84	10.0	14.47	17.59	8.40	0.4	15.57	18.00
M12	1.75	30	38	49	0.15	0.6	13.70	11.57	12.00	16.47	19.85	7.50	0.6	17.57	18.00
M14	2.00	34	40	53	0.15	0.6	15.70	13.57	14.00	19.15	22.78	8.80	0.6	20.18	21.00
M16	2.00	38	44	57	0.2	0.8	17.70	15.57	16.00	22.00	26.17	10.00	0.6	23.15	24.00
M18	2.50	42	48	61	0.2	0.8	20.20	17.57	18.00	24.85	29.58	11.50	0.6	26.18	27.00
M20	2.50	46	52	65	0.2	0.8	22.40	19.48	20.00	27.70	32.95	12.50	0.8	29.18	30.00
M22	2.50	50	56	69	0.2	0.8	24.40	21.48	22.00	31.35	37.29	14.00	0.8	33.00	34.00
M24	3.00	54	60	73	0.2	0.8	26.40	23.48	24.00	33.25	39.55	15.00	0.8	35.00	36.00
M27	3.00	60	68	79	0.2	0.8	30.40	26.48	27.00	38.00	45.20	17.00	1.0	40.00	41.00
M30	3.50	66	72	85	0.2	0.8	33.40	29.48	30.00	42.75	50.85	18.70	1.0	45.00	46.00
M33	3.50	-	78	91	0.2	0.8	36.40	32.38	33.00	46.55	55.37	21.00	1.0	49.00	50.00

Tabla 11.6: Selección pernos. Fuente: “DIN 931/DIN EN ISO 4014”



A continuación se procede a calcular la longitud de los pernos, mediante la siguiente ecuación:

$$L_p = (2 * e_{brida} + e_{arandela} + e_{tuerca}) + 25 = (2 * 63,5 + 4 + 24) + 25 = 180 \text{ mm}$$

Ecuación 11.25. Longitud de los pernos

Se le añaden 25 mm de margen para que el ajuste con la tuerca penetre un poco sobre los filetes del tornillo y no quede ajustado al final de éste.

11.6.1.2 Tuercas

Las tuercas que se van a utilizar cumplen con la norma ISO 4032, la cual muestra que es acorde con los pernos elegidos anteriormente. Son seleccionadas a partir del catálogo NORELEM. A continuación se muestra las dimensiones de las mismas para la unión eje de cola – eje intermedio:

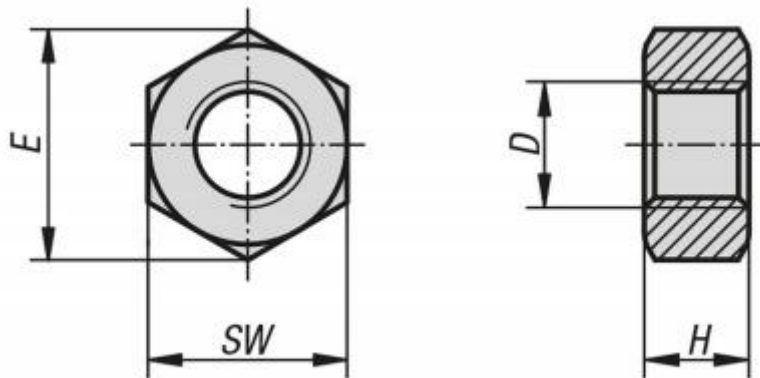


Figura 12.14: Croquis Tuerca. Fuente: “Catálogo NORELEM”

Atendiendo a la sección de tuercas con clase de resistencia de 8, ya que son el tipo de tuercas que le corresponden a un tornillo con clase de resistencia 8,8 , se muestran sus dimensiones:



Referencia	Materia	Color del cuerpo de base	Clase de resistencia	D	E	H	SV
07210-30	Acero	Acabado natural	8	M30	50,9	24	46
07210-33	Acero	Acabado natural	8	M33	55,4	26	50
07210-36	Acero	Acabado natural	8	M36	60,8	29	55
07210-203	Acero	Cincado	8	M3	6,01	2,4	5,5
07210-204	Acero	Cincado	8	M4	7,66	3,2	7
07210-205	Acero	Cincado	8	M5	8,79	4	8
07210-206	Acero	Cincado	8	M6	11,05	5	10
07210-208	Acero	Cincado	8	M8	14,38	6,5	13
07210-210	Acero	Cincado	8	M10	18,9	8	17
07210-212	Acero	Cincado	8	M12	21,1	10	19
07210-214	Acero	Cincado	8	M14	23,9	11	22
07210-216	Acero	Cincado	8	M16	26,76	13	24
07210-220	Acero	Cincado	8	M20	32,95	16	30
07210-222	Acero	Cincado	8	M22	35	18	32
07210-224	Acero	Cincado	8	M24	39,6	19	36
07210-227	Acero	Cincado	8	M27	45,2	22	41
07210-230	Acero	Cincado	8	M30	50,9	24	46
07210-233	Acero	Cincado	8	M33	55,4	26	50
07210-236	Acero	Cincado	8	M36	60,8	29	55

Tabla 11.7: Selección tuercas para unión eje de cola – eje intermedio. Fuente: “*Catálogo NORELEM*”

11.6.1.3 Arandelas

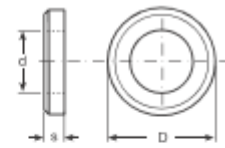
Las arandelas seleccionadas son las correspondientes a DIN 125, sus características son las que se muestran a continuación:



DIN 125
(ISO 7089/7090)

Arandela plana

Pulida/Zincada



	d	D	s	Estuchado	Pulida / Bisel	Zincada	Acero Tratado Pavonado (HV 300)
					Euros 100 piezas		
M 4	4,3	9	0,8	1000			
M 5	5,3	10	1	1000			
M 6	6,4	12	1,6	500			
M 7	7,4	14	1,6	500			
M 8	8,4	16	1,6	500			
M 10	10,5	20	2	500			
M 12	13	24	2,5	200			
M 13	13,5	24	2,5	200			
M 14	15	28	2,5	200			
M 16	17	30	3	100			
M 18	19	34	3	100			
M 20	21	37	3	100			
M 22	23	39	3	100			
M 24	25	44	4	50			
M 26	27	50	4	50			
M 27	28	50	4	25			
M 30	31	56	4	25			
M 33	34	60	5	25			

Tabla 11.8: Selección arandelas para unión eje de cola – eje intermedio. Fuente: “Catálogo RODAVIGO S.A”

11.6.1.4 Cálculo del par de apriete

El objetivo fundamental de este apartado es el cálculo del par de apriete que se debe de ejercer sobre los pernos con el fin de por unir las bridas. Ello se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Par_{apriete} = 0,2 * F_{apriete} * d$$

Ecuación 11.26

Dónde:

d; diámetro del perno



$F_{apriete}$: Fuerza de apriete por unidad de área. En este caso se tomará como valor el 75% de la carga de rotura del perno, es decir el 75 % de $640 \text{ N} / \text{mm}^2$ para así dejar un 25% de margen de seguridad. Por tanto:

$$640 * 0,75 = \frac{Fuerza_{apriete}}{\text{Área}} = \frac{Fuerza_{apriete} * 4}{\pi * d^2} = \frac{Fuerza_{apriete} * 4}{\pi * 30^2}$$

Despejando obtenemos el valor de la fuerza de apriete:

$$Fuerza_{apriete} = 339292 \text{ N} = 339,292 \text{ KN}$$

Una vez obtenido el valor de la fuerza de apriete, se está en condiciones de sustituir en la ecuación 12.26:

$$Par_{apriete} = 0,2 * 339,292 * 0,03 = 2,036 \text{ Kn} * m$$

11.6.3 Acoplamiento entre el motor propulsor y reductor

Entre el motor y el reductor se usará un acoplamiento del tipo torsioelástico, del fabricante Vulkan, que es capaz de absorber las desviaciones axiales, angulares y torsionales.

El momento máximo a transmitir deberá ser menor o igual que el par nominal del acoplamiento.

El momento máximo viene dado por:

$$Mt = \frac{9,55 * Kw}{rpm} = \frac{9,55 * 1500}{1000} = 14,325 \text{ KN} * m$$

Ecuación 11.27



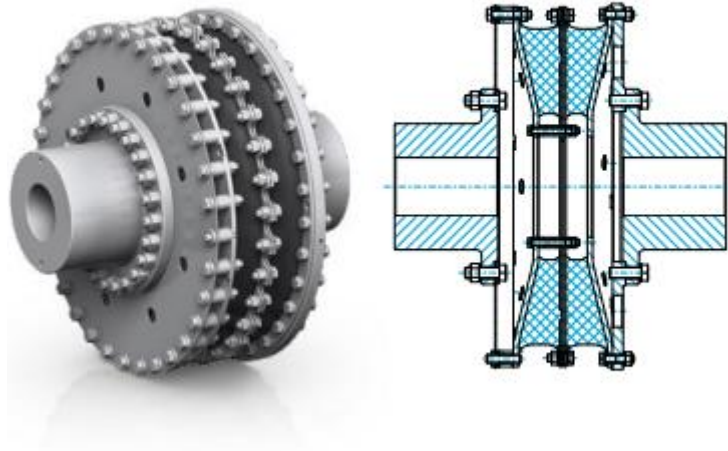


Figura 11.15: Acoplamiento flexible. Fuente: “Vulkan coupling”

La ilustración 12.16 muestra el tipo de acoplamiento que se va a utilizar, su área de aplicación se encuentra en sistemas principales, PTO de alta velocidad accionados por un motor diésel o motor eléctrico.

Finalmente, se seleccionarán dos acoplamientos del tipo RATOR R G 192 T, el cual produce un par nominal de 16 KN*m, para cada uno de los motores:

Kupplungstyp Type of Coupling		T_{KN}	T_{Kmax1}	T_{Kmax2}	ΔT_{Kmax}	T_{Kw}	P_{Kv50}	$n_{Kmax}^{(2)}$	ΔK_s	$\Delta K_r^{(2)}$	C_{10yn}	$C_{10yn}^{(1,2)}$	$\psi^{(1,2)}$
		[kNm]	[kNm]	[kNm]	[kNm]	[kNm]	[kW]	[1/min]	[mm]	[mm]	[kN/mm]	[kNm/rad] nominal	nominal
Größe Size	Baugruppe Dimension Group	Nenn Drehmoment Nominal Torque	Max. Drehmoment Max. Torque ₁	Max. Drehmoment Max. Torque ₂	Drehmoment Bereich Torque Range	Wechsel-drehmoment Vibratory Torque	Verlustleistung Power Loss	Drehzahl Rotational Speed	Axialer Kupplungsversatz Axial Coupling Displacement	Radialer Kupplungsversatz Radial Coupling Displacement	Radiale Federsteife Radial Stiffness	Dynamische Drehfedersteife Dynamic Torsional Stiffness	Verhältnismäßige Dämpfung Relative Damping
G 192Z	G 1920	12,5	16,0	56,5	19,0	3,8	0,76	2750	4,0	10,0	1,3	40	0,90
G 192W	G 1920	12,5	18,0	56,5	21,5	3,8	0,76	2750	4,0	10,0	1,6	50	1,13
G 192 T	G 1920	16,0	21,5	72,0	25,5	4,8	0,76	2750	4,0	7,0	2,2	70	1,13
G 212Z	G 2120	16,0	20,0	72,0	24,0	4,8	0,84	2525	5,0	10,0	1,4	51	0,90
G 212W	G 2120	16,0	22,0	72,0	26,5	4,8	0,84	2525	5,0	10,0	1,8	64	1,13
G 212T	G 2120	20,0	26,5	90,0	32,0	6,0	0,84	2525	5,0	7,0	2,5	88	1,13
G 232Z	G 2320	20,0	24,5	90,0	29,5	6,0	0,90	2350	5,5	11,0	1,6	64	0,90
G 232W	G 2320	20,0	28,0	90,0	33,5	6,0	0,90	2350	5,5	11,0	2,0	80	1,13
G 232T	G 2320	25,0	33,5	112,5	40,0	7,5	0,90	2350	5,5	8,0	2,8	110	1,13
G 241Z	G 2410	25,0	31,1	112,5	37,4	7,8	0,66	2125	6,0	3,4	5,8	337	0,90
G 241W	G 2410	25,0	35,0	112,5	42,0	7,8	0,66	2125	6,0	2,7	7,2	418	1,13
G 241T	G 2410	31,5	41,9	142,0	50,3	7,8	0,66	2125	6,0	1,9	10,2	594	1,13
G 241Y	G 2410	35,6	45,0	142,0	54,0	7,8	0,66	2125	6,0	1,3	15,0	730	1,13
G 252Z	G 2520	25,0	31,0	112,5	37,5	7,5	0,98	2125	6,0	12,0	1,6	80	0,90
G 252W	G 2520	25,0	35,0	112,5	42,0	7,5	0,98	2125	6,0	12,0	2,0	100	1,13
G 252T	G 2520	31,5	42,0	142,0	50,5	9,5	0,98	2125	6,0	9,0	2,8	139	1,13
G 262Z	G 2620	31,5	39,5	142,0	47,5	9,5	1,05	2000	6,0	13,0	1,7	100	0,90
G 262W	G 2620	31,5	44,5	142,0	53,5	9,5	1,05	2000	6,0	13,0	2,2	126	1,13



Tabla 11.9: Selección acoplamiento flexible, unión motor - reductor. Fuente: “*Vulkan coupling*”

Cuyas dimensiones son las siguientes:

Baugruppe Dimension Group	Abbildung Figure	Abmessungen Dimension												
		D ₁ [mm]	D ₃ [mm]		D ₁₀ [mm]	D ₁₄ [mm]	D ₁₅ [mm]	T ₁ [-]	D ₁₆ [mm]	L ₁ [mm]	L ₂ [mm]	L ₄ [mm]	L ₇ [mm]	L ₈ [mm]
			Min.	Max.				Talling/holes						
G 1920	A	595,0	70,0	150,0	-	585,0	558,0	32	13,5	347,0	175,0	-	125	-
G 2120	B	640,0	80,0	160,0	-	635,0	608,0	32	13,5	390,0	185,0	-	8,0	-
G 2320	B	685,0	110,0	170,0	-	680,0	650,0	32	15,5	411,0	195,0	-	10,0	-
G 2410	D	735,0	110,0	185,0	740,0	730,0	700,0	32	17,5	324,7	225,0	6,0	17,0	23,0
G 2520	B	735,0	110,0	185,0	-	730,0	700,0	32	15,5	463,0	225,0	-	10,0	-
G 2620	B	793,0	100,0	200,0	-	790,0	755,0	32	17,5	488,0	235,0	-	10,0	-
G 2730	C	800,0	100,0	200,0	800,0	790,0	755,0	32	17,5	500,0	235,0	6,0	11,0	21,0
G 2930	C	870,0	110,0	220,0	870,0	860,0	820,0	32	20,0	535,0	250,0	6,0	12,0	23,0
G 3110	E	925,0	115,0	235,0	-	920,0	880,0	32	20,0	452,2	285,0	-	12,0	-
G 3120	B	925,0	115,0	235,0	-	920,0	880,0	32	20,0	586,0	285,0	-	12,0	-

Tabla 11.10: Dimensiones acoplamiento flexible, unión motor - reductor. Fuente: “*Vulkan coupling*”

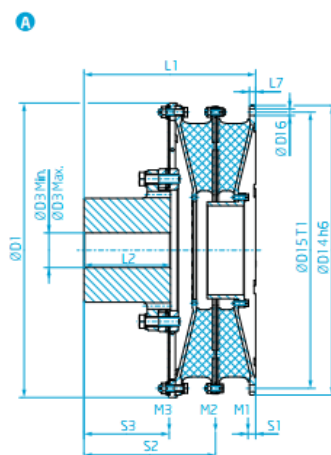


Figura 11.16: Croquis acoplamiento flexible. Fuente: “*Vulkan coupling*”

11.7 Análisis de las líneas de ejes mediante programa DT Beam

Con la utilización de programa DT Beam, se pretende obtener los diagramas de momentos flectores, fuerzas cortantes y la deformada de las líneas de ejes con sus valores máximos correspondientes, teniendo en cuenta de donde se colocan los apoyos, las uniones existentes entre los tres tramos que conforman la línea de ejes (uniones mediante bridas emperradas) y hélice.



Una vez que el programa analiza la línea de ejes que se ha representado, se deberá de prestar especial atención al valor del momento flector máximo, ya que dicho momento flector no debe de superar el 40% del límite de fluencia del material (Apuntes de DSP). En el caso de que no se cumpla la condición, se deben de ir moviendo los apoyos y recalculando las gráficas con sus valores máximos hasta conseguir el requisito especificado.

Cuando se haya comprobado la condición anterior, se estará en condiciones de poder pasar a seleccionar los cojinetes de apoyo mediante los valores de las reacciones que proporcionará el programa una vez analizadas las líneas de ejes.

