

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar

Análisis de la respuesta forzada vibratoria de cuadernas laterales
en la estructura de un buque pesquero atunero

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Naval

Presentado por:

Geovanna Carolina Quinde Navas

Manuel Andrés Suárez Burgos

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2022

DEDICATORIA

Este proyecto lo dedico a mi niña interior, por no dejar de soñar y mantener mi esencia a pesar de las circunstancias.

A mis padres Carlos y Yolanda, por ser mi inspiración y mayor fuente de amor.

A mis tíos Daniel y Efraín, porque desde pequeña me recordaron que puedo lograrlo todo, los llevo en mi corazón.

Geovanna C. Quinde Navas

DEDICATORIA

Dedico el presente proyecto a mis padres, quienes son mi fortaleza y motivación diaria. De no haber sido por ustedes, no hubiera llegado a la cima. ¡Lo logramos!

Manuel A. Suárez Burgos

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por su bendición y ayuda en los tiempos buenos y no tan buenos. A mi familia y abuelas por su confianza y por los momentos de alegría compartidos.

A los profesores de la carrera Ingeniería Naval, y a mi tutor José R. Marín, por su enseñanza, ayuda y guía en el desarrollo de este proyecto.

A Manuel, Bruno y Jonathan por su amistad y apoyo durante este camino.

Geovanna C. Quinde Navas

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios, por la oportunidad de culminar esta etapa junto a mis padres. A mi familia, por su apoyo constante y su confianza.

A mi tutor José R. Marín, por el conocimiento brindado para el desarrollo de este proyecto; pero, sobre todo, por su formación profesional y personal.

A mi compañera de tesis, Geovanna y mis amigos, futuros colegas, por hacer que esta etapa formativa sea más placentera.

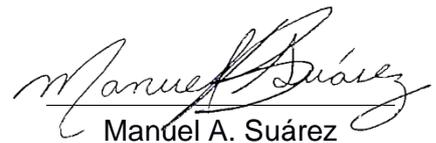
Manuel A. Suárez Burgos

DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Geovanna C. Quinde Navas* y *Manuel A. Suárez Burgos* damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



Geovanna C. Quinde
Navas



Manuel A. Suárez
Burgos

EVALUADORES

.....
M.Sc. David Plaza

PROFESOR DE LA MATERIA

.....
Ph.D. José Rolando Marín López

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

Una falla estructural de origen desconocido afectó a 10 cuadernas de la sala de máquinas del pesquero Elizabeth.F de 51 metros de eslora. Se conoce que luego del reemplazo de la máquina principal, la vibración de la estructura de la base del motor llevó a daños severos del engranaje reductor. Por lo tanto, se plantea que posiblemente la vibración producida por uno de los motores sea la causa de la falla de las cuadernas. Por ello, se analiza la respuesta dinámica de la sala de máquinas usando el método de elementos finitos, con el fin de proponer una explicación del origen de la falla. Este proceso se desarrolló en dos etapas; en la primera se analizó la respuesta libre y forzada del panel de plancha reforzada afectado, aplicando una excitación de la base. Mientras que la segunda etapa analizó la respuesta dinámica de todo el bloque de la sala de máquinas considerando como excitación los momentos vibratorios generados por los gases del motor principal. Para ambos modelos se consideraron amortiguamientos de tipo estructurales de 0.01 y 0.03. Del análisis de vibración libre, se obtuvo que la primera frecuencia natural del panel de la Etapa 1, es 51 Hz; mientras que el análisis de vibración forzada presentaba altos niveles de esfuerzo. Sin embargo, en el análisis de la sala de máquinas se obtuvieron magnitudes de los esfuerzos normales menores a 2 MPa. Esto es, la excitación por gases del motor actual no lleva a esfuerzos perjudiciales para la estructura, por lo que se concluye que dicha excitación no es el origen de la falla. Finalmente, también se calculó y se descartó que la excitación del motor antiguo sea la causa de la falla.

Palabras Clave: Falla estructural, Momentos vibratorios por gases, Amortiguamiento, Método de elementos finitos, Buque Pesquero

ABSTRACT

A structural failure of unknown origin affected 10 frames of the engine room of the 51-meter fishing vessel Elizabeth.F. It is known that after the replacement of the main machine, the vibration of the motor base structure led to severe damage of the reduction gear. Therefore, it is hypothesized that the vibration produced by one of the engines is possibly the cause of the failure of the frames. Therefore, the dynamic response of the engine room is analyzed using the finite element method, to propose an explanation of the origin of the failure. This process was implemented in two stages; In the first one, the free and forced response of the reinforced plate panel was analyzed, applying an excitation of the base. While the second stage analyzed the dynamic response of the entire block of the engine room considering as excitation the vibratory moments generated by the gases of the main engine. For both models, structural type damping of 0.01 and 0.03 were considered. From the free vibration analysis, it was obtained that the first natural frequency of the panel of Stage 1 is 51 Hz; while the forced vibration analysis presented high levels of stress. However, in the analysis of the engine room, magnitudes of normal stresses of less than 2 MPa were obtained. That is, the excitation by gases of the current engine does not carry stresses that are harmful to the structure, so it is concluded that said excitation is not the origin of the failure. Finally, excitation from the old engine was also calculated and ruled out as the cause of the failure.

Keywords: *Structural failure, Vibratory moments due to gases, Damping, Finite element method, Fishing Vessel*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ÍNDICE DE FIGURAS	V
ÍNDICE DE TABLAS	VII
CAPÍTULO 1	8
1. Introducción.....	8
1.1 Descripción del problema	8
1.2 Justificación del problema	10
1.3 Objetivos	11
Objetivo General	11
Objetivos Específicos.....	11
1.4 Marco teórico	11
Descripción del caso de estudio.....	11
Análisis Estructural Computacional	13
Análisis Estático.....	14
Análisis Dinámico.....	15
CAPÍTULO 2	23
2. Metodología.....	23
2.1 Estructura de la Sala de Máquinas	24
2.2 Modelo geométrico 3D	25
Modelo 1: Panel afectado	25
Modelo 2: Bloque de Sala de Máquinas	26
2.3 Discretización en Elementos Finitos	29
Tamaño de malla	29

Conexión por Lotes - Batch connection.....	30
Condiciones de frontera	31
2.4 Etapa 1: Panel Afectado.....	33
2.5 Etapa 2: Bloque estructural	34
Cargas estáticas	34
Efecto de Masa Añadida	35
Amortiguamiento	36
Momentos de excitación	42
CAPÍTULO 3	49
3. Resultados Y ANÁLISIS	49
3.1 Convergencia de la Malla	49
3.2 Resultados Etapa 1: Panel afectado	49
Análisis de vibración libre.....	49
Análisis de vibración forzada.....	50
3.3 Resultados Fase 2: Bloque de Sala de Máquinas	52
Análisis de vibración libre.....	52
Análisis de vibración forzada.....	54
Evaluación de Esfuerzos Dinámicos	56
Desplazamiento Direccional.....	57
3.4 Cotización del servicio.....	58
CAPÍTULO 4	61
4. Conclusiones Y Recomendaciones	61
4.1 Conclusiones.....	62
4.2 Recomendaciones.....	62
BIBLIOGRAFÍA	64
APÉNDICES	66

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Falla estructural en cuaderna lateral del buque Elizabeth.F	9
Figura 1.2 Falla estructural en cuaderna lateral del buque Elizabeth.F	10
Figura 1.3 B/P Elizabeth.F.....	12
Figura 1.4 Modelo estructural analizado en Ansys Workbench	14
Figura 1.5 Amplitud de la respuesta de frecuencia: Identificación de puntos de media frecuencia	20
Figura 1.6 Panel reforzado paralelamente	22
Figura 1.7 Coeficiente de masa agregado μ en la relación de lados de la placa empotrada	22
Figura 2.1 Análisis dinámico del panel afectado – Etapa 1.....	23
Figura 2.2 Análisis estático y dinámico del bloque estructural – Etapa 2.....	23
Figura 2.3 Visita Técnica 29/10/22	24
Figura 2.4 Modelo del panel afectado de la banda de estribor	25
Figura 2.5 Esquema del bloque estructural de sala de máquinas.....	26
Figura 2.6 Modelo de sala de máquinas.....	26
Figura 2.7 Modelado del motor actual y caja reductora	28
Figura 2.8 Mallado del panel afectado.....	29
Figura 2.9 Diferente tamaño de la malla.....	30
Figura 2.10 Grado de conexiones – Modelo Etapa 1.....	31
Figura 2.11 Grado de conexiones – Etapa 2	31
Figura 2.12 Condiciones de fronteras – Etapa 1.....	32
Figura 2.13 Condiciones de fronteras – Etapa 2.....	32
Figura 2.14 Movimiento de la base sobre el panel afectado	33
Figura 2.15 Cargas estáticas aplicadas sobre la geometría	35
Figura 2.16 Esquema del modelo experimental.....	37
Figura 2.17 Registro de deformaciones unitarias para cada piso de la estructura simple	37
Figura 2.18 Condiciones de frontera. Modelo con elementos finitos	38
Figura 2.19 Modo de vibración 1. Frecuencia natural 3.13 Hz	39
Figura 2.20 Excitación por movimiento de la base, 1 mm pico a pico	40
Figura 2.21 Respuesta de Frecuencia: Piso 1	41

Figura 2.22 Momentos vibratorios por presión de gases sobre un motor	44
Figura 2.23 Momento torsor vs rpm - Motor actual	46
Figura 2.24 Momento torsor vs rpm - Motor reemplazado	47
Figura 2.25 Representación de los momentos de excitación por gases de combustión	47
Figura 2.26 Numeración de Cuadernas y Bulárcamas – Etapa 1	48
Figura 2.27 Numeración de Cuadernas y Bulárcamas – Etapa 2	48
Figura 3.1 Modo de vibración # 1 del panel afectado, frecuencia 51.54 Hz	50
Figura 3.2 Modo de vibración # 14 del panel afectado, frecuencia 97 Hz	50
Figura 3.3 Respuesta en Frecuencia: Ala de Bulárcama de popa	52
Figura 3.4 Modo de vibración # 1, frecuencia 14.34 Hz.....	53
Figura 3.5 Modo de vibración # 9, frecuencia 30.03 Hz.....	53
Figura 3.6 Modo de vibración 23, frecuencia 51.437 Hz.....	53
Figura 3.7 Modo de vibración 95, frecuencia 90.505 Hz.....	53
Figura 3.8 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 3 EB.....	55
Figura 3.9 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 3 EB.....	56
Figura 3.10 Curvas S-N.....	57
Figura 3.11 Borde 1: Base del Panel	58
Figura 3.12 Deformación Direccional	58
Figura 3.13 Costos del Proyecto	60
Figura 3.14 Gastos del Proyecto	60

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Características principales del B/P Elizabeth.F	12
Tabla 1.2 Listado de maquinaria rotatoria del B/P Elizabeth.F	13
Tabla 1.3 Características principales de los motores.....	13
Tabla 2.1 Detalle estructural de elementos tipo refuerzo	24
Tabla 2.2 Detalle estructural de elementos tipo planchas.....	25
Tabla 2.3 Masa húmeda de cada equipo de la sala de máquinas	27
Tabla 2.4 Modelado del motor nuevo y antiguo aproximado con superficies	27
Tabla 2.5 Masa de la caja reductora aproximado con superficies	28
Tabla 2.6 Masa de los generadores aproximados con superficies	28
Tabla 2.7 Detalle estructural de elementos tipo planchas.....	30
Tabla 2.8 Amplitudes del desplazamiento de la base en función de las frecuencias de operación del motor actual	34
Tabla 2.9 Cargas – Maquinaria	34
Tabla 2.10 Cargas – Puntales	34
Tabla 2.11 Cargas – Tanques	35
Tabla 2.12 Resultados de masa añadida y nueva densidad.....	36
Tabla 2.13 Frecuencias naturales del modelo experimental	38
Tabla 2.14 Frecuencias naturales del modelo con Elementos Finitos	39
Tabla 2.15 Modelos de amortiguamiento en un rango de 1 a 30 Hz.....	40
Tabla 2.16 Rango de frecuencias	43
Tabla 2.17 Potencia máxima para cada velocidad de rotación del motor	45
Tabla 2.18 Torque y momento vibratorio por gases de cada motor	46
Tabla 3.1 Esfuerzos Normales Máximos en el Ala de las Cuadernas y Bulárcamas	51

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

La estructura de un buque está diseñada para soportar ambientes corrosivos y diferentes tipos de cargas. Las principales fuerzas que actúan sobre la estructura pueden ser de tipo estático, como el peso o la boyantes, y dinámico, provenientes de la acción de las olas y excitaciones mecánicas (Lamb, 2004). Estas cargas son soportadas por la estructura del buque, la cual está conformada por planchaje, refuerzos longitudinales y elementos transversales como cuadernas y mamparos. Bajo la acción de niveles excesivos de las fuerzas actuantes, se pueden producir fallas cuya severidad varía desde una degradación menor hasta la pérdida del barco (Besednjak, 2009).

1.1 Descripción del problema

La antigüedad de la flota pesquera ecuatoriana afecta progresivamente su integridad estructural. Actualmente, la flota atunera tiene en promedio 37 años y se ubica como la segunda más antigua del Pacífico Oriental (El Diario, 2022). En el transcurso de estos años, posiblemente la resistencia estructural de estas embarcaciones ha disminuido debido a las demandas operativas y las condiciones ambientales corrosivas a las que están sujetas (Vukelić & Vizentin, 2017). En consecuencia, la estructura de estos buques probablemente sufre un aumento en los niveles de esfuerzos, incrementando las probabilidades de que ocurran modos de falla relevantes.

Durante el mes de mayo del 2022, se reportó una falla recurrente en ciertos elementos estructurales del buque pesquero ecuatoriano Elizabeth.F, cuyo origen es desconocido. Las grietas afectaron un total de 10 cuadernas en ambas bandas de la sala de máquinas del buque. En base a inspecciones realizadas, se puede precisar que las cuadernas presentan una rotura sin deformación macroscópica, ni adelgazamiento de la superficie útil, tal como se evidencia en las Figuras 1.1, 1.2 y en el Apéndice A.

De acuerdo con reportes de los ingenieros responsables, hace aproximadamente 5 años se cambió el motor principal por uno de mayor potencia y velocidad de rotación. Además, hay reportes de un problema de resonancia en la estructura de la base del motor, lo cual generó daños en la caja reductora, la que debió ser reemplazada a través de la compañía de seguros.

El análisis que se llevará a cabo en este proyecto tiene un alto nivel de complejidad y acentúa la necesidad de la simulación numérica estructural para su desarrollo. La principal limitación al modelar a detalle la estructura de una embarcación es su representación adecuada, que se incrementa con la falta de detalles necesarios para la caracterización confiable del problema. Esto incluye representación de cargas estáticas y dinámicas, condiciones de frontera, delimitación de la zona de estudio y en casos de cálculos dinámicos, los niveles de excitación y amortiguamiento de la estructura. En este trabajo se propone desarrollar un análisis vibratorio local aplicando el método de Elementos Finitos, que permita comprobar una hipótesis acerca del posible origen de la falla.



Figura 1.1 Falla estructural en cuaderna lateral del buque Elizabeth.F
[Fuente: Visita Técnica B/P Elizabeth.F]



Figura 1.2 Falla estructural en cuaderna lateral del buque Elizabeth.F
[Fuente: Visita Técnica B/P Elizabeth.F]

1.2 Justificación del problema

El análisis estático y vibratorio de una estructura de tipo común en el medio permitirá en el futuro mejorar el nivel de seguridad estructural durante el proceso de diseño de buques pesqueros. Esto implica que se precautelarán vidas humanas y evitará accidentes en la flota que puedan involucrar daños ambientales. Estos beneficios se alcanzarán a través de la identificación de las áreas críticas de la estructura mediante un modelo numérico aplicando el método de elementos finitos. Además, evitará futuras pérdidas económicas a los armadores.

Este estudio proporcionará también una experiencia concreta a estudiantes graduantes de Ingeniería Naval en la resolución de un problema real sin una base experimental. Con las destrezas adquiridas en el uso de un software comercial de simulación estructural, será posible presentar pautas para modelar adecuadamente estructuras complejas y aplicar conceptos teóricos como el de resonancia estructural. Por ende, el modelo proporcionado por este proyecto podrá ser ajustado a requerimientos de nuevos casos de estudios estructurales o podrá ser base en la búsqueda de posibles soluciones a este tipo de problemas.

1.3 Objetivos

Objetivo General

Analizar la respuesta vibratoria forzada de la sala de máquinas del buque Elizabeth.F, a través de una simulación estructural usando el método de elementos finitos, con el fin de proponer una explicación del origen de la falla.

Objetivos Específicos

1. Modelar estructuralmente el panel de interés y el bloque estructural de la sala de máquinas del buque Elizabeth.F, a través de un software comercial, implementando el método de elementos finitos.
2. Analizar la respuesta libre y forzada del panel estructural afectado, aplicando una excitación por movimiento de la base y un nivel de amortiguamiento estimado experimentalmente.
3. Analizar la respuesta dinámica del modelo estructural incluyendo excitación forzada y amortiguada para establecer el nivel de esfuerzos dinámicos de la estructura.

1.4 Marco teórico

Descripción del caso de estudio

Características principales del B/P Elizabeth.F

El buque Elizabeth.F es un pesquero ecuatoriano propiedad de la empresa nacional NIRSA S.A., construido de acero y destinado para la pesca de atún utilizando red de cerco, ver Figura 1.3. Las características principales de la embarcación se muestran a continuación en la Tabla 1.1.



Figura 1.3 B/P Elizabeth.F
[Fuente: Ing. Jamil Moreira]

Tabla 1.1 Características principales del B/P Elizabeth.F
[Fuente: (IATTC, 2022)]

Eslora total [m]	51.52
Manga [m]	10.67
Puntal [m]	8.10
Volumen de bodegas [m ³]	623.00
Capacidad de carga [t]	544.00
Potencia total propulsiva [HP]	3070
Bandera	Ecuador
Material de construcción	Acero Naval
Año de construcción	1974

Maquinaria a bordo

La Tabla 1.2 muestra la maquinaria rotatoria que opera en el B/P Elizabeth.F, en la cual se detalla su ubicación y características principales.

Tabla 1.2 Listado de maquinaria rotatoria del B/P Elizabeth.F

[Fuente: Ing. Jamil Moreira]

Equipo	Potencia [HP]	RPM	Ubicación	Cubierta
Motor Principal	3070	1050	Sala de Máquinas (Proa)	Doble fondo
Caja Reductora	-	4.5:1	Sala de Máquinas (Proa)	Doble fondo
Generador	425	1800	Sala de Máquinas (Proa)	Doble fondo
Generador	425	1800	Sala de Máquinas (Proa)	Doble fondo
Generador	425	1800	Sala de Máquinas (Proa)	Doble fondo
Compresor 1	-	1200	Sala de compresores (Proa)	Cub. Principal
Compresor 2	-	1200	Sala de compresores (Proa)	Cub. Principal
Compresor 3	-	1200	Sala de compresores (Proa)	Cub. Principal
Compresor 4	-	1200	Sala de compresores (Proa)	Cub. Principal
Motor Hidráulico	470	1800	Sala de hidráulicos (Proa)	Cub. Principal

En la Tabla 1.3, se presentan las características principales del motor reemplazado y del motor actual del buque Elizabeth.F.

Tabla 1.3 Características principales de los motores

[Fuente: (GE Transportation , 2009)]

Característica	MAN 1910	GE 12V228
Estado	Reemplazado	Actual
Potencia [HP]	1910	3070
Velocidad de operación, RPM	500	1050
Ralentí, RPM	210	440
No. Cilindros	8	12
Tiempos	4	4

Análisis Estructural Computacional

Debido a la complejidad de la estructura de una embarcación, el uso de procesos analíticos de solución es imposible. Además, la definición adecuada de las condiciones de frontera resulta complejo. Por ello, la estructura debe ser analizada mediante el método de elementos finitos (Salazar, 2021).

El método de elementos finitos consiste en discretizar una estructura en un número finito de partes, llamados elementos y con puntos de unión de cada elemento con sus adyacentes llamados nodos (Nikishkov, 2004). El proceso de discretización es conocido como mallado, cuyas características junto con las propiedades del material se utilizan para representar matemáticamente la rigidez y la distribución de masa de la estructura, es decir, generar matrices de rigidez y masa (Nikishkov, 2004). Este método permite desarrollar un análisis estático, de vibración libre y forzada de una estructura. La Figura 1.4 muestra un ejemplo de un modelo estructural de elementos finitos desarrollado con el paquete comercial Ansys Workbench para analizar la respuesta estática. Además, se pueden identificar los elementos planos que se utilizaron para la partición del dominio.

