



Facultad de Ingeniería, Industria y Arquitectura

Carrera de Ingeniería Marítima

Proyecto de trabajo de titulación

Modalidad proyecto de investigación

ANÁLISIS DINÁMICO Y VELOCIDAD CRÍTICA DEL SISTEMA DE EJES DE
PROPULSIÓN DE BARCOS

Autor:

AYALA CHIGUANO DENISSE LISBETH

Tutor: Ing. Folke Zambrano

Manta – Ecuador

2024

CERTIFICADO DEL AUTOR

Ayala Chiguano Denisse Lisbeth, egresada de la Universidad Laica Eloy Alfaro de Manabí, Facultad de Ingeniería, Industria y Arquitectura, de la carrera de Ingeniería Marítima, libre y voluntariamente declaro que la responsabilidad del contenido de la presente tesis titulada “ANÁLISIS DINÁMICO Y VELOCIDAD CRÍTICA DEL SISTEMA DE EJES DE PROPULSIÓN DE BARCOS”.

Nos corresponde exclusivamente y la propiedad intelectual de la misma pertenece a la Universidad Laica Eloy Alfaro de Manabí.

Ayala Chiguano Denisse Lisbeth

Ing. Folke Zambrano

DEDICATORIA

A mi madre Ana Julia Chiguano, por su fe inquebrantable en mí y su confianza de ver este sueño hecho realidad.

A mi padre Victor Hugo Ayala, por su apoyo constante y alentarme a alcanzar todas mis metas.

A mi amada madre en el cielo María Targelia Pila Centeno, tu presencia en espíritu me ha dado la fortaleza necesaria para llegar hasta el final, un para siempre no habría sido suficiente tiempo juntas, prometo encontrarte de nuevo en otra vida.

A mi abuelo materno José Jorge Chiguano, quien ha sido como un padre para mí, tu amor y sabiduría han formado parte esencial de mi vida y te estaré eternamente agradecida.

A mi pareja Michael Alexander Chica, por estar siempre a mi lado, apoyándome y creyendo en mí incluso cuando yo no lo hacía.

Denisse Lisbeth Ayala Chiguano

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar mi más profundo agradecimiento a todos mis docentes de la carrera, quienes con su dedicación y conocimiento han sido pilares fundamentales en mi formación académica y profesional.

En especial quiero agradecer a mi tutor de tesis Ing. Folke Zambrano, cuya guía, paciencia y apoyo han sido invaluable en la culminación de este proyecto.

También quiero agradecer de todo corazón a mis padrinos de bachiller, quienes me apoyaron desde el inicio y me regalaron mi primera laptop, permitiéndome así comenzar con mis estudios universitarios. Su generosidad y confianza en mí han sido fundamentales.

A la empresa PESCADEGFER por proporcionarme los datos del barco, sin los cuales no hubiera sido posible esta tesis.

Finalmente, quiero agradecer a mi tío Jorge Chiguano, el primer ingeniero de la familia, por ser un ejemplo que seguir académicamente. Su dedicación y logros me han inspirado a seguir y esforzarme por alcanzar mis propios sueños.

A todos ustedes, mi más sincero reconocimiento y gratitud.

Denisse Lisbeth Ayala Chiguano

RESUMEN

Una línea de eje es el conjunto de componentes de maquinaria necesarios para propulsar un barco, más específicamente los componentes que sirven para transmitir la potencia desde el motor primario a la hélice. Los ejes de propulsión son la principal preocupación de este proyecto, pero es crucial reconocer los diferentes componentes que componen una línea completa de ejes. Esta investigación tiene como objetivo analizar la vibración lateral del sistema de eje de propulsión del barco pesquero cerquero de 500 Tonelada de Registro Bruto de la empresa Grupo DEGFER. Además de estudiar la racionalidad del modelo matemático del sistema de eje, también calculará la frecuencia natural y la vibración del eje y analizar la velocidad de rotación crítica correspondiente a cada frecuencia natural y el punto de resonancia de cada orden de vibración. Los resultados de este estudio se pueden utilizar como referencia para los parámetros operativos del sistema de ejes de propulsión de los buques existentes, reduciendo los riesgos que pueden enfrentarse al operar el barco, reduciendo la probabilidad de falla del equipo relacionado con los ejes de propulsión sin previo aviso, y extendiendo así la vida útil del sistema de ejes de propulsión y el equipo relacionado de los barcos existentes.

Palabras clave: Propulsión naval, línea de ejes, análisis dinámico, estudio experimental, análisis FEA.

ABSTRACT

A shaft line is the set of machinery components required to propel a ship, more specifically the components that serve to transmit power from the prime mover to the propeller. Propulsion shafts are the main concern of this project, but it is crucial to recognize the different components that make up a complete shaftline. This research aims to analyze the lateral vibration of the propulsion shaft system of the 500 GRT purse seiner fishing vessel of DEGFER Group Company. In addition to studying the rationality of the mathematical model of the shaft system, it will also calculate the natural frequency and vibration of the shaft and analyze the critical rotational speed corresponding to each natural frequency and the resonance point of each vibration order. The results of this study can be used as a reference for the operating parameters of the propulsion shaft system of existing ships, reducing the risks that may be faced when operating the ship, reducing the probability of failure of propulsion shaft-related equipment without warning, and thus extending the service life of the propulsion shaft system and related equipment of existing ships.

Keywords: Naval propulsion, shaft line, dynamic analysis, experimental study, FEA analysis.

ÍNDICE

CERTIFICADO DEL AUTOR	III
DEDICATORIA	IV
AGRADECIMIENTO	V
RESUMEN	VI
ABSTRACT	VII
ÍNDICE	VIII
ÍNDICE DE FIGURA	X
ÍNDICE DE TABLAS	XI
INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVOS	4
GENERAL	4
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
1. CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO	5
1.1. LÍNEA DE EJE (SISTEMA DE PROPULSIÓN)	5
1.1.1. <i>Eje de baja velocidad</i>	5
1.1.2. <i>Eje de alta velocidad</i>	8
1.1.3. <i>Motor</i>	9
1.1.4. <i>Stern tube y eje de hélice</i>	11
1.1.5. <i>Eje intermedio</i>	13
1.1.6. <i>Hélice</i>	14
1.1.7. <i>Bearings</i>	14
1.2. CONSIDERACIONES TÍPICAS DE DAÑOS EN EJES	15
1.3. ANÁLISIS DINÁMICO	16
1.4. CARGAS DINÁMICAS	17

1.4.1.	<i>Vibraciones laterales – Whirlig</i>	18
1.4.2.	<i>Vibraciones torsionales</i>	19
1.4.3.	<i>Fatiga</i>	20
1.5.	MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	22
2.	CAPÍTULO II: MODELO MATEMÁTICO	23
2.1.	INTRODUCCIÓN	23
2.2.	DIMENSIONES DEL SISTEMA Y PARÁMETROS FÍSICOS RELACIONADOS	24
2.3.	MODELADO DEL SISTEMA.....	26
3.	CAPÍTULO III: RESULTADOS	34
3.1.	EFFECTO DE LA RIGIDEZ DEL RODAMIENTO.....	34
3.2.	EFFECTO DEL DIÁMETRO DE LOS EJES	38
3.3.	INFLUENCIA DEL SEGMENTO DE EJE EQUIVALENTE DE LA MÁQUINA PRINCIPAL	40
3.4.	VELOCIDAD CRÍTICA DE VIBRACIÓN LATERAL Y VELOCIDAD CRÍTICA DE VIBRACIÓN CICLOIDAL DEL SISTEMA DE EJES	45
	CONCLUSIONES	48
	RECOMENDACIONES	50
	ANEXOS	51
	ANEXO A: SOLICITUD DE DATOS DEL ESTUDIANTE A LA EMPRESA	51
	ANEXO B: RESPUESTA DE LA EMPRESA AL ESTUDIANTE.....	52
	BIBLIOGRAFÍA	53

ÍNDICE DE FIGURA

ILUSTRACIÓN 1 EJE DE BAJA VELOCIDAD: LSS	6
ILUSTRACIÓN 2 EJE DE BAJA VELOCIDAD: LSS CON ENGRANAJE REDUCTOR	7
ILUSTRACIÓN 3 LÍNEA TÍPICA DE EJES DE ALTA VELOCIDAD	8
ILUSTRACIÓN 4 IMAGEN RENDERIZADA EN 3D DE UN EJE DE HÉLICE Y UNA STERN TUBE	12
ILUSTRACIÓN 5 IMAGEN RENDERIZADA EN 3D DE DOS EJES INTERMEDIOS (GRIS-VERDE)	14
ILUSTRACIÓN 6 GEOMETRÍA DE UN DISCO GIRATORIO SOBRE UN EJE, SOSTENIDO POR COJINETES.....	18
ILUSTRACIÓN 7 LA FIGURA DESCRIBE EL GIRO DE UN EJE QUE TRANSMITE PAR Y LA RELACIÓN ENTRE PAR, ÁNGULO DE GIRO Y POSICIÓN.	20
ILUSTRACIÓN 8 EJEMPLO DE DIAGRAMA SN PARA UN MATERIAL DE ACERO CON RANGO LCF DE HASTA 103 Y LÍMITE DE SEGURIDAD EN 106. EL EJE X ES EL NÚMERO DE CICLOS EN ESCALA LOGARÍTMICA Y EL EJE Y ES EL RANGO DE TENSIÓN DE FATIGA.....	21
ILUSTRACIÓN 9 DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DEL PROCESO DE INVESTIGACIÓN.	23
ILUSTRACIÓN 10 DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DEL MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA DE EJE DE PROPULSIÓN DE BARCO EN VARIOS TRAMOS.....	24
ILUSTRACIÓN 11 DIMENSIÓN DEL EJE DEL BARCO OBJETIVO (UNIDADES EN MM).....	25
ILUSTRACIÓN 12 MODELO PRELIMINAR DE ELEMENTOS FINITOS DEL BARCO OBJETIVO (EXCLUYENDO HÉLICES Y SOPORTES DE COJINETES.	26
ILUSTRACIÓN 13 MODELO DE ELEMENTOS FINITOS CUANDO LOS EJES DE SEGMENTO A, B Y C SE DIVIDEN EN ELEMENTOS DE EJE DE 1, 3, 5, 7 Y 10 SEGMENTOS.	27
ILUSTRACIÓN 14 LOS PRIMEROS 5 ESTADOS DE VIBRACIÓN DEL SISTEMA DE EJES CUANDO LOS EJES DE SEGMENTO A, B Y C SE DIVIDEN EN 1 ELEMENTO DE EJE DE SEGMENTO.	29
ILUSTRACIÓN 15 LOS PRIMEROS 5 ESTADOS DE VIBRACIÓN DEL SISTEMA DE EJES CUANDO LOS EJES DE SEGMENTO A, B Y C SE DIVIDEN EN 3 ELEMENTOS.	30
ILUSTRACIÓN 16 LOS PRIMEROS 5 ESTADOS DE VIBRACIÓN DEL SISTEMA DE EJES CUANDO LOS EJES DE SEGMENTO A, B Y C SE DIVIDEN EN 5 ELEMENTOS DE EJE.	31
ILUSTRACIÓN 17 LOS PRIMEROS 5 ESTADOS DE VIBRACIÓN DEL SISTEMA DE EJES CUANDO LOS EJES DE SEGMENTO A, B Y C SE DIVIDEN EN 7 ELEMENTOS DE EJE.	32

ILUSTRACIÓN 18 LOS PRIMEROS 5 ESTADOS DE VIBRACIÓN DEL SISTEMA DE EJES CUANDO LOS EJES DE SEGMENTO A, B Y C SE DIVIDEN EN 10 ELEMENTOS DE EJE.	33
ILUSTRACIÓN 19 MODELO COMPLETO DE ELEMENTOS FINITOS DEL SISTEMA DE EJE DEL BARCO OBJETIVO (INCLUIDOS LA HÉLICE Y EL SOPORTE DEL COJINETE).	34
ILUSTRACIÓN 20 EFECTO DE LA RIGIDEZ DEL RODAMIENTO DE SOPORTE EN EL PRIMER MODO DE VIBRACIÓN DEL SISTEMA.	37
ILUSTRACIÓN 21 EFECTO DE LOS DIÁMETROS DE LOS EJES DE SEGMENTO A Y D SOBRE EL PRIMER MODO DE VIBRACIÓN DEL SISTEMA.	39
ILUSTRACIÓN 22 EL CIGÜEÑAL DEL MOTOR PRINCIPAL SE SIMULA MEDIANTE UN EJE EQUIVALENTE.	41
ILUSTRACIÓN 23 LA INFLUENCIA DEL NÚMERO DE EJES DE SEGMENTO Y COJINETES DE SOPORTE DEL EJE EQUIVALENTE DEL MOTOR PRINCIPAL EN EL PRIMER MODO DE VIBRACIÓN DEL SISTEMA DE EJE.	43
ILUSTRACIÓN 24 LA INFLUENCIA DEL NÚMERO DE EJES DE SEGMENTO Y COJINETES DE SOPORTE DEL EJE EQUIVALENTE DEL MOTOR PRINCIPAL EN EL SEGUNDO MODO DE VIBRACIÓN DEL SISTEMA DE EJE.	44
ILUSTRACIÓN 25 DIAGRAMA DE CAMPBELL DE VIBRACIÓN DEL BARCO OBJETIVO.	46
ILUSTRACIÓN 26 DIAGRAMA DE CAMPBELL DE LA VIBRACIÓN GIROSCÓPICA DEL BARCO OBJETIVO.	47
ILUSTRACIÓN 27 OFICIO SOLICITUD DE DATOS	51
ILUSTRACIÓN 28 RESPUESTA DE LA EMPRESA.	52

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1 LA INFLUENCIA DEL MÉTODO DE DIVISIÓN DE LOS EJES DE SEGMENTO A, B Y C EN LA FRECUENCIA NATURAL DEL SISTEMA DE EJES (NO SE INCLUYE EL ESTADO DE VIBRACIÓN DEL CUERPO RÍGIDO).	27
TABLA 2 EFECTO DE LA RIGIDEZ DEL RODAMIENTO SOBRE LA FRECUENCIA NATURAL DEL EJE.	35
TABLA 3 EFECTO DE LOS DIÁMETROS DE LOS EJES DE SEGMENTO A Y D SOBRE LA FRECUENCIA PROPIA DEL SISTEMA DE EJES.	38
TABLA 4 INFLUENCIA DEL NÚMERO DE EJES SEGMENTADOS Y COJINETES DE SOPORTE DE EJES EQUIVALENTES SOBRE LA FRECUENCIA NATURAL DEL SISTEMA DE EJES.	42

INTRODUCCIÓN

Este estudio tiene como objeto modelar mediante el método de elementos finitos y la teoría de vigas un sistema de eje de propulsión de barco (incluyendo hélice, y cargas), calculando la frecuencia natural y simulando la velocidad crítica de cada orden de vibración. Para proporcionar un análisis más preciso, este estudio también considerará parámetros como el material del eje, la rigidez del rodamiento y la fuerza de inercia de la hélice.

Con el envejecimiento de la estructura del casco y el desgaste de los cojinetes de soporte, las características dinámicas y la velocidad crítica del sistema de ejes de propulsión de los barcos durante la operación se ven muy afectados, lo que va en detrimento de la seguridad de la navegación.

Las características dinámicas y la velocidad crítica del sistema de ejes de propulsión durante el funcionamiento están estrechamente relacionadas con su eficiencia de producción de energía, la vibración del casco, el ruido de la sala de máquinas, el rendimiento de navegación del barco y la seguridad. Por lo tanto, una de las tareas importantes es comprender con precisión las características dinámicas y la velocidad crítica del sistema de eje de propulsión durante el funcionamiento.

La literatura existente relacionada con la dinámica de sistemas de ejes es bastante abundante y muchos investigadores han realizado investigaciones sobre la dinámica de sistemas de ejes en el pasado.

Murawski, en 2005 simuló la hélice como un rotor y calculó sus velocidades de rotación hacia adelante y hacia atrás para describir el problema de valores propios de la vibración lateral del sistema de eje de cola en dos planos verticales.

Carlton, (2018) también descubrió que, si la relación de masa hélice/eje es grande, la diferencia entre las velocidades de rotación hacia adelante y hacia atrás es más obvia. Cuando la relación de masa hélice/eje es pequeña, las frecuencias de las velocidades de rotación hacia adelante y hacia atrás serán más cercanas.

Lin et al., (2014) estudiaron la vibración de un eje flexible acoplado con múltiples discos flexibles utilizando tecnología de síntesis de subestructura y diseñaron experimentos para demostrar su viabilidad. El contenido de este experimento es dividir la vibración del disco en tres grupos de acuerdo con las características del acoplamiento del rotor y utilizar diferentes métodos y tecnologías de sintonización para calcular la frecuencia natural y el estado de vibración. El resultado experimental final es que la tecnología de sintonización puede predecir con precisión la Frecuencia natural y estado de vibración de sistemas de vibración acoplados complejos.