A partir de las distancias máximas entre apoyos que se han calculado anteriormente, se deben de tener en cuenta otros aspectos para la colocación de los mismos. Hay también que considerar la posición de la bocina, la distancia total de la línea de ejes y la posición de las varengas, ya que los apoyos deben de estar situados encima de éstas, para que el es esfuerzo se pueda transmitir al resto de la estructura del buque.

Para poder calcular la distancia total de la línea de ejes se comienza calculando la eslora de la cámara de máquinas a partir de la expresión proporcionada por el “Proyecto básico del buque mercante”:

$$L_{CM} = 2,53 * Lpp^{0,34} + 3,87x10^{-6} * MCO^{1,5}$$

Ecuación 11.28: Eslora de cámara de máquinas

Sustituyendo queda una eslora de cámara de máquinas de 11,52 m. para poder conocer la distancia total de cada una de las líneas de ejes hay que tener en cuenta la longitud tanto del motor como de la reductora que lleva engranada. Dichas longitudes son las siguientes:

$$L_{MOTOR} = 2,830 \text{ m}$$

$$L_{REDUCTORA} = 1,950 \text{ m}$$



Son distancias que hay que tener en cuenta para poder restárselas a la eslora de la cámara de máquinas y ver que distancia finalmente va a atravesar la línea de ejes que lleva el buque. Otra distancia que hay que tener en cuenta es la de la bocina, la cual va a atravesar todo el pique de popa, para ello se ha tenido en cuenta lo que especifica la Sociedad de Clasificación “Lloyd’s Register”.

En primer lugar se calculará dónde se encuentra situado el mamparo de pique de popa, la Sociedad de Clasificación especifica que a 5,5% de la eslora entre perpendiculares, obteniéndose una distancia de:

$$66,04 * 0,055 = 3,63 \text{ m}$$

Por tanto se encuentra a 3,63 m de la perpendicular de popa, así que finalmente la distancia que va a atravesar la bocina de la línea de ejes es de 1,26 m, desde el pique de popa hasta llega a la hélice.

Teniendo en cuenta todas las distancias, la longitud de la línea de ejes es de 8 m.

En el programa también se debe considerar el peso de la hélice y los pesos que tienen la unión de las bridas empernadas, los cuales son calculados a continuación:

- Bridas unión eje de cola – eje intermedio:

Se calcula el peso de la unión mediante la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} P_{\text{eje cola-eje intermedio}} &= 2 * A * e * d = 2 * \pi * \frac{300^2}{4} * 66,7 * 0,00000785 \\ &= 74,02Kg * 9,81 = 726,136 \text{ N} \end{aligned}$$

Ecuación 11.29: Peso brida unión

- Bridas unión eje de intermedio – eje proa y eje de proa con reductora:

Se calcula el peso de la unión mediante la siguiente ecuación:



$$\begin{aligned} P_{eje\ eje\ intermedio-eje\ proa} &= 2 * A * e * d = 2 * \pi * \frac{250^2}{4} * 63,5 * 0,00000785 \\ &= 48,94Kg * 9,81 = 480,101 N \end{aligned}$$

Ecuación 11.30: Peso brida unión

Una vez decidido donde irán cada uno de los apoyos teniendo en cuenta todos los aspectos citados anteriormente se analizará la deformación de cada una de las líneas con el programa, comprobando a partir del mismo si se han situado en los lugares correctos para evitar una deformación peligrosa en la línea.

Las unidades que se han utilizado en el programa para introducir los datos son las siguientes:

- Distancia entre apoyos, en mm
- Área, en mm²
- Inercia lateral, en mm⁴
- Elasticidad, en (KN/mm²)
- Densidad, en (KN/mm³)



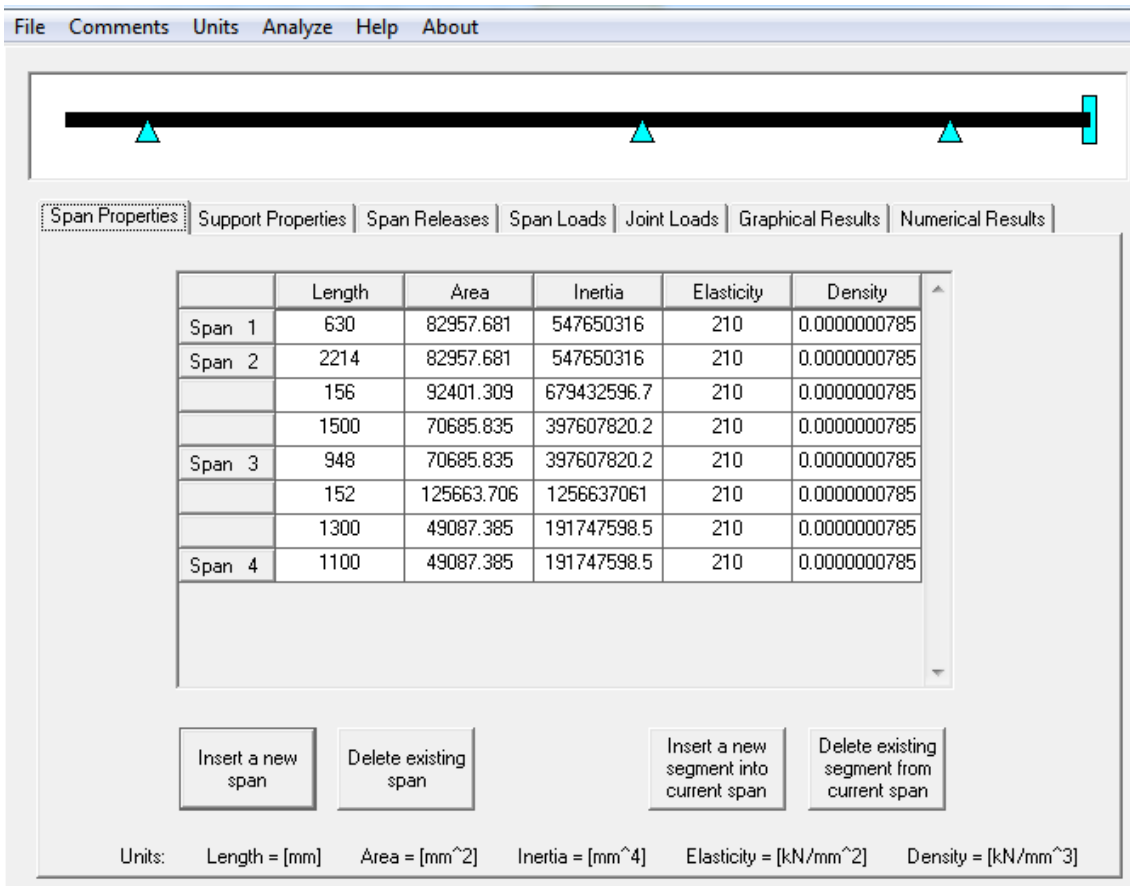


Figura 11.17: Análisis del sistema de transmisión de potencia.

Dónde:

- Span 1 es el tramo que hay desde la hélice hasta el centro de la bocina, donde se encontrará el primer apoyo. Será una distancia de 630 mm.
- Span 2, se divide en 3 tramos, el primero comienza desde el centro de la bocina hasta la unión mediante brida empernada del eje de cola con el eje intermedio. Será una distancia de 2214 mm

El siguiente tramo del span 2 es considerado como el espesor de la brida, es decir 156 mm.

El último tramo del segmento 2, se considera desde el espesor de la brida hasta el segundo apoyo. Una distancia de 1500 mm.



- Span 3, también se divide en otros 3 tramos, el primer tramo iría desde el segundo apoyo que se ha mencionado anteriormente hasta la unión del eje intermedio – eje proa. Una distancia de 948 mm.

El siguiente tramo del span 3 es considerado como el espesor de la brida, es decir 152 mm.

El último tramo del segmento 2, se considera desde el espesor de la brida hasta el tercer y último apoyo. Una distancia de 1300 mm.

- Span 4, distancia entre el último apoyo hasta la unión del eje de proa con la reductora, la cual va acoplada al motor y en el programa todo ese conjunto se considera un empotramiento.

Una vez introducidos los datos, se analizan los datos y el mismo programa muestra las gráficas correspondientes a los esfuerzos cortantes, a los momentos flectores y a la deformación correspondiente a la línea de ejes. Todas ellas se muestran a continuación:

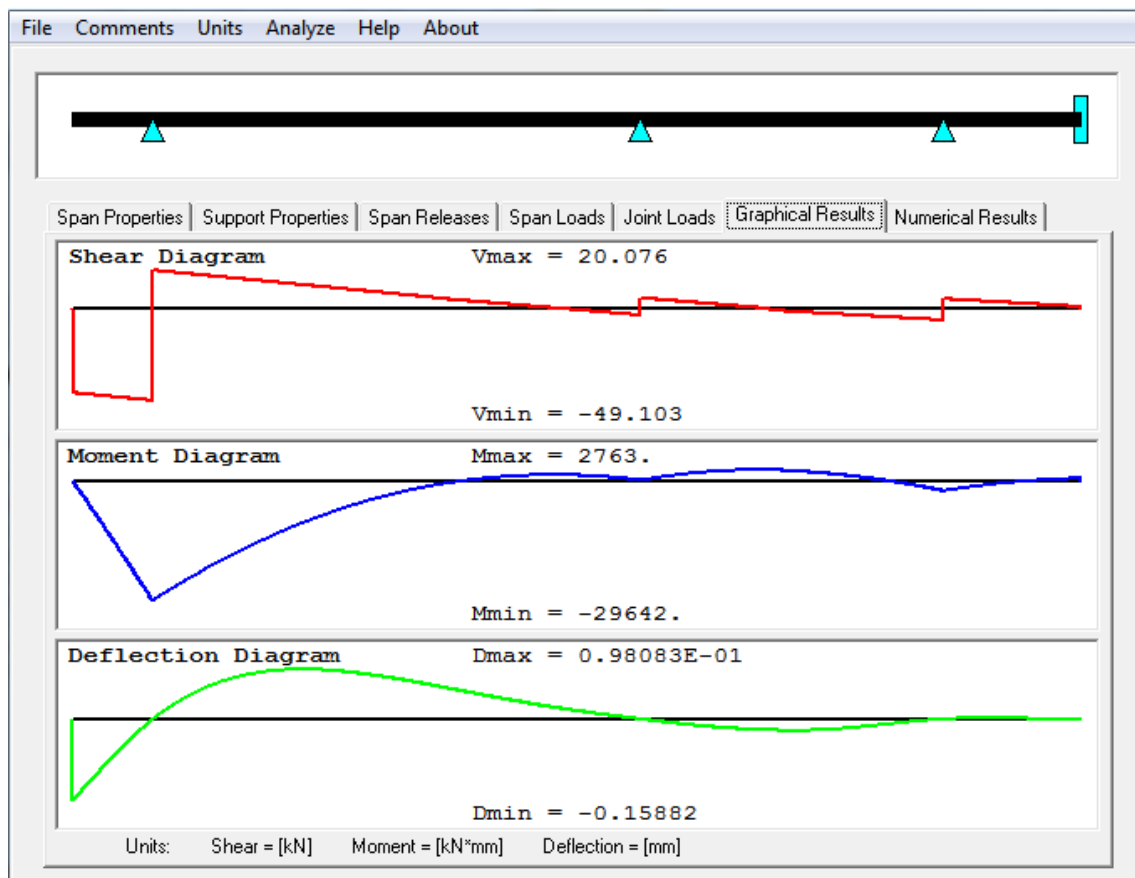


Figura 11.18: Gráficas de esfuerzos cortantes, momentos flectores y deformada de cada una de las líneas de transmisión del buque.

Todos los resultados numéricos que nos calcula el programa se pueden ver en el Anexo del final del proyecto.

Con el fin de comprobar si el diseño de la línea de ejes es válido se va comprobar si la tensión a flexión producida por el momento flector máximo es menor al 40% del límite elástico del material del eje (330 N/mm^2).

Se realiza con el momento flector máximo, ya que si con este se cumple la condición también se cumplirá con los demás momentos flectores que se produzcan en la línea.

El momento flector máximo en valor absoluto calculado por el programa es de 29642 KN/mm, en Newton equivale a 29642000 N/mm. A continuación se sustituirá en la ecuación siguiente para calcular la tensión a flexión en función de dicho momento:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 * Mf}{\pi * D^3}$$

Ecuación 11.31: Tensión a flexión máxima

Dónde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$; tensión máxima a flexión producida por el momento flector máximo, en N/mm^2

Mf; momento flector máximo en valor absoluto producido en la línea de ejes, en N/mm

D: diámetro del eje, en mm. Se considerará el diámetro del eje de cola, ya que como se puede comprobar en la gráfica realizada por el programa DT Beam, el mayor momento flector se da en el tramo cercano a la hélice debido a peso de la misma.

Sustituyendo queda el siguiente resultado:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 * 29642000}{\pi * 325^3} = 8,795 \text{ N/mm}^2$$

Ecuación 11.32: Tensión a flexión máxima



A continuación se realizará el 40% del límite elástico del material para poder compararlo con los $28,722 \text{ N/mm}^2$ correspondientes a la tensión a flexión máxima:

$$0,4 * 330 = 132 \text{ N/mm}^2$$

Como:

$$8,795 \text{ N/mm}^2 < 132 \text{ N/mm}^2$$

Se concluye con que es un diseño válido para la línea de ejes del buque proyecto.

11.8 Elección de los apoyos y de los sellos de bocina

El objetivo del presente apartado será la selección de los apoyos que se han calculado para la línea de ejes y además los sellos de la bocina. En primer lugar, la primera parte del apartado se centrará en la elección de los apoyos y en según y último lugar se centrará en la elección de los sellos de bocina. Además, se tendrá en cuenta que las líneas de ejes atraviesan el mamparo estanco de popa de la cámara de máquinas, por tanto también se realizará la elección de un pasamamparo estanco del eje.

Según la Sociedad de clasificación, la presión nominal que se calculará en cada uno de los apoyos no debe de superar a $0,8 \text{ N/mm}^2$

11.8.1 Elección de los apoyos de las líneas de ejes

Para poder sostener el peso de la línea de ejes, guiarlas en su rotación y evitar deslizamiento se van a utilizar como apoyos una serie de cojinetes. Antes de comenzar a describir el tipo de cojinetes que existen se mencionarán tres características que deben de tener los materiales con los que están fabricados los cojinetes:

En primer lugar el material debe de tener un coeficiente de rozamiento reducido.

El material debe de ser un buen transmisor del calor para que no se produzca una acumulación excesiva de calor, dañando o perjudicando el ajuste creado.

Por último hay que tener en cuenta que el material debe de tener una cierta dureza que ayude a soportar, sin que se deforme el cojinete por causa de la carga que puede actuar sobre él.



Los materiales que cumplen estas características son los siguientes:

- Metales blancos, son aleaciones a base de estaño (Sn), plomo (Pb) y antimonio (Sb), con la unión de cobre (Cu), cadmio (Cd) y níquel (Ni). Estos materiales poseen bajo coeficiente de rozamiento, para reducir al mínimo el calentamiento, y además tienen una elevada resistencia a la compresión, a los aumentos de temperatura momentáneos, a la fatiga y a la corrosión por defecto de los compuestos ácidos derivados de la oxidación de los lubricantes.
- Materiales sintéticos rígidos, se pueden mecanizar fácilmente y presentan coeficientes de fricción muy bajos, incluso algunos no necesitan lubricación adicional.
- Materiales sintéticos flexibles, son derivados de la goma y caucho. Esta composición es poco rígida, permitiendo una cierta elasticidad en el soportado que absorbe ruidos y vibraciones. Esto hace que sean especialmente utilizados en arbotantes y bocinas para aprovechar su principal particularidad, como es la lubricación con agua de mar y su inalterabilidad ante ésta.

Estos soportes deben facilitar la transmisión de potencia, reduciendo al máximo las pérdidas por fricción entre el cojinete y el eje.

A continuación se definen los tipos de cojinetes que se pueden encontrar:

- Cojinetes de fricción: denominados así debido a que la superficie fija y móvil friccionan por deslizamiento de una con otra. Ambas partes se encuentran separadas por una película de aceite:





Figura 11.29: Cojinete de fricción.

Para diseñarlos se utilizan materiales blandos que se deforman con facilidad, permitiendo un mecanizado muy fino y fácil adaptación de la superficie en la que se produce la fricción.

- Rodamientos: se trata de apoyos que permiten y facilitan la rotación del eje mediante inserción de elementos de revolución, tales como bolas, rodillos, etc que ruedan entre el soporte fijo y el eje.



Figura 11.20: Rodamiento.



A continuación se van a comparar los dos tipos de cojinetes para seleccionar el tipo que finalmente irá en la línea de ejes.