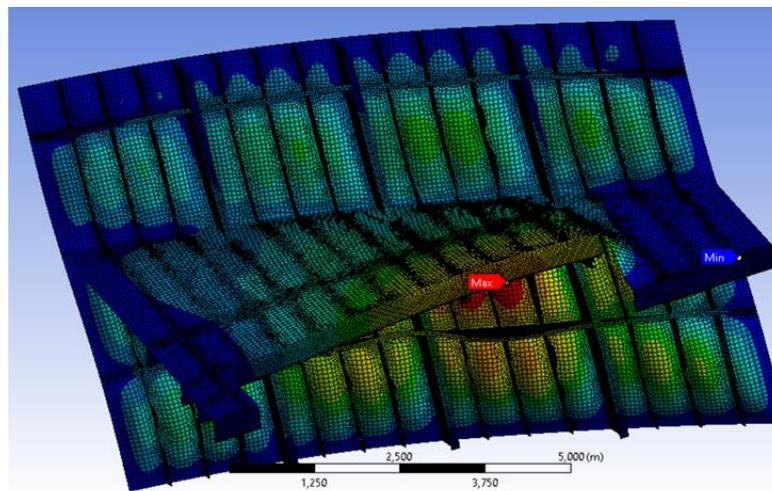


Figura 1.4 Modelo estructural analizado en Ansys Workbench
[Fuente: Proyecto de la materia de Elementos Finitos 2020 – ESPOL]

Análisis Estático

La deformación de la estructura de un buque desarrolla esfuerzos producto de la acción de cargas por peso y boyantes. Los esfuerzos originados por estas cargas se denominan primarios y se analizan aplicando el modelo de la viga buque que supone que la estructura se encuentra en una situación de flexión. Los miembros resistentes como vigas interconectadas o refuerzos están sujetos a cargas y presión

del agua que inducen los esfuerzos secundarios. Finalmente, los miembros de resistencia terciaria como las planchas de cubiertas, costados y fondo están sujetos a cargas estáticas e hidrostáticas que inducen esfuerzos terciarios (Lamb, 2004).

Análisis Dinámico

Vibración libre

La vibración libre muestra las características vibratorias propias de una estructura, su forma (modos de vibración) y las frecuencias naturales correspondientes a las que ocurren dichas formas (Salazar, 2021). El modelo de elementos finitos permitirá generar los modos de vibración y las frecuencias naturales de la estructura del buque. Estas formas incluyen la vibración de toda la estructura y de segmentos locales, de acuerdo con su rigidez y forma de conexión. Como es explicado en (Michel Géradin, 2015), para el caso de vibración libre, las matrices de amortiguamiento y fuerzas excitatorias son excluidas. Asumiendo soluciones armónicas, su solución lleva a considerar el problema de valores propios mostrado en la Ecuación 1.1.

$$[K]\{\Phi\}_i = \omega_{o_i}^2[M]\{\Phi\}_i \quad (1.1)$$

Donde:

- $[K]$ es la matriz rigidez
- $[M]$ es la matriz masa
- $\{\Phi\}_i$ es el vector del i-ésimo modo de vibración
- ω_{o_i} es la i-ésima frecuencia natural

Vibración armónica forzada

Según (Michel Géradin, 2015), en el caso de vibración forzada se considera el amortiguamiento y la fuerza excitatoria, la cual se asume armónica con frecuencia ω . La vibración armónica forzada está dada por la Ecuación 1.2.

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = f e^{i\omega t} \quad (1.2)$$

Donde:

- f describe la distribución espacial de la amplitud de excitación
- ω es la frecuencia de excitación
- $q(t)$ es el vector desplazamiento
- $\dot{q}(t)$ es el vector velocidad
- $\ddot{q}(t)$ es el vector aceleración

Una alternativa para resolver la Ecuación 1.2, es el Método de Superposición de Modos (MSP), el cual aprovecha la ortogonalidad entre los modos. La superposición de modos (MSP) encuentra la respuesta para una carga determinada mediante la combinación/superposición lineal de la respuesta de un número limitado de modos de vibración de la estructura. Este método consume menor tiempo computacional en un limitado rango de frecuencias (Salazar, 2021).

Excitación por movimiento de la base

En este tipo de excitación, el movimiento de la base a través de la rigidez y amortiguamiento de conexión ejerce una fuerza vibratoria sobre una estructura. De acuerdo con (Westover & Raboud, 2018), la respuesta vibratoria de la estructura es escrita en la Ecuación 1.3.

$$x(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (1.3)$$

Donde:

- $\frac{X}{a}$ es considerado como el factor de aumento dinámico, el cual representa la relación entre la amplitud del movimiento de la masa y la amplitud del movimiento de la base. Para el caso de un sistema de un grado de libertad, la amplitud está dada por la Ecuación 1.4.

$$\frac{X}{a} = \frac{\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{(k - m\omega)^2 + (c\omega)^2}} \quad (1.4)$$

- ϕ es el ángulo de desfase. Ver Ecuación 1.5.

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{mc\omega^3}{k(k - m\omega^2) + (c\omega)^2} \right] \quad (1.5)$$

- k es la rigidez del sistema.
- c es el coeficiente de amortiguamiento del sistema.
- ω es la frecuencia de excitación.

Excitación por vibración de máquina principal

Las fuerzas de excitación provenientes de un motor diésel pueden ser categorizadas de acuerdo con el mecanismo por el cual son producidas (Smolko, 2013), estas son:

- Fuerzas o momentos de desbalance inducidos por fuerzas inerciales provenientes del movimiento de pistones.
- Fuerzas y momentos vibratorios generados en la combustión por la presión de los gases.
- Fuerzas de excitación longitudinal, inducidas por fuerzas de inercia generadas por la deflexión longitudinal en el cigüeñal debido a la presión del gas.
- Fluctuaciones en la fuerza de empuje provenientes de la variación del torque en el eje de transmisión.

Amortiguamiento

Si se aplican condiciones iniciales a un sistema dinámico, el sistema vibra con amplitudes decrecientes hasta detenerse. Este fenómeno se conoce como amortiguamiento, y disipa energía mediante mecanismos como la fricción interna, fricción externa y efectos térmicos (Thomson, 1993). Existen modelos para representar el amortiguamiento como el amortiguamiento viscoso, amortiguamiento estructural y amortiguamiento Rayleigh.

Amortiguamiento viscoso equivalente

El amortiguamiento viscoso lineal es proporcional a la velocidad del sistema, es decir, cuanto más rápido se mueve la masa, más fuerza de amortiguamiento resiste ese movimiento (Beards, 1996). El cociente entre la constante de amortiguamiento y el amortiguamiento crítico se denomina relación de amortiguamiento, este factor indica el nivel de amortiguamiento y el tipo de movimiento resultante del sistema. La Ecuación 1.6 representa esta relación.

$$\zeta = c/c_c \quad (1.6)$$

Donde:

- c_c es el amortiguamiento crítico, $2m\omega_o$
- c es la constante de amortiguamiento

Amortiguamiento estructural

El amortiguamiento estructural η , es una medida del amortiguamiento inherente en un material cuando se carga dinámicamente (Beards, 1996). Este modelo de amortiguamiento puede ser aplicado en un dominio de la frecuencia y es definido en la Ecuación 1.7 en función de la relación del amortiguamiento previamente mencionado.

$$\eta = 2\zeta \quad (1.7)$$

El amortiguamiento estructural se puede estimar experimentalmente, a través del Método Half Power Bandwidth, el cual implementa un factor Q (Beards, 1996). Cuando una estructura es forzada a entrar en resonancia por una fuerza armónica excitatoria, la relación entre el máximo desplazamiento dinámico en condiciones de estado estacionario y el desplazamiento estático bajo una fuerza similar se llama factor Q, y se describe en la siguiente Ecuación 1.8.

$$Q = \frac{X_{\max dyn}}{X_{static}} = \frac{1}{2\zeta} = \frac{1}{\eta} \quad (1.8)$$

Dado que una estructura puede excitarse en resonancia en cualquiera de sus modos, el factor Q puede ser determinado para cada modo. Sin embargo, si la deflexión estática no puede ser determinada, el factor Q se puede calcular a través de dos frecuencias p_1 y p_2 ubicadas en los puntos de media potencia, Ecuación 1.9.

$$Q = \frac{\omega}{p_2 - p_1} = \frac{\omega}{\Delta\omega} \quad (1.9)$$

Tal como se muestra en la Figura 1.5, los puntos de media potencia se encuentran cuando la amplitud es $X_p = X_{max}/\sqrt{2}$ y las frecuencias correspondientes a ambos lados ω , p_1 y p_2 pueden determinarse.

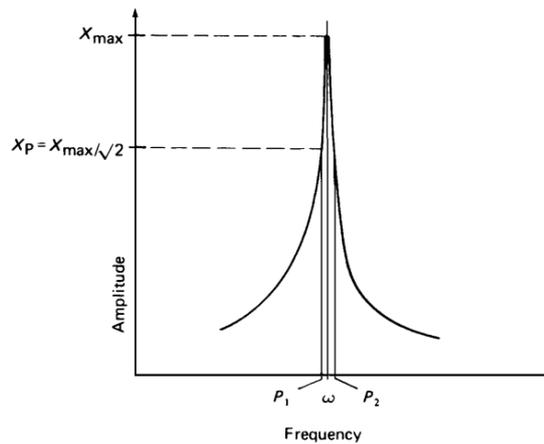


Figura 1.5 Amplitud de la respuesta de frecuencia: Identificación de puntos de media frecuencia

[Fuente: (Beards, 1996)]

Amortiguamiento Rayleigh

El amortiguamiento Rayleigh es un modelo de amortiguamiento viscoso lineal, en el cual la matriz de amortiguamiento $[C]$ es formulada como una combinación lineal de las matrices de masa $[M]$ y rigidez $[K]$ (Thomson, 1993). Ver Ecuación 1.10.

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (1.10)$$

Donde:

- α , es el coeficiente proporcional a la masa
- β , es el coeficiente proporcional a la rigidez

Los coeficientes α y β son calculados considerando un rango de frecuencias y un coeficiente de amortiguamiento.

Resonancia

Si la frecuencia de excitación coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, se encuentra una condición de resonancia y pueden resultar oscilaciones

peligrosamente grandes que producen fallas de estructuras. Por lo tanto, el cálculo de las frecuencias naturales es de gran importancia en el estudio de las vibraciones (Thomson, 1993).

Efecto de masa añadida

Cuando un cuerpo se mueve en un fluido, la inercia del fluido se opone al movimiento, y genera fuerzas de inercia adicionales que actúan sobre el cuerpo. Este efecto se conoce como masa añadida (Lopresto, Langella, & Abrate, 2017).

Según (Korotkin, 2007), para determinar la masa añadida de una placa continua, se considera las oscilaciones de un panel rectangular con refuerzos paralelos, cuya plancha se encuentra en contacto con un fluido de un lado, ver Figura 1.6.

Bajo la suposición de que los elementos son rígidos y no deformables, y que la plancha es flexible entre los claros de los refuerzos, la masa añadida por unidad de área es calculada con la Ecuación 1.11.

$$m = \mu \left(\frac{l}{nb} \right) \frac{l}{n} (\rho + \rho_1) \left[\frac{kg}{m^2} \right] \quad (1.11)$$

Donde:

- m masa añadida por unidad de área
- $\mu \left(\frac{l}{nb} \right)$ coeficiente de masa añadida, ver Figura 1.7
- l largo del panel
- n número de paneles
- b ancho del panel
- ρ densidad del fluido en la cara exterior
- ρ_1 densidad del fluido en la cara interior

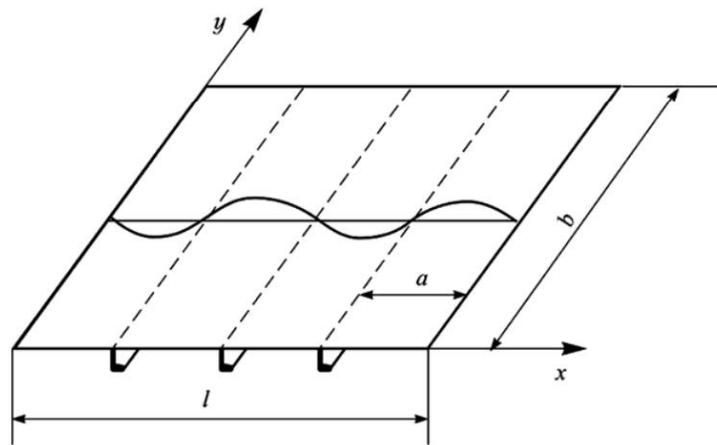


Figura 1.6 Panel reforzado paralelamente
[Fuente: (Korotkin, 2007)]

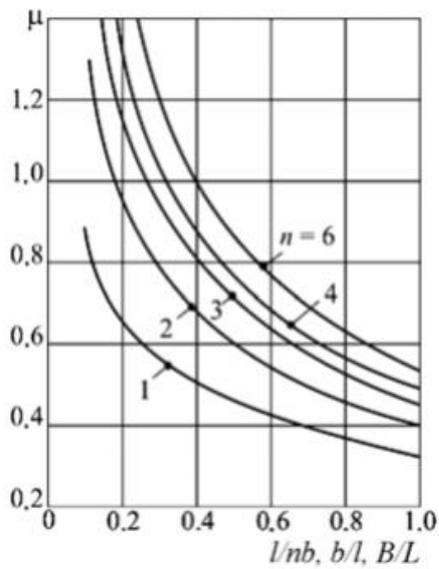


Figura 1.7 Coeficiente de masa agregado μ en la relación de lados de la placa empotrada
[Fuente: (Korotkin, 2007)]

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

La metodología de este proyecto se compone por dos etapas de análisis utilizando el Método de Elementos Finitos. La etapa 1, corresponde al análisis del panel afectado de la sala de máquinas, el cual consiste en un análisis de vibración libre y forzado con excitación por movimiento de la base. Posteriormente, en la etapa 2 se desarrolló un modelo estructural del bloque de la sala de máquinas con el fin de realizar un análisis estático y dinámico. En estos análisis se incluyeron los efectos de masa añadida, amortiguamiento y excitación por momentos vibratorios de gases del motor reemplazado, motor actual y generadores. La metodología implementada en este proyecto se detalla en las Figuras 2.1 y 2.2.

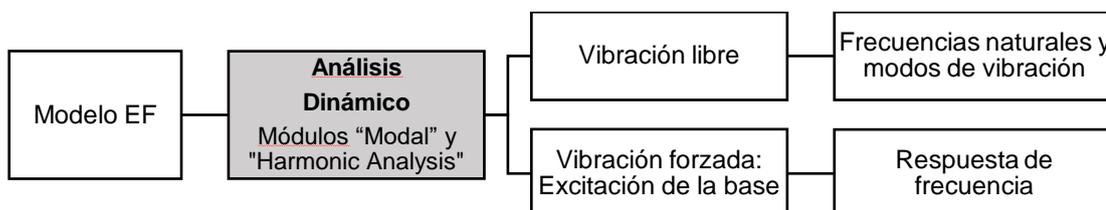


Figura 2.1 Análisis dinámico del panel afectado – Etapa 1

[Fuente: Propia]

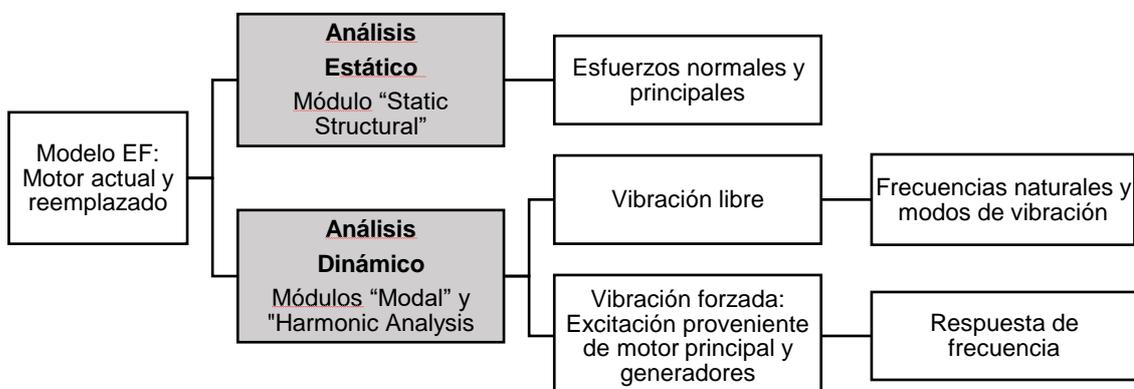


Figura 2.2 Análisis estático y dinámico del bloque estructural – Etapa 2

[Fuente: Propia]

2.1 Estructura de la Sala de Máquinas

Para conocer a detalle la estructura a analizar, se realizó una visita técnica para registrar los detalles necesarios para la ejecución de los modelos geométricos, ver Figura 2.3. La sala de máquinas se compone por un arreglo estructural transversal construido de acero estándar. Entre las principales características mecánicas de este material se encuentra un esfuerzo de fluencia de 240 MPa y un módulo de elasticidad de 193 GPa (ANSYS, 2022). El arreglo estructural está conformado por refuerzos transversales, longitudinales y planchas, los cuales se detallan en las Tablas 2.1 y 2.2.



Figura 2.3 Visita Técnica 29/10/22

[Fuente: Propia]

Tabla 2.1 Detalle estructural de elementos tipo refuerzo

[Fuente: Visita técnica]

Elemento	Dimensiones	Espesor
Cuadernas	L 12x8 cm	8 mm
Bulárcamas	L 19.1x10 cm	8 mm
Palmejar	L 23x10 cm	8 mm
Refuerzo longitudinal	L 14x10 cm	8 mm
Baos	T 23x26.7 cm	8 mm
Refuerzos transversales	L 17x8 cm	8 mm

Tabla 2.2 Detalle estructural de elementos tipo planchas

[Fuente: Ing. Jamil Moreira]

Elemento	Espesor
Costado	8 mm
Cubierta principal	8 mm
Doble fondo	10 mm
Puntales	10 mm
Refuerzos de doble fondo	10 mm

2.2 Modelo geométrico 3D

Para el análisis estructural de la sala de máquinas del buque Elizabeth.F, se realizó un modelo geométrico del panel afectado y otro modelo de un bloque de la sala de máquinas utilizando el software RHINOCEROS.

Modelo 1: Panel afectado

El primer modelo geométrico es un panel de plancha formado por 2 bulárcamas en los extremos y 5 cuadernas en el centro. Este panel tiene un ancho de 3.45 metros y una altura de 4.1 metros. Su borde inferior limita con la plancha del doble fondo y su borde superior limita con la cubierta principal. En la Figura 2.4 se observa el panel junto con las cuadernas afectadas.

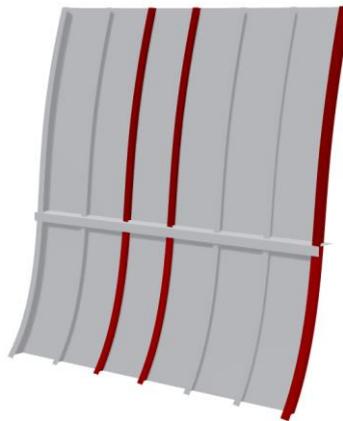


Figura 2.4 Modelo del panel afectado de la banda de estribor

[Fuente: Propia]

Modelo 2: Bloque de Sala de Máquinas

Este bloque de la Sala de Máquinas tiene 10 metros de longitud y es limitado por las cuadernas 50 y 68, ver Figura 2.5.