Hongda et al., (2022) utilizaron un método multiescala para analizar la vibración libre de un eje de rotación apoyado simple extendido con curvatura e inercia no lineales, y derivaron una expresión para describir el eje de rotación en dos planos laterales: Vibración libre no lineal, en la que la deformación por corte se ignora y solo se consideran la inercia rotacional y los efectos giroscópicos. Este estudio encontró que bajo condiciones que pueden describirse mediante esta expresión, las frecuencias naturales no lineales de las vibraciones hacia adelante y hacia atrás del eje de rotación se excitarán, y luego utilizó simulaciones numéricas para verificar los resultados.

Dubbioso et al., (2021) han estudiado la resonancia principal longitudinal del sistema de eje de propulsión de un barco, especialmente considerando la resonancia interna (la primera frecuencia natural es aproximadamente igual a la primera frecuencia lateral hacia adelante y hacia atrás). Utilizaron el método de Ritz y la ecuación de Lagrange para establecer la ecuación dinámica de acoplamiento longitudinal-lateral del

sistema de eje de propulsión del barco y luego la resolvieron y analizaron la respuesta en estado estacionario. Este estudio encontró que, si la carga longitudinal es mayor que la carga crítica, el exceso de energía se transfiere a los modos laterales y la relación de distribución de energía entre los modos hacia adelante y hacia atrás es inversamente proporcional a la frecuencia. Al final del estudio, también se discutieron los efectos de la relación de amortiguación y los parámetros de desafinación de frecuencia sobre la carga crítica.

De la revisión de la literatura anterior, se puede encontrar que la información relacionada con el análisis dinámico del sistema de eje es bastante abundante, pero la investigación relacionada con la velocidad crítica del sistema de eje es relativamente escasa. La mayoría de los investigadores han simplificado el sistema de ejes a un sistema de ejes de un solo tramo. Además, debido a la complejidad de las fórmulas matemáticas, la geometría de los sistemas de eje macizo y hueco, la amortiguación y rigidez de los rodamientos, la posición de los rodamientos, los efectos de amortiguación de varios componentes mecánicos del sistema de eje y las fuerzas externas de excitación de la hélice y de la unidad motriz generalmente se ignoran (total o parcialmente).

Este estudio utilizará el método de elementos finitos y la teoría de vigas para modelar el sistema de eje, calcular la frecuencia natural y el modo de vibración de la vibración lateral del sistema de eje, encontrar el punto de resonancia y la velocidad crítica de cada orden de vibración. Para proporcionar un análisis más preciso, este estudio también considerará parámetros como el material del eje, la rigidez del rodamiento y la fuerza de inercia de la hélice.

OBJETIVOS

General

Analizar y estudiar la velocidad crítica del sistema de ejes de propulsión de un barco en función de sus propiedades dinámicas.

Objetivos específicos

- Investigar los principios de cálculo, modelado y simulación para ejes de propulsión de barcos.
- Modelar un sistema de eje de propulsión de barco utilizando el método de vigas y elementos finitos.
- Simular la frecuencia natural, el modo de vibración en cada punto y la velocidad crítica de un eje de propulsión de barco considerando los parámetros mecánicos y dinámicos del sistema.

1. CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO

1.1. Línea de eje (sistema de propulsión)

Una línea de eje es el conjunto de componentes de maquinaria necesarios para propulsar un barco, más específicamente los componentes que sirven para transmitir la potencia desde el motor primario a la hélice. Los ejes de propulsión son la principal preocupación de este proyecto, pero es crucial reconocer los diferentes componentes que componen una línea completa de ejes (DNV-GL, 2020).

El propósito del eje de propulsión es transmitir el par del motor o máquina para hacer girar la hélice. En el caso de un eje de hélice típico, el eje también es un miembro estructural que soporta todo el peso y las fuerzas de la hélice. Esto se describe a continuación como un eje de baja velocidad. En el caso de los ejes de alta velocidad, el eje se parece más al eje de transmisión de un camión pesado. Su único propósito es transferir la potencia mecánica o torque del motor a la hélice (DNV-GL, 2018).

1.1.1. Eje de baja velocidad

Eje de baja velocidad: LSS, como su nombre lo indica, es un eje que gira a baja velocidad de rotación. Pero sin ninguna referencia, una velocidad baja no significa nada. Para una configuración de línea de eje, la velocidad baja sería la velocidad de rotación de la hélice. Los motores y motores eléctricos suelen funcionar a una velocidad de rotación mayor que la velocidad diseñada para la hélice. En este caso, se requieren engranajes reductores y, por lo general, se ubican justo al lado del motor. Conectado a la salida del engranaje reductor está el eje al que luego se une la hélice (Dokkum, 2016).

El rango de velocidad de una hélice en un barco comercial podría ser de 70 a 250 revoluciones por minuto. El límite se ha ido reduciendo con el aumento del tamaño de las hélices en los grandes buques de carga, al mismo tiempo que los motores de propulsión

de dos tiempos y baja velocidad se han vuelto más grandes, más potentes y eficientes en el consumo de combustible.

Los motores de 2 tiempos de baja velocidad funcionan a la misma velocidad que la hélice y, por lo tanto, están conectados directamente, como se ve en la Ilustración 1, donde el cigüeñal del motor se considera una continuidad indirecta del eje de propulsión (IACS, 2015).

En cuanto a los grandes motores MAN B&W, funcionan a 70 - 80 rpm y son similares a los motores diésel de 2 tiempos WinGD. WinGD se basa en la tradición de los motores diésel Sulzer y Wärtsilä de dos tiempos. Un ejemplo, el motor WinGD 12X92DF que establece récords y que ofrece una potencia nominal de 63.840 kW a 80 rpm y su rendimiento mide una eficiencia térmica del 51-53% [36] (MAN Energy Solutions, 2021).

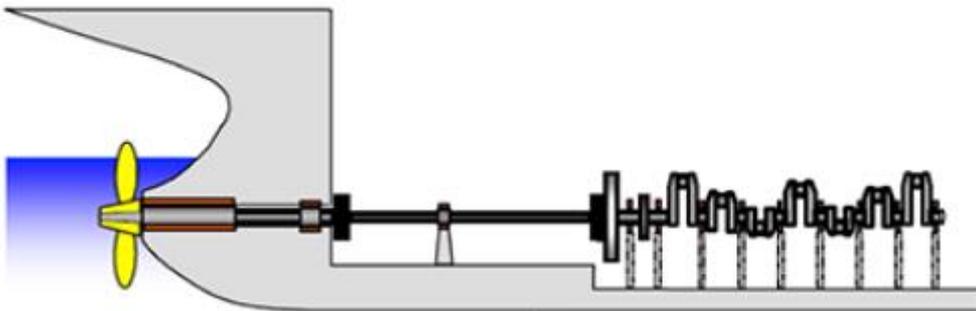


Ilustración 1 Eje de baja velocidad: LSS

Fuente: (MAN Energy Solutions, 2021).

Nota: La figura describe la configuración de una línea de ejes de baja velocidad, directamente acoplada a un motor de baja velocidad. En un cálculo de alineación de ejes, el cigüeñal en este caso se modela con el eje de propulsión.

En la Ilustración 2 Eje de baja velocidad: LSS con engranaje reductor se muestra una línea de ejes LSS, que incorpora un engranaje reductor, una hélice de paso controlable, CPP y, normalmente, un motor de velocidad media. En comparación con el eje acoplado directamente, esta configuración es más común en transbordadores, buques pesqueros y diferentes tipos de buques de servicio especializado y de investigación. La configuración proporciona un funcionamiento más flexible y una respuesta más rápida (IACS, 2015).

La mecánica de control para la rotación de las palas en una hélice CPP a menudo está ubicada en la caja de cambios reductora y la actuación mecánica se realiza mediante un sistema hidráulico o un eje que pasa por el medio del eje de la hélice. Al tener la posibilidad de girar las palas, cambiar efectivamente el paso de la hélice, cambiar de empuje hacia adelante a hacia atrás se puede realizar sin problemas, así como controlar la carga en el motor según los modos de operación (IACS, 2015).

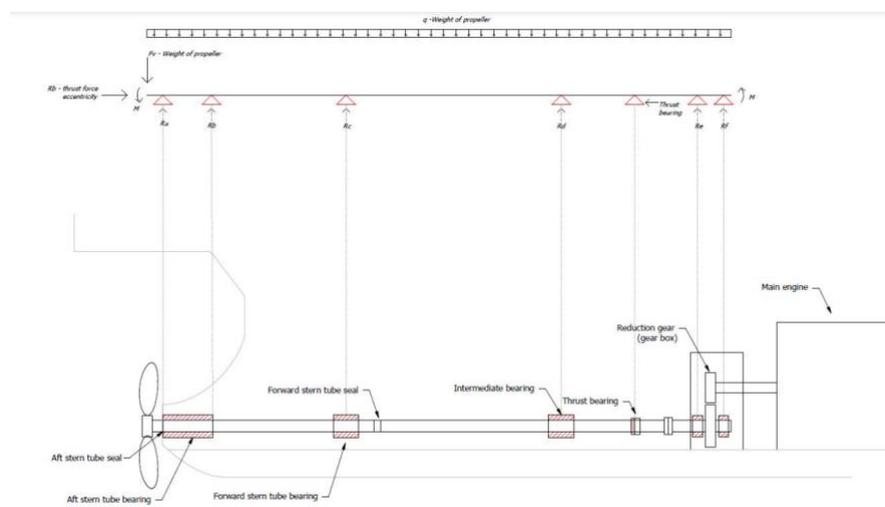


Ilustración 2 Eje de baja velocidad: LSS con engranaje reductor¹

Fuente: Berg Propulsion AB

¹ Nota: La figura describe la configuración de una línea de eje de baja velocidad con engranaje reductor. Arriba se presenta un esquema de viga simplificado. En un cálculo de alineación del eje se incluyen el eje de salida y el engranaje del engranaje reductor.

1.1.2. Eje de alta velocidad

En contraste con la discusión anterior sobre LSS, los ejes de alta velocidad generalmente están acoplados directamente a motores diesel de velocidad media o alta, de ahí la notación de alta velocidad, operan a las velocidades del motor de propulsión. Los ejes de alta velocidad, HSS, se combinan con propulsores azimutales porque el engranaje reductor está ubicado en los accionamientos angulares de los propulsores. En la carcasa del propulsor hay dos accionamientos de anillo y piñón que transfieren la potencia mecánica mediante un giro de 90 grados, de ahí el sobrenombre de accionamientos Z. Tener una corona que normalmente tiene más dientes que el piñón significa una reducción en las velocidades de rotación, para adaptarse a la combinación de hélice y motor (Caterpillar, 2013).

Nota: Los HSS no se consideran en esta investigación de tesis.



Ilustración 3 Línea típica de ejes de alta velocidad

Fuente: (Caterpillar, 2008).

Nota: Línea típica de ejes de alta velocidad, acoplados directamente a un motor diésel de alta velocidad. Unidad propulsora MTA acoplada a un motor CAT 3516 con embrague montado en el motor. Engranajes ubicados en la carcasa superior de la unidad

propulsora junto al eje de entrada y también en la pata del propulsor junto al eje de la hélice.

1.1.3. Motor

En el caso del Ecuador, la potencia de propulsión más habitual proviene de motores diésel marinos de velocidad media o alta. Los motores de combustión interna alternativos siempre causarán algunas vibraciones de torsión, especialmente si el motor sufre fallas de encendido. Otra forma de suministrar la potencia de propulsión necesaria es conectar motores diésel a generadores. El grupo electrógeno, el motor y el generador suministran entonces sólo energía eléctrica. Se utilizan motores eléctricos para hacer girar la hélice, lo que proporciona en muchos casos más flexibilidad de funcionamiento y menos vibraciones. En el libro Ship Knowledge, el rango de velocidades de los motores marinos se clasifica de la siguiente manera:

- Motores de cuatro tiempos de alta velocidad, RPM superiores a 960.
- Motores de cuatro tiempos de velocidad media, RPM que oscilan entre 240 y 960.
- Motores de dos tiempos de baja velocidad, RPM inferiores a 240.

Los grandes motores lentos de 2 tiempos son eficientes pero muy altos y pesados, generalmente van acompañados de una hélice de paso fijo, FPP, y no son flexibles en las maniobras.

La línea de ejes que se muestra en la Ilustración 1 Eje de baja velocidad: LSS es una configuración típica que utiliza un motor de baja velocidad acoplado directamente con una hélice FPP. Al tener una hélice FPP y conexión directa al motor, haciendo una maniobra inversa, se requiere que un motor de 2 tiempos se pare y luego se vuelva a

arrancar, girando en sentido contrario para invertir la rotación de la hélice. Esto es típico de los buques graneleros, cisternas y portacontenedores.

El motor instalado en la embarcación pertenece a la serie 3500b de Caterpillar. Este motor ha sido reacondicionado para optimizar su eficiencia operativa, ajustando su velocidad máxima de operación a 800 RPM. A pesar de esta modificación se mantienen los 16 cilindros originales y es capaz de entregar una potencia de 1650 HP. Estas características aseguran un rendimiento adecuado para el buque, que tiene una eslora de 53,45 metros, una manga de 10,7 metros, un puntal de 7,95 metros y cuenta con un calado de 5,91 metros. Como resultados de esta configuración el buque puede alcanzar 10 nudos en velocidad crucero, siendo la velocidad máxima de 13 nudos.

Los pulsos de disparo del motor junto con el momento fluctuante de la hélice pueden igualar los modos naturales de torsión y flexión del eje. El fenómeno más crítico es que el orden de excitación principal del motor coincide con la primera frecuencia natural de torsión del eje (Department of Shipping and Marine Technology, 2019).

Este fenómeno se debe al hecho de que el cigüeñal del motor y el eje de la hélice giran a la misma velocidad y el par de entrada pulsa mucho. La potencia de cada cilindro puede ser fácilmente de 3500 kW a 80 - 200 rpm. Esto da como resultado valores de par por cilindro mucho más altos, al mismo tiempo que las carreras por minuto son menores (Carlton, 2018).

Esto se puede demostrar con un ejemplo sencillo: el poder es, en esencia, la capacidad de realizar una determinada cantidad de trabajo en un plazo determinado. Realmente no importa cómo se realice el trabajo (simplificación ideal), se puede demostrar subiendo en bicicleta una cuesta empinada en 5 minutos. La tarea requiere la misma cantidad de trabajo ya sea que uno tenga la bicicleta en marcha alta o baja. Sin

embargo, es mucho más difícil pisar los pedales y girar la manivela en una velocidad alta, esto da como resultado una rotación lenta pero un par alto en la manivela, la otra forma es estar en una velocidad más baja, es mucho más fácil pisar los pedales, pero se necesitan muchas más revoluciones. Por lo tanto, un par bajo pero altas revoluciones en la manivela generan la misma cantidad de trabajo. Es el par lo que rompe un eje, no la potencia, luego la fatiga complica aún más las cosas (IACS, 2015).

1.1.4. Sterntube y eje de hélice

De la enciclopedia de tecnología marina Wärtsilä obtenemos la siguiente descripción:

Sterntube: tubo estanco que encierra y sostiene el eje de la hélice. Consiste en un cilindro de hierro fundido o acero fundido provisto de una superficie de apoyo dentro de la cual gira el eje de la hélice, encerrado en un manguito. La bocina se instala desde popa y se atornilla al saliente del marco de la bocina. Puede encajarse a presión o instalarse con resina epoxi (Wärtsilä, 2021).

Para un típico barco mercante o pesquero de una sola hélice, la bocina es una sección tubular que atraviesa la estructura de popa de un barco, por debajo de la línea de flotación. En esencia, es un tubo de extremo abierto entre la sala de máquinas y el agua abierta. La bocina abre un camino para que el eje de la hélice pase a través del casco, conectando mecánicamente la hélice al motor o motor de propulsión, además de soportar la hélice. Para ello, la bocina está equipada con superficies de apoyo y juntas en los extremos de popa y proa. Los cojinetes suelen ser de metal blanco y lubricados con aceite. Para evitar que el agua circundante entre en la bocina y, lo más importante, no inunde la sala de máquinas, hay sellos de labio circulares en el extremo trasero del sterntube que sellan contra el eje de la hélice (Sold by Cat, 2020).

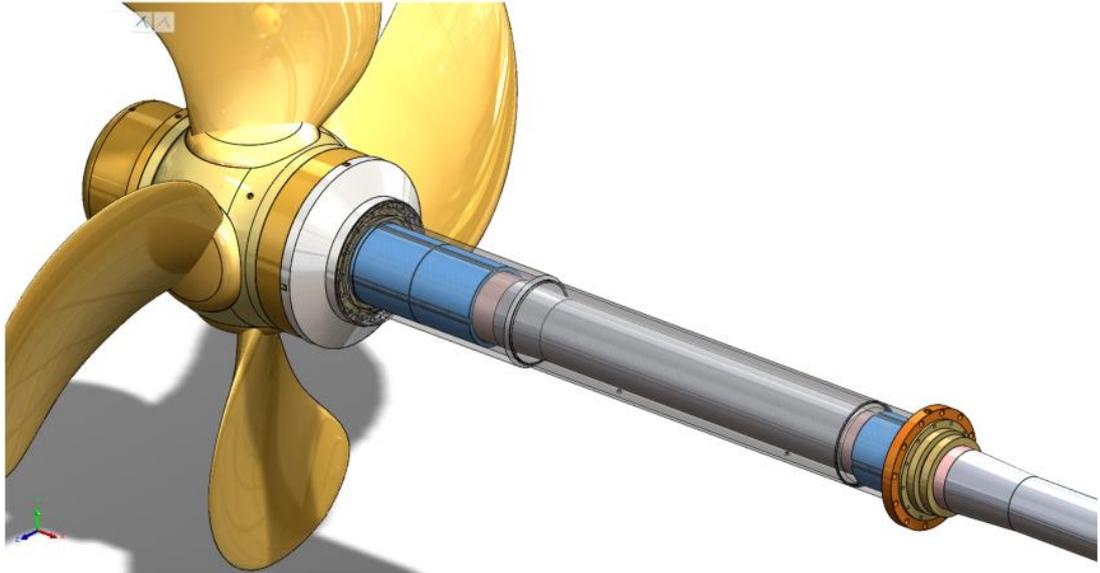


Ilustración 4 Imagen renderizada en 3D de un eje de hélice y una sterntube.