Las pérdidas por rozamiento son prácticamente del mismo orden tanto para cojinetes de fricción como para los rodamientos, por lo tanto este aspecto no se tendrá muy en cuenta a la hora de seleccionar el tipo de apoyo.

Los rodamientos son ventajosos cuando los momentos de arranque son altos debido a la acción giratoria de las bolas o cilindros y pueden soportar combinaciones de carga axial y radial.

Los rodamientos pueden soportar altas cargas por periodos cortos, por el contrario en el cojinete se suele dañar la superficie de fricción al romper la película de lubricante.

Los rodamientos se montan y desmontan con mayor facilidad que los cojinetes y se hace sin implicar otros elementos de la línea de ejes. Otra ventaja es que los rodamientos dan una advertencia cuando el fallo es inminente mientras que los cojinetes no avisan antes de que se produzca el fallo. El fallo en la lubricación de un rodamiento es menos catastrófico que en un cojinete.

Si se deben de seleccionar los apoyos teniendo en cuenta todos los aspectos indicados anteriormente, claramente se escogería como tipo de apoyo para la línea de ejes los rodamientos, pero los cojinetes cuentan con que son más económicos.

Teniendo en cuenta que las pérdidas por rozamiento en rodamientos y cojinetes bien diseñados con lubricación correcta son del mismo orden y que las prestaciones de más que nos ofrecen los rodamientos no son muy relevantes para el caso de buques, el factor que decide es el económico, por lo que finalmente los soportes seleccionados serán cojinetes de fricción.

Para poder dimensionar los cojinetes de fricción correspondientes se debe de obtener entre otras cosas su presión nominal, que va a depender del diámetro del eje en el que se encuentran y además de la carga estática que soportará cada cojinete de fricción. El programa DT Beam cuando analiza el diseño de la línea de ejes calcula las cargas



estáticas que soportarán cada cojinete y el apoyo de la bocina, por lo tanto teniendo ambos datos se está en condiciones de poder seleccionarlos.

Las reacciones en los apoyos son:

- Apoyo de la bocina : $69,178 \text{ KN/mm}^2$
- Chumacera de apoyo (eje intermedio): $9,14351 \text{ KN/mm}^2$
- Apoyo segundo cojinete (eje de proa): $11,32649 \text{ KN/mm}^2$

Tabla 11.11: Reacciones en los apoyos

Primer apoyo situado en el tubo de bocina:

En primer lugar se seleccionará el tubo de bocina mediante NAUTICEXPO, como se puede comprobar en la siguiente tabla el tubo de bocina seleccionado es SIZE 301 – 400, ya que el diámetro del eje de cola es de 325 mm

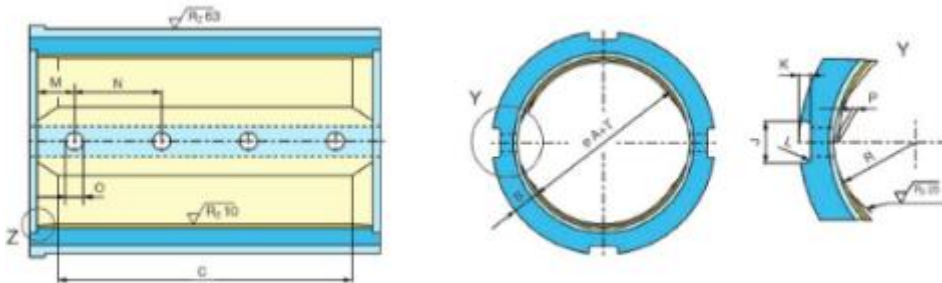


Figura 11.21: Tubo de bocina.



Explanation												
A	= Shaft diameter	A	B	C*	D	E	F	G	H	J	K	
B	= Including 3 mm machining allowance	101-200	28		2		10		1	40	8	
S	= Clearance with propeller shaft installed	201-300	33		2		15		1	40	8	
T	= Shaft clearance without bush being installed	301-400	38	A	3		20		1,5	50	13	
U	= Oversize	401-500	43	1,5 x A	3		25		1,5	50	13	
W	= Inside diameter of sterntube	501-600	48	0,5 x A	4	A + T + 2D	30	E + 10	2	63	18	
W+U	= Outside diameter of bush	601-700	53		4		35		2	63	18	
		701-800	58		4		40		2	63	18	
		801-900	63		4		45		2	63	18	
		901-1000	68		4		50		2	63	18	
		1001-1100	73		4		55		2	63	18	

* Bush length "C", taking into consideration the special rules of some classification societies.
 ** Only for the aft sterntube bush according to L.R.

Shaft tolerance required: ISO h6
 Shaft surface Rz 6,3 or better

Dimensions in mm											
L	M	N	O	P	R	S	T	U	V	V1**	
3	50	120-210	20	3		0,4-0,5	0,5	+0,05	+0,02/+0,03	2xM16x50	4xM16x50
3	50	120-210	20	3		0,5-0,6	0,6	+0,05	+0,02/+0,03	2xM16x50	6xM16x50
4	80	190-280	30	4,5		0,6-0,7	0,7	+0,05	+0,03/+0,05	2xM20x60	6xM20x60
4	80	190-280	30	4,5	0,35 x A	0,7-0,9	0,8	+0,15	+0,03/+0,05	2xM20x60	8xM20x60
4	110	260-350	40	6		0,8-1,0	0,9	+0,15	+0,03/+0,05	2xM20x60	8xM20x60
4	110	260-350	40	6		0,9-1,1	1,0	+0,15	+0,03/+0,05	2xM20x60	6xM24x70
4	140	330-420	40	6		1,0-1,3	1,2	+0,2	+0,04/+0,06	2xM20x60	6xM24x70
4	140	330-420	40	6		1,1-1,4	1,3	+0,2	+0,04/+0,06	2xM20x60	6xM24x70
4	170	400-490	40	6		1,2-1,5	1,4	+0,2	+0,04/+0,06	2xM20x60	6xM24x70
4	170	400-490	40	6		1,3-1,6	1,5	+0,2	+0,04/+0,06	2xM20x60	7xM24x70

Tabla 11.12: Dimensiones tubo de bocina

A continuación se calculará la presión nominal que soportará el apoyo situado en el centro de la bocina, mediante la siguiente expresión:

$$P_{nominal} = \frac{R_{apoyo}}{D * L}$$

Ecuación 11.33: Presión nominal que soporta el cojinete

Dónde:

$P_{nominal}$; presión nominal en N/mm²

R_{apoyo} ; reacción en el apoyo en N



D ; diámetro del eje en mm

L ; longitud del cojinete en mm, según la sociedad de clasificación, la longitud mínima debe de ser 2 veces el diámetro del eje.

Sustituyendo:

$$P_{nominal} = \frac{69178,78}{325 * 1260} = 0,169 \text{ N/mm}^2$$

Los cojinetes que irán dentro de la bocina se seleccionan del fabricante CEDERVALL “Cedervall sterntube bearing” es del tipo SIZE 31-40, ya que se ha tenido en cuenta el diámetro del eje de cola.

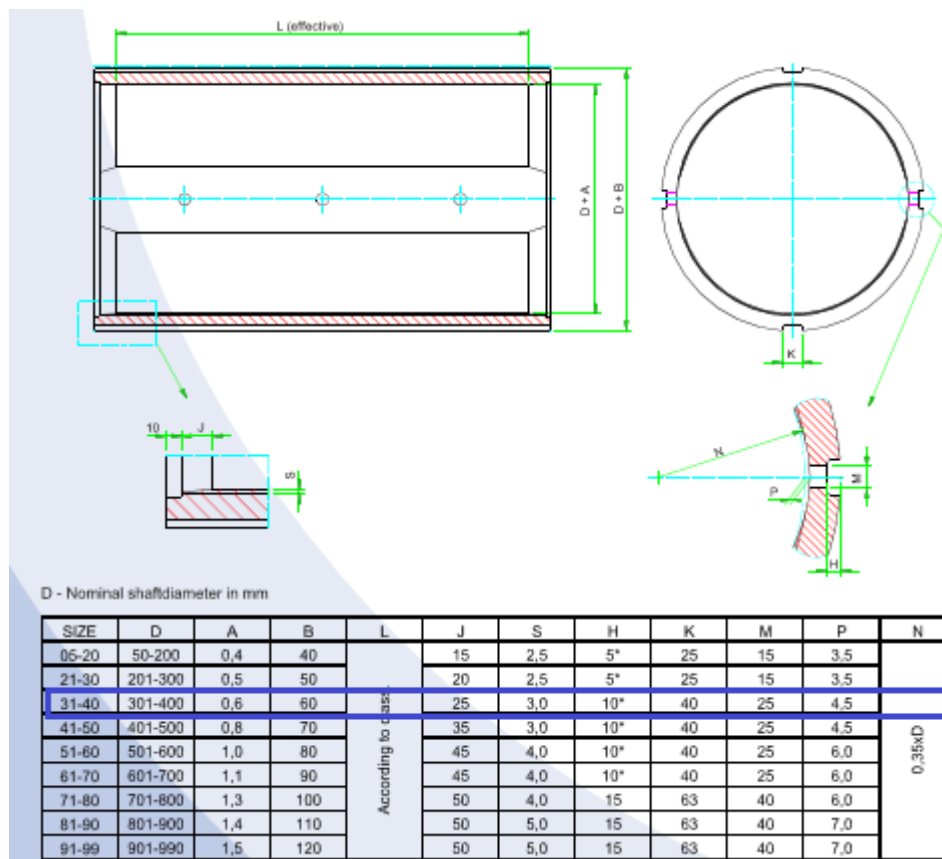


Tabla 11.13: Dimensiones cojinetes tubo de bocina



Primer cojinete, situado en el eje intermedio:

Se calculará, mediante el mismo procedimiento que el apoyo anterior, la presión nominal que soportará el apoyo situado en el eje intermedio, mediante la siguiente expresión:

$$P_{nominal} = \frac{R_{apoyo}}{D * L}$$

Dónde:

$P_{nominal}$; presión nominal en N/mm^2

R_{apoyo} ; reacción en el apoyo en N

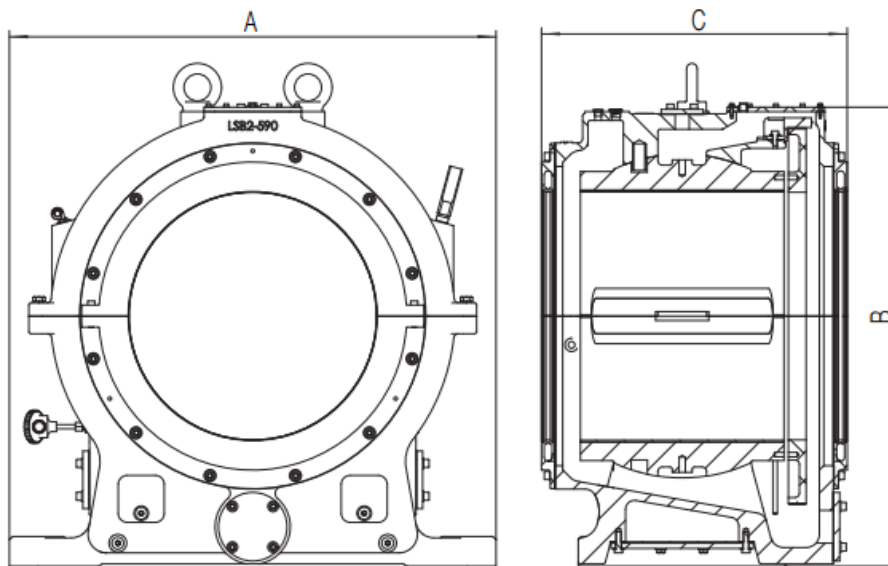
D ; diámetro del eje en mm

L ; longitud del cojinete en mm

Sustituyendo, teniendo en cuenta la longitud del cojinete seleccionado (WARTSILA) de la tabla siguiente, además cumple con lo expuesto en la Sociedad de Clasificación:

$$P_{nominal} = \frac{9143,51}{300 * 453} = 0,067 N/mm^2$$





Shaft sizes		165	210	240	270	300	330	360	400	430	470	510	550	590	630	670	710	750	800
Width A	mm	460	510	570	600	630	700	720	740	860	890	940	1050	1100	1140	1170	1200	1250	1340
	in	18.11	20.08	22.44	23.62	24.8	27.56	28.35	29.13	33.86	35.04	37.01	41.34	43.31	44.88	46.06	47.24	49.21	52.76
Height B	mm	411	471	501	552	612	646	689	734	781	844	902	967	1037	1104	1167	1225	1289	1364
	in	16.18	18.54	19.72	21.73	24.09	25.43	27.13	28.9	30.75	33.23	35.51	38.07	40.83	43.46	45.94	48.23	50.75	53.7
Length C	mm	336	361	402	425	453	473	503	523	553	583	621	651	691	807	846	892	922	987
	in	13.31	14.21	15.83	16.73	17.83	18.62	19.8	20.59	21.77	22.95	24.45	25.63	27.2	31.77	33.31	35.12	36.3	38.86

Bearing size	Shaft diameter				Bearing shell length		Weight		Standard working parameters		
	Min		Max		mm	in	kg	lbs	Radial load (kN)	Min rpm	Max rpm
	mm	in	mm	in							
165	100	3.94	165	6.5	120	4.72	106	233.69	19.8	80	347
210	166	6.54	210	8.27	150	5.91	142	313.06	31.5	62	273
240	211	8.31	240	9.45	180	7.09	176	388.01	43.2	54	239
270	241	9.49	270	10.63	200	7.87	219	482.81	54.0	47	212
300	271	10.67	300	11.81	230	9.06	267	588.63	69.0	43	191
330	301	11.85	330	12.99	250	9.84	305	672.41	82.5	38	173
360	331	13.03	360	14.17	280	11.02	354	780.44	100.8	35	159
400	361	14.21	400	15.75	300	11.81	420	925.94	120.0	31	143
430	401	15.79	430	16.93	330	12.99	551	1214.75	141.9	29	133
470	431	16.97	470	18.5	360	14.17	661	1457.26	169.2	26	122
510	471	18.54	510	20.08	390	15.35	768	1693.15	198.9	24	112
550	511	20.12	550	21.65	420	16.54	902	1988.57	231.0	22	104
590	551	21.69	590	23.23	460	18.11	1083	2387.61	271.0	20	97
630	591	23.27	630	24.8	490	19.29	1286	2835.14	308.7	19	91
670	631	24.84	670	26.38	520	20.47	1397	3079.86	348.4	18	86
710	671	26.42	710	27.95	550	21.65	1715	3780.93	390.5	17	81
750	711	27.99	750	29.53	580	22.83	1885	4155.71	435.0	16	76
800	751	29.57	800	31.49	620	24.41	2195	4839.15	496.0	14	72

Tabla 11.14: Dimensiones cojinete apoyo eje intermedio.



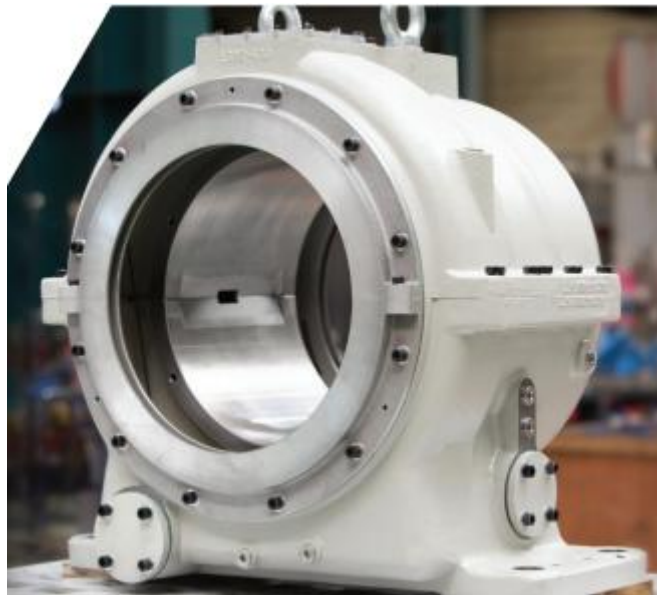


Figura 11.22: Tipo de cojinete seleccionado.

Segundo cojinete, situado en el eje de proa:

Este segundo cojinete es del mismo tipo que el seleccionado anteriormente, en las tablas que se muestran a continuación se puede ver que tanto el diámetro del eje intermedio como del eje de proa se encuentra dentro del rango del cojinete SIZE 210.