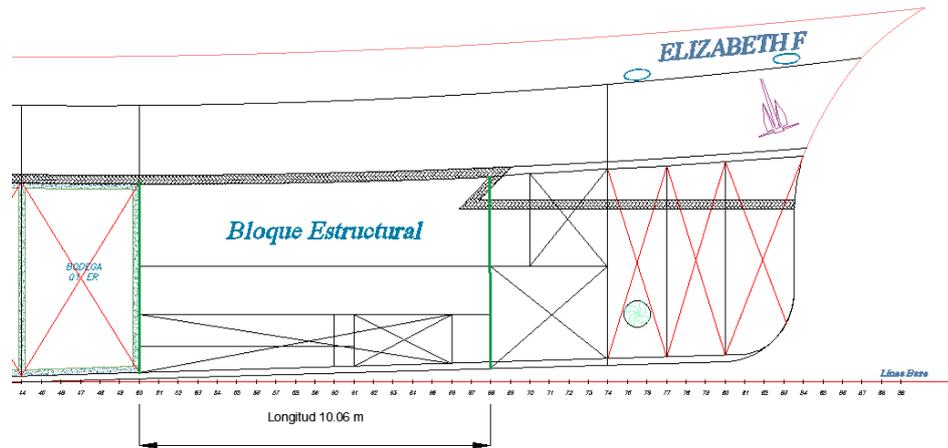


Figura 2.5 Esquema del bloque estructural de sala de máquinas
[Fuente: Ing. Jamil Moreira]

El modelo 3D del bloque estructural de sala de máquinas incluye la estructura del doble fondo (ver Apéndice F), las bases de máquinas, el motor principal (actual y reemplazado), caja reductora, generadores, elementos estructurales del costado y cubierta principal. Ver Figura 2.6.

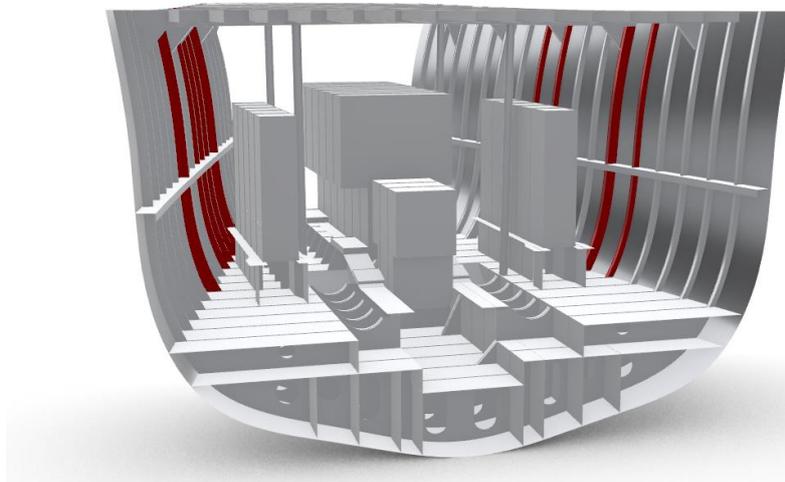


Figura 2.6 Modelo de sala de máquinas
[Fuente: Propia]

Un punto de gran importancia es el modelado del motor reemplazado, actual, generadores y cajas reductoras. Para representar a detalle su rigidez e inercia, estos equipos fueron modelados con superficies transversales. El espesor de cada superficie se determinó considerando la masa de cada equipo, ver Tablas 2.3, 2.4, 2.5 y 2.6. Los detalles del modelado de cada equipo se encuentran en los Apéndices B, C, D y E. Adicionalmente, la Figura 2.7 muestra el modelo geométrico del motor actual y caja reductora.

Tabla 2.3 Masa húmeda de cada equipo de la sala de máquinas
[Fuente: (GE Transportation , 2009); (Reintjes , 2018); (Caterpillar, 2008)]

Equipo	Marca/Modelo	Masa Húmedo [kg]
Motor Actual	GE 12V228	19900
Motor Antiguo	MAN G9V30/45	21500
Generadores	Caterpillar D353	3500
Reductora	Reintjes WAF 2365	8000

Tabla 2.4 Modelado del motor nuevo y antiguo aproximado con superficies
[Fuente: Propia]

Superficies	Motor Nuevo		Motor Antiguo	
	Espesor [cm]	Peso [kg]	Espesor [cm]	Masa [kg]
Carcaza	2.47	8155	2.37	8639
Transversales	2.47	7772	2.37	4118
Longitudinales	2.47	4015	2.37	8833
	Total	19942	Total	21591

Tabla 2.5 Masa de la caja reductora aproximado con superficies

[Fuente: Propia]

Caja Reductora		
Superficies	Espesor [cm]	Masa [kg]
Carcaza	6.00	4705
Transversales	6.00	2049
Longitudinales	6.00	1441
Total		8195

Tabla 2.6 Masa de los generadores aproximados con superficies

[Fuente: Propia]

Generadores		
Superficies	Espesor [cm]	Masa [kg]
Carcaza	1.25	1635
Transversales	1.25	755
Longitudinales	1.25	1160
Total		3550

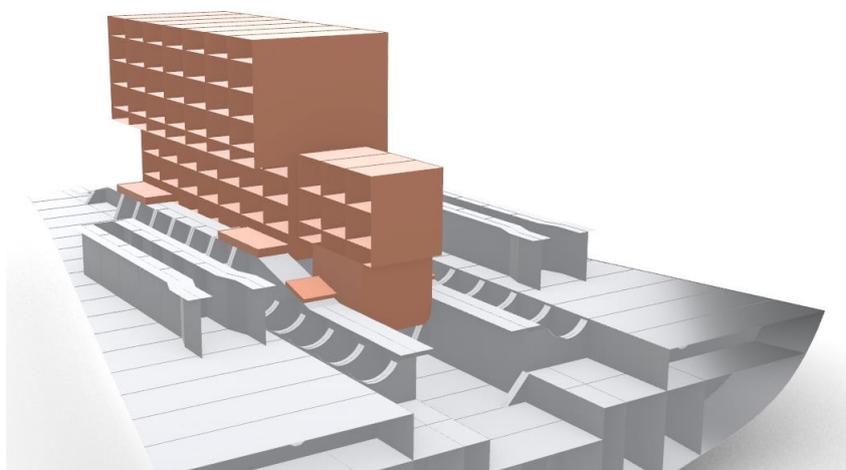


Figura 2.7 Modelado del motor actual y caja reductora

[Fuente: Propia]

2.3 Discretización en Elementos Finitos

Los modelos geométricos fueron importados desde el software ANSYS WORKBENCH 2021R2. El sistema de referencia establecido tiene el eje “y” en dirección Babor-Estribor, el eje “z” en dirección hacia las cubiertas, y el eje “x” en dirección de la línea de crujía.

Tamaño de malla

Para el modelo, se estableció un tamaño de malla de 35 milímetros para la plancha y los refuerzos. Se consideró la recomendación de la sociedad de clasificación DNV, la cual establece que el tamaño de los elementos de la malla no debe superar los 50 mm (Pavel Golyshev, 2015). Ver Figura 2.8.

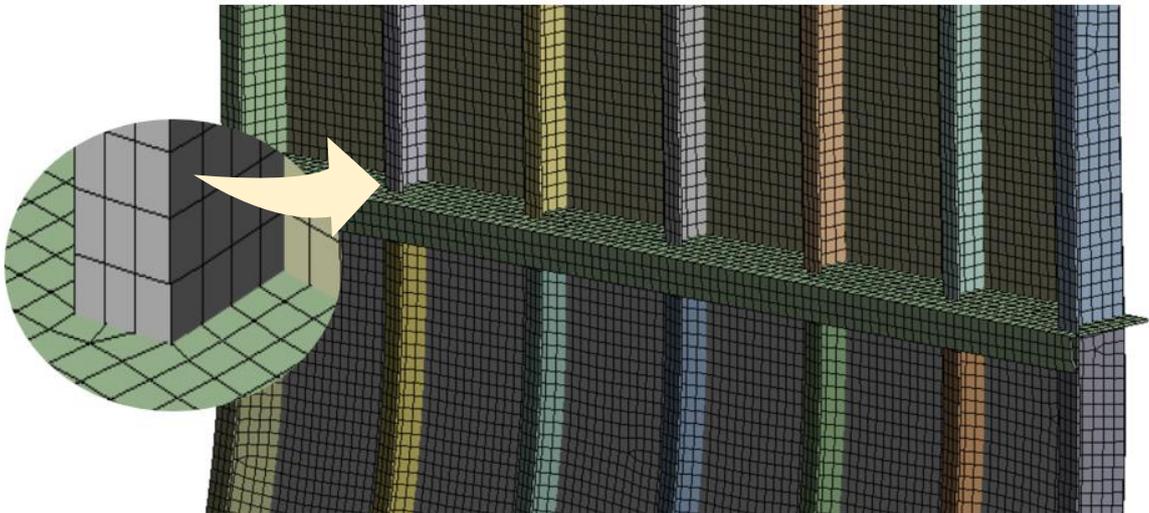


Figura 2.8 Mallado del panel afectado

[Fuente: Propia]

Por otro lado, debido a la limitada capacidad computacional disponible, se establecieron 4 tamaños de malla para diferentes zonas del modelo de la sala de máquinas, ver Tabla 2.7. Para este caso, se consideró el criterio que existan mínimo cuatro elementos en el alma de cada refuerzo afectado, ver Figura 2.9.

Tabla 2.7 Detalle estructural de elementos tipo planchas

[Fuente: Propia]

Elementos	Tamaño de malla
Cubierta principal y planchaje del costado	200 mm
Generadores	150 mm
Panel afectado, máquina principal, refuerzos y doble fondo	100 mm
Bulárcamas y cuadernas de la zona afectada	35 mm

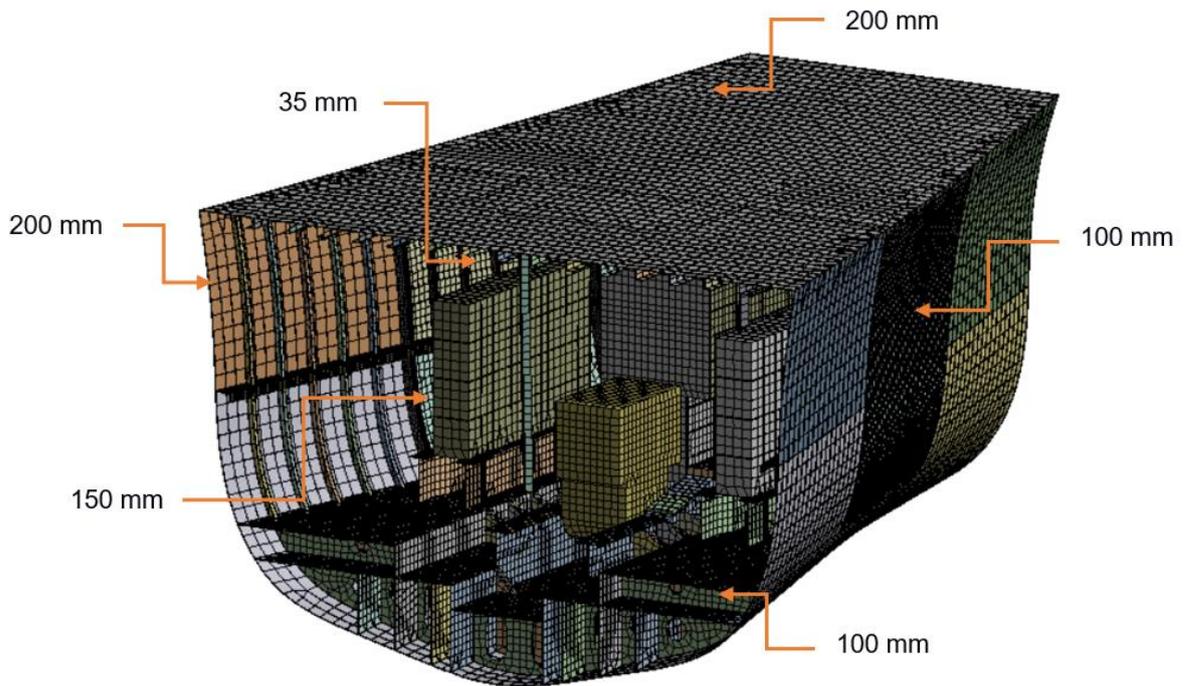


Figura 2.9 Diferente tamaño de la malla

[Fuente: Propia]

Conexión por Lotes - Batch connection

Para la ejecución del modelo en elementos finitos, se establecieron conexiones por bloques con una tolerancia de 15 mm. Ver Figuras 2.10 y 2.11.

Mesh
21/1/2023 19:48

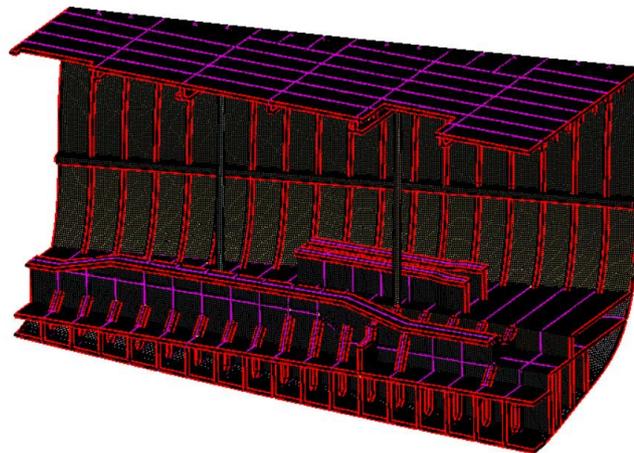
Edge/Face Connectivity
Free
Single
Double
Triple
Multiple



Figura 2.10 Grado de conexiones – Modelo Etapa 1
[Fuente: Propia]

Mesh
16/12/2022 23:42

Edge/Face Connectivity
Free
Single
Double
Triple
Multiple



0 1,25e+03 2,5e+03 3,75e+03 5e+03 (mm)

Figura 2.11 Grado de conexiones – Etapa 2
[Fuente: Propia]

Condiciones de frontera

En el modelo del panel afectado se aplicó la condición de soporte fijo para representar la cubierta principal, los extremos del palmejar y el borde del doble fondo tal como se muestra en la Figura 2.12. Por otro lado, en el modelo de la sala

de máquinas se aplicó un soporte fijo representando los mamparos de la embarcación, ver Figura 2.13. En este último modelo no se aprovechó la simetría de la estructura debido al tipo de excitación a aplicar, por lo que fue necesario modelar por completo la maquinaria principal y la estructura de ambas bandas.

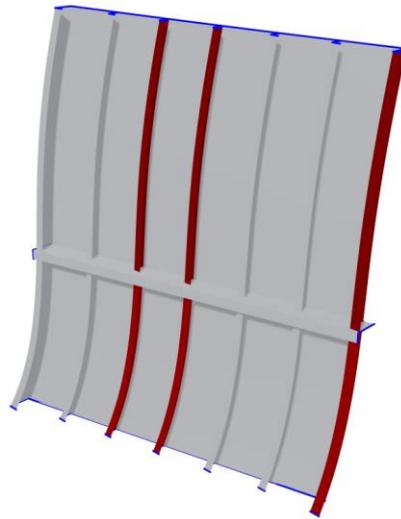


Figura 2.12 Condiciones de fronteras – Etapa 1
[Fuente: Propia]

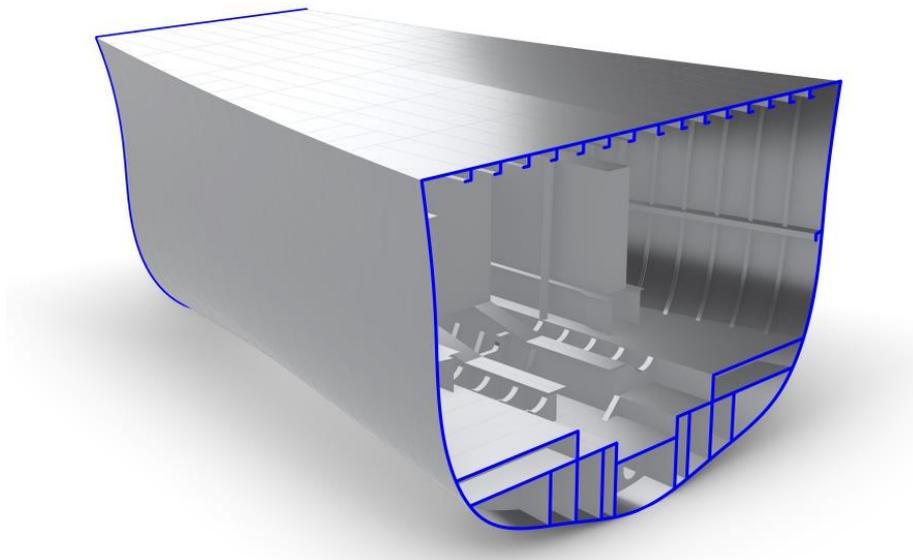


Figura 2.13 Condiciones de fronteras – Etapa 2
[Fuente: Propia]

2.4 Etapa 1: Panel Afectado

Para analizar el comportamiento dinámico natural del panel afecto, es decir registrar sus modos de vibración y el orden de sus frecuencias naturales, se decidió iniciar con un análisis de vibración libre. Posteriormente, para analizar la respuesta forzada del panel se aplicó un movimiento de la base sobre la conexión del doble fondo y el costado en dirección Y, simulando las vibraciones generadas por la maquinaria principal. La cantidad de desplazamiento se tomó de acuerdo con los criterios de las “Notas de Orientación para Vibración de Buques” de Lloyds Register, en donde se recomienda que las amplitudes de vibración generales en un rango de frecuencias entre 5 a 100 Hz sean menores a 0.25 mm (Lloyd’s Register, 2006). Finalmente, estos desplazamientos se aplicaron en función de las frecuencias de operación del motor, considerando una variación cuadrática y en dirección de la manga, ver Figura 2.14 y Tabla 2.8.

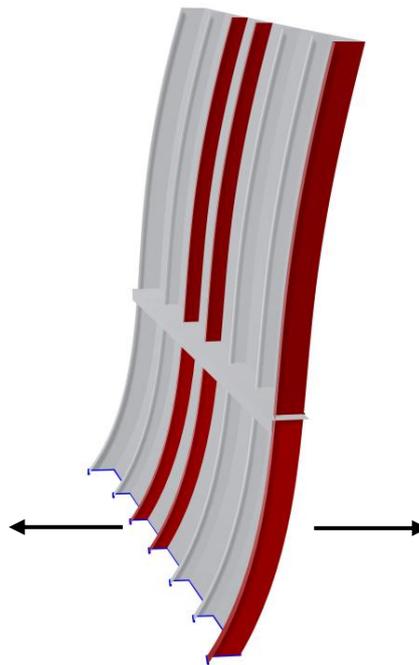


Figura 2.14 Movimiento de la base sobre el panel afectado

[Fuente: Propia]

Tabla 2.8 Amplitudes del desplazamiento de la base en función de las frecuencias de operación del motor actual

[Fuente: Propia]

Frecuencias, Hz	Desplazamiento, mm
44	0.05
54	0.06
64	0.09
74	0.11
84	0.15
94	0.19
105	0.25

2.5 Etapa 2: Bloque estructural

Cargas estáticas

Las cargas estáticas aplicadas se detallan en las Tablas 2.9, 2.10 y 2.11, estas cargas corresponden al peso de la maquinaria, tanques, cargas sobre los pilares y el peso estructural (uso del comando “standard gravity”). Además, se aplicó la presión hidrostática sobre el costado considerando un calado de 5.67 metros, ver Figura 2.15.