Fuente: Berg Propulsion AB.

Nota: El sterntube es lo transparente y los cojinetes de la bocina están resaltados en azul.

Existen diferentes tipos de configuraciones, con uno, dos o más cojinetes sterntube, cojinetes lubricados con aceite o lubricados con agua de mar. Aquí describiremos la configuración de los 3 ejemplos más comunes.

- Configuración típica de RoPax con tornillos gemelos que tienen bocinas muy largas extendidas fuera del casco a ambos lados sostenidas por puntales. La longitud exige un apoyo medio, lo que da como resultado una bocina que tiene apoyo hacia atrás, hacia el centro y hacia adelante. Cojinetes de metal blanco lubricados con aceite con sellos en los extremos de popa y proa (Vúlic, Dobrota, & Komar, 2016).
- Buque cisterna típico de un solo tornillo que tiene un tubo de bocina recto a través del centro de la popa, cojinete de popa y cojinete de proa, sellos de proa y de popa.

- Buque draga de doble tornillo con hélices canalizadas y bocinas que pasan por aletas o skegs estrechos a cada lado. Cojinetes de proa y popa con sellos en los extremos de proa y popa.

El eje de la hélice es la parte del eje al que está unida la hélice². El eje se extiende fuera del casco de manera que actúa como una contrapalanca, soportando el peso de la hélice, por lo tanto, actúa un gran momento sobre el eje de la hélice que está sostenido por los cojinetes sterntube de popa y proa. El eje delantero de la bocina no se ve muy afectado por este momento (Murawski, 2005).

1.1.5. Eje intermedio

El eje intermedio es una extensión del eje de la hélice para aplicaciones en las que el eje entre la hélice y la caja de cambios o el motor es largo. Típico para ferries, buques Ro-Pax y buques de servicio offshore, por ejemplo. Esos tipos de embarcaciones tienen en común disposiciones de doble tornillo donde el espacio de maquinaria está bastante lejos de las hélices, por lo que requieren ejes más largos que, por ejemplo, los buques cisterna de un solo tornillo donde el motor estaría ubicado justo delante de la estructura de popa. Los ejes intermedios suelen estar forjados como una sola pieza con bridas en ambos extremos. Los ejes intermedios transmiten el par del motor pero no soportan ningún peso excepto el propio. Por lo tanto, sobre ellos actúa un momento mucho menor que el del eje de la hélice (Ekber, 2018).

Ver par de ejes intermedios³ típicos en la Ilustración 5 Imagen renderizada en 3D de dos ejes intermedios (gris-verde).

² Eje de la hélice o eje de cola: La última sección del eje de propulsión en la bocina en los buques de una sola hélice y en los puntales de los buques de múltiples hélices en los que se instala la hélice.

³ Ejes intermedios: Las longitudes de los ejes entre el eje de la hélice y el motor o la caja de cambios.

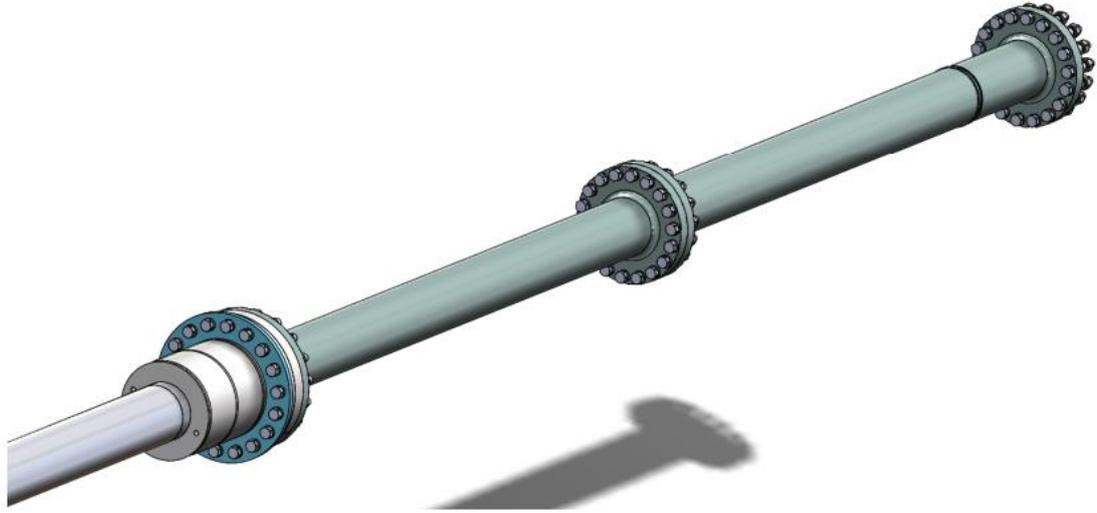


Ilustración 5 Imagen renderizada en 3D de dos ejes intermedios (gris-verde)

Fuente: Berg Propulsion AB.

1.1.6. Hélice

La hélice tiene la finalidad de convertir el par mecánico en empuje para impulsar el barco. En el contexto de esta tesis, los factores importantes son el peso de la hélice y las fuerzas que actúan sobre el eje de la hélice cuando está en funcionamiento. Es típico que una hélice de paso controlable tenga 4 o 5 palas. “El número de palas afecta la excitación de vibración o "golpes" causados por la hélice cuando opera en un campo de estela no uniforme” (Altosole & Figari, 2011).

1.1.7. Bearings

Los cojinetes se colocan cuidadosamente a lo largo del eje de acuerdo con la alineación del eje. Tanto como soporte de viga estándar como también como soporte dinámico para vibraciones laterales. Por lo tanto, el número y la ubicación de los rodamientos deben calcularse para cumplir con los estándares de la clasificación.

Normalmente se colocan dos o más cojinetes en el sterntube para soportar el momento de flexión de la hélice. Después de eso, depende de la longitud y las circunstancias del intermedio si se necesitan rodamientos allí (Dowling, 2023).

1.2. Consideraciones típicas de daños en ejes

En los sistemas de propulsión de los barcos pesqueros, por su condición de trabajo aligerado, otras veces cargados de pesca, las contramarchas que se dan durante las maniobras de faenas y malas ejecuciones en el arte de pesca; se producen daños típicos en los ejes. Adicional se tiene los daños por mantenimiento normal, es decir las reparaciones por el desgaste anual de la propulsión, sea por fricción, corrosión y desbalanceo de la hélice (González, 2020).

De tal forma, que, en base a la experiencia, los daños en los ejes propulsores se pueden clasificar de las siguientes maneras:

- **Corrosión normal.** Por efecto de la salinidad y el medio agresivo como lo es el túnel de propulsión y el túnel húmedo del eje de cola, la corrosión se presenta normalmente en los acoples o bridas de los ejes y contraejes. Suele ocurrir que las bridas pierden su ajuste con los ejes y permiten que ingrese el agua salada en pequeñas cantidades, generando corrosión continua que desmorona el acero y modifica su capacidad mecánica.
- **Por corrientes focalizadas.** En los ejes se observa picaduras por corrientes focalizadas, debido a que se encuentran dentro de una cámara o túnel que está expuesto al agua de mar, residuos de pescado y otros contaminantes. El eje actúa como un ánodo de sacrificio entre el agua de mar y el acero de la embarcación, generalmente comenzando en la zona cerca de discontinuidades.

- **Fricción por trabajo.** El eje por ser un transmisor de potencia mecánica, gira a ciertas revoluciones durante todo su trabajo. En el caso de los ejes de propulsión de buques pesqueros, las revoluciones están siempre entre 250 a 350 RPM, pues los buques usan cajas reductoras para aumentar la potencia. Son muy pocos los casos de pesqueros que no tengan caja reductora, como lo es el caso de los buques mercantes. De tal forma que en los puntos de apoyo o descansos de los ejes, va a existir desgaste por fricción, este tipo de desgaste persigue formas circunferenciales y paralelas entre sí. Esto se debe a los contaminantes que se introducen en la lubricación del descanso, sea por aceite o por grasa, y se alojan en las paredes del material de sacrificio (Lin, Wei, Wejun, & Liang, 2014).
- **Sobreesfuerzos.** Por su condición de trabajo, el buque pesquero en ocasiones debe dar marcha adelante, marcha atrás, acelerarse a todas las RPM del motor principal y en ocasiones cuando se enreda la red o los cabos en la hélice, detenerse violentamente su marcha produciendo esfuerzos adicionales sobre el sistema propulsor sobrepasando sus condiciones de funcionamiento.

1.3. Análisis dinámico

El análisis dinámico es una rama de la mecánica que se ocupa de las fuerzas y su relación principalmente con el movimiento de los cuerpos rígidos, pero a veces también con su equilibrio. Los análisis dinámicos se pueden utilizar para estudiar la relación entre las fuerzas que actúan sobre un cuerpo rígido, la masa del cuerpo rígido y su movimiento (Altosole & Figari, 2011).

Los siguientes puntos clave, son necesarios al ejecutar un análisis dinámico:

- Los motores cinemáticos basados en los ejes de movimiento están activos durante el análisis dinámico. Por ello, los valores incluidos en Desde (From) y Hasta (To) derivados del dominio del tiempo del análisis, se mostrarán como valores que no se pueden editar en Inicio (Start) y Fin (End).
- Se pueden añadir tanto motores cinemáticos como dinámicos.
- Cuando el motor dinámico o cinemático tiene un perfil discontinuo, se intentará convertir el perfil en continuo antes de ejecutar un análisis dinámico. Si no es posible, no se utilizará el motor para el análisis.
- Las fuerzas o torsiones se pueden añadir mediante la ficha Cargas externas (External loads).
- Se puede activar y desactivar la gravedad y la fricción.

Se pueden evaluar las posiciones, velocidades, aceleraciones y fuerzas de reacción al comienzo del análisis dinámico, mediante la especificación de una duración de tiempo cero y una ejecución normal. Automáticamente, se determinará un intervalo de tiempo adecuado para los cálculos. Si se realiza un gráfico de las medidas obtenidas en el análisis, el gráfico solo contendrá una única línea.

1.4. Cargas dinámicas

Las cargas dinámicas sobre un eje de propulsión en funcionamiento se dividen principalmente en tres casos. Las vibraciones laterales, la vibración torsional y la vibración axial. Es fundamental conocer estas cargas dinámicas (principalmente vibraciones laterales y torsionales) al diseñar un eje y su límite de fatiga.

1.4.1. Vibraciones laterales – Whirlig

La dinámica de rotores describe el comportamiento dinámico de vibración lateral de maquinaria giratoria. Especialmente vibraciones de flexión que pueden ocurrir a la llamada velocidad crítica. Para establecer la teoría que describe la dinámica del rotor, en este estudio se considera la configuración más básica de la maquinaria rotativa; consulte la Ilustración 6 Geometría de un disco giratorio sobre un eje, sostenido por cojinetes. Hay un eje de cierta longitud sostenido por dos cojinetes, el eje sostiene un disco que tiene una

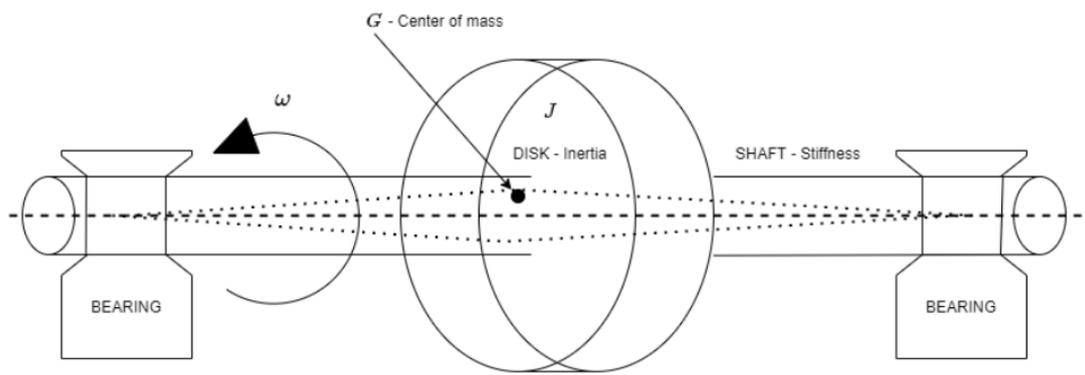


Ilustración 6 Geometría de un disco giratorio sobre un eje, sostenido por cojinetes

Fuente: Inman (2001)

masa m .

Nota: La velocidad angular del eje es ω , el centro de masa G está fuera del eje neutro. Las finas líneas de puntos indican la desviación del eje durante la vibración giratoria.

En un modelo sencillo, este disco puede representar el estator de un motor eléctrico o las aspas de un ventilador de una turbina de gas. Debido a una precisión de fabricación que no es perfecta y a una posible masa residual como pintura o algún tipo de suciedad, el centro de masa del disco no está perfectamente centrado en el eje neutro longitudinal del eje.

1.4.2. Vibraciones torsionales

Cálculo de vibraciones torsionales: TVC es un paso importante en el diseño o evaluación de un sistema de propulsión para barcos. Es esencial llevar a cabo estos cálculos temprano en la fase de diseño, cuando se han seleccionado los diámetros de los ejes.

Normalmente, el eje de propulsión se dimensiona de acuerdo con los requisitos de clasificación en la fase de diseño, con una cantidad mínima de entradas utilizando las reglas simples IACS M68.4, luego, cuando se ha dibujado la disposición preliminar del eje, se verifica el diseño del eje para detectar problemas de vibraciones torsionales.

En un análisis de TVC generalmente esto se haría al mismo tiempo que se realiza la primera alineación del eje y el análisis de giro. Hay diferentes partes interesadas en un proyecto de construcción naval que podrían realizar un análisis TVC: el fabricante del motor o de la caja de cambios, el proveedor de acoplamientos flexibles y el fabricante de la hélice y el eje.

La razón para realizar esos cálculos en las primeras etapas del proceso de diseño de un barco es localizar posibles problemas antes de que comience la construcción física del barco. Es mucho más fácil y menos costoso hacer modificaciones, mover o agregar cojinetes de soporte, cambiar las dimensiones del eje mientras aún se está en la fase de diseño en lugar de tener que desechar o cambiar algo ya construido y fabricado, como el sterntube y el saliente o grandes ejes de hélice

La vibración torsional es un fenómeno de vibración relacionado con un par inestable aplicado a un eje. La vibración se produce en una dirección angular alrededor del eje central del eje en un plano perpendicular a la sección transversal del eje.

La rotación del eje fluctúa, por lo tanto, depende del tiempo. También depende de la posición a lo largo del eje porque el eje se tuerce por el par que transmite. Por lo tanto, la rotación viene dada por $\theta(x, t)$, donde x es la posición a lo largo del eje y t denota el tiempo. Para establecer la ecuación general de movimiento de un eje que transmite par, se considera una sección corta de un eje que tiene un momento de fuerza y una reacción en cada extremo.

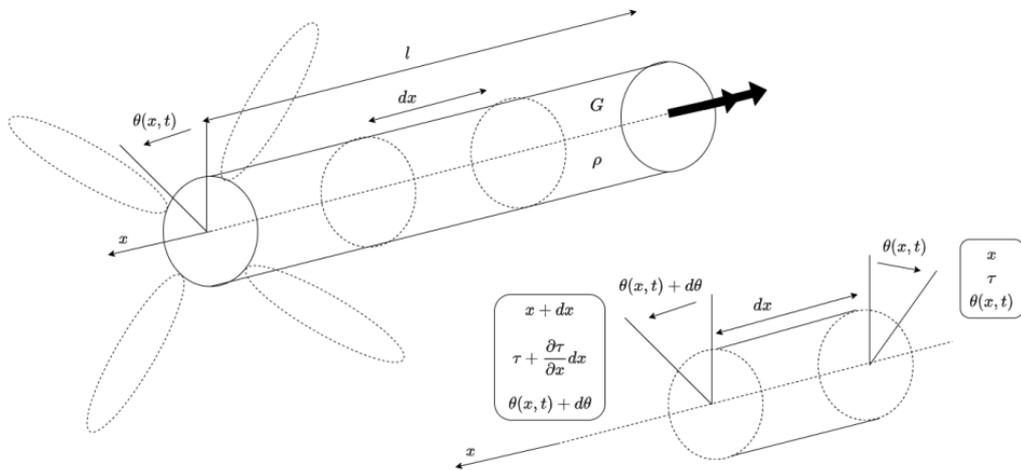


Ilustración 7 La figura describe el giro de un eje que transmite par y la relación entre par, ángulo de giro y posición.