Por tanto se calculará, mediante el mismo procedimiento que el apoyo anterior, la presión nominal que soportará el apoyo situado en el eje de proa, mediante la siguiente expresión:

$$P_{nominal} = \frac{R_{apoyo}}{D * L}$$

Dónde:

$P_{nominal}$; presión nominal en N/mm²

R_{apoyo} ; reacción en el apoyo en N

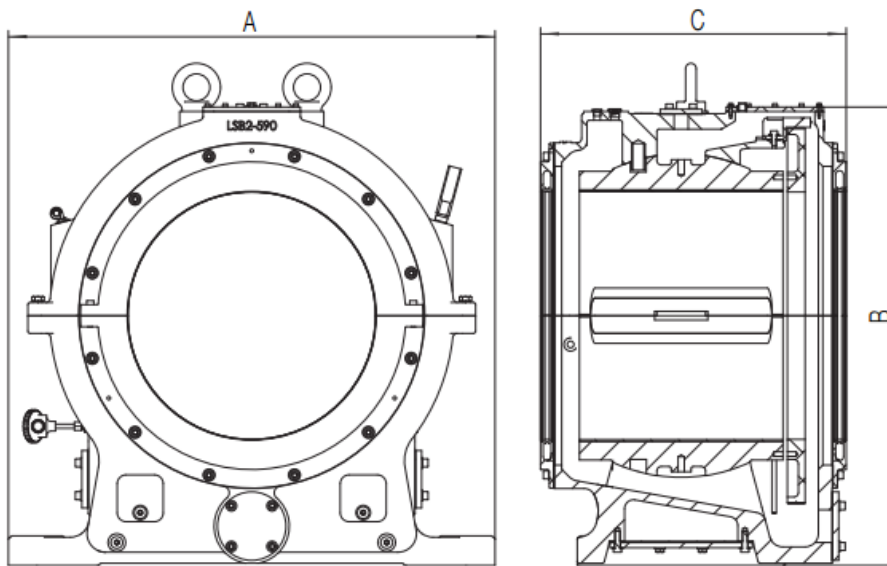
D ; diámetro del eje en mm



L ; longitud del cojinete en mm

Sustituyendo, teniendo en cuenta la longitud del cojinete seleccionado (WARTSILA) de la tabla siguiente, ya que también cumple con lo solicitado por la Sociedad de Clasificación:

$$P_{nominal} = \frac{11326,49}{250 * 425} = 0,107N/mm^2$$



Shaft sizes		165	210	240	270	300	330	360	400	430	470	510	550	590	630	670	710	750	800	
Width	A	mm	460	510	570	600	630	700	720	740	860	890	940	1050	1100	1140	1170	1200	1250	1340
		in	18.11	20.08	22.44	23.62	24.8	27.56	28.35	29.13	33.86	35.04	37.01	41.34	43.31	44.88	46.06	47.24	49.21	52.76
Height	B	mm	411	471	501	552	612	646	689	734	781	844	902	967	1037	1104	1167	1225	1289	1364
		in	16.18	18.54	19.72	21.73	24.09	25.43	27.13	28.9	30.75	33.23	35.51	38.07	40.83	43.46	45.94	48.23	50.75	53.7
Length	C	mm	336	361	402	425	453	473	503	523	553	583	621	651	691	807	846	892	922	987
		in	13.31	14.21	15.83	16.73	17.83	18.62	19.8	20.59	21.77	22.95	24.45	25.63	27.2	31.77	33.31	35.12	36.3	38.86



Bearing size	Shaft diameter				Bearing shell length		Weight		Standard working parameters		
	Min		Max		mm	in	kg	lbs	Radial load (kN)	Min rpm	Max rpm
	mm	in	mm	in							
165	100	3.94	165	6.5	120	4.72	106	233.69	19.8	80	347
210	166	6.54	210	8.27	150	5.91	142	313.06	31.5	62	273
240	211	8.31	240	9.45	180	7.09	176	388.01	43.2	54	239
270	241	9.49	270	10.63	200	7.87	219	482.81	54.0	47	212
300	271	10.67	300	11.81	230	9.06	267	588.63	69.0	43	191
330	301	11.85	330	12.99	250	9.84	305	672.41	82.5	38	173
360	331	13.03	360	14.17	280	11.02	354	780.44	100.8	35	159
400	361	14.21	400	15.75	300	11.81	420	925.94	120.0	31	143
430	401	15.79	430	16.93	330	12.99	551	1214.75	141.9	29	133
470	431	16.97	470	18.5	360	14.17	661	1457.26	169.2	26	122
510	471	18.54	510	20.08	390	15.35	768	1693.15	198.9	24	112
550	511	20.12	550	21.65	420	16.54	902	1988.57	231.0	22	104
590	551	21.69	590	23.23	460	18.11	1083	2387.61	271.0	20	97
630	591	23.27	630	24.8	490	19.29	1286	2835.14	308.7	19	91
670	631	24.84	670	26.38	520	20.47	1397	3079.86	348.4	18	86
710	671	26.42	710	27.95	550	21.65	1715	3780.93	390.5	17	81
750	711	27.99	750	29.53	580	22.83	1885	4155.71	435.0	16	76
800	751	29.57	800	31.49	620	24.41	2195	4839.15	496.0	14	72

Tabla 11.15: Dimensiones cojinete apoyo eje proa..

11.8.2 Elección de los sellos de bocina

El buque proyecto al contar con una sola línea de ejes, va a necesitar 2 sellos de bocina. En concreto, uno para el inicio del tubo de la bocina y el otro para el final del tubo de la bocina. Los sellos seleccionados son del fabricante CEDERVALL. A continuación se muestran las dimensiones de los sellos de bobina, tanto el de popa como el de proa.

El sello de popa de la bocina será del tipo SIZE 13 “SQA Split oil lubricated aft sterntube seal” y el sello de proa de la bocina será del tipo SIZE 13 “AQF Split oil lubricated forward sterntube seal”.

11.8.3 Pasamamparo

La línea de ejes atraviesa el mamparo de pique de popa el cual es estanco y por ello se selecciona un prensaestopas, para garantizar la estanqueidad del mamparo. El prensaestopas es seleccionado por el fabricante CENTRAX “Seal for Bulkhead



Openings”, el modelo seleccionado es SIZE 320, ya que el diámetro del eje en ese tramo será de 325 mm.

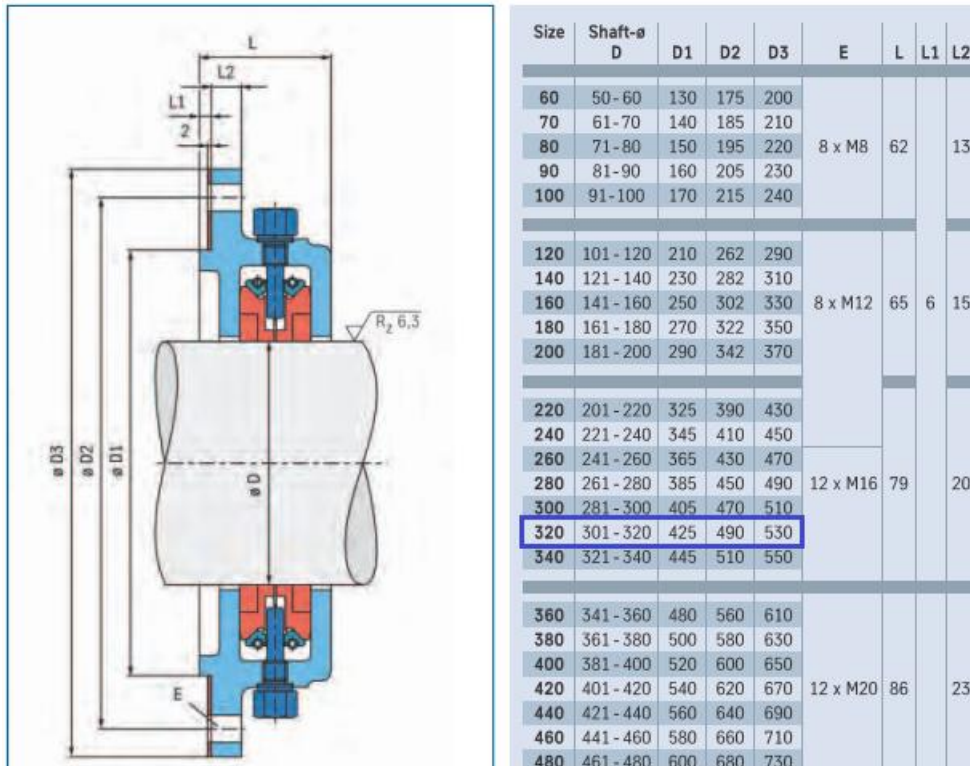


Tabla 11.16: Dimensiones pasamamparo

11.8.4 Mantenimiento de línea de ejes

Una vez que el buque esté en servicio, es necesario efectuar una serie de reconocimientos periódicos para el mantenimiento de las citadas líneas de ejes. En todas las varadas del buque, se procederá a tomar huelgos en el tubo de bocina y en los demás cojinetes. Cuando los huelgos en los cojinetes están fuera de tolerancias, es preciso extraer el eje de cola para sacar dichos cojinetes.

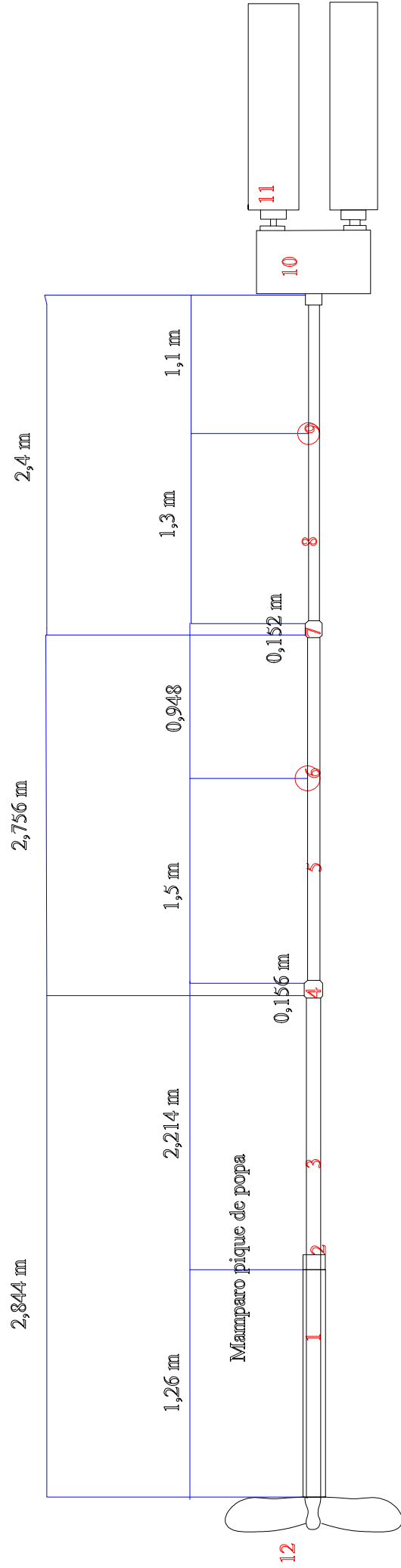
Si por haber encallado el buque o por otra causa cualquiera se desea comprobar si la línea de ejes ha sufrido alguna desalineación, se realiza el método denominado trazado geométrico.



19 de diciembre de 2017

En todo caso, hay que procurar desmontar siempre los menos elementos posibles de la línea de ejes ante cualquier avería y siempre ha de impedirse que haya necesidad de desmontar parte del motor, en este caso motores principales.





1 Tubo de bocina

2 Pasamamparo

3 Eje de cola

4 Brida unión eje cola-eje intermedio

5 Eje intermedio

6 Apoyo (eje intermedio)

7 Brida unión eje intermedio -eje proa

8 Eje proa

9 Apoyo (eje proa)

10 Reductora

11 Motores eléctricos

12 Hélice

Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

Trabajo Fin de Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

Sonia Martínez Muñoz

19/12/2017

Capítulo 12. Análisis matemático de la ecuación de Van Der Pol



Universidad
Politécnica
de Cartagena



12. Análisis matemático de la ecuación de Van der Pol

12.1 Introducción

La vibración Whirling es una parte importante de los cálculos de diseño de un eje marino. De hecho, todas las Sociedades de Clasificación requieren un cálculo de vibración Whirling (giratoria) con ejes de propulsión para poder conocer las determinadas velocidades críticas, es decir, el cálculo de la vibración Whirling libre. Sin embargo, la vibración Whirling es una fuente de falla por fatiga del soporte y de los cojinetes del tubo de popa, la destrucción de los ejes de alta velocidad con juntas universales, el ruido y las vibraciones del casco. Hay muchas incertidumbres en el cálculo de la vibración Whirling, concretamente en el modelado de sistemas de ejes, en la determinación de las fuerzas de excitación y amortiguación. Además, las matemáticas del cálculo de vibración Whirling son mucho más complejas que las torsionales o axiales. El eje de propulsión marina se puede estudiar como un sistema de vibración auto sostenido que puede modelarse con la ecuación de Van der Pol. En el presente documento, se presenta una forma alternativa para resolver la ecuación de Van der Pol:

$$M\ddot{x} + cx + kx = 0$$

Donde c se define como:

$$c = (-c_1 + c_2x^2)$$

12.2 Ecuación de Van der Pol

Este apartado se basa en el documento de “*El oscilador de Van der Pol*” realizado por Silvia Larraza Hénandez y Víctor José Palencia Gómez para poder explicar matemáticamente de donde viene la ecuación de Van der Pol.

El oscilador de Van der Pol es un sistema dinámico que incluye retroalimentación positiva y un elemento resistivo no lineal. En su aplicación original, a principios del siglo pasado, el oscilador eléctrico con un elemento no lineal se utilizó como precursor de los primeros radios comerciales. Un circuito de este tipo favorece las oscilaciones pequeñas y amortigua las grandes. En este artículo se analiza el comportamiento del oscilador de Van der Pol con un voltaje x y un coeficiente de amortiguamiento ε . Para



$\varepsilon = 0$ el sistema es un oscilador lineal no amortiguado. A medida que ε crece, lo hace también la no linealidad del sistema. El sistema tiene un solo punto de equilibrio, que es el punto $P(0,0)$, el cual siempre resulta ser inestable (repulsor), pero todas las trayectorias a partir de él tienden en espiral a un ciclo límite y a éste también tienden a decaer aquellas trayectorias cuyas amplitudes son más grandes que la amplitud del ciclo límite.

12.1.1 Introducción

Balthasar Van der Pol fue un físico e ingeniero holandés que nació en Utrecht, en 1889 y murió en Wassenaar en 1959. Aunque se conoce mejor a Van der Pol por su trabajo con circuitos eléctricos, descubrió una amplia variedad de sistemas que presentan oscilaciones: el arpa eólica, un martillo neumático, el rechinido de un cuchillo en un plato, el ondear de una bandera al viento, el ocasional zumbido de una llave de agua, la recurrencia periódica de epidemias y crisis económicas... y, por último, el latido del corazón [12]. Van der Pol agrupó varios fenómenos en una sola categoría de sistemas que presentan oscilaciones periódicas.

El oscilador de Van der Pol es un sistema dinámico consistente en un circuito eléctrico no lineal utilizado a principios del siglo pasado. De hecho, Van der Pol fue precursor de los primeros radios comerciales cuando propuso su modelo en 1920 siendo ingeniero de Philips Company (Netherlands). Este oscilador con amortiguamiento no lineal está gobernado por la siguiente ecuación diferencial de segundo grado homogénea:

$$x'' - \varepsilon(1 - x^2)x' + x = 0$$

Ecuación 1.

Donde x es la variable dinámica y el parámetro $\varepsilon > 0$, por las características físicas del circuito.

A continuación se llevará a cabo un estudio matemático formal de las características y comportamiento del oscilador de Van der Pol desde el punto de vista de los sistemas dinámicos en función de la variable x , que representa el voltaje del circuito, y del



parámetro de amortiguamiento ε que aparecen en la Ecuación 1, con el objeto de encontrar sus condiciones de estabilidad y la posible presencia de ciclos límite en el sistema. Para esto se seguirá una técnica de análisis del sistema de ecuaciones diferenciales que corresponde a la ecuación diferencial original a través de las características de la matriz de coeficientes del sistema y el Teorema de Liénard.

12.1.2 Análisis

Cuando x es pequeña, el término cuadrático x^2 es despreciable y la ecuación del sistema se convierte en una ecuación diferencial lineal con amortiguamiento negativo $-\varepsilon$, es decir:

$$x'' - \varepsilon x' + x = 0$$

Ecuación 2.

El sistema de ecuaciones de primer orden correspondiente a esta ecuación es:

$$x' = y$$

$$y' = \varepsilon y - x$$

Ecuación 3.

Cálculo del punto fijo

$$x' = y = 0$$

$$y' = \varepsilon y - x = 0$$

Tenemos que

$$y = 0$$

Es decir, $P(x = 0, x' = 0)$,

$$x = 0$$



La matriz del sistema lineal es [16]

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1 & \varepsilon \end{bmatrix}$$

Ecuación 4.