Tabla 2.9 Cargas – Maquinaria

[Fuente: Propia]

Maquinaria	Carga [kN]
Motor Principal	174.22
Motor Auxiliar	16.44
Generador	29.69

Tabla 2.10 Cargas – Puntales

[Fuente: Propia]

Estructura	Carga [kN]
Puntales	231.22

Tabla 2.11 Cargas – Tanques
[Fuente: Propia]

Tanque	Carga [kN]
Aceite Hidráulico Eb 1	22.72
Aceite Hidráulico Eb 2	12.98
Agua Dulce Cr	102.90
Combustible Eb	127.60
Combustible Bb	127.60

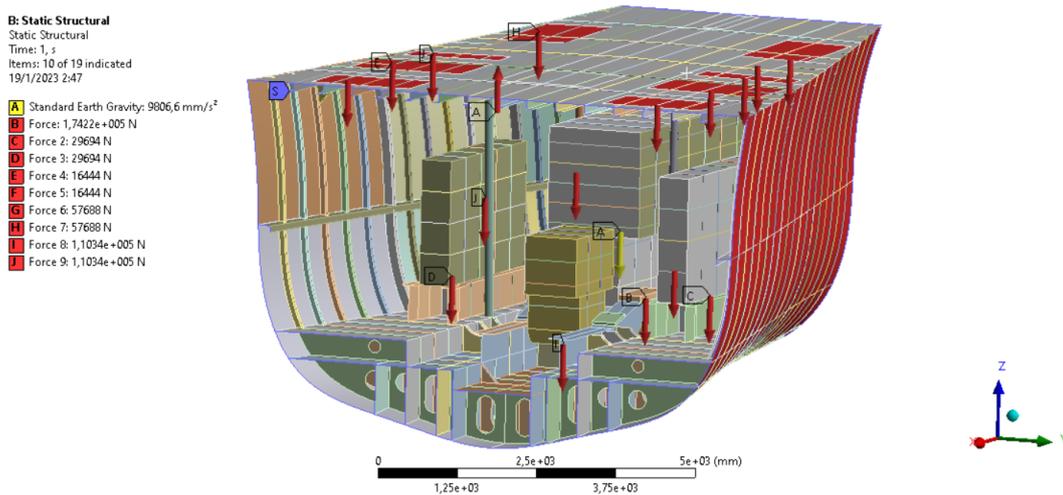


Figura 2.15 Cargas estáticas aplicadas sobre la geometría
[Fuente: Propia]

Efecto de Masa Añadida

El efecto de masa añadida afecta el costado y el fondo de la embarcación en los análisis de tipo dinámico. El panel del costado tiene como largo y ancho 3.45 y 2.35 metros respectivamente mientras que el del fondo cuenta con 3.45 y 1.74 metros. Con la relación de sus dimensiones fue posible obtener el factor $\mu \left(\frac{l}{nb} \right)$ de la Figura 1.7, luego de reemplazar los valores en la Ecuación 1.11 se obtuvieron las masas añadidas por unidad de área, ver Tabla 2.12. Estos valores también se pueden representar como densidad añadida al dividirlos para el espesor del elemento. Finalmente, para representar este efecto sobre el modelo 3D, se creó un material

con la densidad del acero sumada con la densidad añadida calculada, ver Tabla 2.12. Los detalles del cálculo de la masa añadida del costado y fondo se encuentran en el Apéndice H.

Tabla 2.12 Resultados de masa añadida y nueva densidad
[Fuente: Propia]

Plancha	Masa añadida [kg/m²]	Densidad total [kg/m³]
Costado	1412	14189
Fondo	1663	13448

Amortiguamiento

Excitación de la base de una Estructura Simple - Experimento

Para establecer una relación de amortiguamiento adecuada del bloque estructural de la sala de máquinas, se llevó a cabo un experimento de excitación por movimiento de la base de una estructura simplificada. Este experimento se llevó a cabo en el laboratorio SiMar de la Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar. El modelo experimental representa un edificio de tres pisos cuyas columnas están construidas con platinas de acero (3/8"x1/8"), separadas 30 cm entre ellas y una distancia de 40 cm entre pisos, como se muestra en la Figura 2.16. Para representar el peso de cada piso, en cada uno de ellos se ha instalado las siguientes masas: $M_1: 1kg$, $M_2: 0.5kg$ y $M_3: 0.5kg$.

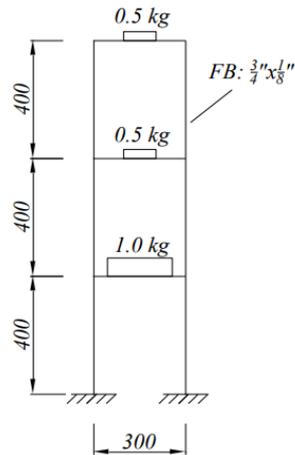


Figura 2.16 Esquema del modelo experimental

[Fuente: Propia]

Este modelo fue sometido a una excitación de la base de 1 mm pico a pico, en un rango de frecuencias de 1 a 30 Hz, para lo cual se utilizó un vibrador marca VR modelo 5800. Durante el experimento se registró en el tiempo la deformación unitaria de cada uno de los pisos, ver Figura 2.17. A partir de las mediciones, se determinaron las frecuencias naturales y modos de vibración de la estructura, Tabla 2.13.

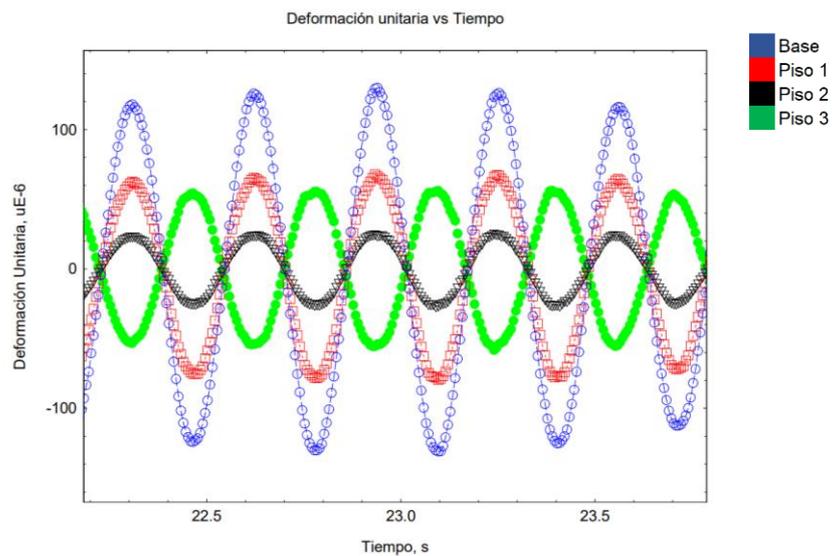


Figura 2.17 Registro de deformaciones unitarias para cada piso de la estructura simple

[Fuente: Propia]

Tabla 2.13 Frecuencias naturales del modelo experimental
[Fuente: Propia]

Modo	Frecuencias Naturales [Hz]
1	3.13
2	9.04
3	16.04

Estructura Simple – Modelo de Elementos Finitos

La estructura fue modelada con elementos finitos con el fin de determinar un modelo de amortiguamiento adecuado que pueda ser aplicado en los modelos de las etapas 1 y 2. Las columnas y pisos se representaron mediante superficies de un espesor de 3.175 mm, mientras que las conexiones entre los pisos con superficies de 6.35 mm. Además, se estableció la condición de empotramiento en las superficies bases del modelo, y se restringió el movimiento en dirección y, ver Figura 2.18.

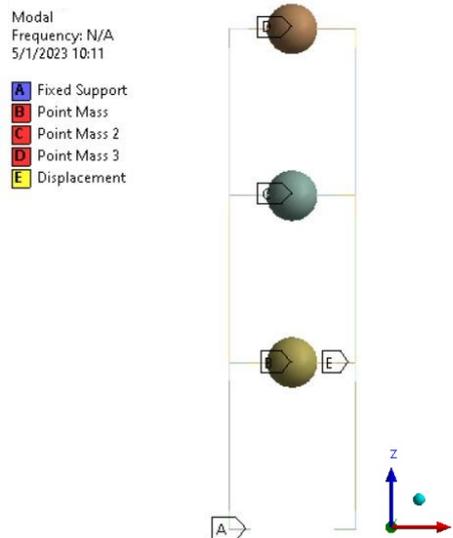


Figura 2.18 Condiciones de frontera. Modelo con elementos finitos.
[Fuente: Propia]

La Figura 2.19 corresponde al primer modo de vibración resultante del análisis libre del modelo estructural. Las frecuencias naturales se detallan en la Tabla 2.14 y en el Apéndice G.

Tabla 2.14 Frecuencias naturales del modelo con Elementos Finitos
[Fuente: Propia]

Modo	Frecuencias Naturales [Hz]
1	3.13
2	9.59
3	17.33

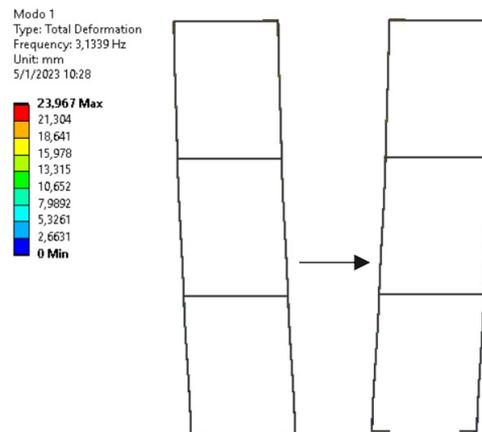


Figura 2.19 Modo de vibración 1. Frecuencia natural 3.13 Hz.
[Fuente: propia]

Modelo de amortiguamiento

Mediante el método Half Power Bandwidth, se aproximó la relación de amortiguamiento para la estructura, el cual resulta 0.025. A partir de este valor, se calcularon los coeficientes de amortiguamiento estructural y de Rayleigh en un rango de 1 a 30 Hz (Thomson, 1993), ver Tabla 2.15.

Tabla 2.15 Modelos de amortiguamiento en un rango de 1 a 30 Hz
[Fuente: Propia]

Relación de amortiguamiento	0.025
Amortiguamiento estructural	0.050
Coefficiente de masa, Alpha	0.0926
Coefficiente de rigidez, Beta	0.0019

Luego de aproximar el amortiguamiento de la estructura, se realizó el análisis forzado aplicando una excitación por movimiento de la base con una amplitud de 1 mm pico a pico en dirección lateral, ver Figura 2.20. De modo que, se obtuvo la respuesta en frecuencia de la deformación unitaria para cada piso y por cada modelo de amortiguamiento, ver Apéndice G. La Figura 2.21 muestra la respuesta en frecuencia para el Piso 1.

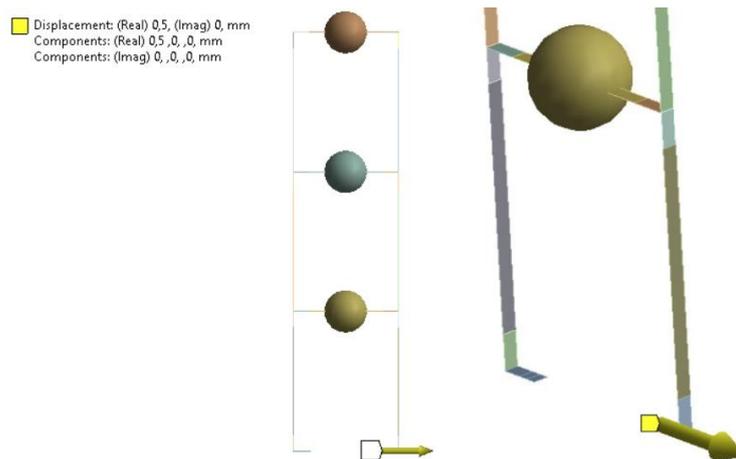


Figura 2.20 Excitación por movimiento de la base, 1 mm pico a pico.
[Fuente: Propia]

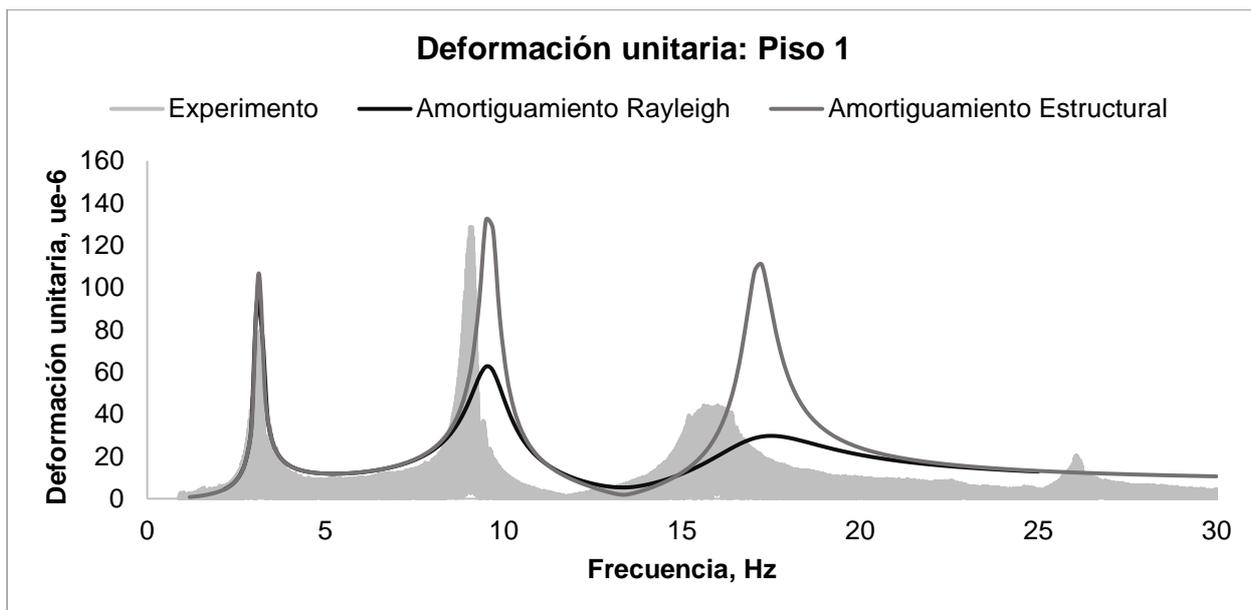


Figura 2.21 Respuesta de Frecuencia: Piso 1
[Fuente: Propia]

A partir de los resultados del análisis forzado de la estructura simple, se puede evidenciar que el modelo de elementos finitos se aproxima al modelo experimental en el valor de la primera frecuencia natural. Sin embargo, la respuesta forzada se encuentra desplazada hacia la derecha para las regiones alrededor de frecuencias naturales de los modos 2 y 3 de la estructura considerando ambos tipos de amortiguamiento.

A pesar de esto, el modelo de amortiguamiento estructural es aquel que mejor representa la respuesta experimental de la estructura para cada frecuencia. Esto debido a que las máximas deformaciones se encuentran distribuidas al igual que el modelo experimental a lo largo del rango de frecuencias. Por ejemplo, en la Figura 2.21, la deformación unitaria del modo 2 es mayor que la de los modos 1 y 3 para el modelo de amortiguamiento estructural, teniendo la misma tendencia que la respuesta experimental del Piso 1. Esto no ocurre para el modelo de amortiguamiento Rayleigh, donde la máxima deformación unitaria ocurre en el modo 1.

En base a este análisis, se concluye que el modelo de amortiguamiento estructural reproduce mejor la respuesta forzada de la estructura simplificada de acero. Por ello, este es el modelo de amortiguamiento que se aplicará en el análisis forzado del bloque estructural del buque Elizabeth F.

El valor del amortiguamiento estructural considerado es de 0.05. Sin embargo, existen fuentes que proponen otros valores del amortiguamiento estructural. De acuerdo con (Yu, Ong, & Li, 2018), el amortiguamiento estructural de buques de acero tiene un valor aproximado de 0.01. Por otro lado, la sociedad de clasificación ABS recomienda para un análisis de vibración forzada por simplificación un amortiguamiento estructural de 0.03 (ABS, 2022). El valor del amortiguamiento estructural considerado es de 0.05. Sin embargo, existen fuentes que proponen otros valores del amortiguamiento estructural. De acuerdo con (Yu, Ong, & Li, 2018), el amortiguamiento estructural de buques de acero tiene un valor aproximado de 0.01. Por otro lado, la sociedad de clasificación ABS recomienda para un análisis de vibración forzada por simplificación un amortiguamiento estructural de 0.03 (ABS, 2022).

Finalmente, los análisis vibratorios forzados de los modelos del buque Elizabeth.F se desarrollarán bajo diferentes valores de amortiguamiento estructural para efecto de comparación.

Momentos de excitación

Rangos de frecuencias

La explosión que se produce en el interior de cada cilindro en los motores de cuatro tiempos ocurre una vez cada dos revoluciones, es decir la frecuencia fundamental de la vibración del motor es la mitad del número de revoluciones. Del análisis de Fourier de este momento, ciertos armónicos de cada cilindro están en fase, y corresponden a los órdenes del número de cilindros, de manera que su frecuencia se calcula con la Ecuación 2.1.

$$f = \frac{CPM * n}{2} \quad (2.1)$$

Donde:

- f es la frecuencia fundamental del motor en ciclos por minutos
- CPM es la velocidad de rotación
- n número de cilindros

Para establecer el rango de frecuencias a analizar en este apartado se consideraron las frecuencias de operación desde el ralentí hasta la velocidad de operación máxima de cada motor, ver Tabla 2.16. Las características principales del motor GE 12V228 se encuentran detalladas en el Apéndice P.

Tabla 2.16 Rango de frecuencias

[Fuente: Propia]

Motor	f_0 [Hz]	f_1 [Hz]
MAN 1910	14	34
GE 12V228	44	105

Momentos vibratorios por gases

La presión de los gases de combustión en el interior de los cilindros de un motor genera fuerzas de reacción transversales sobre las crucetas de las bielas y el cigüeñal, dando lugar a momentos vibratorios (Smolko, 2013). Estos momentos de excitación por gases provocan balanceo y vibraciones transversales sobre el eje x del motor cuyo sistema de coordenadas se precisa en la Figura 2.22. En adición, las amplitudes de los momentos vibratorios por gases varían con las RPM del motor, pero sin obedecer la relación presente en los momentos externos (ABS, 2022).

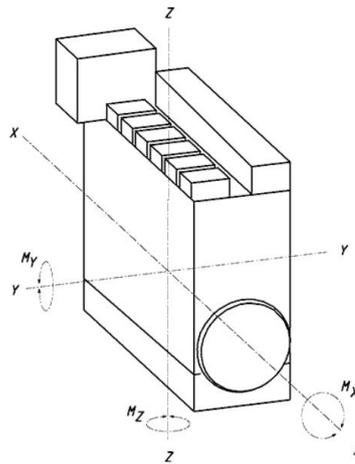


Figura 2.22 Momentos vibratorios por presión de gases sobre un motor
[Fuente: (Wärtsilä Engines, 2022)]

Para calcular el momento de excitación producido por los gases en el motor actual y el reemplazado, se utilizó la relación entre el torque de cada motor y una constante de proporcionalidad c . Para calcular el torque se utilizó la Ecuación 2.2 donde se reemplazaron las potencias y velocidad de rotación de cada motor, ver Tabla 2.17.

$$Q = c * \frac{P}{N} \quad (2.2)$$

Donde:

- Q torque vibratorio
- P potencia del motor
- N velocidad de rotación
- c constante de proporcionalidad

Tabla 2.17 Potencia máxima para cada velocidad de rotación del motor
[Fuente: (GE Transportation , 2009)]

Motor Actual		Motor Antiguo	
RPM	Potencia [HP]	RPM	Potencia [HP]
1050	3070	500	1910
440	270	210	168

Por ejemplo, para calcular la constante c del motor actual, se tomó como referencia un motor de características similares, el motor Wärtsilä 26 (Wärtsilä Engines, 2022), ver Apéndice Q. La constante de proporcionalidad equivale a la relación del momento torsor en dirección x a la frecuencia del armónico número 12 y el torque vibratorio, del motor de referencia. Este procedimiento se repitió para encontrar la constante de transformación del motor reemplazado, utilizando como referencia un motor Wärtsilä de 8 cilindros.

De forma similar, utilizando la Ecuación 2.2 se calculó el momento torsor para los generadores. En este caso se aproximó la constante de transformación con un motor Wärtsilä de 6 cilindros, obteniendo un momento de 878 Nm a 90 Hz.

A continuación, se presentan los torques vibratorios para cada velocidad de rotación y su respectivo momento de excitación considerando que la constante c es igual a 0.50 para el motor actual, Figura 2.23, y 0.51 para el motor reemplazado, Figura 2.24.

Estos momentos de excitación por gases son las cargas dinámicas excitatorias que se consideraran en el análisis forzado del bloque de la sala de máquinas. Este momento de excitación por gases varía de acuerdo con la frecuencia de operación del equipo, ver Tabla 2.18, y será aplicado en la plancha que se encuentra a la misma altura del cigüeñal en el motor actual, reemplazado y generador, ver Figura 2.25.