Fuente: Inman (2001)

1.4.3. Fatiga

Cuando una pieza se somete a su límite elástico crítico, el material entra en deformación permanente, y en muchos casos de diseño mecánico eso se considera una falla.

La resistencia última, o resistencia a la tracción del material, es la tensión máxima a la que puede estar sometido el material antes de que la pieza falle por completo. La observación de este tipo de falla se realiza con respecto al estrés/deformación.

En el caso de una línea de ejes, el material más común elegido para los ejes es el acero EN 1.1170 (28Mn6), que tiene estándares de requisitos: resistencia a la tracción de

$\sigma_B = 600 \text{ N/mm}^2$ y límite elástico: $\sigma_y = 350 \text{ N/mm}^2$. La falla por fatiga debido a tensión/ciclo es otro criterio de diseño importante en casos de carga dinámica, como el eje giratorio de un buque.

Es decir, la rotura del componente mecánico falla muy por debajo de la resistencia máxima del material debido a la carga acumulativa de ciclos repetidos en la pieza. La falla por fatiga predice la cantidad de ciclos que un componente puede soportar antes de fallar, comparando el funcionamiento de la pieza con datos empíricos experimentales o realizando un experimento de la vida real sobre el diseño.

Una breve explicación de la resistencia a la fatiga es que la estimación de la vida útil de la pieza o los criterios de diseño de la pieza se pueden explicar y representar en un gráfico SN (o curva de Wöhler). El eje y es la resistencia a la fatiga o el rango de tensión y el eje x el número de ciclos.

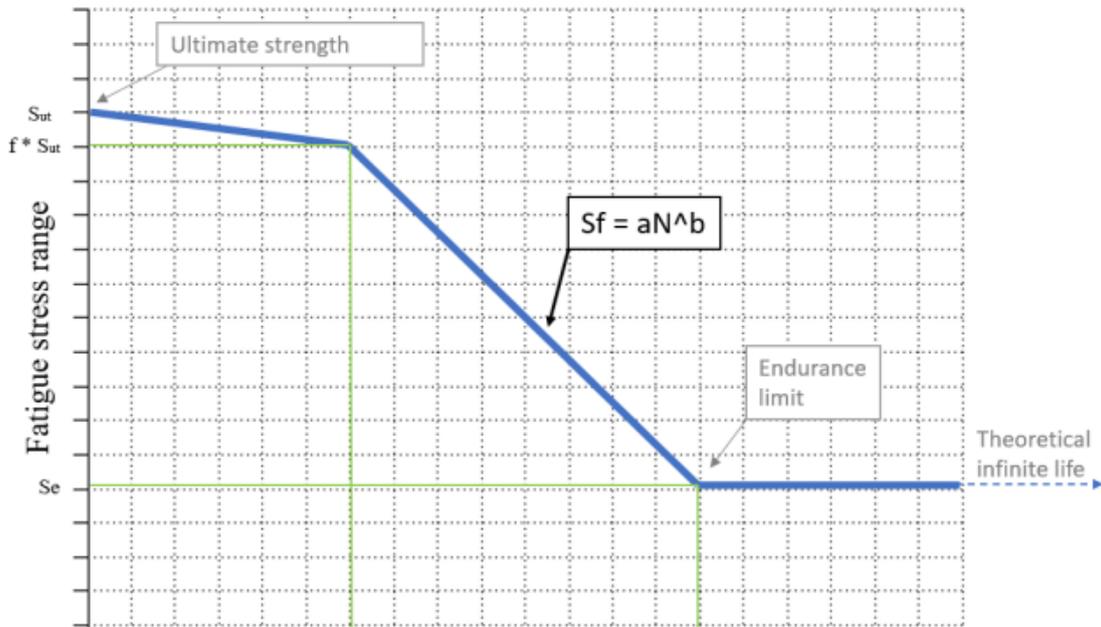


Ilustración 8 Ejemplo de diagrama SN para un material de acero con rango LCF de hasta 103 y límite de seguridad en 106. El eje X es el número de ciclos en escala logarítmica y el eje Y es el rango de tensión de fatiga.

Fuente: (DNV-GL, 2018)

1.5. Método de elementos finitos

El análisis estático o dinámico de estructuras idealizadas se conoce como Método de Elementos Finitos (MEF). Este es un método poderoso para el análisis de estructuras con configuraciones geométricas, propiedades de materiales o condiciones de carga complejas (Dubbioso, Muscari, & Ortolani, 2021).

El método de los elementos finitos es un método de aproximación de problemas continuos, de tal forma que

- El continuo se divide en un número finito de partes, “elementos”, cuyo comportamiento se especifica mediante un número finito de parámetros asociados a ciertos puntos característicos denominados “nodos”. Estos nodos son los puntos de unión de cada elemento con sus adyacentes.
- La solución del sistema completo sigue las reglas de los problemas discretos. El sistema completo se forma por ensamblaje de los elementos.
- Las incógnitas del problema dejan de ser funciones matemáticas y pasan a ser el valor de estas funciones en los nodos.
- El comportamiento en el interior de cada elemento queda definido a partir del comportamiento de los nodos mediante las adecuadas funciones de interpolación ó funciones de forma. El MEF, por tanto, se basa en transformar un cuerpo de naturaleza continua en un modelo discreto aproximado, esta transformación se denomina discretización del modelo. El conocimiento de lo que sucede en el interior de este modelo del cuerpo aproximado, se obtiene mediante la interpolación de los valores conocidos en los nodos. Es por tanto una aproximación de los valores de una función a partir del conocimiento de un número determinado y finito de puntos.

2. CAPÍTULO II: MODELO MATEMÁTICO

2.1. Introducción

Teniendo en cuenta la influencia de todos los parámetros anteriores en los efectos dinámicos del sistema de ejes de propulsión, este estudio establecerá un modelo matemático del sistema de ejes de propulsión de barcos de varios tramos y luego lo derivará basándose en el método de elementos finitos y la teoría de vigas. Tomando en cuenta una matriz de propiedades de elementos de rodamiento, elementos de disco y elementos de eje.

Luego, se utiliza la técnica de combinación del método tradicional de elementos finitos para combinar las matrices de propiedades de los elementos anteriores para obtener la ecuación de movimiento del sistema general de ejes de propulsión de barcos de múltiples tramos.

Finalmente, este estudio resolverá los métodos de falla analizando varias condiciones de movimiento y explorará los efectos de los parámetros relevantes sobre la frecuencia natural y la velocidad crítica del sistema de ejes de propulsión del barco (como se muestra en la Ilustración 1 Eje de baja velocidad: LSS).

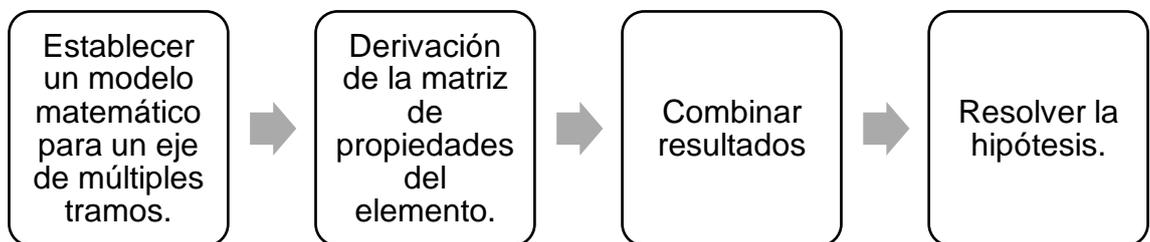


Ilustración 9 Diagrama esquemático del proceso de investigación.

Fuente: Elaboración propia

Con respecto al análisis de vibraciones del sistema de eje mencionado anteriormente, se utilizará el software de análisis de vibraciones del sistema de ejes [Shaft Design Platform Version 2.0] que ha sido desarrollado por el Centro de Detección de Vibraciones y Ruidos, además de garantizar la precisión del análisis de vibraciones del sistema de eje de propulsión del barco, también puede acelerar el análisis de vibraciones del historial de tiempo del análisis de vibraciones del eje de propulsión del barco.

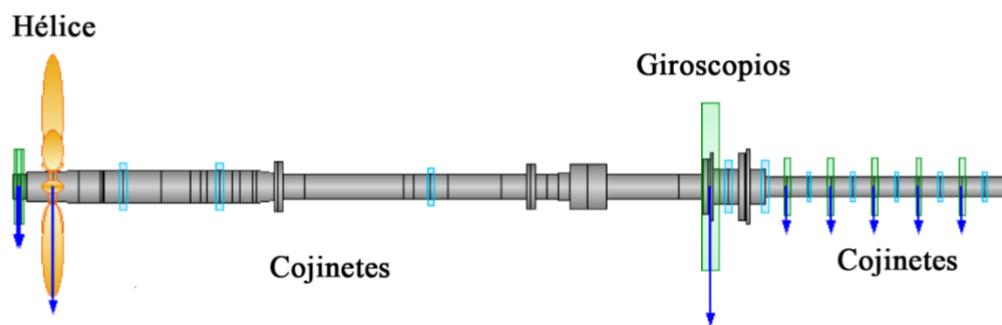


Ilustración 10 Diagrama esquemático del modelo matemático del sistema de eje de propulsión de barco en varios tramos.

Fuente: Elaboración propia

2.2. Dimensiones del sistema y parámetros físicos relacionados

El tamaño del barco que se estudiará en esta sección se muestra en la Ilustración 3 Línea típica de ejes de alta velocidad. En la Ilustración 10, se conocen todas las dimensiones del sistema de ejes, los diámetros de los ejes de los segmentos A y D y las posiciones de los cojinetes del sello de aceite, para permitir que el análisis de la vibración lateral del eje se realice sin problemas, esta sección supone que los diámetros de los ejes del segmento A y D son exactamente los mismos que el diámetro del eje del segmento B.

El rodamiento sellado más cercano a la hélice es de 500 mm. En la Ilustración 2, no se puede obtener la información del cigüeñal del motor principal. Para facilitar el análisis de vibración lateral del sistema de ejes, la parte del cigüeñal se simula con el

concepto del eje equivalente del motor principal. Actualmente muy utilizado en la industria de la construcción naval.

Además, el material del sistema de eje es acero aleado y los parámetros relevantes del material son: módulo de Young = $2,069 \cdot 10^{11}$ N/m², densidad de masa = 7850 kg/m³ y relación de Poisson = 0,3. Otros parámetros relevantes del sistema de eje son los siguientes: el número de palas de la hélice es 6, el diámetro de la hélice es 1130 mm, la masa de la hélice es 310 kg y el momento de inercia de la masa de la hélice $I^p = \frac{1}{4} \cdot 310 \cdot \left(\frac{1,13}{2}\right)^2 = 24,739 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, el motor principal es un motor de cuatro tiempos de 16 cilindros, la potencia máxima de salida es de 800 rpm.

Cuando se analiza la frecuencia natural y el estado de vibración del sistema de eje, si la velocidad crítica correspondiente es mayor que $800 / \left(1 \cdot \frac{1}{2}\right) \cdot 16 = 25600 \text{ rpm}$ o más del 20%, entonces la frecuencia natural y el estado de vibración no se han causado, por lo tanto, no es necesario volver a analizar la frecuencia natural y el estado de vibración del sistema de eje mencionado anteriormente.

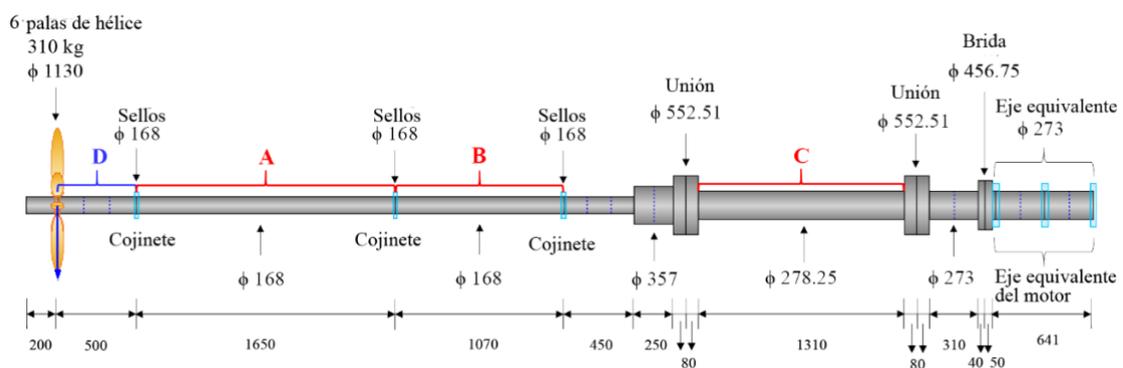


Ilustración 11 Dimensión del eje del barco objetivo (Unidades en mm)

Fuente: Elaboración propia

2.3. Modelado del sistema

En esta sección, se utilizará el software de análisis del sistema de eje Shaft Design Platform versión 2.0 para establecer el modelo matemático del sistema de eje. El modelo de elementos finitos preliminar completo (excluyendo la hélice y el soporte del cojinete) se muestra en la Ilustración 4. En la misma, a excepción de los ejes de segmento más largos A, B y C, los ejes de segmento restantes tienen una longitud relativamente corta y, en principio, están divididos en 1 a 3 elementos de eje. En la Figura 4, los ejes de segmento más largos A, B y C no están divididos en elementos de eje más pequeños. Si los ejes de segmento más largos no se dividen en elementos de eje más cortos, el estado de vibración del sistema de eje se distorsionará, lo que conducirá a que la frecuencia natural y la velocidad crítica se estimen incorrectamente. Por lo tanto, esta sección discutirá el impacto del método de segmentación de los ejes más largos A, B y C en la frecuencia natural y el estado de vibración del sistema de eje.

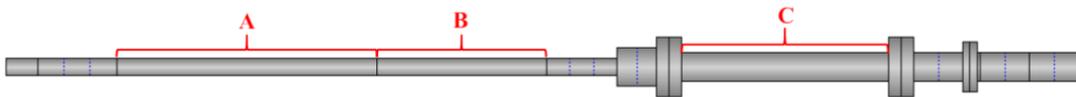


Ilustración 12 Modelo preliminar de elementos finitos del barco objetivo (excluyendo hélices y soportes de cojinetes).

Fuente: Elaboración propia

Cuando los ejes de segmento A, B y C se dividen en los elementos de eje de segmento 1, 3, 5, 7 y 10, el modelo de elementos finitos relacionado se muestra en la Ilustración 5. El método de división de los ejes de segmento A, B y C tiene un efecto natural. Impacto en el sistema de ejes La influencia de la frecuencia se muestra en la Tabla 1 La influencia del método de división de los ejes de segmento A, B y C en la frecuencia natural del sistema de ejes (no se incluye el estado de vibración del cuerpo rígido). En la Tabla 1 se puede encontrar que el impacto del método de división de los ejes de segmento A, B y C en la primera frecuencia natural del sistema de ejes es insignificante, pero tiene

un mayor impacto en las frecuencias naturales más altas. Básicamente, cuando los ejes de segmento A, B y C se dividen en 5 elementos de eje de segmento, las primeras 5 frecuencias naturales del sistema de ejes han convergido si el número de divisiones de los

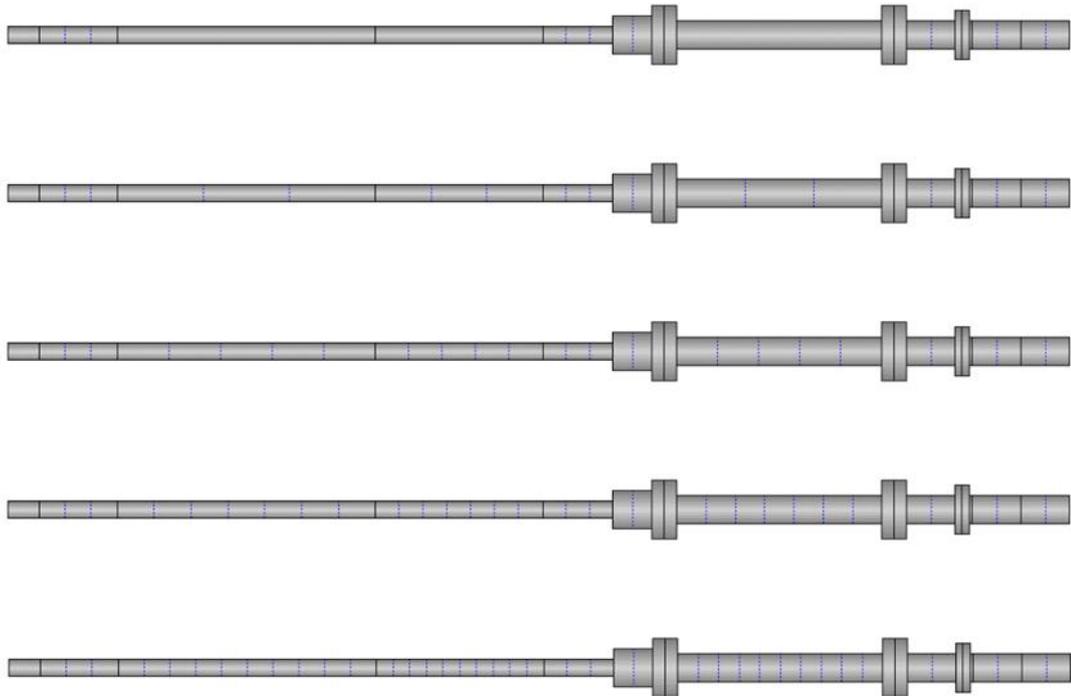


Ilustración 13 Modelo de elementos finitos cuando los ejes de segmento A, B y C se dividen en elementos de eje de 1, 3, 5, 7 y 10 segmentos.