Donde

$$\text{tr } A = \varepsilon$$

$$\det A = 1 > 0 \quad \text{siempre}$$

De esta manera, como se puede observar en el diagrama de bifurcación traza – determinante [13, 14] (Figura 1), no tendremos puntos Silla y el punto fijo $P(x = 0, x' = 0)$ es inestable (espirales fuente o inestables cuando $0 < \varepsilon < 2$ y nodos fuente o inestables cuando $\varepsilon \geq 2$) (Figuras 2 a 5). Por lo tanto, cuando x es pequeña el sistema es inestable alrededor del punto fijo.

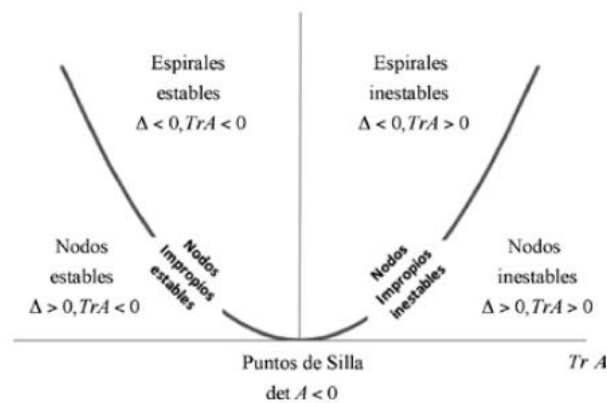


Figura 1. Diagrama de bifurcación traza – determinante.



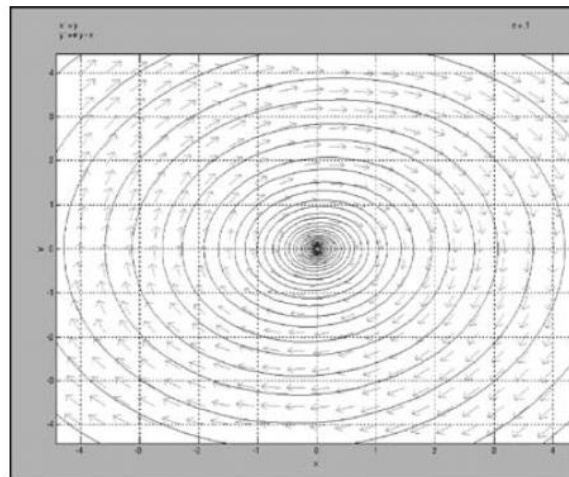


Figura 2. Diagrama de fase del sistema lineal para $\varepsilon = .1$

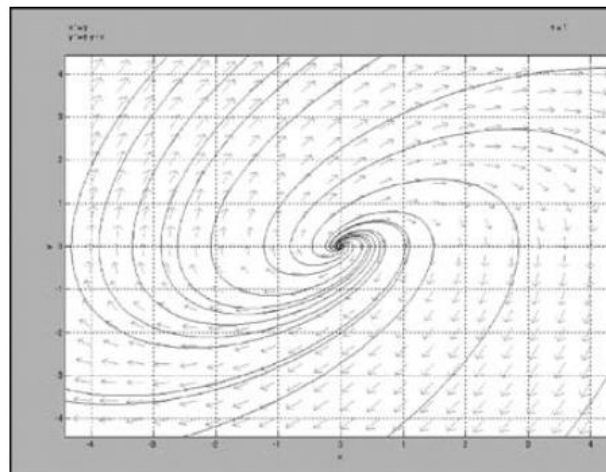


Figura 3. Diagrama de fase del sistema lineal para $\varepsilon = 0$



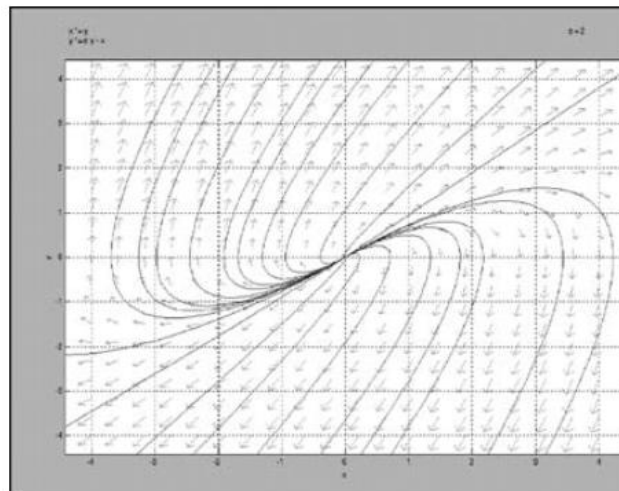


Figura 4. Diagrama de fase del sistema lineal para $\varepsilon = 2$

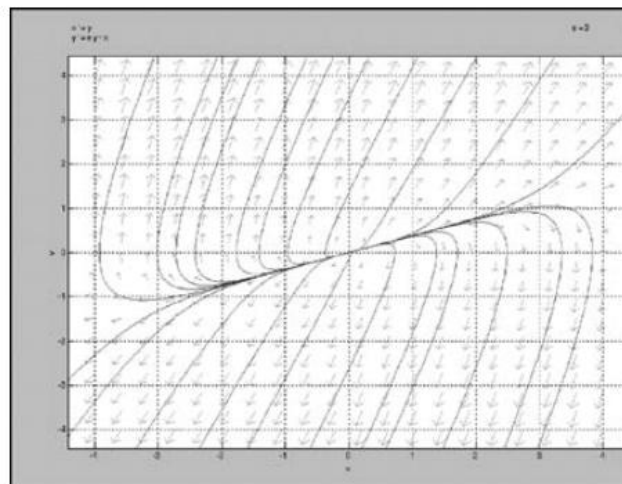


Figura 5. Diagrama de fase del sistema lineal para $\varepsilon = 3$

Cuando X es grande, el término X^2 es el dominante y el amortiguamiento positivo. Por consiguiente se espera que el comportamiento del sistema esté restringido a algún área alrededor del punto fijo. En realidad, el sistema de Van der Pol satisface el teorema de Liénard [13], ya que de la Ecuación 1 tenemos

$$x' = y$$

$$y' = \varepsilon(1 - x^2)y - x$$



Donde

$$f(x) = -\varepsilon(1 - x^2) \quad y \quad g(x) = x$$

Ambas funciones cumplen los siguientes requisitos

- i) Son continuas, lo mismo que sus derivadas para cualquier x .
- ii) $g(x) = x$ es impar y tal que $g(x) > x$ si $x < 0$. $f(x)$ es par.
- iii) La función impar que se obtiene de $\int_0^x f(u)du$:
 - a) Tiene exactamente una raíz positiva en $x = \sqrt{3}$
 - b) Es negativa para $0 < x < \sqrt{3}$
 - c) Es positiva y no decreciente para $x > \sqrt{3}$
 - d) Tiende a ∞ si $x \rightarrow \infty$

Entonces el sistema original correspondiente tiene una única trayectoria cerrada que rodea el origen y a ella tienden en espiral todas las demás trayectorias, asegurándose con esto que hay un ciclo límite estable en el espacio fase. Por tanto, el sistema de Van del Pol es un sistema Liènard.

Usando ahora la transformación de Liènard

$$y = x - \frac{x^3}{3} - \frac{x'}{\varepsilon}$$

Ecuación 5.

Se obtiene

$$x' = \varepsilon \left(x - \frac{x^3}{3} - y \right)$$

Ecuación 6.

Derivando la Ecuación 5

$$y' = x'(1 - x^2) - \frac{x''}{\varepsilon}$$



Ecuación 7.

De la ecuación 1

$$x = -x' + \varepsilon(1 - x^2)x'$$

Ecuación 8.

O bien

$$\frac{x}{\varepsilon} = -\frac{x''}{\varepsilon} + (1 - x^2)x'$$

Ecuación 9.

Igualando (7) y (9)

$$y' = \frac{x}{\varepsilon}$$

Ecuación 10.

Por lo tanto la ecuación (1) puede reescribirse como

$$x' = \varepsilon \left(x - \frac{1}{3}x^2 - y \right)$$

Ecuación 11.

$$y' = \frac{x}{\varepsilon}$$

Ecuación 12.

12.1.3 Amortiguamiento pequeño

Como $\varepsilon \ll 1$, es conveniente reescribir la Ecuación 1 como

$$x' = \varepsilon \left(x - \frac{1}{3}x^3 \right) - y$$

Ecuación 13.



$$y' = x$$

Ecuación 14.

Donde se usó la transformación $y = \varepsilon \left(x - \frac{x^3}{3} \right) - x'$ y se siguieron los mismos pasos del desarrollo inmediato anterior.

Cálculo del punto fijo

$$x' = 0; \quad \rightarrow \quad \varepsilon \left(x - \frac{1}{3} x^3 \right) - y = 0$$

Ecuación 15.

$$y' = 0; \quad \rightarrow \quad x = 0$$

Ecuación 16.

Sustituyendo Ecuación 16 en Ecuación 15 obtenemos nuevamente el punto fijo P(0,0).

Linealización

Si se las Ecuaciones 13 y 14 hacemos $f = \varepsilon \left(x - \frac{1}{3} x^3 \right) - y$, $g = x$ y derivamos parcialmente a x y con respecto a y obtenemos

$$\frac{\partial f}{\partial x} = \varepsilon - \varepsilon x^2 \frac{\partial f}{\partial y} = -1$$

$$\frac{\partial g}{\partial x} = 1 \qquad \frac{\partial g}{\partial y} = 0$$

La matriz Jacobiana del sistema es

$$J_{(x,y)} = \begin{bmatrix} \varepsilon - \varepsilon x^2 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}$$

Valuando la matriz Jacobiana en el punto de equilibrio P(0,0) para $\varepsilon \ll 1$:

$$J_{(0,0)} = \begin{bmatrix} \varepsilon & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}$$



Obtenemos $tr J = \varepsilon$, $\det J = 1$, por lo que alrededor del punto de equilibrio se obtienen espirales fuente. El punto de equilibrio en estas condiciones resultó ser, una vez más, inestable (repulsor) (Figuras 6 y 7).

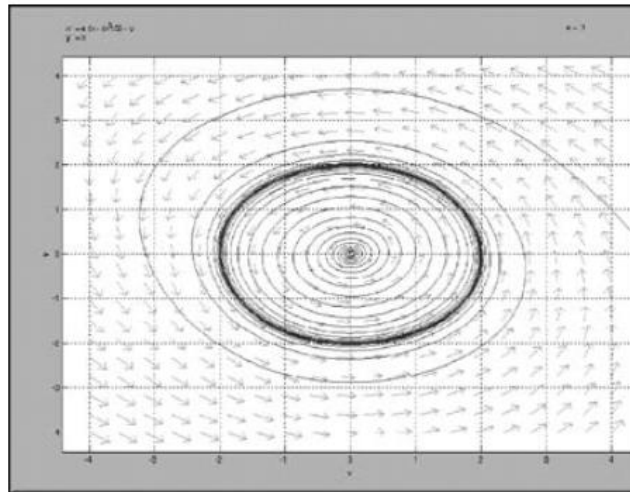


Figura 6. Diagrama de fase del sistema lineal para $\varepsilon = .1$

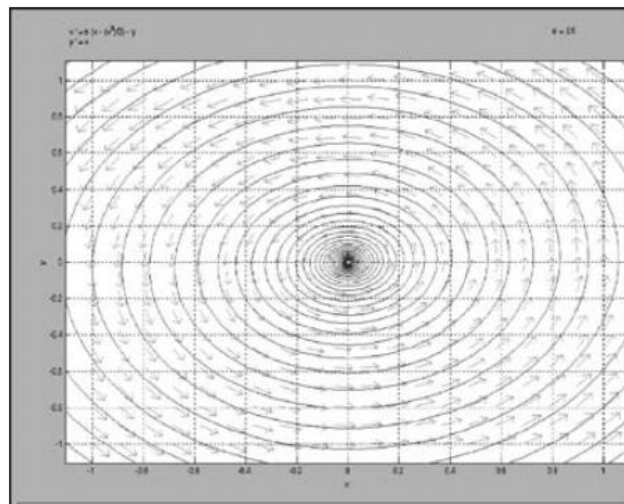


Figura 7. Diagrama de fase del sistema lineal para $\varepsilon = .05$

En el caso límite, si $\varepsilon = 0$ (amortiguamiento nulo) el sistema es lineal, preserva la energía y se tiene



$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix}$$

Ecuación 17.

La matriz del sistema es

$$B = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}$$

Ecuación 18.

Donde $tr B = 0$, $\det B = 1$. En este caso se obtienen centro (Figura 8).

El polinomio característico es $p(\lambda) = \lambda^2 + 1$

Los valores propios son

$$\lambda = \pm i$$

Ecuación 19.

Obtención de los vectores propios [16]

Para $\lambda_1 = i$

$$\begin{bmatrix} -i & -1 \\ 1 & -i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Resolviendo

$$y = -ix, \quad \text{por lo tanto: } v_1 = \begin{bmatrix} 1 \\ -i \end{bmatrix}$$

Para $\lambda_2 = -i$

$$\begin{bmatrix} i & -1 \\ 1 & i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Resolviendo



$$y = ix, \quad \text{por lo tanto: } v_2 = \begin{bmatrix} 1 \\ i \end{bmatrix}$$

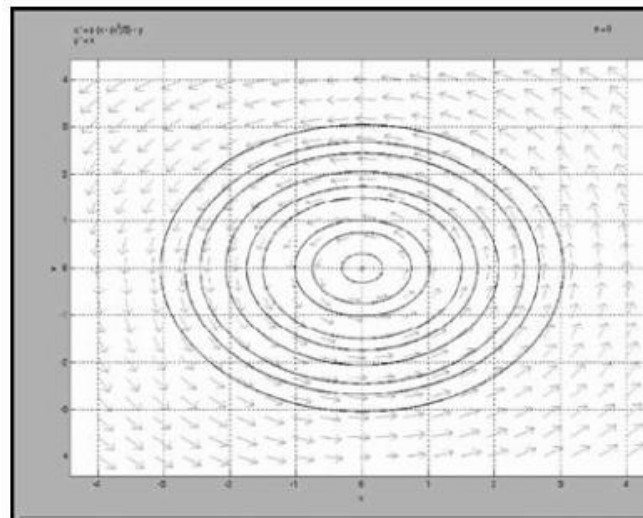


Figura 8. Diagrama de fase del sistema lineal para $\varepsilon = 0$

Entonces, la solución del sistema en término de los vectores propios se puede escribir como

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} &= C_1 \begin{bmatrix} 1 \\ -i \end{bmatrix} e^{it} + C_2 \begin{bmatrix} 1 \\ i \end{bmatrix} e^{-it} \\ &= C_1 \begin{bmatrix} 1 \\ -i \end{bmatrix} (\cos t + isent) + C_2 \begin{bmatrix} 1 \\ i \end{bmatrix} (\cos t - isent) \end{aligned}$$

De modo que

$$x = D \cos t + E \sin t$$

Ecuación 22.

$$y = D \sin t - E \cos t$$

Ecuación 23.

Que también se puede escribir como

$$x = A \cos(t + \phi)$$



Ecuación 24.

$$y = A \operatorname{sen}(t + \phi)$$

Ecuación 25.

Para obtener la solución aproximada para pequeños valores de ε ($\varepsilon \ll 1$) se consideran nuevas variables (u,v), que rotan con la solución sin perturbarla, es decir

$$u = x \cos t + y \operatorname{sen} t$$

$$v = -x \operatorname{sen} t + y \cos t$$

Sustituyéndolas en las Ecuaciones 13 y 14 se obtiene

$$u' = \varepsilon \left[u \cos t - v \operatorname{sen} t - \frac{1}{3} (u \cos t - v \operatorname{sen} t)^3 \right] \cos t$$

Ecuación 26.

$$v' = -\varepsilon \left[u \cos t - v \operatorname{sen} t - \frac{1}{3} (u \cos t - v \operatorname{sen} t)^3 \right] \operatorname{sen} t$$

Ecuación 27.

Como u' y v' son $O(\varepsilon)$, la velocidad cambiante de u y v es mucho menor que la de $\cos t$ y $\operatorname{sen} t$. entonces se puede aplicar la teoría del promedio a las Ecuaciones 26 y 27. Integrando los miembros derechos de estas ecuaciones con respecto a t desde 0 a $T = 2\pi$, manteniendo fijas a u y v se obtiene

$$u' = \frac{\varepsilon}{8} u [4 - (u^2 + v^2)]$$

Ecuación 28.

$$v' = \frac{\varepsilon}{8} v [4 - (u^2 + v^2)]$$

Ecuación 29.



Para mostrar que el sistema tiene un ciclo límite hacemos un cambio de variables

$$r^2 = u^2 + v^2$$

Derivando

$$rr' = uu' + vv'$$

Ecuación 30.