Tabla 2.18 Torque y momento vibratorio por gases de cada motor
[Fuente: Propia]

Motor Nuevo			Motor Antiguo		
Frecuencia	Q [Nm]	Mx [Nm]	Frecuencia	Q [Nm]	Mx [Nm]
44	4310	2155	14	5618	2865
54	6503	3251	17	8484	4326
64	9407	4703	20	12277	6261
74	11864	6101	23	15933	8126
84	15529	7615	27	19890	10144
94	18680	8940	30	23356	11911
105	20536	10268	34	26831	13684

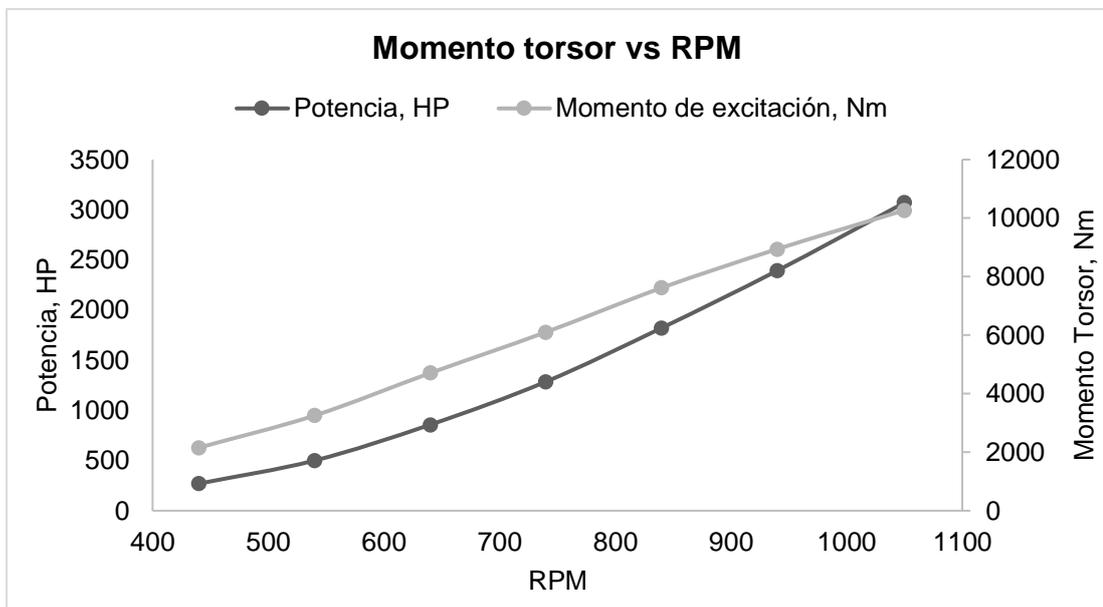


Figura 2.23 Momento torsor vs rpm - Motor actual
[Fuente: Propia]

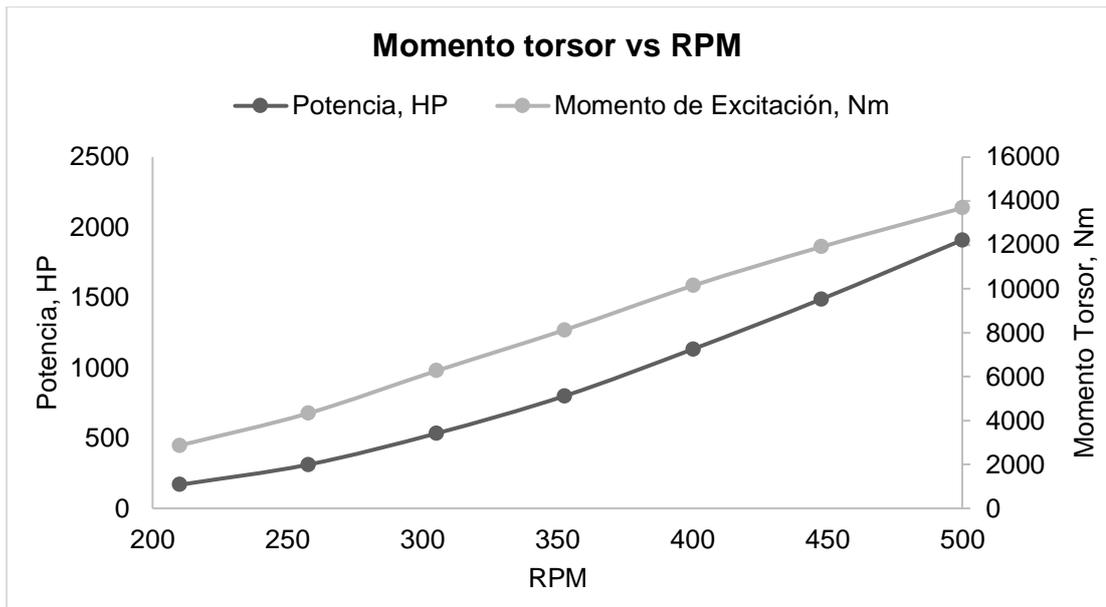


Figura 2.24 Momento torsor vs rpm - Motor reemplazado
 [Fuente: Propia]

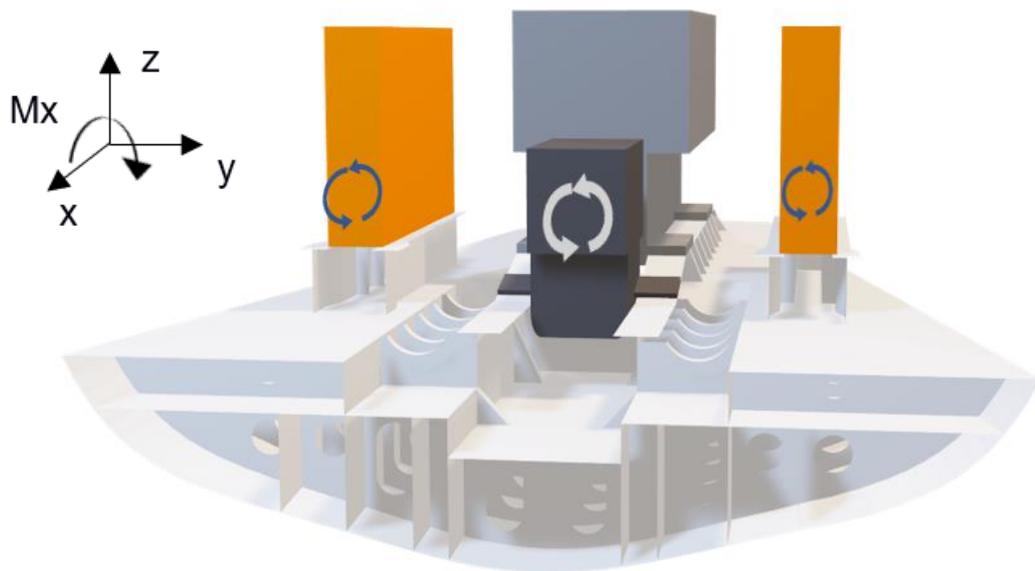


Figura 2.25 Representación de los momentos de excitación por gases de combustión
 [Fuente: Propia]

Elementos de estudio

Para diferenciar la respuesta dinámica de las cuadernas y bulárcamas en estudio, se les asignó una etiqueta tal como se muestra en las Figuras 2.26 y 2.27.

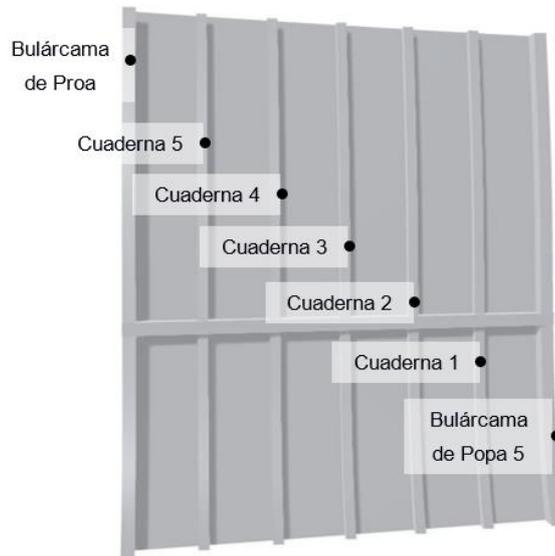


Figura 2.26 Numeración de Cuadernas y Bulárcamas – Etapa 1
[Fuente: Propia]

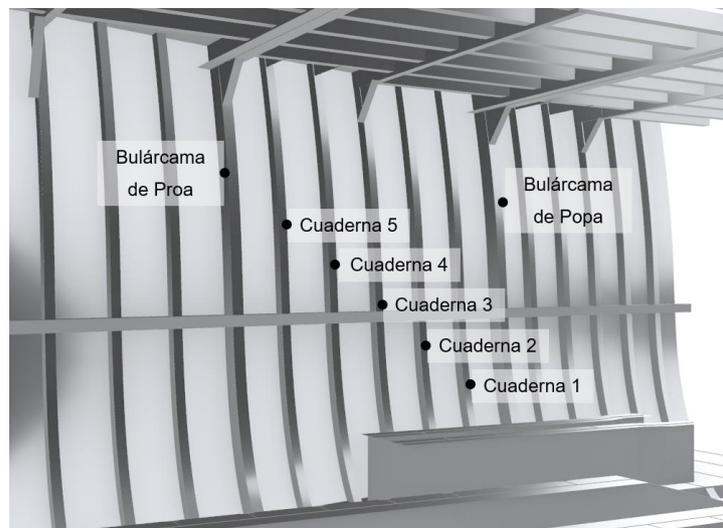


Figura 2.27 Numeración de Cuadernas y Bulárcamas – Etapa 2
[Fuente: Propia]

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Este capítulo presenta el análisis de los resultados obtenidos en las dos etapas de este proyecto. En la Etapa 1, se analizó la respuesta vibratoria libre y forzada del panel de plancha reforzado, donde se obtuvieron las frecuencias naturales y los esfuerzos normales máximos producto de la excitación por desplazamiento de la base. Por otro lado, en la Etapa 2, se obtuvo la respuesta vibratoria forzada de la sala de máquinas ante la excitación por momentos vibratorios por gases del motor actual, del motor reemplazado y generadores. En esta última etapa se analiza la magnitud de los esfuerzos normales obtenidos y su impacto en la estructura, específicamente en las cuadernas y bulárcamas, con el fin de validar la hipótesis del proyecto.

3.1 Convergencia de la Malla

Para validar los resultados obtenidos se realizó un estudio de convergencia de la malla del modelo estructural con elementos finitos. La convergencia se estudió en el análisis dinámico del panel afectado y en el análisis estático del bloque estructural. Ver Apéndice I. En base al bajo porcentaje de diferencia entre los resultados obtenidos en cada análisis de convergencia, se puede garantizar que los mallados utilizados en las discretizaciones de ambos modelos geométricos son aceptables y aproximan los resultados correctamente.

3.2 Resultados Etapa 1: Panel afectado

Análisis de vibración libre

Del resultado presentado en la Figura 3.1, se observa que la primera frecuencia natural del panel afectado es 51 Hz. Esta frecuencia natural es mayor a la máxima frecuencia de excitación del motor reemplazado, 34 Hz, la cual corresponde a la frecuencia del armónico mayor de orden 8, cuando el motor de 4 tiempos rota a 500

RPM. Por ende, el motor reemplazado opera a frecuencias que no generan una situación de resonancia en la estructura.

El rango de frecuencias de operación del motor actual para su armónico mayor de orden 12, va desde 44 a 105 Hz, cuyos límites corresponden a una velocidad de operación de 440 y 1050 RPM respectivamente. En este rango, se obtuvo un total de 18 modos de vibración, ver Apéndice K. Existen ciertos modos donde la deformación lateral del panel se da principalmente en las cuadernas y bulárcamas, ver Figura 3.1. Mientras que existen otros modos donde la deformación del panel se da en el planchaje de costado, ver Figura 3.2. De tal manera, se sospecha que las vibraciones producidas por los gases del motor principal podrían generar esfuerzos que afecten la integridad de las cuadernas y bulárcamas de este panel reforzado.

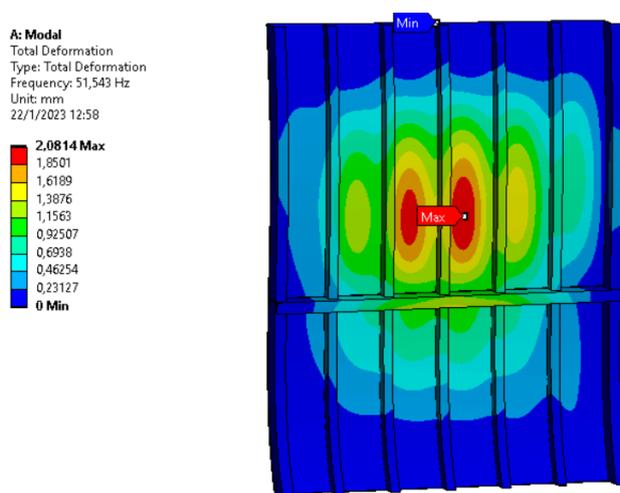


Figura 3.1 Modo de vibración # 1 del panel afectado, frecuencia 51.54 Hz
[Fuente: Propia]

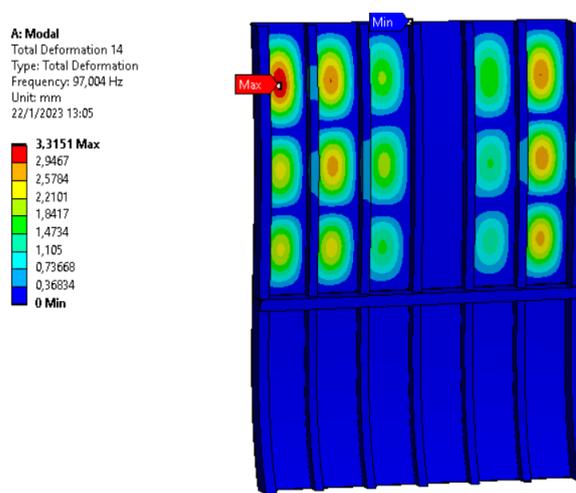


Figura 3.2 Modo de vibración # 14 del panel afectado, frecuencia 97 Hz
[Fuente: Propia]

Análisis de vibración forzada

Se calculó la respuesta forzada en frecuencia del panel afectado en el ala de los perfiles de cada cuaderna y bulárcama, ver Apéndice L. Se obtuvo el esfuerzo

normal máximo en dirección vertical producto de la excitación por movimiento de la base en la conexión del doble fondo y el costado del panel. En los resultados de la Tabla 3.1, se observa que, en el rango de frecuencias del motor actual, 44 a 105 Hz, se produjeron esfuerzos normales máximos entre 30 y 154 MPa. Además, los máximos esfuerzos en los elementos laterales se desarrollan en las frecuencias más altas del análisis, dado que, a mayor frecuencia, mayor desplazamiento de la base, Figura 3.3. El máximo esfuerzo normal se produce en el ala de la Bulárcama de Popa, una de las estructuras que presentan fallas.

Preliminarmente, estos esfuerzos dinámicos podrían considerarse elevados para la estructura del panel. Sin embargo, se desconoce la magnitud real de estos desplazamientos en la base del panel afectado de la sala de máquinas producto de la operación de los motores analizados. De manera que se continuó con el análisis vibratorio forzado de un bloque de la sala de máquinas excitado por las vibraciones producidas por la combustión de gases del motor principal, para representar las cargas dinámicas sobre las cuadernas más acorde a la realidad.

Tabla 3.1 Esfuerzos Normales Máximos en el Ala de las Cuadernas y Bulárcamas
[Fuente: Propia]

Estructuras	Esfuerzos Normales Máximos, Mpa
Bulárcama Popa	154.27
Cuaderna 1	34.27
Cuaderna 2	34.33
Cuaderna 3	30.75
Cuaderna 4	34.94
Cuaderna 5	44.21
Bulárcama Proa	77.81

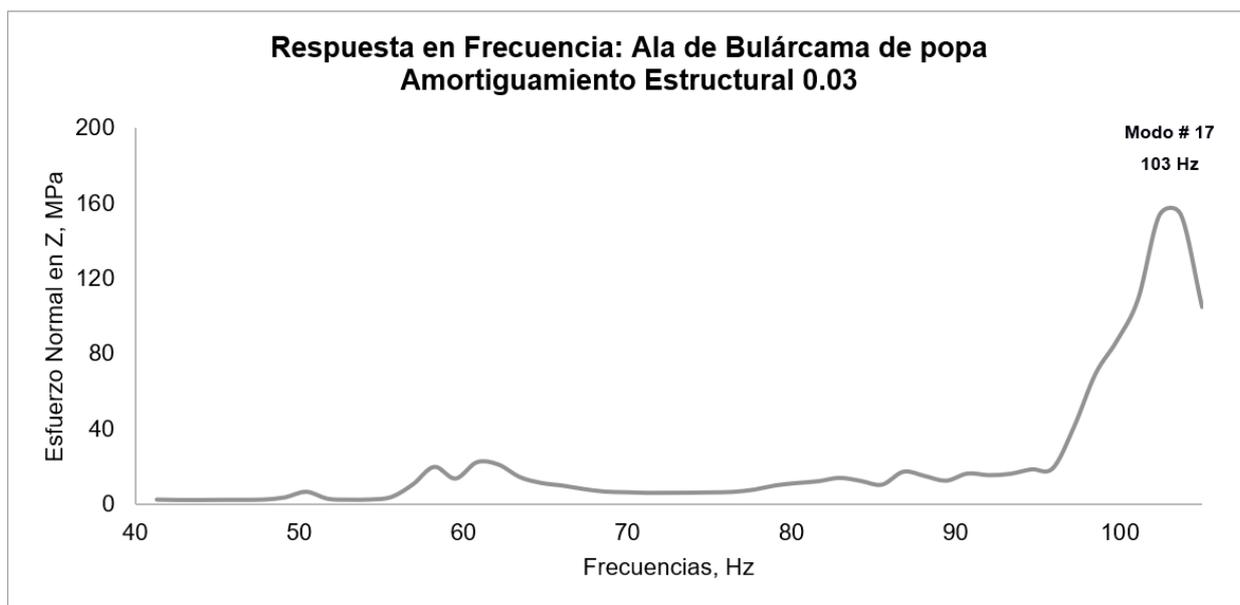


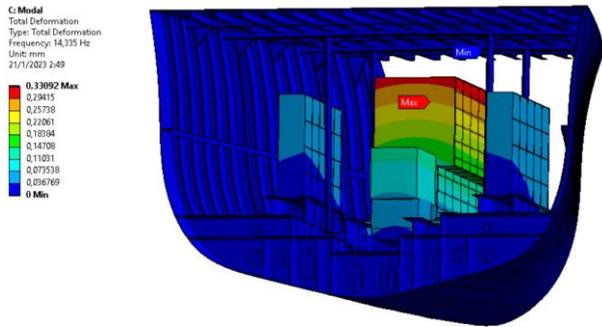
Figura 3.3 Respuesta en Frecuencia: Ala de Bulárcama de popa
[Fuente: Propia]

3.3 Resultados Fase 2: Bloque de Sala de Máquinas

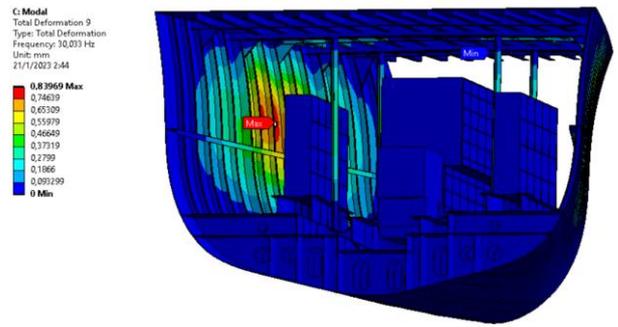
Análisis de vibración libre

Los rangos de frecuencias de operación para cada motor son especificados en la Sección 2.6, y siguiendo la recomendación del Manual de ANSYS se utilizó un rango de frecuencias naturales 1.5 veces mayor al requerido en el análisis de la respuesta forzada (ANSYS, 2022). Por esta razón, se determinaron 135 modos de vibración para el análisis del motor reemplazado y 500 modos de vibración para el análisis del motor actual, ver Apéndice M.

En el rango de frecuencias de operación del motor reemplazado, la mayor parte de los modos de vibración no afectan las cuadernas laterales de la sala de máquinas, ver Figura 3.4. Mientras que los modos de vibración # 8 y # 9, son los únicos modos donde las estructuras se ven afectadas, es decir, vibran lateralmente. Sin embargo, las magnitudes de las deformaciones totales en los modos # 8 y # 9 son menores a 1 mm, ver Figura 3.5.