Fuente: Elaboración propia

ejes de segmento A, B y C aumentan, las primeras 5 frecuencias naturales del sistema de ejes no tendrán mucho impacto.

Número de segmentos		1	3	5	7	10
Frecuencia Natural (Hz)	Modo 1	15,348	15,347	15,347	15,347	15,347
	Modo 2	53,842	53,527	53,522	53,521	53,520
	Modo 3	114,067	112,045	112,011	112,004	112,001
	Modo 4	165,444	162,250	162,135	162. 112	162,102
	Modo 5	275,044	263,817	263,157	263,032	262,976

Tabla 1 La influencia del método de división de los ejes de segmento A, B y C en la frecuencia natural del sistema de ejes (no se incluye el estado de vibración del cuerpo rígido).

Fuente: Elaboración propia

El impacto del método de división de los ejes de segmento A, B y C en el estado de vibración del sistema de eje se muestra en la Ilustración 6 a la Ilustración 10.

Del diagrama anterior del estado de vibración del sistema de eje, se puede encontrar que cuando el número de los ejes del segmento A, B y C es pequeña, la curva del estado de vibración no puede reflejar la deformación por deflexión verdadera del sistema de eje y la curva del estado de vibración se distorsiona cuando los ejes del segmento A, B y C se dividen en 10 segmentos/elementos del eje, las primeras cinco curvas de estado de vibración del sistema de eje, por lo que la deformación reflejada de la deflexión del eje es la más precisa.

Con base en los resultados numéricos de esta sección, para considerar la precisión del cálculo del sistema de ejes, en la investigación posterior, los ejes de segmento A, B y C se dividen en 10 elementos de eje de segmento.

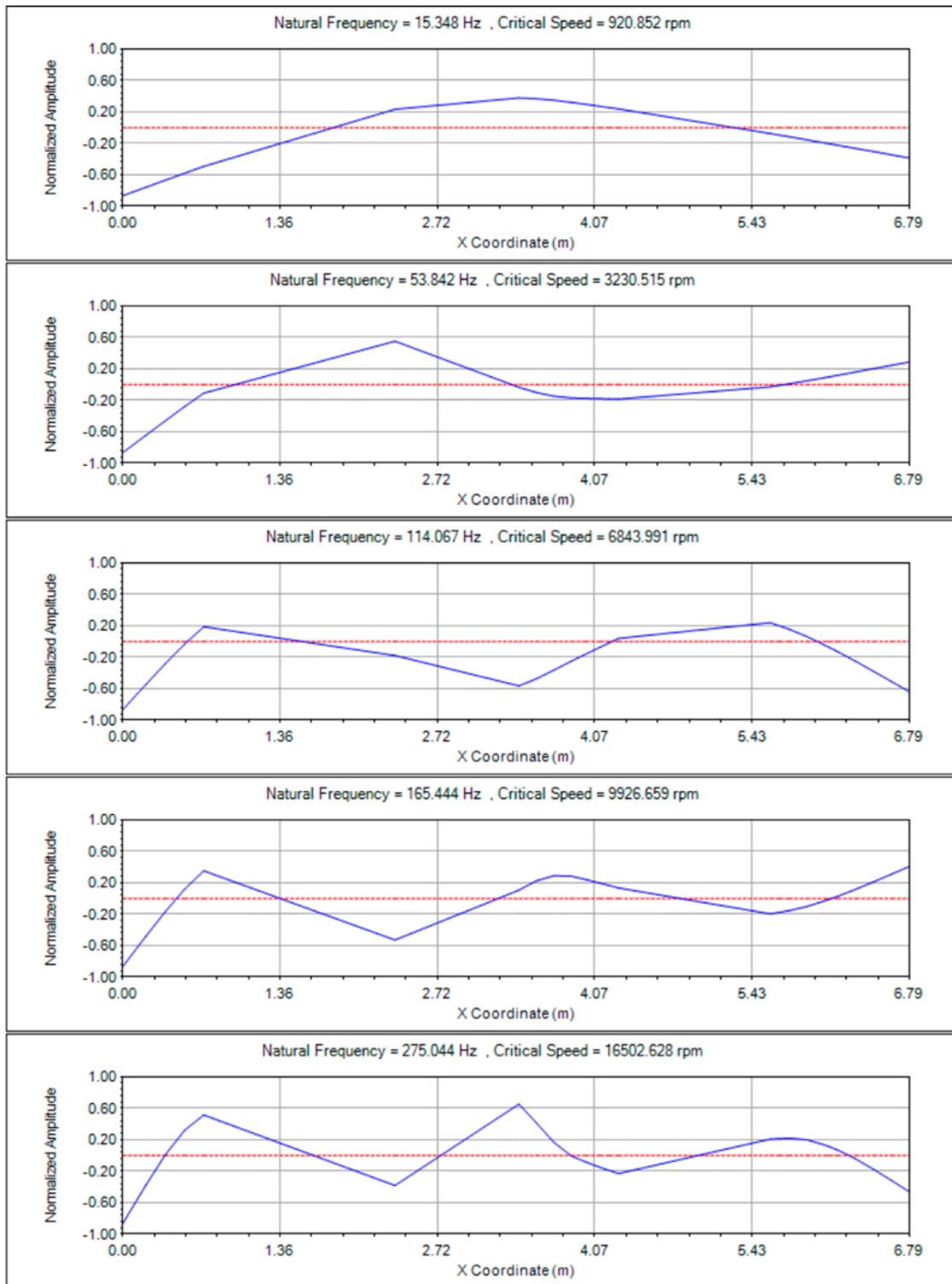


Ilustración 14 Los primeros 5 estados de vibración del sistema de ejes cuando los ejes de segmento A, B y C se dividen en 1 elemento de eje de segmento.

Fuente: Elaboración propia

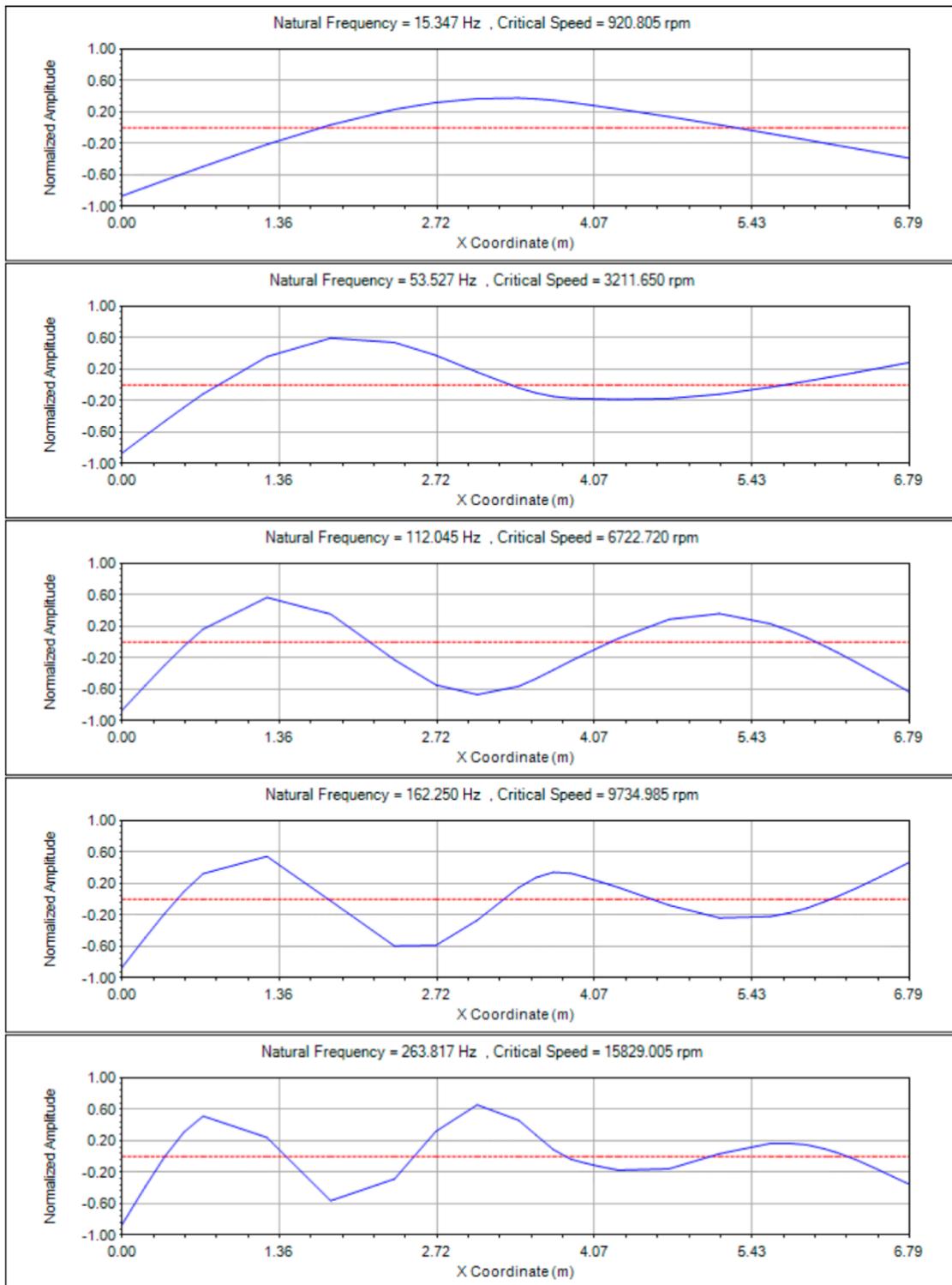


Ilustración 15 Los primeros 5 estados de vibración del sistema de ejes cuando los ejes de segmento A, B y C se dividen en 3 elementos.

Fuente: Elaboración propia

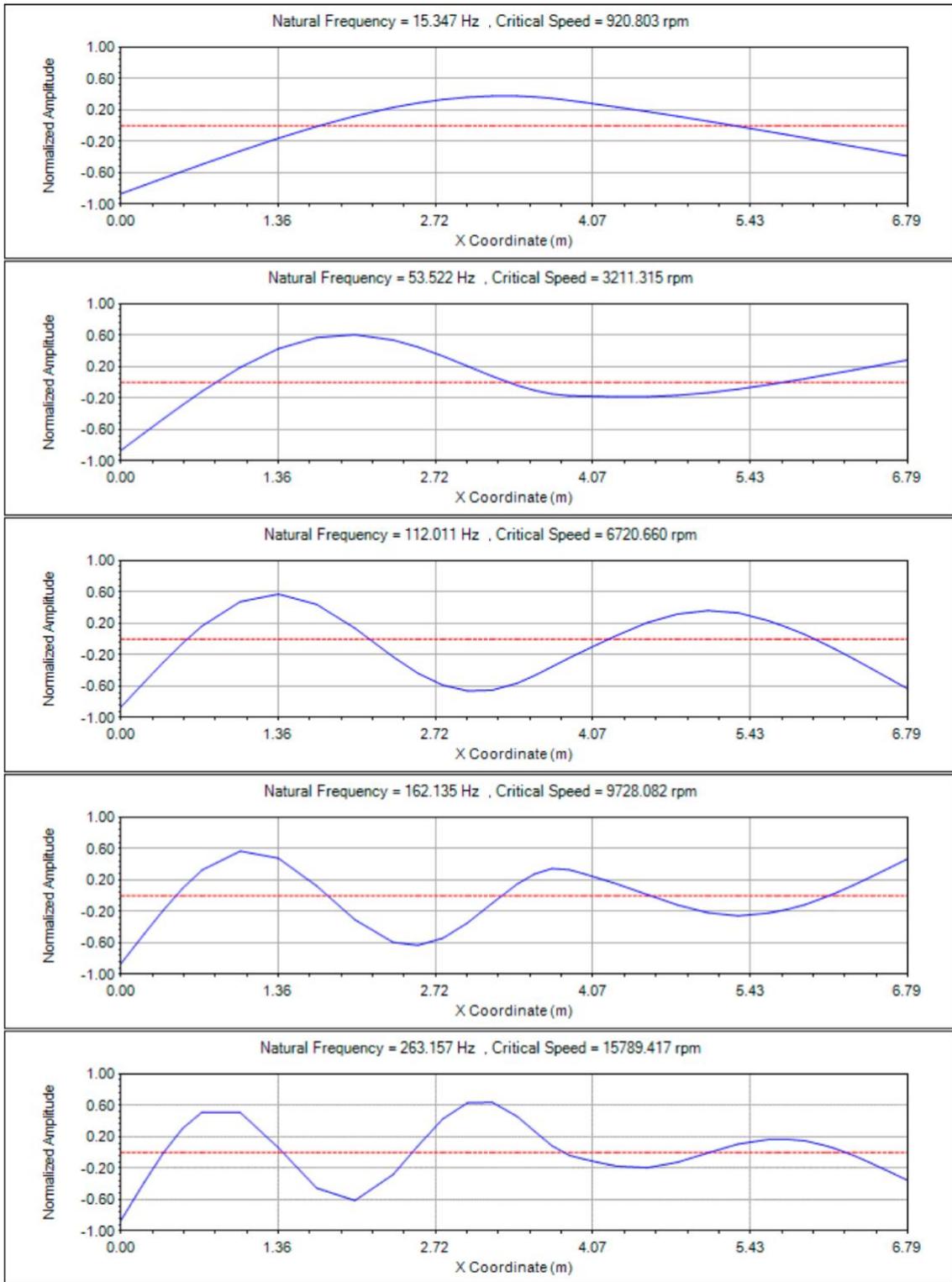


Ilustración 16 Los primeros 5 estados de vibración del sistema de ejes cuando los ejes de segmento A, B y C se dividen en 5 elementos de eje.

Fuente: Elaboración propia

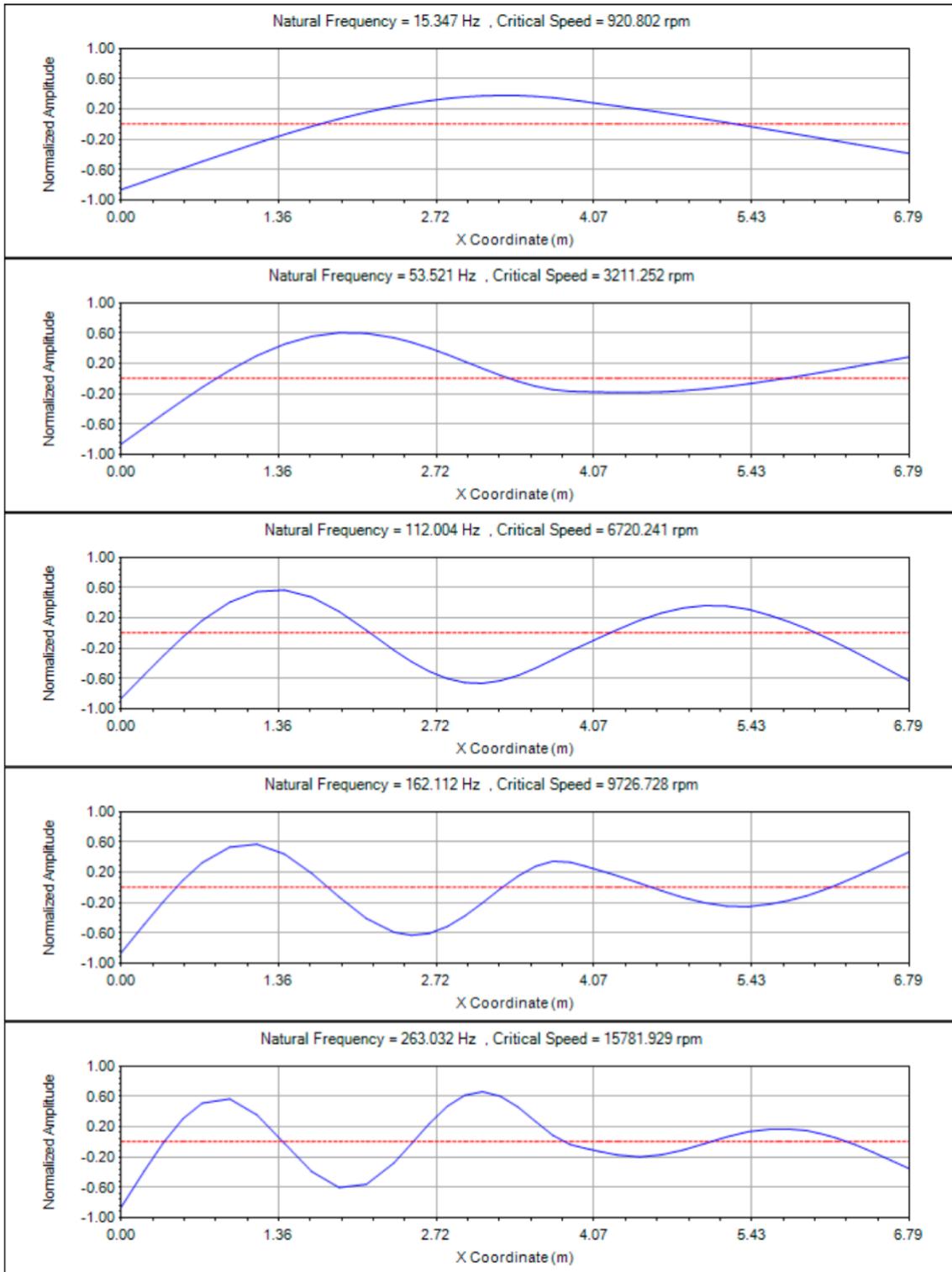


Ilustración 17 Los primeros 5 estados de vibración del sistema de ejes cuando los ejes de segmento A, B y C se dividen en 7 elementos de eje.