Sustituyendo las Ecuaciones 28 y 29 en la Ecuación 30

$$rr' = \frac{\varepsilon}{8}u^2[4 - (u^2 + v^2)] + \frac{\varepsilon}{8}v^2[4 - (u^2 + v^2)]$$

Factorizando y sustituyendo $u^2 + v^2 = r^2$:

$$rr' = r^2 \left[\frac{\varepsilon}{8}(4 - r^2) \right]$$

Se obtiene la siguiente ecuación diferencial

$$r' = \left[\frac{\varepsilon}{8}r(4 - r^2) \right]$$

Ecuación 31.

Si $2 < r, r' < 0$ el nodo es pozo o atractor; pero esto no puede suceder ya que, como se ha mostrado en los casos anteriores, el punto crítico es un punto repulsor. Con $r=2$ se tiene un equilibrio estable. Por lo tanto, el sistema original de las Ecuaciones 13 y 14 tienen un ciclo límite estable con $r = 2$ para pequeños valores de ε (Figuras 9 y 10).



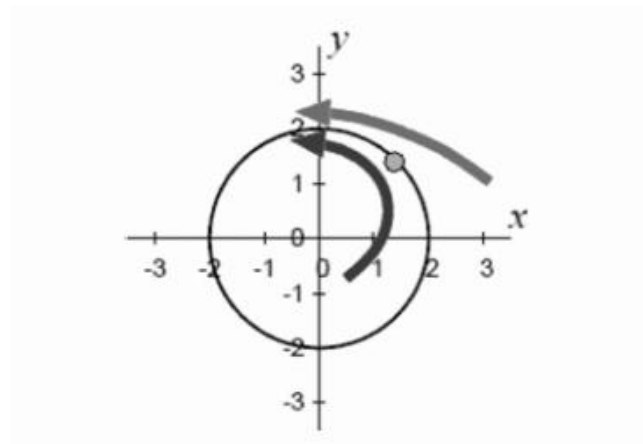


Figura 9. Flujos de oscilador de Van der Pol para $\varepsilon \ll 1$

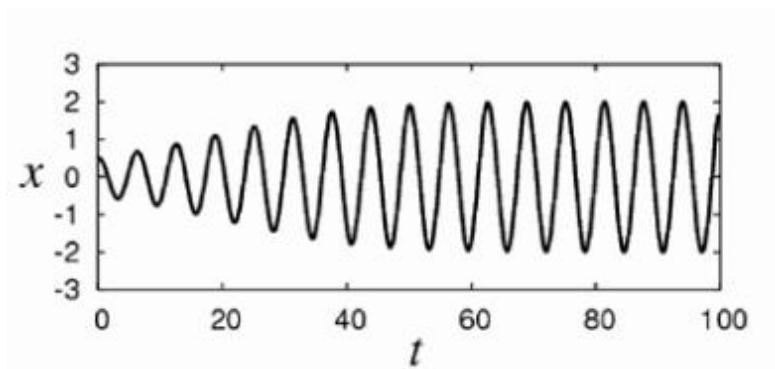


Figura 10. Cambios en x con respecto al tiempo para $\varepsilon = 0.1$ con $x(0) = 0.5$ y $y(0) = 0$

12.1.4 Amortiguamiento grande

Cuando $\varepsilon \gg 1$, es conveniente usar las Ecuaciones 11 y 12.

En este caso, si hacemos

$$f = \varepsilon \left(x - \frac{1}{3}x^3 - y \right), \quad g = \frac{x}{\varepsilon}$$

Y derivamos parcialmente cada una de ellas con respecto a x, y con respecto a y obtenemos



$$\frac{\partial f}{\partial x} = \varepsilon - \varepsilon x^2 \frac{\partial f}{\partial y} = -\varepsilon$$

$$\frac{\partial g}{\partial x} = \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial g}{\partial y} = 0$$

La matriz Jacobiana del sistema es

$$J_{(x,y)} = \begin{bmatrix} \varepsilon - \varepsilon x^2 & -\varepsilon \\ \frac{1}{\varepsilon} & 0 \end{bmatrix}$$

Valuando esta matriz en el punto de equilibrio

$$J_{(0,0)} = \begin{bmatrix} \varepsilon & -\varepsilon \\ \frac{1}{\varepsilon} & 0 \end{bmatrix}$$

Obtenemos $tr J = \varepsilon$, $\det J = 1$, por lo que el punto de equilibrio es un nodo fuente, es decir, está expulsando trayectorias. Una vez más se comprueba que el punto de equilibrio es repulsor (Figuras 11 a 13).

En los términos que describe Kanamaru [4] cuando el sistema está fuera de la curva

$$y = x - \frac{x^3}{3}$$

Se obtiene la relación $|x'| \gg |y'| = O\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)$. Entonces el sistema se mueve rápidamente en dirección horizontal.



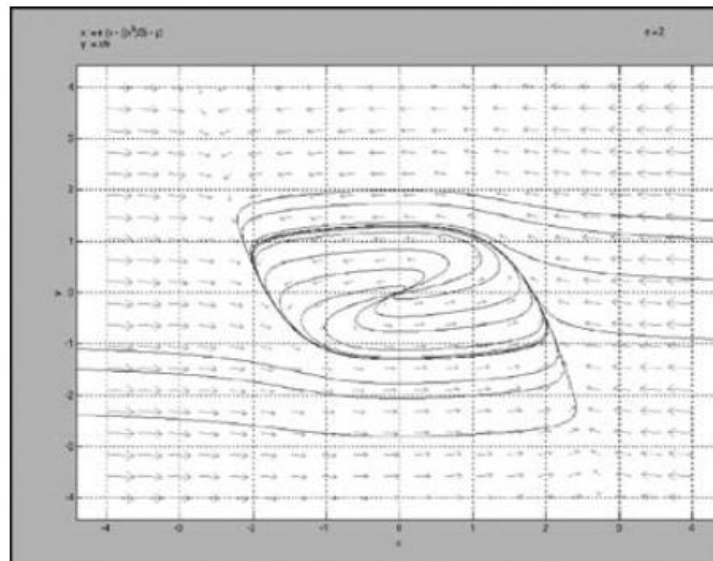


Figura 11. Diagrama de fase del sistema para $\epsilon = 2$

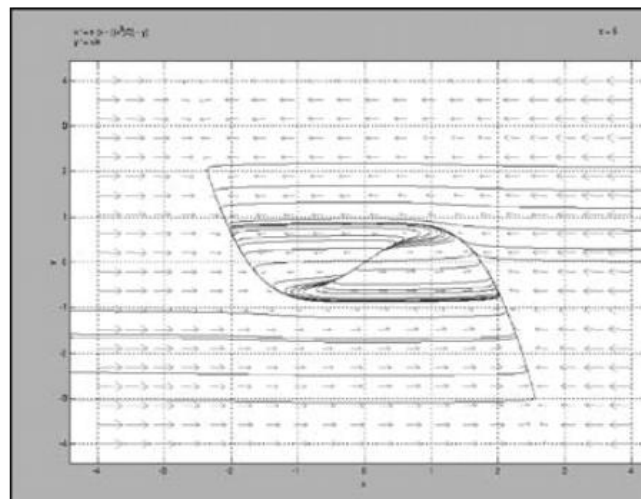


Figura 12. Diagrama de fase del sistema para $\epsilon = 5$



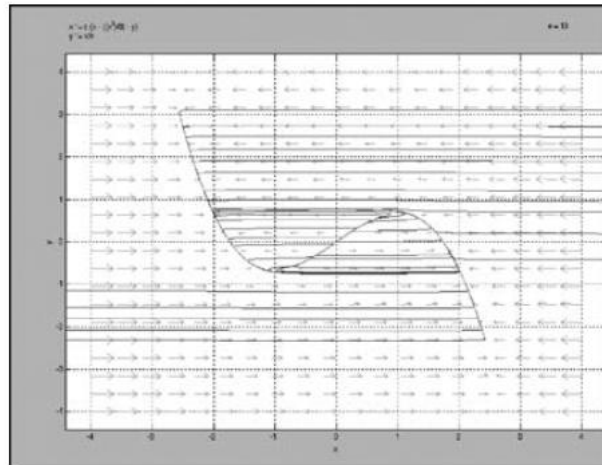


Figura 13. Diagrama de fase del sistema para $\varepsilon = 10$

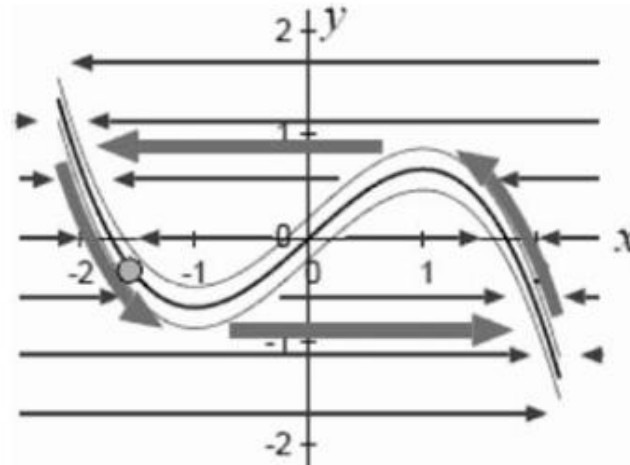


Figura 14. Flujos de oscilador de Van der Pol para $\varepsilon \Rightarrow 1$

Cuando el sistema entra en la región donde $\left| x - \frac{x^3}{3} - y \right| = O\left(\frac{1}{\varepsilon^2}\right)$, x' y y' son comparables porque ambas son $O\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)$. Entonces el sistema discurre despacio a lo largo de la curva y, eventualmente, sale de esta región. Tal situación se muestra en la Figura 14. Se puede observar que el sistema tiene un ciclo límite estable.

También se ha observado que el periodo de oscilación está determinado en especial por el tiempo durante el cual el sistema permanece alrededor de la función cúbica, donde



ambas x' y y' son $O\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)$. Por tanto, el periodo de oscilación estimado es aproximadamente $T\alpha\varepsilon$.

Cuando Van der Pol, en 1927, desarrolló la Ecuación 1 con un circuito eléctrico formado por dos resistencias R y r , un capacitador C , una inductancia y tetrodo, el periodo de oscilación determinado en el circuito fue $\varepsilon = RC$. Como RC es la constante del tiempo de relajación en un circuito RC , Van der Pol nombró a esta oscilación como oscilación de relajación. Las características de la oscilación de relajación son el comportamiento asintótico lento y el salto discontinuo, repentino, hacia otro valor (Figura 15). Usando unas cuantas oscilaciones de relajación, Van der Pol y Van der Mark modelaron la actividad eléctrica del corazón en 1928.

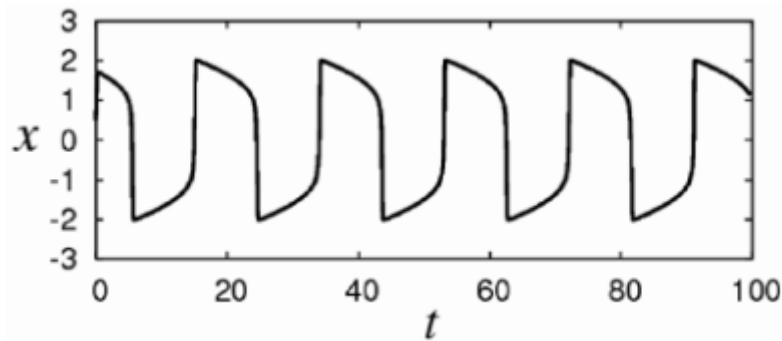


Figura 15. Variaciones en x con respecto al tiempo para $\varepsilon = 10$ con $x(0) = 0.5$ y $y(0) = 0$.

12.1.5 Circuito eléctrico

Para que un circuito eléctrico pueda ser descrito por la Ecuación 1 se requieren elementos eléctricos activos con la propiedad cúbica no lineal $i = \phi(v) = \gamma v^3 - \alpha v$, donde i y v son la corriente y el voltaje respectivamente. En 1920 Van der Pol construyó el oscilador usando un tríodo o tetrodo. Después de que ReonaEsaki inventó el diodo túnel en 1957, la fabricación del oscilador de Van der Pol con circuitos eléctricos se hizo más simple. La oscilación se da por un intercambio de energía entre elementos de



distinta naturaleza, como son de capacitor a inductor o de inductor a capacitor. El diodo funciona como un elemento activo y ayuda a mantener la oscilación. (Figura 16).

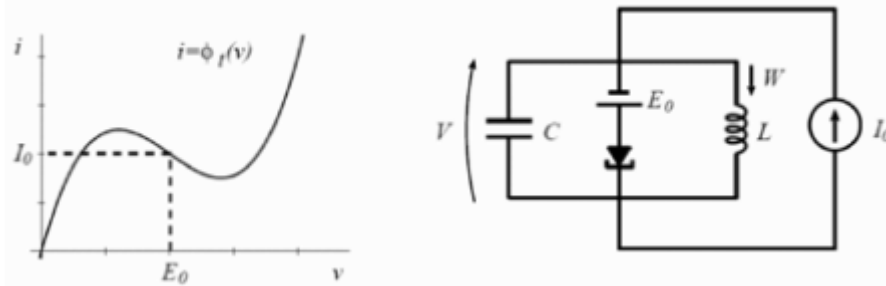


Figura 16. Circuito eléctrico con un diodo túnel para el oscilador de Van der Pol.

Del circuito

$$I_0 = i_c + i_D + i_L$$

Ecuación 32.

Donde

I_0 = corriente que proporcionan energía al sistema.

i_c = corriente en el capacitor,

$$i_c = CV_C$$

Ecuación 33.

V_C = voltaje en el capacitor.

i_D = corriente del diodo;

$$i_D = \gamma v^3 - \alpha v$$

Ecuación 34.

i_L = corriente en el inductor.

Sustituyendo las Ecuaciones 33 y 34 en la Ecuación 32



19 de diciembre de 2017

$$I_0 = CV'_C + \gamma v^3 - \alpha v + i_L$$

Ecuación 35.

Derivando con respecto a v

$$0 = CV''_C + 3\gamma v^2 v' - \alpha v' + i'_L$$

Ecuación 36.

Por leyes de elemento $V_L = Li'_L$, donde V_L es el voltaje en el inductor y L es el valor de la inductancia. Despejando i'_L y sustituyendo en la Ecuación 36

$$CV''_C + 3\gamma v^2 v' - \alpha v' + \frac{V_L}{L} = 0$$

Ecuación 37.

Dividiendo Ecuación 37 entre C y además, sabiendo por leyes de voltaje, que $V_C = v = V_L$, se tiene

$$v'' + \left(\frac{3\gamma v^2}{C} - \frac{\alpha}{C} \right) v' + \frac{v}{LC} = 0$$

Ecuación 38.

Donde v es el voltaje en el diodo. Reescribiendo Ecuación 38

$$v'' - \frac{1}{C}(\alpha - 3\gamma v^2)v' + \frac{1}{LC}v = 0$$

Ecuación 39.

Introduciendo una nueva variable $x = \sqrt{\frac{3\gamma}{\alpha}} v$, y sustituyendo en la Ecuación 39 se tiene

$$\sqrt{\frac{\alpha}{3\gamma}} x'' - \frac{1}{C} \left(\alpha - 3\gamma x^2 \frac{\alpha}{3\gamma} \right) \sqrt{\frac{\alpha}{3\gamma}} x' + \frac{x}{LC} \sqrt{\frac{\alpha}{3\gamma}} = 0$$



Ecuación 40.

Factorizando y simplificando

$$x'' - \frac{\alpha}{C}(1 - x^2)x' + \frac{1}{LC}x = 0$$

Ecuación 41.

Multiplicando por LC y cambiando de notación

$$LC \frac{d^2x}{dt^2} - \alpha L(1 - x^2) \frac{dx}{dt} + x = 0$$

Ecuación 42.

Haciendo un cambio de variable $t' = \frac{t}{\sqrt{LC}}$, que correspondería a hacer un cambio de escala en el eje del tiempo se tiene

$$t = \sqrt{LC}t', \quad dt = \sqrt{LC}dt'$$

$$t^2 = LC t'^2, \quad dt^2 = LC dt'^2$$

Ecuación 43.

Sustituyendo en Ecuación 42

$$LC \frac{d^2x}{LC dt'^2} - \alpha L(1 - x^2) \frac{dx}{\sqrt{LC} dt'} + x = 0$$

Ecuación 44.

Simplificando

$$\frac{d^2x}{dt'^2} - \alpha \sqrt{\frac{L}{C}}(1 - x^2) \frac{dx}{dt'} + x = 0$$

Ecuación 45.



Haciendo $\varepsilon = \alpha \sqrt{\frac{L}{c}}$ se tiene

$$\frac{d^2x}{dt'^2} - \varepsilon(1 - x^2) \frac{dx}{dt'} + x = 0$$

Ecuación 46.