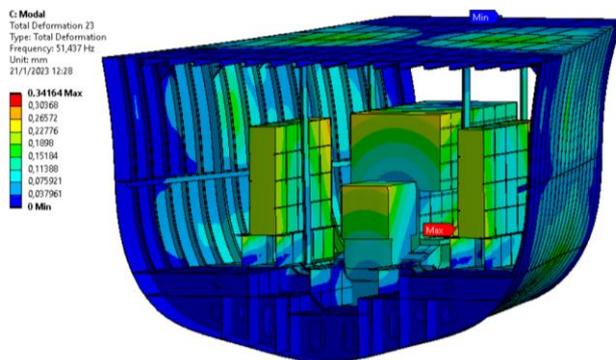
**Figura 3.4 Modo de vibración # 1,
frecuencia 14.34 Hz
[Fuente: Propia]**



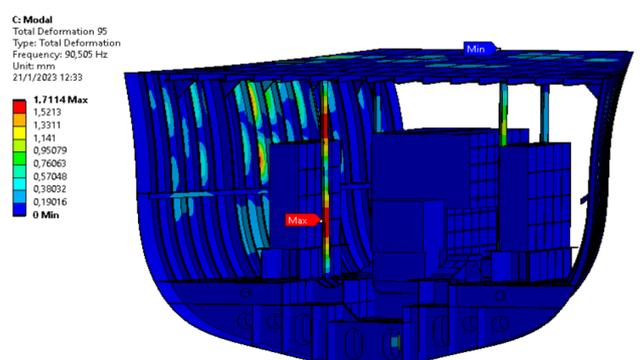
**Figura 3.5 Modo de vibración # 9,
frecuencia 30.03 Hz
[Fuente: Propia]**

En el rango de operación del motor actual se obtuvieron modos de vibración en los que se ve afectado el planchaje de costado y las cuadernas laterales. Estos modos tienen frecuencias naturales desde 51 Hz, alrededor de la primera frecuencia natural del panel afectado. Ver Figura 3.6.

A medida que incrementa la velocidad de operación del motor actual, es más notorio un comportamiento flexural en la vibración de la plancha del costado. En la Figura 3.6, se observan dos picos máximos en la deformación del costado, mientras que en la Figura 3.7, se observan tres picos.



**Figura 3.6 Modo de vibración 23,
frecuencia 51.437 Hz
[Fuente: Propia]**



**Figura 3.7 Modo de vibración 95,
frecuencia 90.505 Hz
[Fuente: Propia]**

Análisis de vibración forzada

En el análisis de vibración forzada de la Etapa 2, se consideró la excitación producida por los momentos vibratorios por gases en el motor reemplazado, en el motor actual y en los generadores. Luego, se calculó en función de la frecuencia de operación los esfuerzos normales en dirección vertical en el ala de las cuadernas afectadas en la sala de máquinas. Los resultados obtenidos en los análisis dinámicos para el motor reemplazado y el actual se detallan a continuación.

Motor reemplazado

En este análisis se calculó la respuesta forzada en frecuencia del esfuerzo normal vertical en el ala de las cuadernas del bloque de la sala de máquinas, para el rango de operación del motor reemplazado, ver Apéndice N. En este rango de frecuencias, 14 a 34 Hz, se obtuvieron 3 frecuencias de resonancia recurrentes al medir la respuesta en el ala de las cuadernas y bulárcamas, por ejemplo, en la cuaderna 3, ver Figura 3.8. Estas frecuencias de resonancia son 15, 21 y 30 Hz, y corresponden a las velocidades de rotación 217, 307 y 456 RPM, respectivamente. Estas frecuencias se encuentran por debajo de la primera frecuencia natural del panel afectado de la Etapa 1, 51 Hz. Lo que preliminarmente, puede indicar que la operación del motor reemplazado no está relacionada con el origen de la falla. Por otro lado, en la Figura 3.8 se presenta la respuesta forzada con el motor reemplazado, considerando dos valores del coeficiente de amortiguamiento estructural 0.01 y 0.03. Para las frecuencias de resonancia se obtuvo una respuesta forzada 3 veces mayor cuando se reduce el amortiguamiento estructural a 0.01.

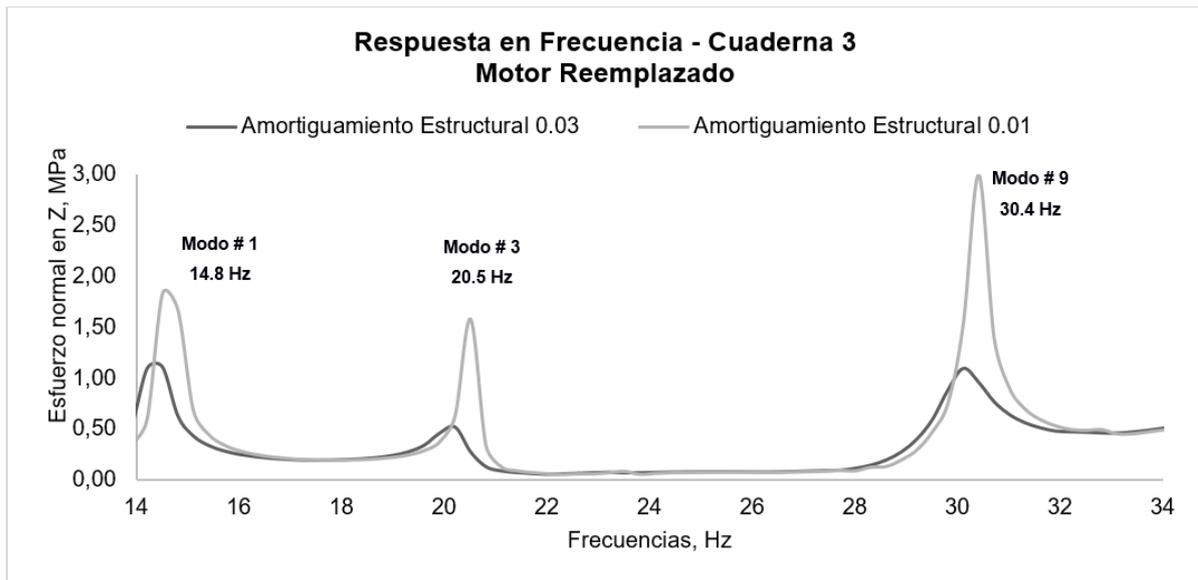


Figura 3.8 Resposta em Frequência: Ala de Cuaderna 3 EB
[Fuente: Propia]

Motor actual

En este análisis, se calculó la respuesta forzada en frecuencia del esfuerzo normal vertical en el ala de las cuadernas afectadas del bloque de la sala máquinas en el rango de operación del motor actual, ver Apéndice O. Esta respuesta muestra varias zonas resonantes, por ejemplo, en la Figura 3.9, para la Cuaderna 3. Las frecuencias que presentan mayor respuesta son 51, 58, 70 y 90 Hz, correspondientes a las velocidades de rotación 512, 587, 707 y 902 rpm, respectivamente.

Dado que el motor actual opera a una frecuencia mayor a 44 Hz, existe la posibilidad de que su operación podría estar relacionada con la falla. Sin embargo, la magnitud de los esfuerzos normales en dirección vertical obtenidos es menor a 2 y 7 MPa, para un amortiguamiento estructural de 0.03 y 0.01, respectivamente. De forma preliminar, estos esfuerzos no se consideran perjudiciales para la estructura y son menores a los obtenidos en la respuesta forzada en el panel de la sala de máquinas, Etapa 1. Esto puede indicar que la excitación por momentos vibratorios por gases del motor actual no genera desplazamientos en dirección

transversal tal que la respuesta alcance las magnitudes de los esfuerzos normales obtenidos en la Etapa 1, que van desde 30 a 154 MPa.

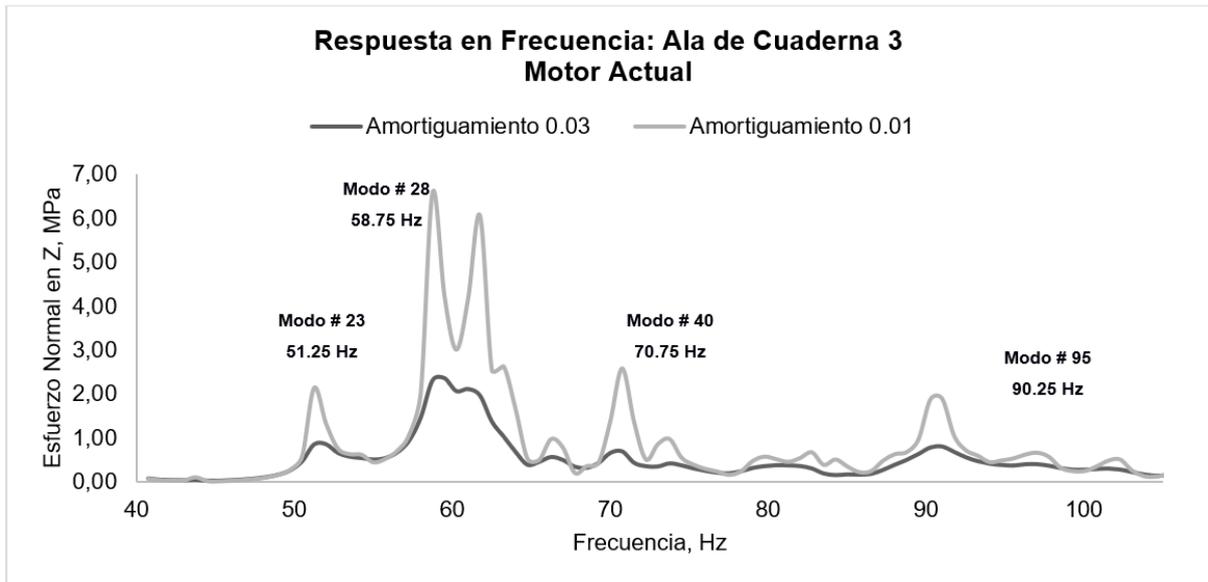


Figura 3.9 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 3 EB
[Fuente: Propia]

Evaluación de Esfuerzos Dinámicos

A pesar de que los esfuerzos normales obtenidos producto de los momentos vibratorios por gases del motor actual son de baja magnitud, se realizó una evaluación general de su nivel de incidencia sobre la estructura. Los rangos de esfuerzos obtenidos son menores a 4 y 14 MPa, para amortiguamientos estructurales de 0.03 y 0.01, respectivamente. Estos rangos de esfuerzos fueron comparados con el límite de fatiga del acero estándar a través de las curvas S-N presentadas por ABS (ABS, 2022). Las curvas S-N corresponden a diferentes tipos de geometrías estructurales que afectan en diferente magnitud al límite de fatiga. En la Figura 3.10, se observa que los rangos de esfuerzos obtenidos no alcanzan los niveles de esfuerzos necesarios para que el material falle a través del tiempo. Por ello, considerando la excitación por gases del motor actual se espera que la estructura no falle por esta razón.

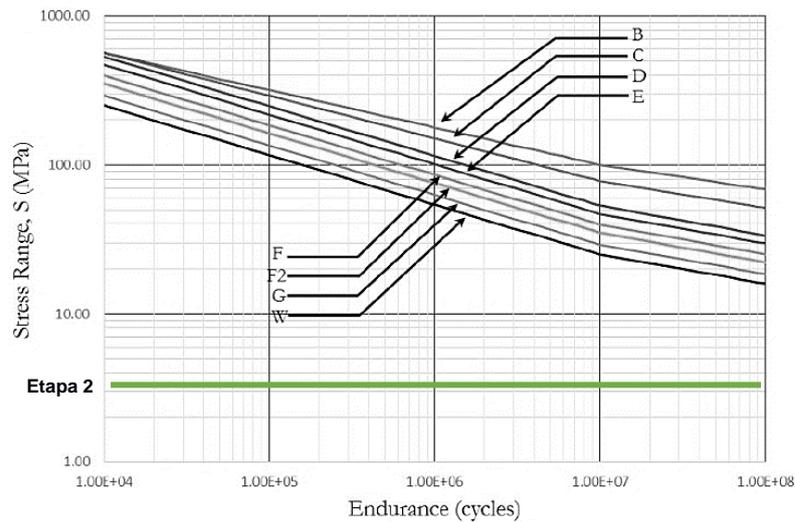


Figura 3.10 Curvas S-N
[Fuente: (ABS, 2022)]

Desplazamiento Direccional

Con el fin de hallar una explicación en la magnitud de los esfuerzos normales resultantes de la Etapa 2, se analizaron las amplitudes de la deformación en dirección lateral en la conexión del costado con el doble fondo, Borde 1, ver Figura 3.11. En la Figura 3.12, se muestra la respuesta forzada en frecuencia de la deformación lateral para el motor actual. Se observa que la mayoría de las deformaciones calculadas con el software Ansys Workbench 2021R1 en el Borde 1 se mantuvieron por debajo de 0.015 mm. No obstante, solo en una frecuencia resonante se superó este promedio, llegando a alcanzar deformaciones de 0.035 mm.

En general, las deformaciones laterales del Borde 1 son bastante menores que el desplazamiento aplicado en la excitación de la base del panel en la Etapa 1, ver Tabla 2.8. Es decir, la excitación en la base del Borde 1 producida por la excitación por momentos vibratorios por gases del motor actual no genera esfuerzos considerables en las cuadernas y bulárcamas. Por ello, no se alcanza la magnitud de los esfuerzos obtenidos en la Etapa 1, ver Figura 3.3, la cual podría explicar el origen de la falla.

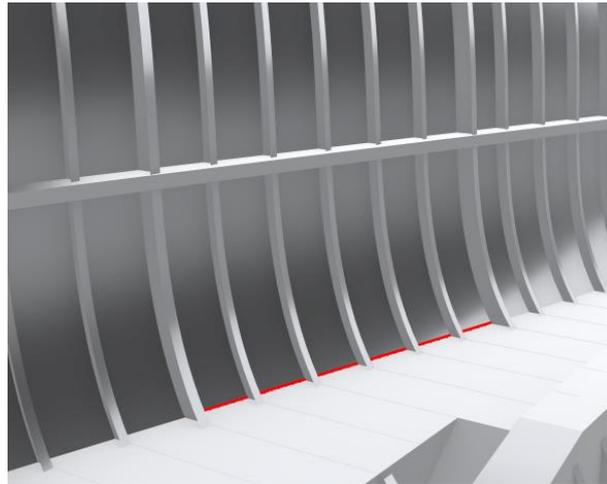


Figura 3.11 Borde 1: Base del Panel
[Fuente: Propia]

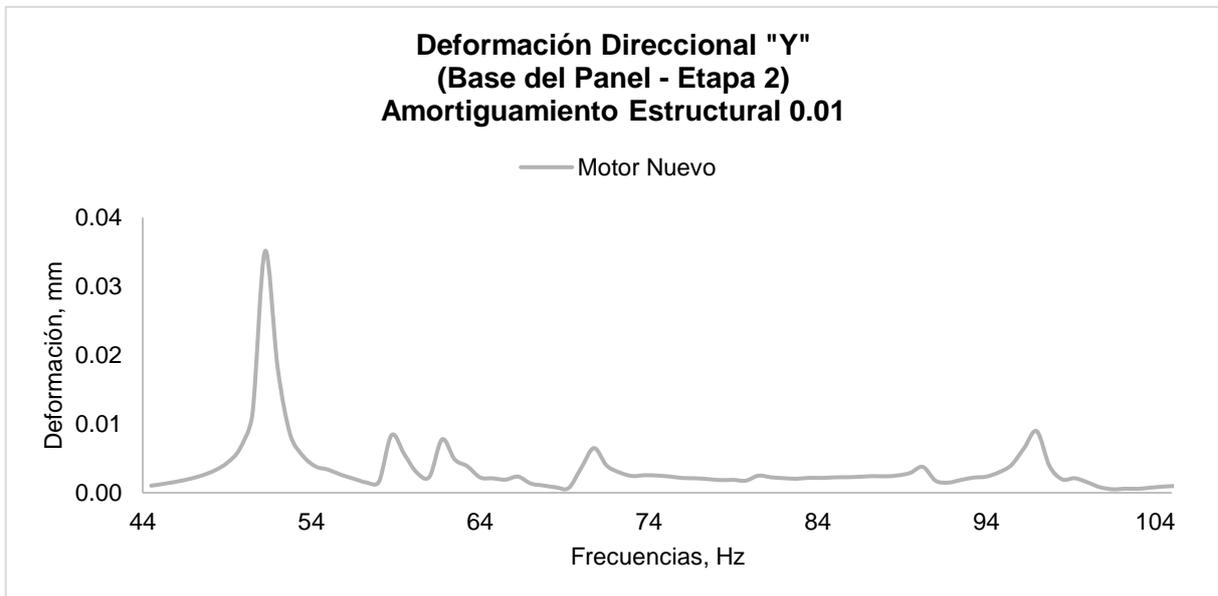


Figura 3.12 Deformación Direccional
[Fuente: Propia]

3.4 Cotización del servicio

Para llevar a cabo la investigación de todos los antecedentes de este caso en estudio y el análisis dinámico a nivel profesional, del bloque de la sala de máquinas frente a momentos de excitación producidos por la presión de gases, se consideraron los rubros de las Figuras 3.13 y 3.14. Destinando un 65% para el

suelo de los consultores, 22% para el pago de las licencias profesional de cada software, 7% en equipos de medición y de almacenamiento y 6% para los gastos extras.

Costos					
Rubro	Actividades	Costo Unitario (mensual)	Costo Total (mensual)	Tiempo (meses)	Costo Total
Sueldo consultores tiempo completo 1 y 2	Registro de antecedentes	\$ 2.300,00	\$ 4.600,00	1	\$ 4.600,00
	Levantamiento de plano estructural				
	Registro de maquinaria rotativa				
	Modelado estructural 3D				
	Análisis estático (Método de Elementos Finitos)				
	Análisis dinámico (Método de Elementos Finitos)				
	Revisión bibliográfica				
	Reportes de avance				
Informe final					
Comisiones extras	Viáticos de consultores 1 y 2	\$ 20,00	\$ 40,00	1	\$ 40,00
Licencia profesional de Softwares	Rhinoceros 7	\$ 99,50	\$ 99,50	1	\$ 99,50
	Ansys Mechanical	\$ 1.463,00	\$ 1.463,00	1	\$ 1.463,00
Equipos	Memoria externa 3TB	\$ 80,00	\$ 240,00	1	\$ 240,00
	Equipos de medición de espesores	\$ 250,00	\$ 250,00	1	\$ 250,00
	Flexómetro	\$ 2,50	\$ 5,00	1	\$ 5,00
TOTAL		\$ 3.882,50	\$ 6.202,50	1	\$ 6.697,50

Figura 3.13 Costos del Proyecto

[Fuente: Propia]

Gastos			
Rubro	Costo Total (mensual)	Tiempo (meses)	Costo Total
Servicios básicos	\$ 55,00	1	\$ 55,00
Arriendo	\$ 300,00	1	\$ 300,00
Total	\$ 355,00	1	\$ 355,00

Figura 3.14 Gastos del Proyecto

[Fuente: Propia]

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Este proyecto de tesis pretende investigar el origen de la falla ocurrida en 10 cuadernas laterales de la sala de máquinas del pesquero Elizabeth.F. Para establecer una posible hipótesis sobre el origen de la falla, se realizó una visita técnica y se recaudó información acerca los detalles de la estructura de la sala de máquinas. Con base a esto, se sabe que las roturas están localizadas en cuadernas del panel que está a un costado del motor principal y se caracterizan por no presentar deformación macroscópica ni adelgazamiento de la superficie útil, es decir se trata de una fractura frágil. De acuerdo con el personal a bordo, hace 5 años el motor principal fue reemplazado por uno de mayor potencia y velocidad de rotación. También, se reportó un problema de resonancia en la base del motor, lo que generó daños en la caja reductora, la cual debió ser reemplazada.