Fuente: Elaboración propia

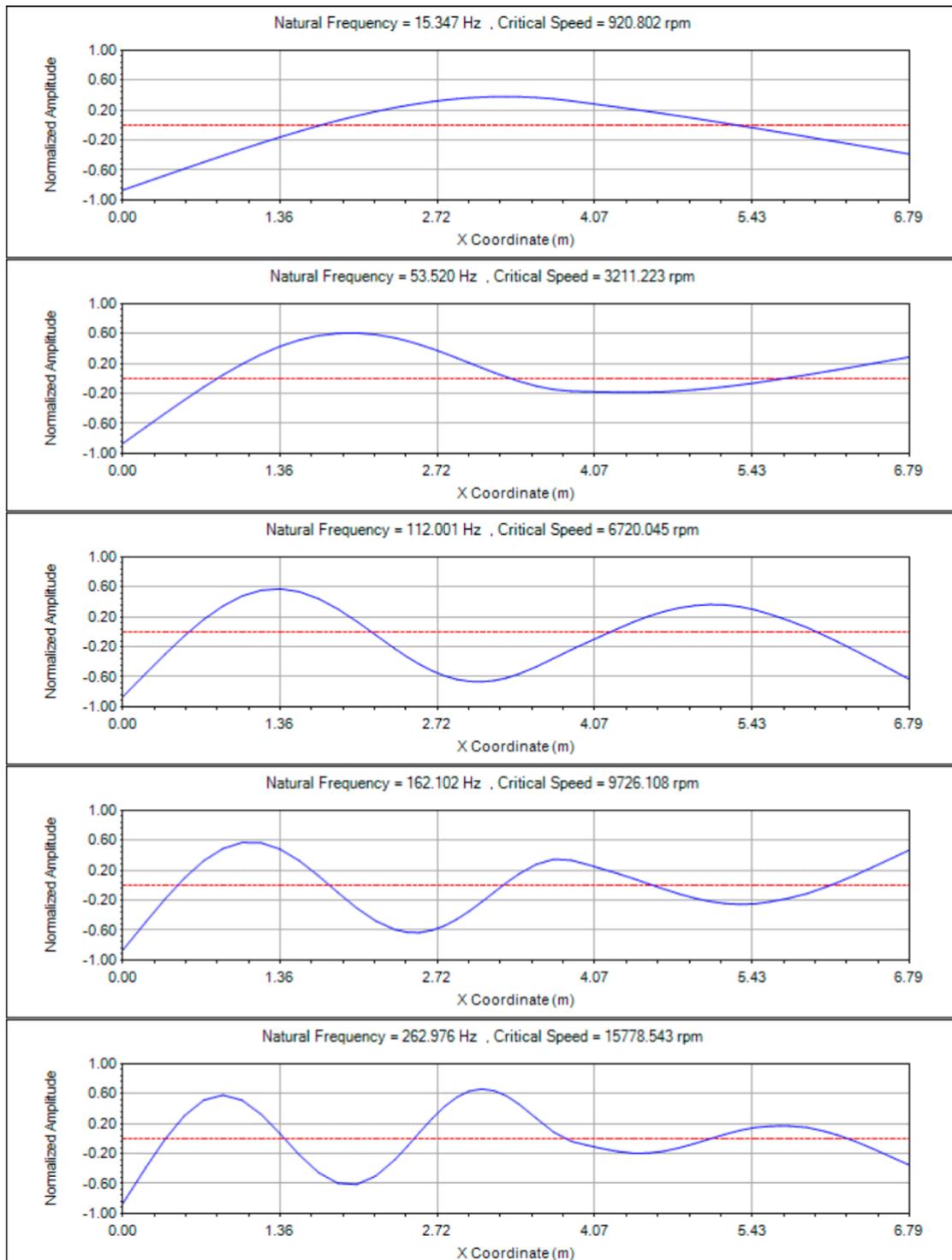


Ilustración 18 Los primeros 5 estados de vibración del sistema de ejes cuando los ejes de segmento A, B y C se dividen en 10 elementos de eje.

Fuente: Elaboración propia

3. CAPÍTULO III: RESULTADOS

En todos los modos de funcionamiento de sistema estudiados, los ejes de segmento A, B y C que se dividen en 10 elementos son los más ideales porque permiten aumentar la precisión de los cálculos del sistema de propulsión. Después de agregar elementos de hélice y soportes de cojinetes al modelo de elementos finitos del sistema establecido en la sección anterior, se puede obtener un modelo completo de elementos finitos del sistema de propulsión de un barco, como se muestra en la Ilustración 18.

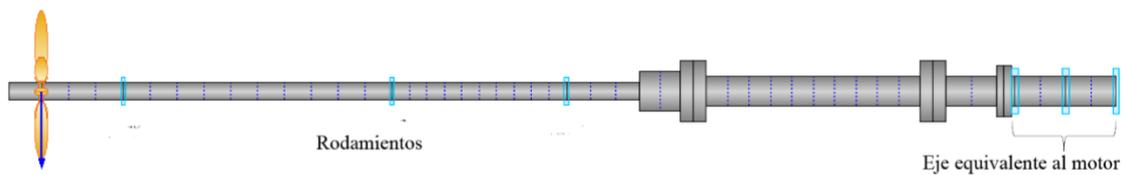


Ilustración 19 Modelo completo de elementos finitos del sistema de eje del barco objetivo (incluidos la hélice y el soporte del cojinete).

Fuente: Elaboración propia

3.1. Efecto de la rigidez del rodamiento

Los cojinetes de soporte del sistema de eje están conectados directamente a la estructura del casco. Si se supone que los cojinetes de soporte son condiciones límite fijas, la precisión de las características de vibración calculadas del sistema de eje puede no ser muy estable.

Por lo tanto, generalmente se utilizan resortes para simular el efecto de elasticidad de los rodamientos de soporte. Cuando se utilizan resortes para simular el efecto elástico del rodamiento de soporte, la forma de establecer el valor de rigidez del rodamiento de soporte está estrechamente relacionada con la precisión de los resultados finales del cálculo de vibración del sistema del eje. Por lo tanto, se analizó el impacto natural del rodamiento. Valor de rigidez en el sistema de eje. La influencia de la frecuencia y el estado de vibración.

Dado que la tensión de vibración causada por el primer modo de vibración del sistema de eje es aproximadamente más del 90% de la tensión de vibración total, la discusión en esta sección se centrará en el primer modo de vibración del sistema de eje. Cuando la rigidez del rodamiento $k = 10^7, 10^8, 10^9, 10^{10}$ y 10^{11} N/m, el efecto de la rigidez del rodamiento sobre la frecuencia natural del sistema de eje se muestra en la Tabla 2.

Rigidez del rodamiento (N/m)		10^7	10^8	10^9	10^{10}	10^{11}
Frecuencia natural (Hz)	Modo 1	17,634	37,062	46,725	48,234	48,396
	Modo 2	20,137	42,684	71,717	90,185	95,392
	Modo 3	35,563	88,773	170,861	185,437	186,799
	Modo 4	51,328	99,173	181,195	234,592	249,659
	Modo 5	101,866	143,793	219,071	264,093	271,428

Tabla 2 Efecto de la rigidez del rodamiento sobre la frecuencia natural del eje.

Fuente: Elaboración propia

Se puede observar en la Tabla 2 que cuando la rigidez del rodamiento $k \geq 10^9$ N/m, la primera frecuencia natural del sistema de eje ha comenzado a converger. La influencia de la rigidez del rodamiento en el primer modo de vibración del sistema de eje se muestra en la Ilustración 12.

En la Ilustración 12 se puede encontrar que cuando la rigidez del rodamiento $k < 10^9$ N/m, la curva del primer modo de vibración del sistema de eje es consistente con el real error de condición (para el primer modo de vibración del sistema de eje, no debe haber un gran desplazamiento en el rodamiento), y cuando la rigidez del rodamiento $k \geq 10^9$ N/m, el primer modo de vibración del eje sistema la curva modal es más consistente con la situación real (no hay un gran desplazamiento en todos los rodamientos).

A partir de los resultados numéricos anteriores, se puede encontrar que cuando la rigidez del rodamiento es $k \geq 10^9$ N/m, la primera curva de frecuencia natural y modo de

vibración del sistema de eje puede acercarse a la situación real. Según la experiencia en construcción naval de ABS (American Bureau of Shipping), cuando no se puede obtener la rigidez del rodamiento, se recomienda empíricamente utilizar $k = 109 \text{ N/m}$ como rigidez del rodamiento de soporte del sistema del eje.

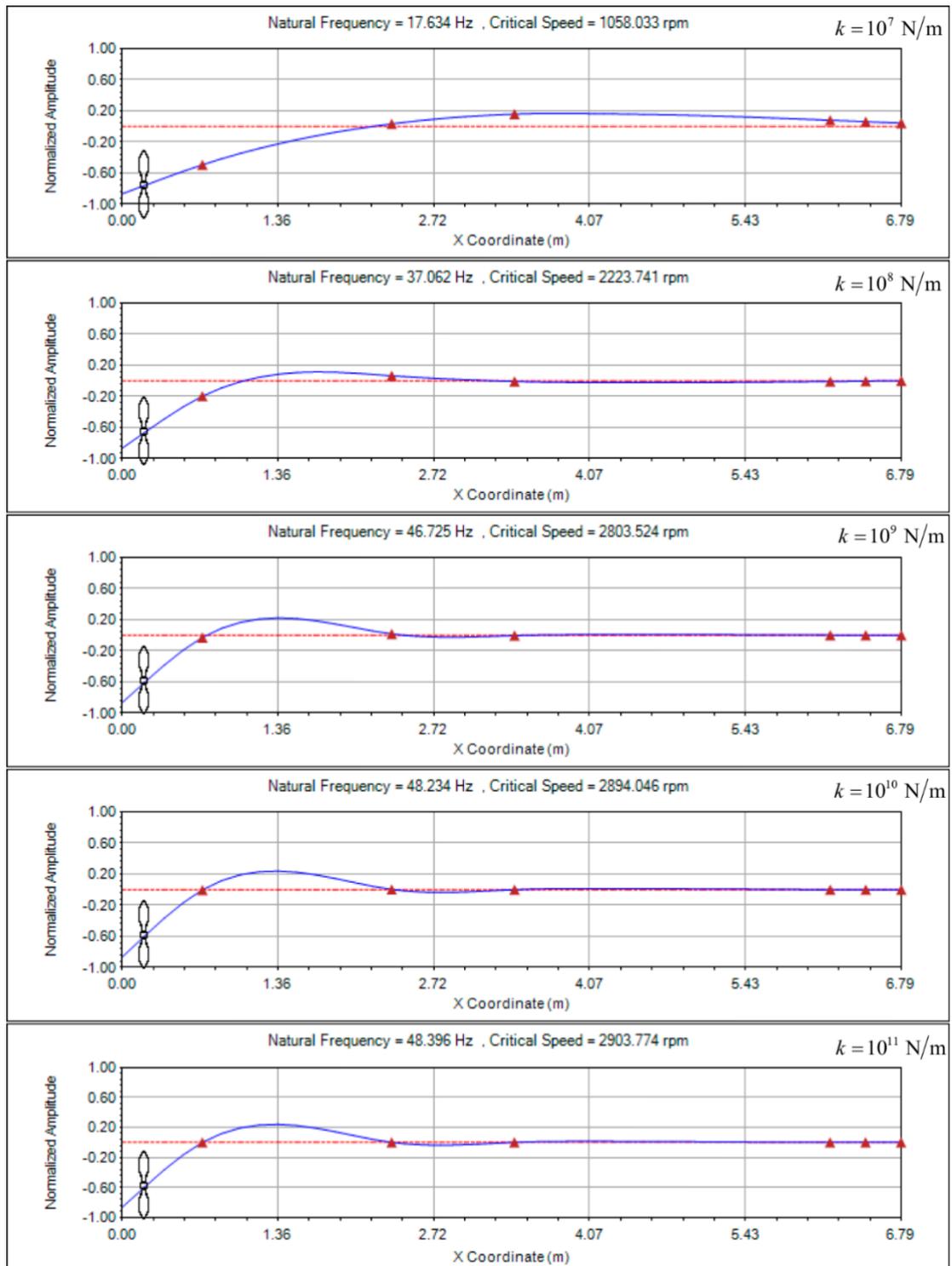


Ilustración 20 Efecto de la rigidez del rodamiento de soporte en el primer modo de vibración del sistema.

Fuente: Elaboración propia

3.2. Efecto del diámetro de los ejes

En este estudio, dado que se desconocen los diámetros de los ejes de los segmentos A y D, esta sección explorará la influencia de los diámetros de los ejes de los segmentos A y D en la frecuencia natural y el estado de vibración del sistema de eje. Cuando los diámetros de los ejes de los segmentos A y D son $d = 148, 158, 168, 178$ y 188 mm, la influencia de los diámetros de los ejes de los segmentos A y D en la frecuencia natural del sistema de eje se muestra en la Tabla 3.

Diámetro de los ejes de los segmentos A y D (mm)		148	158	168	178	188
Frecuencia natural (Hz)	Modo 1	37,594	42. 107	46,725	51,426	56,189
	Modo 2	71,679	71,698	71.7 17	71,736	71,755
	Modo 3	161,036	167,173	170.86 1	173,106	174,349
	Modo 4	181,156	181,185	181,195	181,197	181,193
	Modo 5	187,643	202,780	219,071	235.4 19	251,312

Tabla 3 Efecto de los diámetros de los ejes de segmento A y D sobre la frecuencia propia del sistema de ejes.

Fuente: Elaboración propia

En la Tabla se encontró que los diámetros de A y D tienen un mayor impacto en la primera frecuencia natural del sistema de eje, pero tienen un impacto menor en otras frecuencias naturales del sistema de eje. Además, para la primera frecuencia natural del sistema de ejes, si los diámetros de los ejes de segmento A y D aumentan en 10 mm, la primera frecuencia natural del sistema de ejes aumentará en aproximadamente 4,65 Hz y la velocidad crítica aumentará en aproximadamente $4,65 \times 60 = 279$ rpm. La influencia de los diámetros de los ejes de segmento A y D en el primer modo de vibración del sistema de eje se muestra en la Ilustración 13, donde se puede encontrar que la influencia de los diámetros de los ejes de segmento A y D en la primera vibración donde el modo del

sistema de eje es muy pequeño. El análisis de vibración del sistema de ejes posterior de este estudio utilizó $d = 168$ mm como diámetro de los ejes de los segmentos A y D.