De nuevo cambiando de notación se tiene

$$x'' - \varepsilon(1 - x^2)x' + x = 0$$

Ecuación 47.

Que es la ecuación de Van der Pol.

12.1.5 Conclusiones

El empleo riguroso formal de las técnicas de análisis matemático llevado a cabo en este estudio permite comprender y describir el comportamiento de sistemas dinámicos como el oscilador de Van der Pol a través de la matriz de coeficientes del sistema y el teorema de Liènard, en términos de la variable dinámica x y del coeficiente de amortiguamiento ε .

De este análisis se desprende que el oscilador de Van der Pol tiene como punto de equilibrio siempre el origen, el cual es un nodo o espiral, inestables en todos los casos; favorece las oscilaciones pequeñas y amortigua las grandes; se comporta como un sistema de Liènard, ya que tiene una única trayectoria cerrada que rodea al origen y hacia ella tienden una espiral todas las demás trayectorias, asegurándose con esto que hay un ciclo límite estable en el espacio fase.

Se demuestra, por tanto, que el empleo de herramientas como el análisis matemático hace posible llegar a conclusiones objetivas y veraces acerca de sistemas como el que se presenta en este artículo.



12.3 Método alternativo para resolver la ecuación de Van der Pol

Para definir este tipo de ecuación se pueden utilizar varios métodos. En particular en esta sección se va a estudiar el método introducido por Jafar Biazar y Meysam Navidyan en su artículo titulado “ImplicitRungeKuttamethodfor Van der Pol problem” publicado en la revista Applied and Computational Mathematics (2015; 4(1-1); 6-11).

12.3.1 Introducción

Para resolver la ecuación diferencial $y' = f(t, y)$ con v pendientes se utiliza un determinado método Implícito Runge Kutta, el cual es definido por la siguiente ecuación:

$$y_{n+1} = y_n + \sum_{i=1}^v w_i K_i$$

Dónde:

$$K_i = hf(t_n + c_i h, y_n + \sum_{j=1}^v a_{ij} k_j)$$

Y

$$c_i = \sum_{j=1}^v a_{ij}, \quad i = 1, 2, \dots, v$$

$a_{ij}, 1 \leq i, j \leq v, w_1, w_2, \dots, w_n$ son parámetros que se determinarán. La función K_j es definida por un conjunto de pendientes V que intervienen en la ecuación implícita (ver [1] y [6]). En electrónica, el oscilador Van der Pol se considera un oscilador no conservativo con amortiguamiento no lineal.

Este problema fue introducido originalmente por Van der Pol en 1926, a través del estudio del circuito electrónico mediante la ecuación diferencial rígida de segundo orden.

$$u'' + \varepsilon(u^2 - 1)u' + u = 0$$



Donde u es una función que dependen del tiempo, y ε es un parámetro escalar positivo que indica la no linealidad y la fuerza de la amortiguación (ver [4] y [1]).

13.3.2 Método Implícito RungeKutta

En este método implícito se tomará $v=3$ (3 pendientes), por lo tanto la ecuación queda del siguiente modo:

$$\begin{cases} K_i = hf(t_n + c_i h, y_n + a_{i1}K_1 + a_{i2}K_2 + a_{i3}k_3), \\ y_{n+1} = y_n + w_1k_1 + w_2k_2 + w_3k_3, \\ c_i = a_{i1} + a_{i2} + a_{i3}, \quad i = 1,2,3. \end{cases}$$

Ecuación 1.

Donde $a_{i1}, a_{i2}, a_{i3}, w_i, \quad i = 1,2,3$ son 12 parámetro arbitrarios, los cuales podrían ser determinados. A partir del polinomio de Taylor:

$$y(t_{n+1}) = y(t_n) + hy'(t_n) + \frac{1}{2}h^2y''(t_n) + \frac{1}{6}h^3y'''(t_n) + \frac{1}{24}h^4y^{IV}(t_n) + \dots$$

Ecuación 2.

Dónde:

$$y'(t_n) = f(t_n, y_n)$$

$$y''(t_n) = (f_t + ff_y)_n = \left(\frac{\partial}{\partial t} + f_n \frac{\partial}{\partial y} \right) f = Df$$

$$y'''(t_n) = [(f_{tt} + 2ff_{ty} + f^2f_{yy}) + f_y(f_t + ff_y)] = D^2f + f_yDf$$

$$y^{IV}(t_n) = [(f_{ttt} + 3ff_{tty} + 3f^2f_{tyy} + f^3f_{yyy}) + f_y(f_{tt} + 2f_{ty} + f^2f_{yy}) + (f_t + ff_y)(3f_{ty} + 3ff_{yy} + f_y^2)]_n = D^3f + f_yD^2f + 3DfDf_y + f_y^2Df$$

Basándose en la desarrollo de la función de dos variables y sustituyendo la ecuación K_i en Ecuación 1, ésta cambia a:



$$\begin{aligned}
 K_i = & h [f_n + (c_i h f_t + (a_{i1} K_1 + a_{i2} K_2 + a_{i3} K_3) f_y) \\
 & + \frac{1}{2} (c_i^2 h^2 f_{tt} + 2c_i h (a_{i1} K_1 + a_{i2} K_2 + a_{i3} K_3) f_{ty} + (a_{i1} K_1 + a_{i2} K_2 + a_{i3} K_3)^2 f_{yy}) \\
 & + \frac{1}{6} (c_i^3 h^3 f_{ttt} + 3c_i^2 h^2 (a_{i1} K_1 + a_{i2} K_2 + a_{i3} K_3) f_{tty} \\
 & + 3c_i h (a_{i1} K_1 + a_{i2} K_2 + a_{i3} K_3)^2 f_{tyy} + (a_{i1} K_1 + a_{i2} K_2 + a_{i3} K_3)^3 f_{yyy}) \\
 & + \frac{1}{24} (c_i^4 h^4 f_{tttt} + 4c_i^3 h^3 (a_{i1} K_1 + a_{i2} K_2 + a_{i3} K_3) f_{ttty} \\
 & + 6c_i^2 h^2 (a_{i1} K_1 + a_{i2} K_2 + a_{i3} K_3)^2 f_{tyyy} + 4c_i h (a_{i1} K_1 + a_{i2} K_2 + a_{i3} K_3)^3 f_{tyyy} \\
 & + (a_{i1} K_1 + a_{i2} K_2 + a_{i3} K_3)^4 f_{yyyy}) + \dots] \quad , i = 1, 2, 3
 \end{aligned}$$

Ecuación 3.

Estas ecuaciones son implícitas y no sería un proceso sencillo obtener las ecuaciones implícitas para K_1 , K_2 y K_3 . Por lo tanto, para determinar dichos parámetros explícitamente, se asume la siguiente formulación:

$$K_i = hA_i + h^2B_i + h^3E_i + h^4D_i + \dots \quad , i = 1, 2, 3$$

Ecuación 4.

Donde A_i , B_i , C_i , D_i , and F_i , son desconocidos y se deben de determinar.

Sustituyendo K_1 , K_2 y K_3 desde la Ecuación 4 a la Ecuación 3, e igualando los términos con idénticos valor de h en la serie de Taylor, se obtienen los siguientes resultados:



$$\begin{aligned}
 A_i &= f_n \\
 B_i &= c_i f_t + (a_{i1}A_1 + a_{i2}A_2 + a_{i3}A_3) f_y = c_i (f_t + f_n f_y) = c_i Df \\
 E_i &= (a_{i1}c_1 + a_{i2}c_2 + a_{i3}c_3) f_y Df + \frac{1}{2} c_i^2 D^2 f \\
 D_i &= [a_{i1}(a_{11}c_1 + a_{12}c_2 + a_{13}c_3) + a_{i2}(a_{21}c_1 + a_{22}c_2 + a_{23}c_3) \\
 &\quad + a_{i3}(a_{31}c_1 + a_{32}c_2 + a_{33}c_3)] f_y^2 Df_n + c_i (a_{i1}c_1 + a_{i2}c_2 + a_{i3}c_3) Df_n Df_y \\
 &\quad + \frac{1}{2} (a_{i1}c_1^2 + a_{i2}c_2^2 + a_{i3}c_3^2) f_y D^2 f_n + \frac{1}{6} c_i^3 D^3 f_n \\
 F_i &= [a_{i1}[(a_{11}(a_{11}c_1 + a_{12}c_2 + a_{13}c_3) + a_{12}(a_{21}c_1 + a_{22}c_2 + a_{23}c_3) \\
 &\quad + a_{13}(a_{31}c_1 + a_{32}c_2 + a_{33}c_3))] f_y^2 Df_n + c_1 (a_{11}c_1 + a_{12}c_2 + a_{13}c_3) Df_n Df_y \\
 &\quad + \frac{1}{2} (a_{11}c_1^2 + a_{12}c_2^2 + a_{13}c_3^2) f_y D^2 f_n + \frac{1}{6} c_1^3 D^3 f_n] \\
 &\quad + a_{i2}[(a_{21}(a_{11}c_1 + a_{12}c_2 + a_{13}c_3) + a_{22}(a_{21}c_1 + a_{22}c_2 + a_{23}c_3) \\
 &\quad + a_{23}(a_{31}c_1 + a_{32}c_2 + a_{33}c_3))] f_y^2 Df_n + c_2 (a_{21}c_1 + a_{22}c_2 + a_{23}c_3) Df_n Df_y \\
 &\quad + \frac{1}{2} (a_{21}c_1^2 + a_{22}c_2^2 + a_{23}c_3^2) f_y D^2 f_n + \frac{1}{6} c_2^3 D^3 f_n] + a_{i3}[(a_{31}(a_{11}c_1 + a_{12}c_2 + a_{13}c_3) \\
 &\quad + a_{32}(a_{21}c_1 + a_{22}c_2 + a_{23}c_3) + a_{33}(a_{31}c_1 + a_{32}c_2 + a_{33}c_3))] f_y^2 Df_n \\
 &\quad + c_3 (a_{31}c_1 + a_{32}c_2 + a_{33}c_3) Df_n Df_y + \frac{1}{2} (a_{31}c_1^2 + a_{32}c_2^2 + a_{33}c_3^2) f_y D^2 f_n + \frac{1}{6} c_3^3 D^3 f_n] f_y \\
 &\quad + c_i [a_{i1}((a_{11}c_1 + a_{12}c_2 + a_{13}c_3) f_y Df_n + \frac{1}{2} c_1^2 Df_n) \\
 &\quad + a_{i2}((a_{21}c_1 + a_{22}c_2 + a_{23}c_3) f_y Df_n + \frac{1}{2} c_2^2 Df_n) \\
 &\quad + a_{i3}((a_{31}c_1 + a_{32}c_2 + a_{33}c_3) f_y Df_n + \frac{1}{2} c_3^2 Df_n)] f_y + \frac{1}{2} (a_{i1}c_1 + a_{i2}c_2 + a_{i3}c_3)^2 f_{yy} D^2 f_n \\
 &\quad + \frac{1}{2} c_i^2 (a_{i1}c_1 + a_{i2}c_2 + a_{i3}c_3) f_{yy} Df_n + c_i^2 (a_{i1}c_1 + a_{i2}c_2 + a_{i3}c_3) f_n f_{yy} Df_n \\
 &\quad + \frac{1}{2} c_i^2 f_n^2 (a_{i1}c_1 + a_{i2}c_2 + a_{i3}c_3) f_{yyy} Df_n + \frac{1}{24} c_i^4 D^4 f_n \quad , i = 1, 2, 3
 \end{aligned}$$

Ecuación 5.

El método numérico a partir de la Ecuación 1 y con ayuda de la Ecuación 4 puede escribirse como:

$$\begin{aligned}
 y_{n+1} &= y_n + h(w_1A_1 + w_2A_2 + w_3A_3) + h^2(w_1B_1 + w_2B_2 + w_3B_3) \\
 &\quad + h^3(w_1E_1 + w_2E_2 + w_3E_3) + h^4(w_1D_1 + w_2D_2 + w_3D_3) + \dots
 \end{aligned}$$

Ecuación 6.

Donde A_i , B_i , E_i , D_i and F_i son obtenidos a partir de la Ecuación 5.



Al igualar los coeficientes de los términos con las potencias idénticas de h en Ecuación 6 y Ecuación 2, se obtienen las siguientes expresiones, las cuales son las mismas que las que se dan en el sistema de ecuaciones presentado por Butcher (ver [1] y [6]).

$$(7a): \sum_{i=1}^3 w_i = 1, \quad (7b): \sum_{i=1}^3 w_i c_i = \frac{1}{2},$$

$$(7c): \sum_{i=1}^3 w_i c_i^2 = \frac{1}{3}, \quad (7d): \sum_{i=1}^3 w_i c_i^3 = \frac{1}{4},$$

$$(7e): \sum_{i,j=1}^3 w_i a_{ij} c_j = \frac{1}{6}, \quad (7f): \sum_{i,j=1}^3 w_i c_i a_{ij} c_j = \frac{1}{8},$$

$$(7g): \sum_{i,j=1}^3 w_i c_i a_{ij} c_j = \frac{1}{8}, \quad (7h): \sum_{i,j=1}^3 w_i a_{ij} c_j^2 = \frac{1}{12},$$

$$(7i): \sum_{i,j,k=1}^3 w_i a_{ij} a_{jk} c_k = \frac{1}{24}.$$

w_i , $i = 1, 2, 3$ se puede determinar a partir de (7a – 7d) y de (7e-7i), además también se podrán calcular los coeficientes c_i a partir de las siguientes ecuaciones: $c_i = a_{t1} + a_{t2} + a_{t3}$, $i = 1, 2, 3$, a_{ij} , $i, j = 1, 2, 3$.

Butcher introdujo el método RK basado en las fórmulas de cuadratura Radau y Lobatto. En este proceso procedimiento los coeficientes C_i se obtienen a partir de las raíces de Radau del polinomio de Legendre de grado tres:



$$\frac{d^2}{dx^2}(x^2(x-1)^3) = 0 \rightarrow c_1 = \frac{4-\sqrt{6}}{10}, c_2 = \frac{4+\sqrt{6}}{10}, c_3 = 1$$

La solución del sistema presentado en la ecuación 7, después de sustituir los valores de c_i , se muestra en los siguientes coeficientes de la fórmula de Radau de orden cinco:

$$C = \begin{bmatrix} \frac{4-\sqrt{6}}{10} \\ \frac{4+\sqrt{6}}{10} \\ 1 \end{bmatrix}, W = \begin{bmatrix} \frac{16-\sqrt{6}}{36} \\ \frac{16+\sqrt{6}}{36} \\ \frac{1}{9} \end{bmatrix}, A = \begin{bmatrix} \frac{88-7\sqrt{6}}{360} & \frac{296-169\sqrt{6}}{1800} & \frac{-2+3\sqrt{6}}{225} \\ \frac{296+169\sqrt{6}}{1800} & \frac{88+7\sqrt{6}}{360} & \frac{-2-3\sqrt{6}}{225} \\ \frac{16-\sqrt{6}}{36} & \frac{16+\sqrt{6}}{36} & \frac{1}{9} \end{bmatrix}$$

Sustituyendo estos valores en la Ecuación 1, obtenemos lo siguiente:

$$K_1 = hf \left(t_n + \frac{4-\sqrt{6}}{10}h, y_n + \frac{88-7\sqrt{6}}{360}K_1 + \frac{296-169\sqrt{6}}{1800}K_2 + \frac{-2+3\sqrt{6}}{225}k_3 \right),$$

$$K_2 = hf \left(t_n + \frac{4+\sqrt{6}}{10}h, y_n + \frac{296+169\sqrt{6}}{1800}K_1 + \frac{88+7\sqrt{6}}{360}K_2 + \frac{-2-3\sqrt{6}}{225}k_3 \right)$$

$$K_3 = hf \left(t_n + h, y_n + \frac{16-\sqrt{6}}{36}K_1 + \frac{16+\sqrt{6}}{36}K_2 + \frac{1}{9}k_3 \right)$$

$$y_{n+1} = y_n + \frac{16-\sqrt{6}}{36}k_1 + \frac{16+\sqrt{6}}{36}k_2 + \frac{1}{9}k_3,$$

Ecuación 8.

12.3.3 Ejemplo numérico

Se aplicará el método de RungeKutta implícito en el siguiente problema rígido, que se conoce como ecuación de Van der Pol:

$$y'' + \varepsilon(y^2 - 1)y' + y = 0, \quad y(0) = 2, \quad y'(0) = 0$$

El primer paso consiste en considerar las nuevas variables dependientes de la ecuación de Van der Pol. Todo ello es equivalente al siguiente sistema de dos ecuaciones diferenciales de primer orden:



$$\begin{cases} u' = f(u, v) = v - \varepsilon \left(\frac{u^3}{3} - u \right), & u(0) = 2 \\ v' = g(u, v) = -u, & v(0) = \frac{2}{3} \varepsilon \end{cases}$$

Ecuación 9.