Con base a los antecedentes, se planteó que la falla en las cuadernas del pesquero Elizabeth.F, fue originada posiblemente por la excitación producida por los momentos vibratorios por los gases del motor principal, ya sea del motor reemplazado o actual. Para validar esta hipótesis, se desarrollaron análisis dinámicos en dos etapas. En la Etapa 1, se modeló el panel de planchas con refuerzos de la sala de máquinas, en el cual se presentaron las cuadernas y bulárcamas agrietadas. Se inició analizando la vibración libre de este panel para calcular sus frecuencias naturales y modos de vibración. Además, se calcularon los esfuerzos normales vibratorios en dirección vertical generados al aplicar una excitación por desplazamiento de la base de acuerdo con los valores máximos indicados por Lloyds Register. Posteriormente, en la Etapa 2, se modeló el bloque de la sala de máquinas de 10 metros y se aplicaron momentos de excitación producidos por la presión de gases en combustión. Y, en función de las frecuencias de operación de cada motor, se calculó la respuesta de los esfuerzos normales en dirección vertical. La respuesta de ambos modelos se determinó en el ala de las cuadernas y bulárcamas afectadas. Luego de analizar los resultados obtenidos en cada etapa del proyecto, se concluye y recomienda lo siguiente:

4.1 Conclusiones

- Para la discretización de los modelos con elementos finitos, se utilizó un mallado menor a 50 mm en el primer modelo y en la zona de estudio del segundo modelo siguiendo la recomendación de DNV. En base a estos criterios considerados y los resultados del análisis de convergencia, se puede afirmar que los modelos utilizados en las Etapas 1 y 2 son aceptables. Por lo tanto, se garantiza la confiabilidad de los resultados numéricos obtenidos en cada etapa.
- En la Etapa 1, como resultado del análisis libre del panel afectado se obtuvo que su primera frecuencia natural es 51 Hz y el comportamiento de este modo de vibración muestra flexión en las cuadernas. Considerando que el motor reemplazado opera en un rango de frecuencias de 14 a 34 Hz, se descartó que la operación del motor reemplazado esté relacionada con la falla al operar en un rango menor a la frecuencia natural del panel.
- En la Etapa 2, se realizó un análisis dinámico forzado considerando los momentos vibratorios por gases del motor actual, y se obtuvieron esfuerzos normales en dirección vertical con amplitud máxima de 2 MPa en el ala de las cuadernas y bulárcamas afectadas. Luego, se comparó el rango de esfuerzos normales obtenidos, 4 MPa, con el límite de fatiga del acero estándar establecido en las curvas S-N de ABS. De esta comparación, se concluye que, dentro del rango de frecuencias del motor actual, 44 a 105 Hz, producto de una excitación por gases no se desarrollan esfuerzos perjudiciales para la estructura que expliquen el origen de la falla.

4.2 Recomendaciones

- A lo largo de los años se han realizado modificaciones en la estructura de la sala de máquinas del B/P Elizabeth.F y dado que cuando ocurrió la falla es desconocido, también el estado de la estructura en el momento de la rotura es incierto. Por ello, se recomienda confirmar la información estructural obtenida hasta el término de este proyecto haciendo, por ejemplo, revisiones de informes de carenamiento y bitácoras de la sala de máquinas.

- Con el fin de extraer nueva información y compararla con los resultados obtenidos, es preciso realizar mediciones a bordo de las vibraciones en las cuadernas afectadas y en la maquinaria rotativa principal. De esta forma, se podrá determinar la fuente de la vibración a través de la frecuencia de la respuesta.
- Se sugiere realizar análisis posteriores considerando otras posibles fuentes de excitación, tal es el caso de los momentos inerciales producidos por el motor actual. Además, es recomendable realizar un estudio de las causas del daño de la caja reductora para determinar alguna posible relación con las roturas de las cuadernas.

BIBLIOGRAFÍA

- ABS. (2022). *Ship Vibration Analysis*.
- ABS. (2022). *Spectral-Based Fatigue Analysis For Vessels*.
- ANSYS. (2022). *Mechanical User's Guide*.
- Beards, C. E. (1996). *Structural Vibration: Analysis and Damping*. London: Arnold .
- Besednjak, A. (2009). Análisis Estructural . En A. Besednjak, *Materiales compuestos. Procesos de fabricación de embarcaciones* (pág. 474). Catalunya: UPC.
- Caterpillar. (2008). *Operator's Manual D353*.
- Edgardo, R. (2007). Introducción al Análisis de Vibraciones con Elementos Finitos. (U. N. Sur, Ed.)
- El Diario. (27 de Junio de 2022). Flota Atunera es la Segunda más Antigua de la Región. *El Diario*, pág. 6.
- GE Transportation . (2009). *GE 12V228 Installation Guide*.
- IATTC. (2022). *Comisión Interamericana del Atún Tropical*; . Obtenido de <https://www.iattc.org/es-ES>
- Korotkin, A. I. (2007). *Added Masses of Ship Structures*. Russia.
- Lamb, T. (2004). *Diseño y Construcción de Barcos Vol. 2* (En inglés ed.). New York: SNAME.
- Lloyd's Register. (2006). *Guidance Notes Ship Vibration and Noise*.
- Lopresto, V., Langella, A., & Abrate, S. (2017). *Dynamic Response and Failure of Composite Materials and Structures*. United States.
- Michel Gérardin, D. R. (2015). *Mechanical Vibrations*. India.
- Nikishkov, G. P. (2004). *Introduction To The Finite Element Method*. Japan.
- Pavel Golyshev. (2015). *Numerical simulation for thermo-mechanical analysis within alternative design*.
- Reintjes . (2018). *Product Guide 2018*.
- Salazar, L. (2021). *Cruise ship's vibration behavior: simulation-measurement correlation analysis*. Université de Liège.
- Smolko, A. (2013). Structural response of the ship hull elements subject to excitation generated by the main engine. 26.

- Thomson, W. T. (1993). *Theory of Vibration with Applications*. Santa Barbara: Springer Science+ Business Media Dordrecht.
- Vukelić , G., & Vizentin, G. (2017). Estudios de Casos Comunes de Fallas Estructurales Marinas. En A. Ali, *Failure Analysis and Prevention* (En inglés ed., pág. 185). IntechOpen.
- Wärtsilä Engines. (2022). *Wärtsilä 26 Product Guide*. Vaasa.
- Westover, L., & Raboud, D. (2018). *Vibrations and Sound*. Alberta, Canada.
- Yu, P., Ong, M. C., & Li, H. (2018). *Effects of Added Mass and Structural Damping on Dynamic Responses of a 3D Wedge Impacting On Water*. China.

APÉNDICES

APÉNDICE A

Evidencia fotográfica de las roturas en las cuadernas



Figura A.1 Cuaderna afectada



Figura A.3 Cuaderna afectada



Figura A.2 Bularcama afectada



Figura A.4 Cuaderna afectada



Figura A.5 Cuaderna afectada

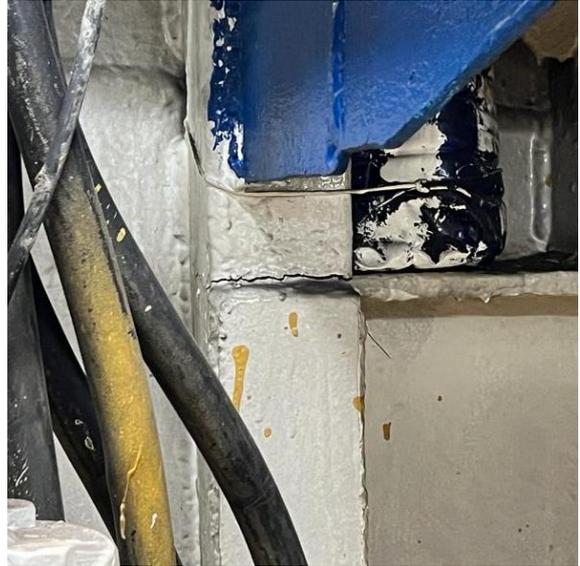


Figura A.6 Bularcama afectada

APÉNDICE B

Selección de espesores para el modelado del motor reemplazado

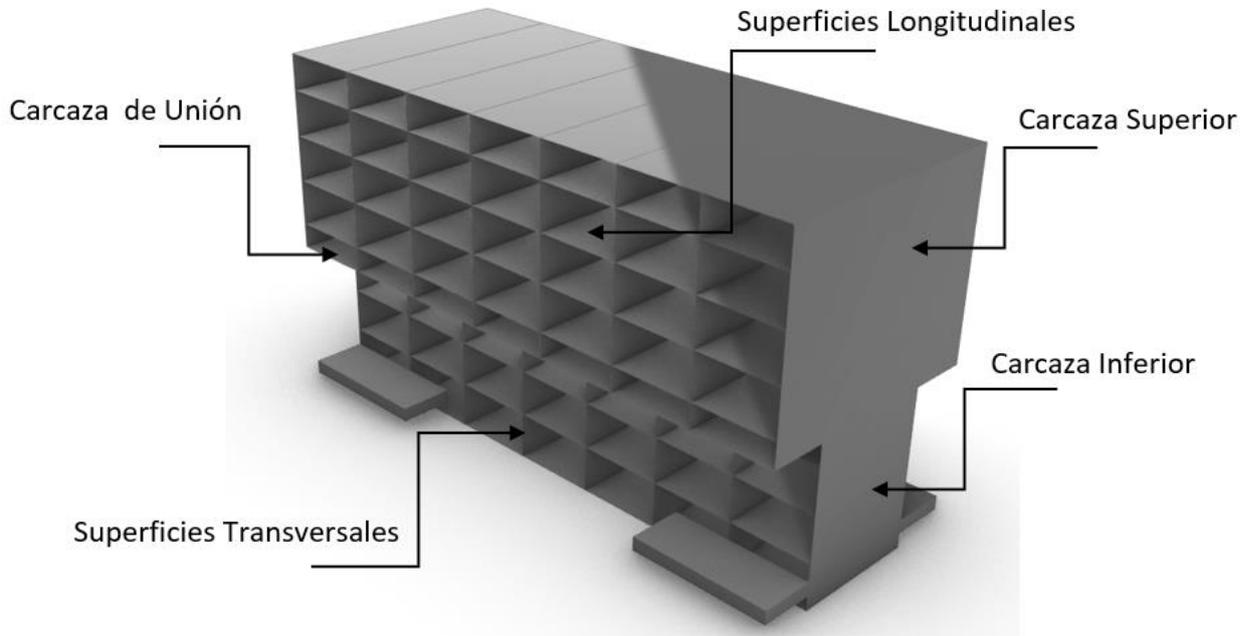


Figura B.1 Clasificación de las superficies del modelo del motor reemplazado

Tabla B.1 Superficies que conforman la carcaza superior

Carcaza Superior					
N	Largo, m	Ancho, m	Espesor, cm	Volumen, m3	Peso, Kg
1	4,48	1,70	2,37	0,18	1417
2	4,48	1,70	2,37	0,18	1417
3	1,57	1,70	2,37	0,06	497
4	1,57	1,70	2,37	0,06	497
5	4,48	1,57	2,37	0,17	1309
Total, Kg					5136

Tabla B.2 Superficies que conforman la carcaza inferior

Carcaza Inferior					
N	Largo, m	Ancho, m	Espesor, cm	Volumen, m3	Peso, Kg
1	4,48	1,11	2,37	0,12	928
2	4,48	1,11	2,37	0,12	928

3	0,92	1,11	2,37	0,02	190
4	0,92	1,11	2,37	0,02	190
5	4,48	0,92	2,37	0,10	763
Total, Kg					3000

Tabla B.3 Superficies que conforman la carcaza de unión

Carcaza de Unión					
N	Largo, m	Ancho, m	Espesor, cm	Volumen, m3	Peso, Kg
1	0,33	4,14	2,37	0,03	252
2	4,14	0,33	2,37	0,03	252
Total, Kg					503

Tabla B.4 Superficies longitudinales

Superficies Longitudinales					
N	Largo, m	Ancho, m	Espesor, cm	Volumen, m3	Peso, Kg
1	4,48	1,57	2,37	0,17	1309
2	4,48	1,57	2,37	0,17	1309
3	4,48	1,57	2,37	0,17	1309
4	4,48	1,57	2,37	0,17	1309
5	4,48	1,57	2,37	0,17	1309
6	4,48	0,92	2,37	0,10	763
7	4,48	0,92	2,37	0,10	763
Total, Kg					8833

Tabla B.5 Superficies transversales superior

Superficies Transversales Superior					
Rep	Largo, m	Ancho, m	Espesor, cm	Volumen, m3	Peso, Kg
1	1,57	1,70	2,37	0,06	497
2	1,57	1,70	2,37	0,06	497
3	1,57	1,70	2,37	0,06	497
4	1,57	1,70	2,37	0,06	497
5	1,57	1,70	2,37	0,06	497
6	1,57	1,70	2,37	0,06	497
Total, Kg					2979

Tabla B.6 Superficies transversales inferior

Superficies Transversales Inferior					
Rep	Largo, m	Ancho, m	Espesor, cm	Volumen, m3	Peso, Kg
1	0,92	1,11	2,37	0,02	190
2	0,92	1,11	2,37	0,02	190
3	0,92	1,11	2,37	0,02	190
4	0,92	1,11	2,37	0,02	190
5	0,92	1,11	2,37	0,02	190
6	0,92	1,11	2,37	0,02	190
Total, Kg					1139

Tabla B.7 Peso total obtenido con espesor seleccionado

Peso Obtenido	21591
Peso Objetivo	21500

APÉNDICE C

Selección de espesores para el modelado del motor actual

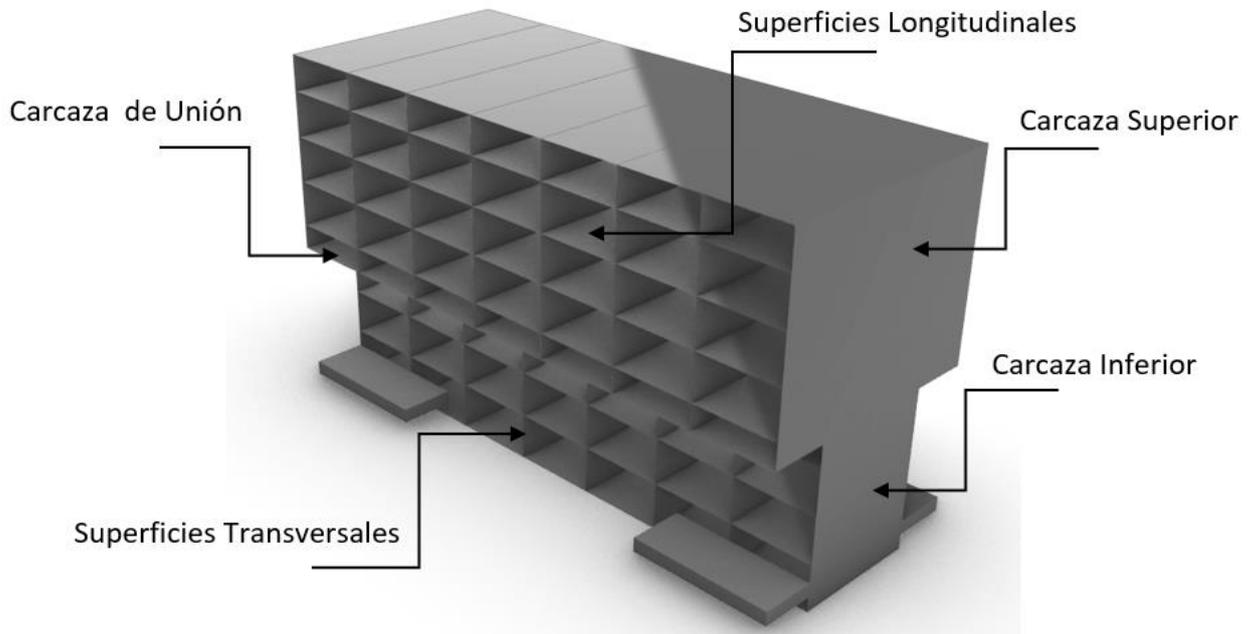


Figura C.1 Clasificación de las superficies del modelo del motor actual

Tabla C.1 Superficies que conforman la carcasa superior

Carcasa Superior					
N	Largo, m	Ancho, m	Espesor, cm	Volumen, m ³	Peso, Kg
1	4,14	1,40	2,47	0,14	1123
2	4,14	1,40	2,47	0,14	1123
3	1,74	1,40	2,47	0,06	471
4	1,74	1,40	2,47	0,06	471
5	4,14	1,74	2,47	0,18	1392
Total, Kg					4580

Tabla C.2 Superficies que conforman la carcasa inferior

Carcasa Inferior					
N	Largo, m	Ancho, m	Espesor, cm	Volumen, m ³	Peso, Kg
1	4,14	1,11	2,47	0,11	893
2	4,14	1,11	2,47	0,11	893

3	0,92	1,11	2,47	0,03	198
4	0,92	1,11	2,47	0,03	198
5	4,14	0,92	2,47	0,09	735
Total, Kg					2917

Tabla C.3 Superficies que conforman la carcaza de unión

Carcaza de Unión					
N	Largo, m	Ancho, m	Espesor, cm	Volumen, m3	Peso, Kg
1	0,41	4,14	2,47	0,04	329
2	4,14	0,41	2,47	0,04	329
Total, Kg					658

Tabla C.4 Superficies longitudinales

Superficies Longitudinales					
N	Largo, m	Ancho, m	Espesor, cm	Volumen, m3	Peso, Kg
1	4,14	1,74	2,47	0,18	1392
2	4,14	1,74	2,47	0,18	1392
3	4,14	1,74	2,47	0,18	1392
4	4,14	1,74	2,47	0,18	1392
5	4,14	0,92	2,47	0,09	735
6	4,14	0,92	2,47	0,09	735
7	4,14	0,92	2,47	0,09	735
Total, Kg					7772

Tabla C.5 Superficies transversales superior

Superficies Transversales Superior					
Rep	Largo, m	Ancho, m	Espesor, cm	Volumen, m3	Peso, Kg
1	1,74	1,40	2,47	0,06	471
2	1,74	1,40	2,47	0,06	471
3	1,74	1,40	2,47	0,06	471
4	1,74	1,40	2,47	0,06	471
5	1,74	1,40	2,47	0,06	471
6	1,74	1,40	2,47	0,06	471
Total, Kg					2827

Tabla C.6 Superficies transversales inferior

Superficies Transversales Inferior					
Rep	Largo, m	Ancho, m	Espesor, cm	Volumen, m3	Peso, Kg
1	0,92	1,11	2,47	0,03	198
2	0,92	1,11	2,47	0,03	198
3	0,92	1,11	2,47	0,03	198
4	0,92	1,11	2,47	0,03	198
5	0,92	1,11	2,47	0,03	198
6	0,92	1,11	2,47	0,03	198
Total, Kg					1187

Tabla C.7 Peso total obtenido con espesor seleccionado

Peso Obtenido	19942
Peso Objetivo	19900

APÉNDICE D

Selección de espesores para el modelado de los generadores

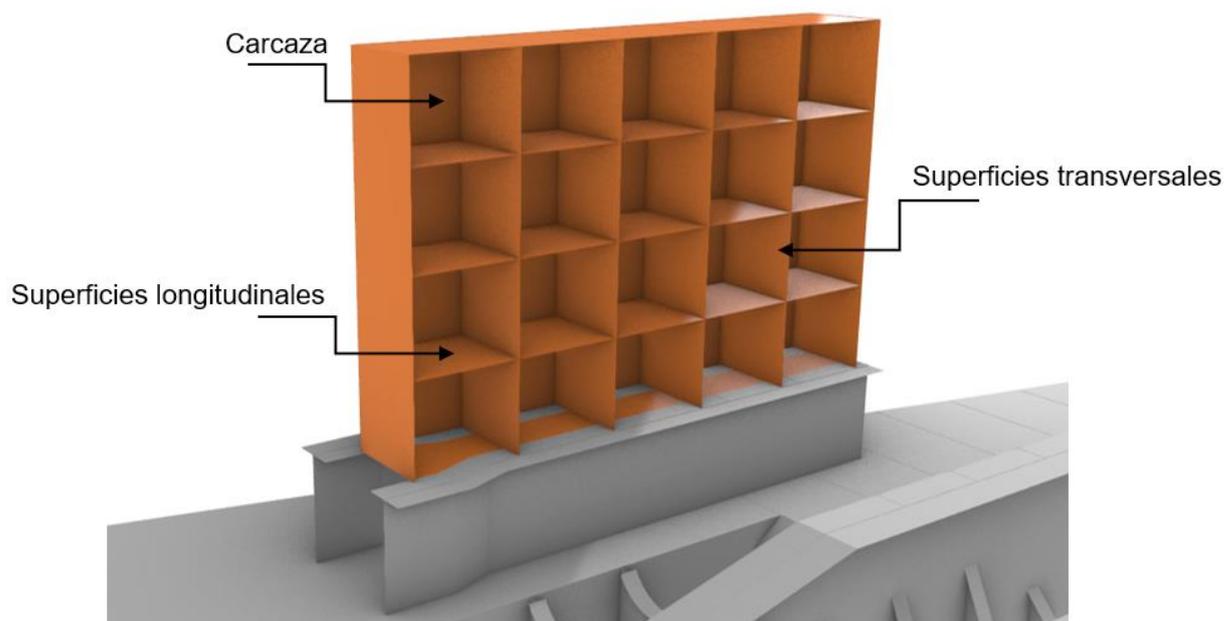


Figura D.1 Clasificación de las superficies del modelo del motor actual

Tabla D.1 Dimensiones de las superficies que conforman los generadores

Superficies	Largo, m	Ancho, m	Espesor, cm	Volumen, m3	Peso, Kg
Carcaza 1	3,32	2,05	1,25	0,09	664
Carcaza 2	3,32	2,05	1,25	0,09	664
S. Transversales 1	0,75	2,05	1,25	0,02	151
S. Transversales 2	0,75	2,05	1,25	0,02	151
S. Transversales 3	0,75	2,05	1,25	0,02	151
S. Transversales 4	0,75	2,05	1,25	0,02	151
S. Transversales 5	0,75	2,05	1,25	0,02	151
S. Transversales 6	0,75	2,05	1,25	0,02	151
S. Longitudinales 1	3,32	0,75	1,25	0,03	244
S. Longitudinales 2	3,32	0,75	1,25	0,03	244
S. Longitudinales 3	3,32	0,75	1,25	0,03	244
S. Longitudinales 4	3,32	0,75	1,25	0,03	244
S. Longitudinales 5	3,32	0,75	1,25	0,03	244
Peso Total, Kg					3453
Peso Objetivo, Kg					3500