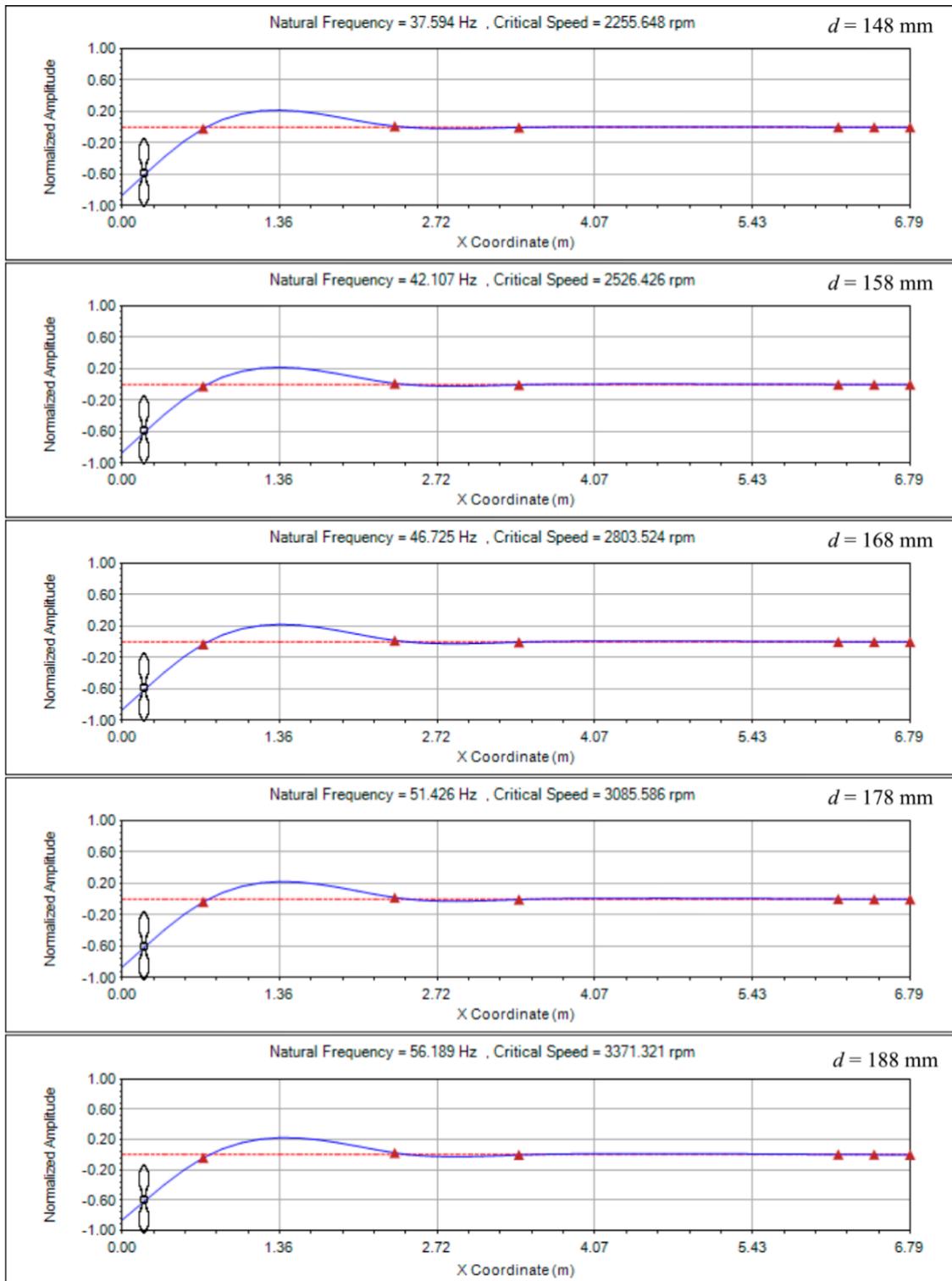


Ilustración 21 Efecto de los diámetros de los ejes de segmento A y D sobre el primer modo de vibración del sistema.

Fuente: Elaboración propia

3.3. Influencia del segmento de eje equivalente de la máquina principal

En este estudio, se desconocen los datos del cigüeñal del motor principal. Para facilitar el análisis de vibración del sistema, este estudio utilizará un eje equivalente para simular el cigüeñal del motor principal, para limitar el movimiento del sistema en las direcciones lateral (transversal) y de flexión (flexión), y los objetivos anteriores se pueden lograr utilizando el concepto de ejes de múltiples segmentos y múltiples cojinetes de soporte.

En esta sección, se simulará el eje equivalente con ejes de tres segmentos y múltiples cojinetes de soporte. Los diámetros de los ejes de tres segmentos anteriores son todos de 273 mm (se supone que tienen el mismo diámetro que el eje del primer segmento conectado al motor principal) y Las longitudes son 21, 310 y 310 mm respectivamente.

Además, esta sección discutirá la influencia del número de ejes segmentados y cojinetes de soporte del eje equivalente en la frecuencia natural y el estado de vibración del sistema.

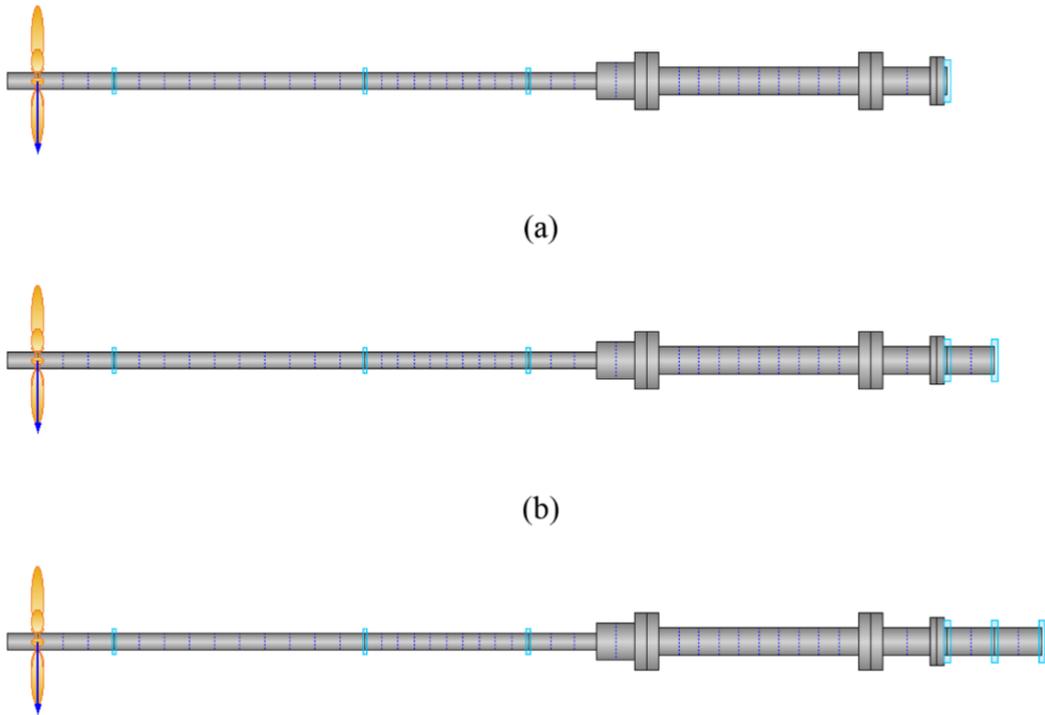


Ilustración 22 El cigüeñal del motor principal se simula mediante un eje equivalente.

Fuente: Elaboración propia

Nota: El eje equivalente consta de los siguientes componentes: (a) un eje de segmento y un cojinete de soporte, (b) dos ejes de segmento y dos cojinetes de soporte, y (c) un eje de tres segmentos.

El modelo de elementos finitos del sistema de eje que se estudiará en esta sección se muestra en la Ilustración 14. En la Figura 14(a), el eje equivalente consta de un eje segmentado y un cojinete de soporte. En la Figura 14(b), el equivalente. El eje se compone de dos ejes segmentados y dos cojinetes de soporte. En la Figura 14(c), el eje equivalente consta de tres ejes segmentados y tres cojinetes de soporte. El impacto del número de ejes segmentados y cojinetes de soporte del eje equivalente sobre la frecuencia natural del sistema de eje se muestra en la Tabla 4.

Eje de segmento de eje equivalente y número de cojinetes de soporte		1	2	3
Frecuencia natural (Hz)	Mode 1	46,720	46,723	46,725
	Mode 2	63,654	66,540	71,717
	Mode 3	170,851	170,850	170,861
	Mode 4	179,755	179,916	181,195
	Mode 5	2 19.071	2 19.071	219,071

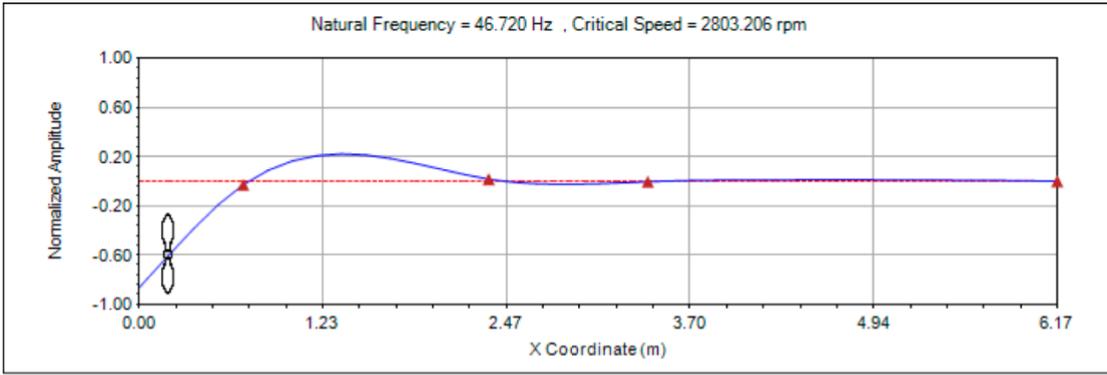
Tabla 4 Influencia del número de ejes segmentados y cojinetes de soporte de ejes equivalentes sobre la frecuencia natural del sistema de ejes.

Fuente: Elaboración propia

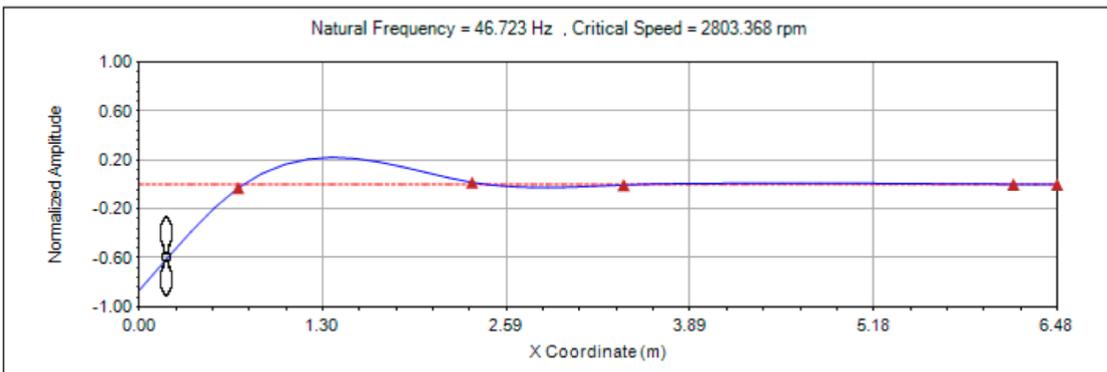
De la Tabla 4, se puede encontrar que el número de ejes segmentados y cojinetes de soporte del eje equivalente Afecta principalmente a la segunda frecuencia natural del sistema de mayor impacto.

La influencia del número de ejes segmentados y cojinetes de soporte del eje equivalente del motor principal en el primer y segundo modo de vibración del sistema de eje se muestra en la Ilustración 15 y la Ilustración 16 respectivamente. Se puede encontrar en las Figuras que el número de ejes segmentados y cojinetes de soporte del eje equivalente tiene un impacto muy pequeño en el primer modo de vibración del sistema de eje (consulte la Ilustración 15), pero tiene un impacto ligeramente mayor.

En el segundo modo de vibración. La comparación de las tres curvas de modo de vibración en la Ilustración 16(c) puede reflejar mejor los cambios de deflexión reales del sistema de eje en el lugar donde el sistema de eje está conectado al motor principal. Por lo tanto, en el análisis posterior, el eje equivalente del motor principal será simulado con ejes de 3 segmentos y 3 cojinetes de soporte.



(a)



(b)

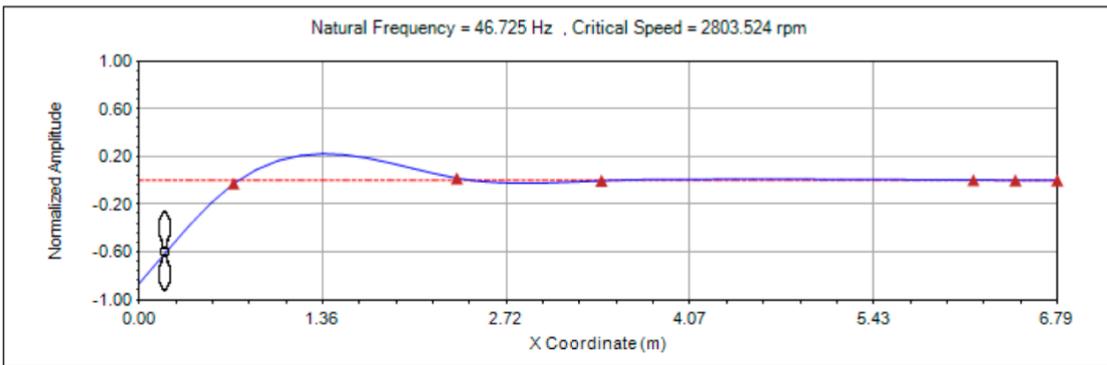
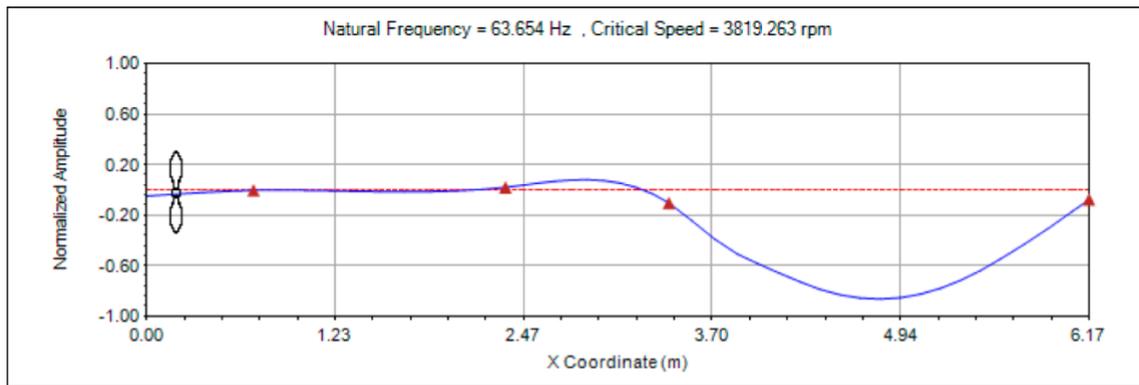


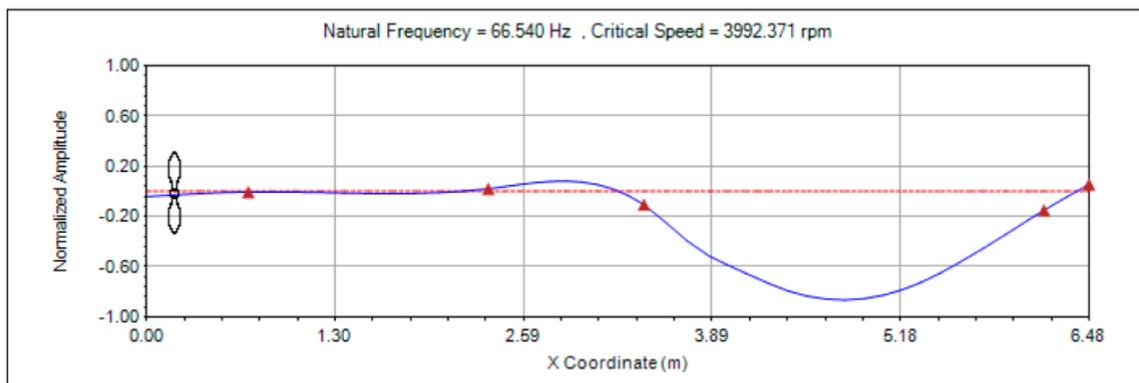
Ilustración 23 La influencia del número de ejes de segmento y cojinetes de soporte del eje equivalente del motor principal en el primer modo de vibración del sistema de eje.

Fuente: Elaboración propia

Nota: El eje equivalente consta de los siguientes elementos: (a) un eje de segmento y un cojinete de soporte, (b) ejes de dos segmentos con dos cojinetes de soporte, con (c) ejes de tres segmentos con tres cojinetes de soporte.



(a)



(b)

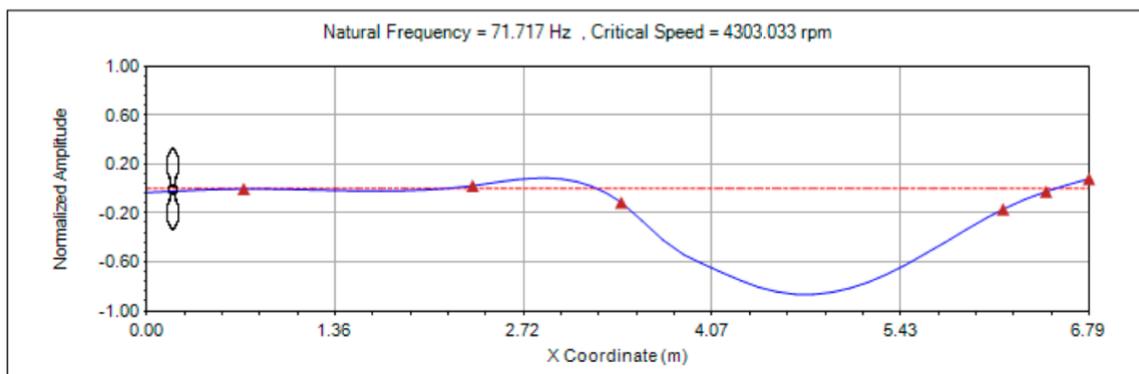


Ilustración 24 La influencia del número de ejes de segmento y cojinetes de soporte del eje equivalente del motor principal en el segundo modo de vibración del sistema de eje.