Aplicando de forma iterativa la Ecuación 8 en el sistema 9, los parámetros K_{ui} , K_{vi} deberían ser calculador por las siguientes fórmulas:

$$\begin{cases} K_{ui} = hf(t_n + c_i h, u_n + \sum_j a_{i,j} K_{uj}, v_n + \sum_j a_{i,j} k_{vj}) \\ K_{vi} = hg(t_n + c_i h, u_n + \sum_j a_{i,j} K_{uj}, v_n + \sum_j a_{i,j} k_{vj}) \end{cases}$$

Donde $i, j = 1, 2, 3$, por tanto:

$$\begin{cases} u_{n+1} = u_n + \frac{16 - \sqrt{6}}{36} K_{u1} + \frac{16 + \sqrt{6}}{36} K_{u2} + \frac{1}{9} K_{u3} \\ v_{n+1} = v_n + \frac{16 - \sqrt{6}}{36} K_{v1} + \frac{16 + \sqrt{6}}{36} K_{v2} + \frac{1}{9} K_{v3} \end{cases}$$

Ecuación 10.

Pseudo código Algoritmo: a continuación se explicará el método anterior mediante un Pseudo código del proceso iterativo de Newton para resolver el sistema que se presenta en la Ecuación 9, (coger para $i, j = 1, 2, 3$):



```

IRK_NEWTON ALG(  $\epsilon$ , step size  $h$ ,  $u_0, v_0$  )
  for  $i \leftarrow 2$  to time lenght
    do input  $U^{(0)}, V^{(0)}$ .
    for  $k \leftarrow 1$  to infinite
      do for  $j \leftarrow 1$  to 3
        do  $\phi_u(j) \leftarrow U^{(k)}[j] - u_n - h \cdot A[j, 1..3] \cdot [f(U^{(k)}[1], V^{(k)}[1]); \dots$ 
           $f(U^{(k)}[2], V^{(k)}[2]); f(U^{(k)}[3], V^{(k)}[3])]$ 
           $\phi_v(j) \leftarrow V^{(k)}[j] - v_n + h \cdot A[j, 1..3] \cdot U^{(k)}$ 
        for  $s \leftarrow 1$  to 3
          do for  $r \leftarrow 1$  to 3
            do  $M_u(s, r) \leftarrow \delta_{s,r} - h \cdot A(s, r) \cdot \frac{df}{du}(U^{(k)}[r], V^{(k)}[r])$ 
               $M_v(s, r) \leftarrow \delta_{s,r}$ 
             $\Delta_u \leftarrow M_u^{-1} \cdot \phi_u$ 
             $\Delta_v \leftarrow M_v^{-1} \cdot \phi_v$ 
             $U^{(k+1)} \leftarrow U^{(k)} - \Delta_u$ 
             $V^{(k+1)} \leftarrow V^{(k)} - \Delta_v$ 
            if  $\|U^{(k+1)} - U^{(k)}\| < precise1$  and  $\|V^{(k+1)} - V^{(k)}\| < precise2$ 
              break
             $K_u \leftarrow A^{-1}(U^{(final)} - u_n \cdot [1, 1, 1]^t)$ 
             $K_v \leftarrow A^{-1}(V^{(final)} - v_n \cdot [1, 1, 1]^t)$ 
             $u_{n+1} \leftarrow u_n + W^t \cdot K_u$ 
             $v_{n+1} \leftarrow v_n + W^t \cdot K_v$ 

```

Los resultados de aplicar este algoritmo en la ecuación de Van der Pol son representados para $\epsilon = 10, h = 0,1$, en la siguiente figura:



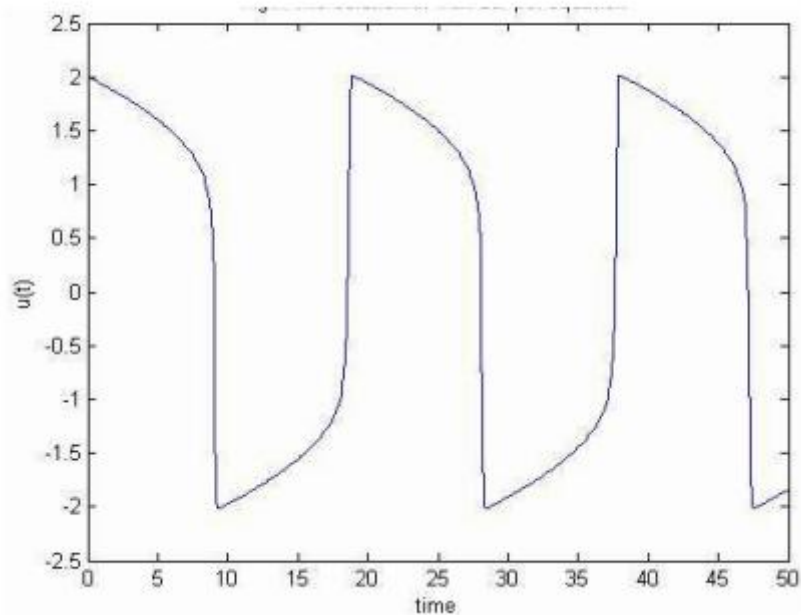


Figura 1: Solución de la Ecuación de Van der Pol

12.3.4 Análisis del error de truncamiento

Definición: [6] error de truncamiento es la cantidad T que debe agregarse a la cantidad de cálculos para que el resultado sea exactamente igual a la cantidad que estamos buscando. Esto significa:

$$y(\text{verdadera cantidad calculada}) + T = y(\text{solución exacta})$$

Entonces el valor exacto de $y(t)$ satisfará

$$y(t_n) = y(t_n) + h\varphi(t_n, y(t_n), h) + T_n$$

Donde $\varphi(t_n, y(t_n), h)$ es una función de argumento t , y y h , y es llamada función de incremento, y T_n es el error de truncamiento local. Se cogerá $y(t) = t^6$ como cantidad calculada de la Ecuación 8 que obtenemos:



$$f(t, y) = 6t^5$$

$$y(t_{n+1}) = y(t_n) + \frac{16 - \sqrt{6}}{36} K_1 + \frac{16 + \sqrt{6}}{36} K_2 + \frac{1}{9} K_3 + T_n$$

$$t_{n+1}^6 = (t_n + h)^6 = t_n^6 + \frac{16 - \sqrt{6}}{36} 6h(t_n + \frac{4 - \sqrt{6}}{10} h)^5 + \frac{16 + \sqrt{6}}{36} 6h(t_n + \frac{4 + \sqrt{6}}{10} h)^5 + \frac{1}{9} 6h(t_n + h)^5 + T_n \Rightarrow T_n = -\frac{1}{100} h^6$$

El valor tradicional del error de truncamiento generalmente se considera como: $T_n = C_6 h^6 y^{(6)}(\xi)$. Comparando con el valor anterior del error de truncamiento da como resultado $C_6 = -\frac{1}{72000}$.

Por lo que el error de truncamiento es de $O(h^6)$, i.e. el método propuesto en la Ecuación 8 es de orden 5 (ver [6] y [1]).

12.3.5 Análisis de estabilidad del sistema de Van der Pol

-Definición 1: estabilidad y estabilidad asintótica: la solución de un sistema de la ecuación $X' = F(X)$, es estable, si para todo $t \geq t_0$ obtenemos:

$$\forall \varepsilon > 0 \exists \delta_\varepsilon > 0 \quad (\|\bar{x}(t_0) - x(t_0)\| < \delta \rightarrow \|\bar{x}(t) - x(t)\| < \varepsilon)$$

Y la solución es estable asintótica, si es estable y también

$$\exists \delta_\varepsilon > 0 \quad (\|\bar{x}(t_0) - x(t_0)\| < \delta_0 \rightarrow \|\bar{x}(t) - x(t)\| \rightarrow 0)$$

$$t \rightarrow \infty$$

Definición 2. Conjunto invariable: un conjunto como $M \subset R^n$ es un conjunto invariable del sistema de la ecuación $X' = F(X)$, si de cualquier modo $X_0 \in M$ concluye que $X(t, X_0) \in M$, para todo $t \in R$.



Teorema 1. Si la función definida positiva escalar $V(X)$ llamada función Lyapunov, definida en el conjunto $S_p = \{X \in R^n: \|X\| < P\}$, y $V'(X) \leq 0$ entonces la solución cero de $X' = F(X)$ es estable [9].

Teorema 2. Supongamos que la función definida positiva $V(X)$ existe como tal $V'(X) \leq 0$ en el conjunto abierto Ω , en $X' = F(X)$, F es una función $F: \Omega \rightarrow R^n$, M incluye todos los subconjuntos invariables de $E \subset c_\lambda$, donde $E = \{X \in R^n: V' = 0\}$ y $c_\lambda = \{X \in R^n: V(X) \leq \lambda\}$. Entonces cualquier solución $X(t, X_0) \in c_\lambda$ de $X' = F(X)$, convergen en M [11].

Corolario. Sostengamos la suposición del teorema 2. Si el cero es solo el punto invariante de E , entonces la solución cero de $X' = F(X)$ es asintóticamente estable [11].

La estabilidad del sistema de la Ecuación 9 se muestra a continuación:

Veamos $V(u, v) = \frac{1}{2}(u^2 + v^2)$, que es positiva definida en R^2 y $\Omega = \{(u, v) \in R^2: -\sqrt{3} < u < \sqrt{3}, -\infty < v < \infty\}$, se tiene $V'(X) \leq 0$. Es obvio que para $E = \{(u, v) \in \Omega: u = 0\}$, el sistema representado en la Ecuación 9 es convertido en el siguiente sistema:

$$\begin{cases} u' = v \\ v' = 0 \end{cases}$$

Con respecto al último corolario, el conjunto que incluye cero es el único subconjunto invariable de E . y $(0,0)$ es el punto de standby asintótico de Ecuación 9. Para determinar el área de estabilidad asintótica, se va a considerar el conjunto de curvas $V(u, v) = \lambda$, donde $\lambda \geq 0, (u, v) \in \Omega$. Este conjunto obviamente está cerrado y las curvas son simétricas con respecto al eje de abscisas. La función $\frac{u^2}{2}$ disminuye en el intervalo $(-\sqrt{3}, 0)$ y aumenta en $0 < u < \sqrt{3}$. Para la constante λ , la curva $V(u,v) = \lambda$ corta los bordes en uno de los puntos $(-\sqrt{3}, 0)$ o $(\sqrt{3}, 0)$. Por lo tanto, el mejor valor para el parámetro λ es igual a $\bar{\lambda} = \min\left(\frac{(-\sqrt{3})^2}{2}, \frac{(\sqrt{3})^2}{2}\right) = \frac{3}{2}$, y el área de estabilidad asintótica consiste en los punto del círculo cerrado $c_\lambda = \{(u, v) \in \Omega: u^2 + v^2 \leq 3\}$. Entonces



cualquier ciclo límite de la ecuación de Van der Pol está fuera del círculo $u^2 + v^2 = 3$ (ver [1]).

12.3.6 Conclusiones

Dado que hay tres temas diferentes estudiados, la conclusión también se divide en diferentes partes:

- A- De la sección del error de truncamiento, concluimos que el orden de este método implícito es cinco, y esto significa que este método numérico es preciso para polinomio de grado menor que seis.
- B- La desventaja de los métodos de Runge Kutta es que implican muchos más cálculos, pero tienen la ventaja de autoiniciarse.
- C- El método que se puede ver expresado en la Ecuación 10 con $h=0,1$ solo se puede usar hasta $\varepsilon = 0,33$ y para $\varepsilon > 0,33$ el orden del método debería de aumentar o disminuir el tamaño del paso relacionado.
- D- De la sección de análisis de estabilidad, concluimos que el método aplicado a la ecuación de Van der Pol es estable, y esto significa que la fórmula del método numérico es insensible a pequeños cambios en los errores locales.

12.4 Referencias del capítulo

La bibliografía a la que hace referencia este capítulo es:

- [1] Butcher J.C Numerical Methods for Ordinary Differential Equations. John Wiley. 2003.
- [2] Frank R. Schneider J. Uberhuber C.W: Order results for implicit Runge Kutta methods applied to stiff system. SIAM J. Numer. Anal., 22, 515-534 (1985).
- [3] Hairer E, Lubich C, Roche M: Error of Runge Kutta methods for stiff problems studied via differential algebraic equations. BIT 28, 678-700 (1988).
- [4] Hairer E, Lubich C, Roche M: The Numerical Solution of Differential- Algebraic Systems by Runge Kutta Methods, Springer verlag (1989).



- [5] Hairer E, Wanner. G &Norsett S.P “Solving Ordinary Differential equations I, nonstiff problems”, Springer Series in Computational Mathematics 14, DOI 10.1007/978-3-642-05221-73. Springer – Verlag Berlin Heidelberg 2010.
- [6] Jain M.J Numerical Solution of Differential Equations. John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd (1979).
- [7] Kalman R.E & Bertram J.F: “Control System Analysis and Desing via the Second Method of Lyapunov”, J. Basic Engrgvol.88 1960 pp371;394.
- [8] Lefschetz. Differential equation: Geometric and integral inequalities: theory and applications, volume I, Acalemic Press (1969)
- [10] Rama Mahana Rao.M. A note on an integral inequality, J. Indian Math, Soc.27, 67-69, 1963.
- [11] Rama Mahana Rao.M. Ordinary differential equations. Theory and applications, London: E. Arnold, 1981, ISBN: 9780713134520
- [12] Borrelli, Robert y Courtney Coleman, Ecuaciones diferenciales: una perspectiva de modelación, México, Oxford University Press, 2002.
- [13] Hubbard, John H, y Beverly H. West, Differential equations: a dynamical systems approach, Nueva York, Springer –Verlag, 1995.
- [14] Wiggins, Stephen, Introduccion to Applied Nonlinear Dynamical Systems and Chaos, second edition, Nueva York, Springer-Verlag, 2003.
- [15] Kanamary, Takashi, “Van der Pol oscillator”, en Scholarpedia, 2(1), 2202, 2007, disponible en http://www.scholarpedia.org/article/Van_der_Pol
- [16] Fernández Pérez, Carlos, Vázquez Hernández, Francisco José y José Manuel Vegas Montaner, Ecuaciones diferenciales y en diferencias, Madrid, Thomson, 2003.





Diseño de la línea de ejes de un buque Oceanográfico

Trabajo Fin de Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

Sonia Martínez Muñoz

19/12/2017

Capítulo 13. Bibliografía



Universidad
Politécnica
de Cartagena



13. Bibliografía del proyecto

- [1] Evolución de la Propulsión naval mecánica. Luis de Mazarredo. I.S.B.N.:84-600-8186-9
- [2] Resistencia y Propulsión del Buque. Hidrodinámica del Buque I. Julio 2015. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales. Antonio Baquero Mayor.
- [3] El Proyecto Básico del Buque Mercante. Ricardo Alvariño, Juan José Azpíroz. Manuel Meizoso. I.S.B.N.: 84-921750-97.
- [4] Proyecto fin de grado en Arquitectura Naval e Ingeniería Marítima “Diseño de la línea de ejes de un buque tanque de 160000 TPM con dos hélices”. Jesús Sanchez Rodriguez.
- [5] Temario “Diseño y cálculo de Sistemas de Propulsión” . Universidad de Cádiz. Fernando de Ory Arriaga y María José Legaz Almansa.
- [6] Sociedad de Clasificación: Lloyd’s Register. Rules and Regulations for the Classification of Ships.
- [7] Catálogos: WARTSILA, CEDERVALL, CATERPILLER, BBS, VULKAN, CENTRAX, NORELEM.
- [8] Páginas web de Astilleros:
- [9] NORMAS: SOLAS 1974 Convenio internacional para la seguridad de la vida humana en el mar, DIN 931 (DIN EN ISO 4014), DIN 125 (ISO7089/7090), ANSI/ASME B16.5 Class 600 lbs.
- [10] Basic Principles os Ship propulsión. MAN Diesel & Turbo.
- [11] K_T , K_Q and Efficiency curves for the Wageningen B-Series Propellers. M.M Bernitsas. D. Ray. P. Kinley. Department of Naval Architecture and Marine Engineering College of Engineering The UNIVERSITY of Michigan.



[12] Artículo: Expressions of the $B_p - \delta$ diagrams in polynomial for marine propeller series.

[13] Software:DT Beam, Rhinoceros

[14] El Oscilador de Van Der Pol. Silvia Larraza Hernández y Víctor José Palencia Gómez.

[15] Artículo Implicit Runge-Kutta method for Van der Pol problema. Jafar Biazar y Meysam Navidyan. Revista Applied and Computational Mathematics (2015; 4(1-1);6-11)

[16] Apuntes asignatura Proyecto e Hidrodinámica del buque. Universidad Politécnica de Cartagena (UPCT)