Fuente: Elaboración propia

Nota: El eje equivalente consta de los siguientes elementos: (a) un eje de segmento y un cojinete de soporte, (b) ejes de dos segmentos con dos cojinetes de soporte, con (c) ejes de tres segmentos con tres cojinetes de soporte.

3.4. Velocidad crítica de vibración lateral y velocidad crítica de vibración cicloidal del sistema de ejes

El modelo de elementos finitos del sistema de eje estudiado en esta sección se muestra en la Ilustración 16(c). Entre ellos, la rigidez de los rodamientos de soporte es $k = 109 \text{ N/m}$, el diámetro de los ejes del segmento A y D $d = 168 \text{ mm}$ y en el eje equivalente del motor principal se utilizan tres ejes segmentados y tres cojinetes de soporte para simular una masa de la hélice de 310 kg y el momento de inercia de la masa de la hélice es:

$$I^p = \frac{1}{4} \cdot 310 \cdot \left(\frac{1,13}{2}\right)^2 = 24,739 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Las palas de la hélice del sistema de propulsión son 6 palas, y el motor principal es un motor de cuatro tiempos de 16 cilindros, si se supone que la frecuencia de excitación de los dos componentes anteriores son la fuente principal de la frecuencia de vibración del sistema de propulsión.

El diagrama de Campbell de vibración del barco objetivo se muestra en la Ilustración 17. Dónde, se puede encontrar que cuando la velocidad del eje es 175, 233, 350 y 467 rpm, se producirá resonancia lateral en la primera frecuencia natural, y, cuando la velocidad del eje es 268, 358, 537 y 717 rpm, se producirá resonancia lateral en la segunda frecuencia natural, porque la fuente principal de tensión de vibración del eje es la vibración del primer modo.

Cuando la velocidad del eje excede las 100 rpm, cuando se produce la vibración del eje, generalmente va acompañada de la vibración cicloidal.

El diagrama de Camber de la vibración cicloidal del barco objetivo se muestra en la Figura 18 demuestra que cuando la velocidad del sistema es 172, 177, 229, 238, 340,

360, 450 y 485 rpm, la resonancia ciclótrón se producirá en la primera frecuencia natural, mientras que la velocidad del sistema está en 268, 269, 358, 537, 538, 716 y 718 rpm, la resonancia del ciclótrón se producirá en la segunda frecuencia natural, porque la fuente principal de tensión de vibración del eje es la vibración del primer modo, por lo que 172, 177, 229, 238, 340, 360, 450 y 485 rpm , etc. La velocidad del eje debe evitarse o pasarse rápidamente para evitar una resonancia ciclótrón grave en el eje.

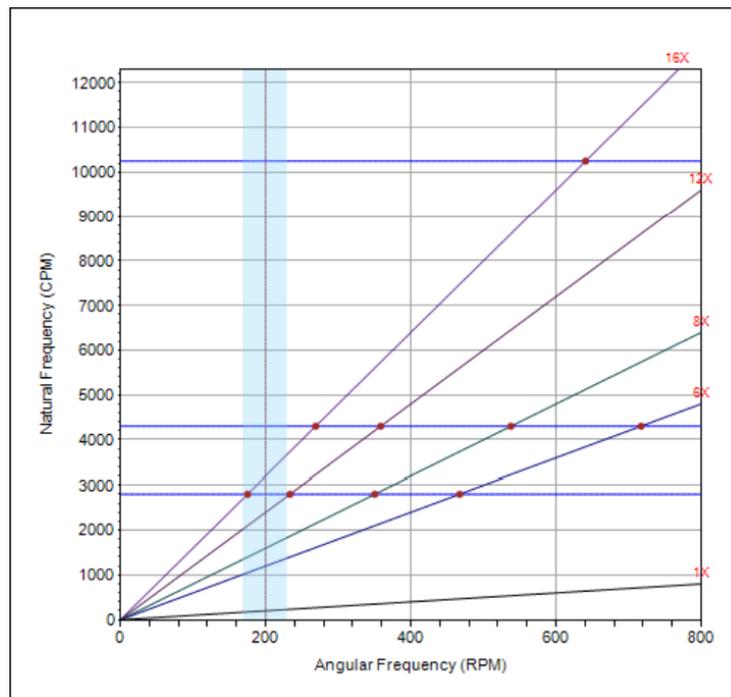


Ilustración 25 Diagrama de Campbell de vibración del barco objetivo.

Fuente: Elaboración propia

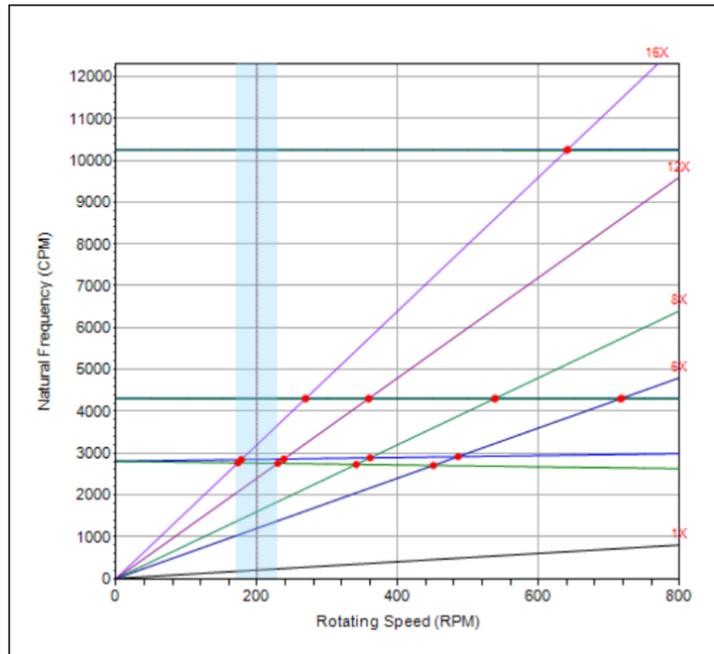


Ilustración 26 Diagrama de Campbell de la vibración giroscópica del barco objetivo.

Fuente: Elaboración propia

CONCLUSIONES

- Utilizando experiencia adquirida durante la carrera, acceso a buenos datos y un enfoque sistemático en el análisis del comportamiento de la línea de ejes del sistema de propulsión mediante el análisis computacional se logró mediante el paradigma experimental, de enfoque mixto y causa-raíz analizar y estudiar la velocidad crítica del sistema de ejes de propulsión de un barco en función de sus propiedades dinámicas.
- Este estudio realiza la división de los ejes de barcos en varios elementos, teniendo en cuenta varios parámetros como el material de los ejes, la posición de los cojinetes, la geometría, la rigidez de los cojinetes y la fuerza de inercia de la hélice, y también utiliza limitaciones basadas en el método del elemento y la viga. Computacionalmente, se calcula la frecuencia natural y el modo de vibración de la vibración lateral del sistema de eje, y se obtienen el punto de resonancia y la velocidad crítica de cada orden de vibración. El método propuesto en este estudio se puede aplicar en la industria de la construcción naval.
- Del modelo de estudio experimental seleccionado se logró establecer que:
 - Para la primera frecuencia natural del sistema de eje, si los diámetros de los ejes de segmento A y D aumentan en 10 mm, la primera frecuencia natural del sistema de eje aumentará en aproximadamente 4,65 Hz y la velocidad crítica aumentará en aproximadamente $4,65 \times 60 = 279$ rpm.
 - La masa de la hélice tiene principalmente una gran influencia en la primera frecuencia natural del sistema de eje. Por cada aumento de 10 kg en la masa de la hélice (este puede ser la propia contaminación marina), la primera frecuencia natural del sistema de eje disminuye aproximadamente 0,612 Hz y la velocidad crítica disminuye aproximadamente $0,612 \times 60 = 36,72$ rpm.

- Para la vibración lateral del eje, la resonancia se producirá en la primera frecuencia natural cuando la velocidad del eje sea 175, 233, 350 y 467 rpm, porque la fuente principal de tensión de vibración del eje es la vibración del primer modo (arranque), las velocidades del sistema de 175, 233, 350 y 467 rpm deben evitarse o pasarse rápidamente para evitar una resonancia lateral grave del sistema de eje.

RECOMENDACIONES

- Los resultados de este estudio se pueden utilizar como referencia para los parámetros operativos del sistema de ejes de propulsión de los buques existentes, reduciendo los riesgos que pueden enfrentarse al operar el barco, reduciendo la probabilidad de falla del equipo relacionado con los ejes de propulsión sin previo aviso, y extendiendo así la vida útil del sistema de ejes de propulsión y el equipo relacionado de los barcos existentes.
- El dimensionamiento de los ejes de propulsión se realiza en las primeras etapas de la fase de diseño de un buque. Por lo tanto, a menudo el diseñador sólo tiene los detalles principales de la embarcación, incluidos el tamaño general y los requisitos de potencia, así como el propósito previsto de la embarcación. Con la información obtenida, es necesario evaluar una línea de ejes que sea adecuada para su propósito en el B/P Gino D de 500 TRB, cumpliendo con los requisitos de clase y muestre un buen comportamiento vibratorio. Hasta ahora, esto se ha hecho de forma segura y exitosa utilizando viejos principios y basándose fundamentalmente en una fórmula única reconocida por todas las principales sociedades de clasificación para ofrecer un diseño seguro. Se ha demostrado que este método proporciona diseños muy fiables, pero se cree que da lugar a componentes demasiado dimensionados.

ANEXOS

Anexo A: Solicitud de datos del estudiante a la empresa

Manta, 29 de Mayo 2024

Señores
Grupo DEGFER
Ciudad. -

De nuestras consideraciones:

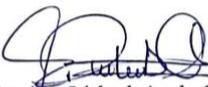
Michael Alexander Chica Intriago con cédula de identidad de 1315966299 y Denisse Lisbeth Ayala Chiguano con cédula de identidad de 172310754-4, nos dirigimos a ustedes en calidad de estudiantes universitarios del noveno semestre de la carrera Ingeniería Marítima perteneciente a la facultad de Ingeniería, Industria y Arquitectura, para solicitar formalmente los datos de embarcaciones pertenecientes a la empresa.

Estos datos son necesarios para llevar a cabo las tesis de grado, mismas que se centrarán en el **"ESTUDIO COMPARATIVO ENTRE LOS SISTEMAS DE PROPULSIÓN DE HÉLICES DE PASO FIJO Y DE PASO CONTROLABLE EN UN BUQUE PESQUERO CON LA UTILIZACIÓN DE NavCad"** y **"ANÁLISIS DINÁMICO Y VELOCIDAD CRÍTICA DEL SISTEMA DE EJES DE PROPULSIÓN DE BARCOS"**.

Agradecemos de antemano su ayuda con este requerimiento, ya que, todos los datos serán fundamentales para mi investigación.

Por su gentil atención reitero mis sentimientos de aprecio y consideración.


Michael Alexander Chica Intriago
C.I. 131596629-9


Denisse Lisbeth Ayala Chiguano
C.I. 172310754-4

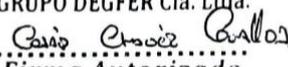
GRUPO DEGFER Cia. Ltda.

.....
Firma Autorizada
Rec: 30.05.2024 10:00

Ilustración 27 Oficio solicitud de datos

Fuente: Elaboración propia

Anexo B: Respuesta de la empresa al estudiante.



Manta, lunes 10 de junio del 2024

Señores,
Michael Alexander Chica Intriago y Denisse Lisbeth Ayala Chiguano
Estudiantes de Ingeniería Marítima
Facultad de Ingeniería, Industria y Arquitectura
Universidad Laica Eloy Alfaro de Manabí
De mis consideraciones:

En respuesta a su solicitud presentada el 29 de mayo de 2024, en la cual solicitaron datos técnicos de las embarcaciones en cuestión para el desarrollo de sus tesis de grado tituladas "ESTUDIO COMPARATIVO ENTRE LOS SISTEMAS DE PROPULSIÓN DE HÉLICES DE PASO FIJO Y DE PASO CONTROLABLE EN UN BUQUE PESQUERO CON LA UTILIZACIÓN DE NavCad" y "ANÁLISIS DINÁMICO Y VELOCIDAD CRÍTICA DEL SISTEMA DE EJES DE PROPULSIÓN DE BARCOS", nos complace informarles que hemos considerado su solicitud y hemos decidido facilitarles los datos necesarios para su investigación.

Agradecemos su interés en el estudio de nuestras embarcaciones y estamos a su disposición para cualquier consulta adicional que pueda surgir durante el desarrollo de su tesis.

Quedamos atentos a su respuesta con los datos necesarios para proceder con el envío de la información.

Sin otro particular, le enviamos un cordial saludo.

Atentamente,
Ing. Cesar Chavez Cevallos.
Jefe de Logística.
Grupo DEGFER
Km 5 ½ en la Vía Manta – Rocafuerte.
Móvil +593 99943507
Correo cchavez@degfer.com.ec

GRUPO DEGFER Cia. Ltda.
Cesar Chavez Cevallos
Firma Autorizada

GRUPO DEGFER CIA LTDA.
Km 5 ½ en la vía Manta – Rocafuerte diagonal a Cementerio Parque de los Recuerdos.
Teléfonos: 053701725-053701726
RUC: 1391791488001

Ilustración 28 Respuesta de la empresa

Fuente: Elaboración propia

BIBLIOGRAFÍA

- Altosole, M., & Figari, M. (2011). Métodos simples efectivos para el modelado numérico de motores marinos en el diseño de sistemas de control de propulsión de barcos. *Journal of Naval Architecture and Marine Engineering* (págs. 129-141). DOI 10.3329/jname.v8i2.7366.
- Altosole, M., Bagnasco, A., Figari, M., & Maffioletti, L. (2007). *Desing and test of the propulsion control of the aircraft carrier Cavour usin real time hadware*. Genoa: Eurosiw.
- Barquero, A. (2011). *Introducción a la resistencia y propulsión del buque*. (U. P. Madrid, Ed.)
- Carlton, J. (2018). *Marine Propellers and Propulsion*. Butterworth Heinemann.
- Caterpillar. (2008). *MaK - VM43C Propulsion*. Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG, Kiel.
- Caterpillar. (2013). *Caterpillar to acquire berg propulsion, significantly expanding customer options for advanced marine power solution*.
- Department of Shipping and Marine Technology. (2019). *Reliability Analysis of Marine Structuress SJO750 Division of Marine Design*. CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY.
- DNV-GL. (2018). *Rules for classification: DNVGL-RU-SHIP-Pt4Ch2 - Rotating machinery*. DNV GL AS.
- DNV-GL. (2020). *User manual - Nauticus Torsional Vibration*. DNV GL - Digital Solutions.

- Dokkum, K. (2016). *Ship Knowledge - Ship desing, construction and operation*. Dokmar Maritime Publishers B.V.
- Dowling, N. (2023). *Mechanical Behavior of Materials - Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue (4th ed)*. Pearson Education.
- Dubbioso, G., Muscari, R., & Ortolani, F. (2021). Análisis numérico del ruido de baja frecuencia de hélices marinas durante las maniobras. *Investigación Oceánica Aplicada*, 106, 102461. doi:10.1016/j.apor.2020.102461
- Ekber, A. (2018). *Multiaxial Fatigue Edition 5.3*. Department of Applied Mechanics, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY Gothenburg.
- González, C. (2020). *Comprobación estructural del sistema de propulsión debido al cambio de las condiciones operativas del ferry boat gran cacique ii*. Obtenido de [Tesis de pregrado publicada] Universidad del Oriente: <http://ri2.bib.udo.edu.ve:8080/jspui/handle/123456789/1123>
- Hongda, S., Tianyuan, W., Ming, Z., & Qin, Z. (2022). Modal analysis of non-ducted and ducted propeller wake under axis flow. *Physics of Fluids*, 34(5). doi:10.1063/5.0090389
- IACS. (2015). *UR M68 Dimensions of propulsion shafts and their permissible torsional vibration stresses*. IACS - the International Association of Classification Societies and International Association of Classification Societies Limited.
- Lin, H., Wei, X., Wejun, B., & Liang, S. (2014). Dynamic analysis and design of air spring mounting system for marine propulsion system. *Journal of Sound and Vibration*, 333(20), 4912-4929. doi:10.1016/j.jsv.2014.05.045

MAN Energy Solutions. (2021). *A powerful portfolio: MAN B&W two-stroke propulsion engines*.

Murawski, L. (2005). Shaft line alignment analysis taking ship construction flexibility and deformations into consideration. *Marine Structures*, 18(1), 62-84.
doi:10.1016/j.marstruc.2005.05.002

Sold by Cat. (2020). *Berg Propulsion Returns to its Original Name*. THE MARITIME EXECUTIVE.

Vúlic, N., Dobrota, D., & Komar, I. (2016). *Damping and excitation in the torsional vibrations calculation of ship propulsion systems*. University Department of Professional Studies. Split, Croatia.

Wärtsilä. (2021). *Wärtsilä Encyclopedia of marine technology*.