APÉNDICE E

Selección de espesores para el modelado de la caja reductora

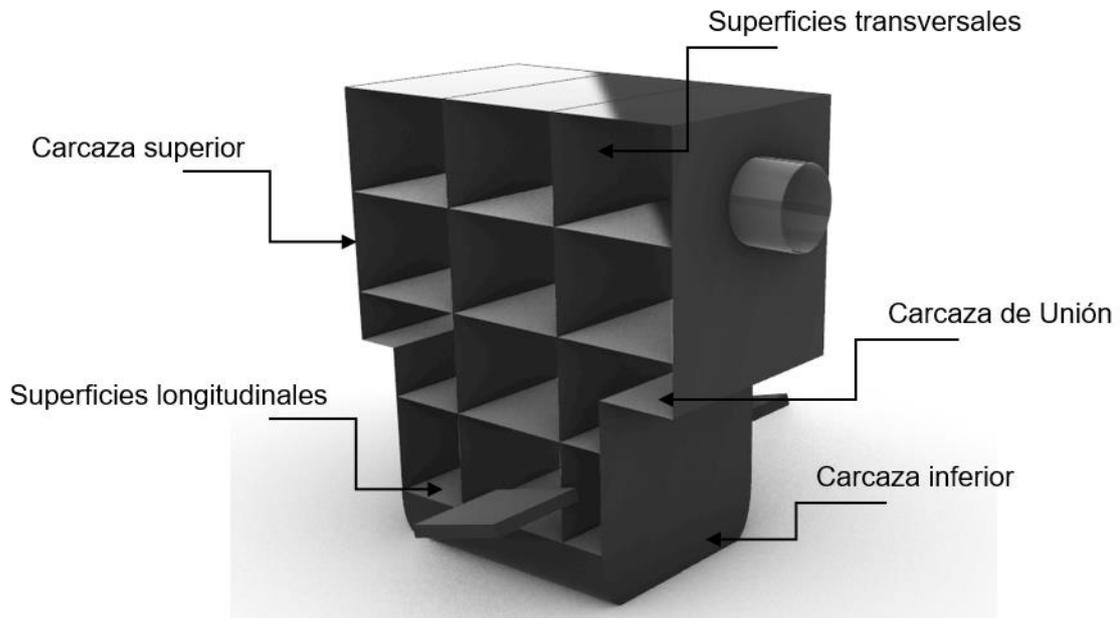


Figura E.1 Clasificación de las superficies de la caja reductora

Tabla E.1 Superficies que conforman la carcasa superior

Carcasa Superior					
N	Ancho, m	Largo, m	Espesor, cm	Volumen, m ³	Peso, Kg
1	1,47	0,94	6,00	0,08	652
2	1,47	0,94	6,00	0,08	652
3	0,884	0,94	6,00	0,05	392
4	0,884	0,94	6,00	0,05	392
5	1,47	0,884	6,00	0,08	612
Peso, Kg					2699

Tabla E.2 Superficies que conforman la carcasa inferior

Carcasa Inferior					
N	Ancho, m	Largo, m	Espesor, cm	Volumen, m ³	Peso, Kg
1	0,99	0,79	6,00	0,05	368
2	0,99	0,79	6,00	0,05	368
3	0,884	0,79	6,00	0,04	329

4	0,884	0,79	6,00	0,04	329
5	0,99	0,884	6,00	0,05	412
Peso, Kg					1807

Tabla E.3 Superficies que conforman la carcaza de unión

Carcaza de Unión					
N	Ancho, m	Largo, m	Espesor, cm	Volumen, m3	Peso, Kg
1	0,88	0,17	6,00	0,01	71
2	0,88	0,31	6,00	0,02	129
Peso, Kg					200

Tabla E.4 Superficies Longitudinales

Superficies Longitudinales					
N	A, m	B, m	Espesor, cm	Volumen, m3	Peso, Kg
1	1,47	0,884	6,00	0,08	612
2	1,47	0,884	6,00	0,08	612
3	0,99	0,884	6,00	0,05	412
4	0,99	0,884	6,00	0,05	412
Peso, Kg					2049

Tabla E.5 Superficies transversales

Superficies Transversales					
N	A, m	B, m	Espesor, cm	Volumen, m3	Peso, Kg
1	0,884	0,94	6,00	0,05	392
2	0,884	0,94	6,00	0,05	392
3	0,884	0,79	6,00	0,04	329
4	0,884	0,79	6,00	0,04	329
Peso, Kg					1441

Tabla E.6 Peso total obtenido con espesor seleccionado

Peso Obtenido	8195
Peso Objetivo	8000

APÉNDICE F

Diagrama estructural de la estructura de la base de máquinas

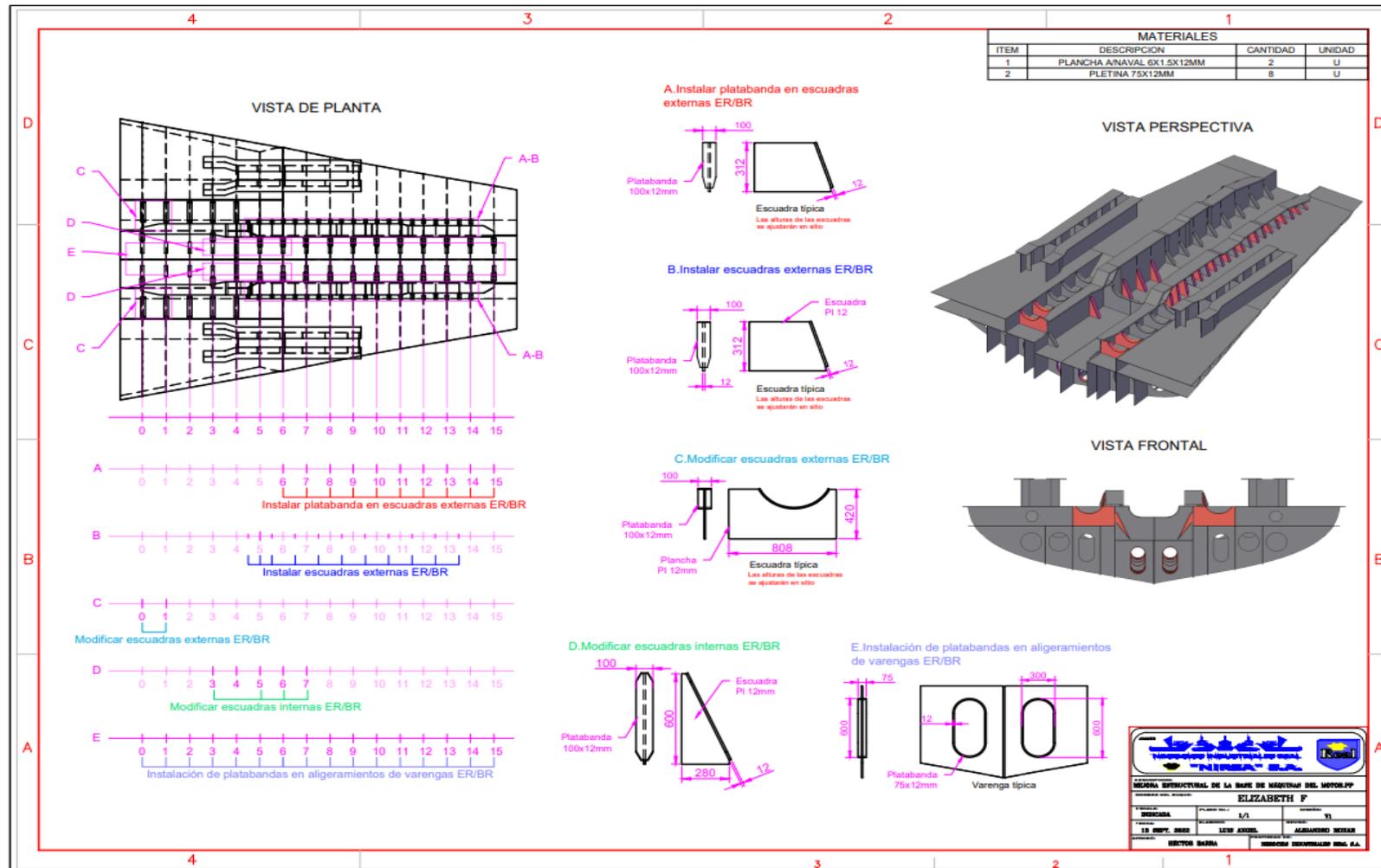
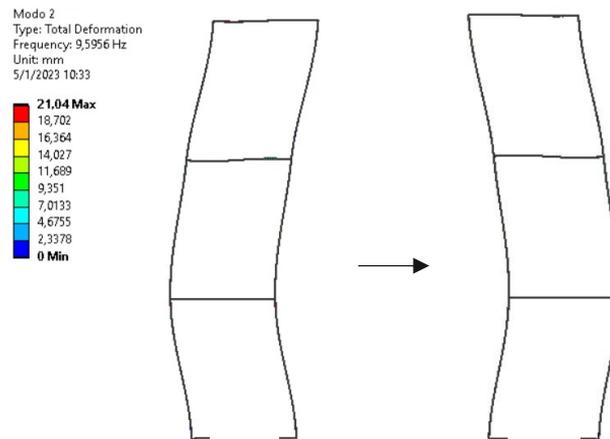


Figura F.1 Mejora estructural de la base de máquinas del motor

[Fuente: Ing. Jamil Moreira]

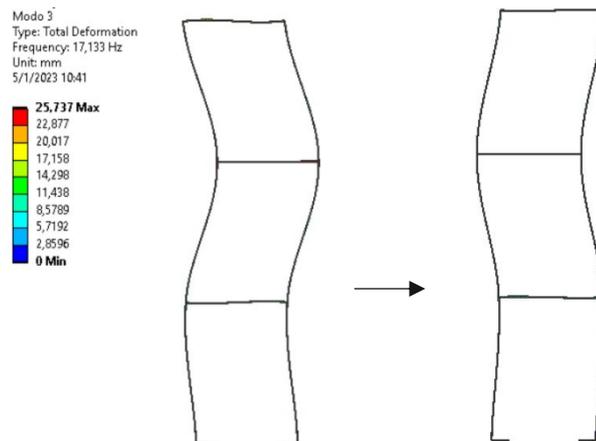
APÉNDICE G

Resultados obtenidos en el experimento de amortiguamiento realizado



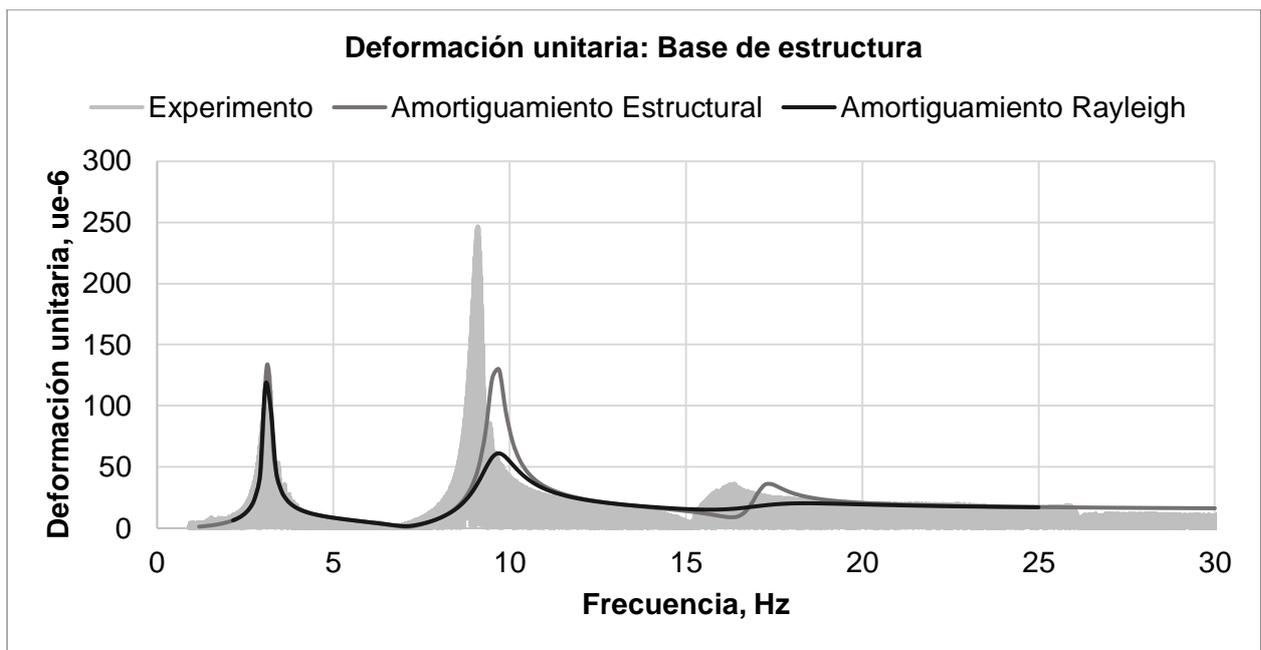
G.1 Modo de vibración 2. Frecuencia natural 9.59 Hz.

[Fuente: propia]

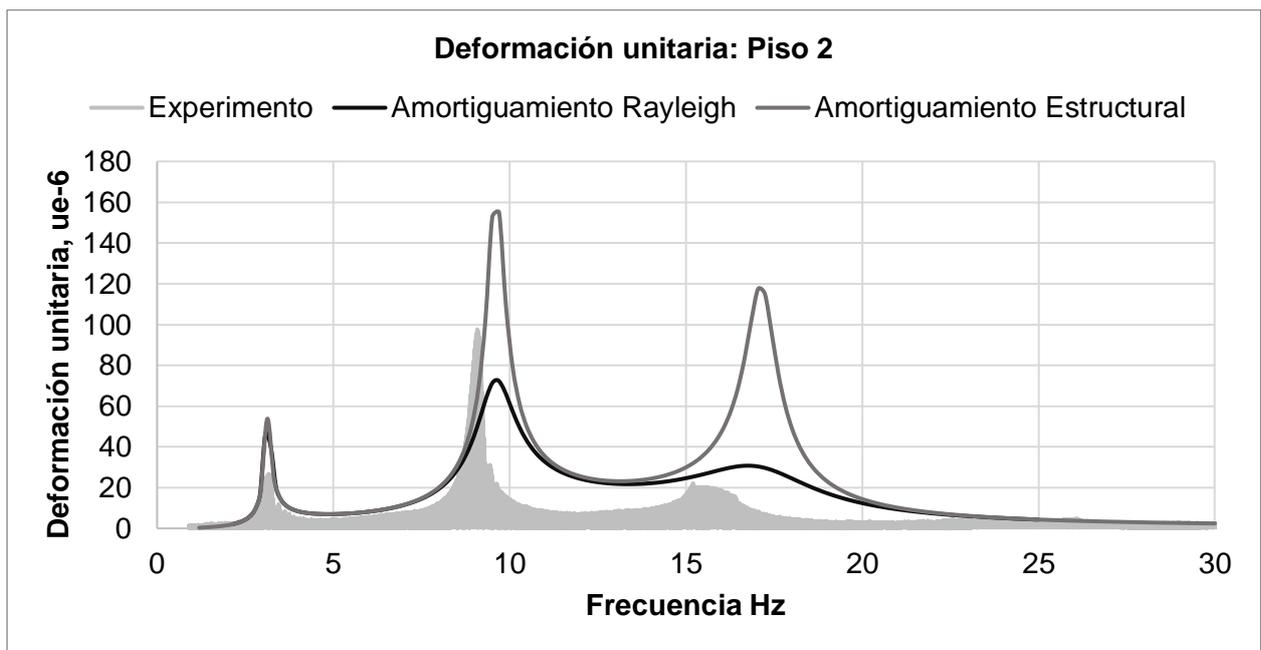


G.2 Modo de vibración 3. Frecuencia natural 17.13 Hz.

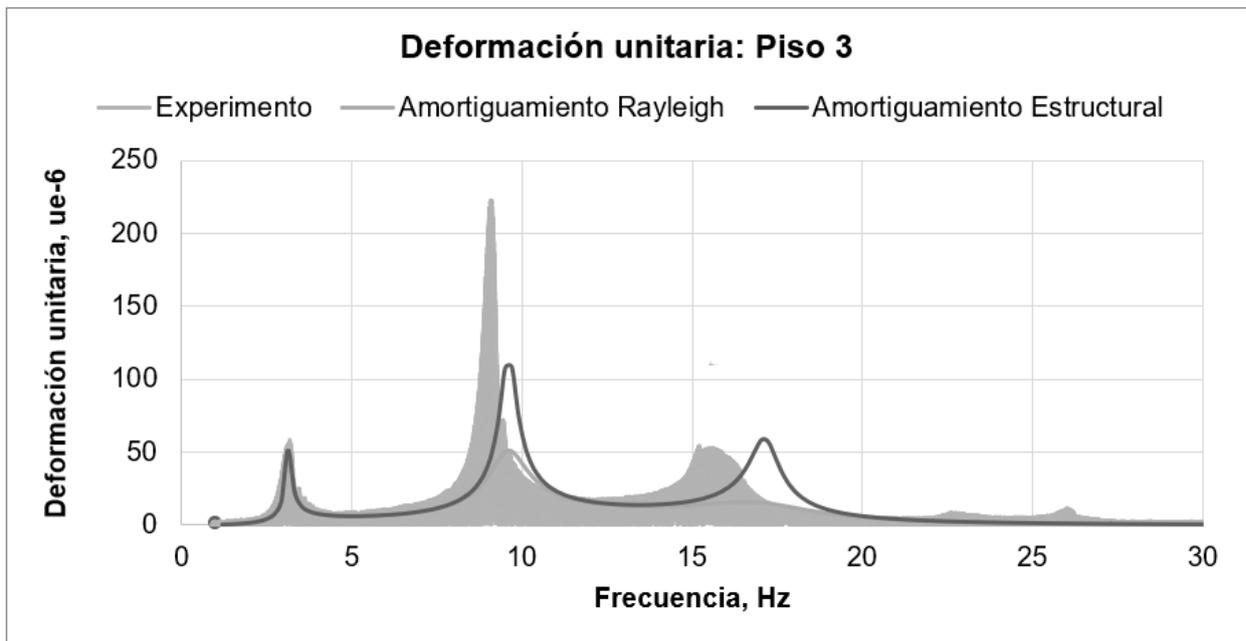
[Fuente: Propia]



G.3 Respuesta de Frecuencia: Base de estructura
[Fuente: Propia]



G.4 Respuesta de Frecuencia: Piso 2
[Fuente: Propia]



G.5 Respuesta de Frecuencia: Piso 3

[Fuente: Propia]

Adicional a esta recomendación, se ha realizado una investigación preliminar para ilustrar los efectos de diferentes valores de amortiguamiento. Se estudio en conjunto los niveles de esfuerzos dinámicos provistos para múltiples momentos sobre la maquina principal para amortiguamientos estructurales que van desde 0.003 (amortiguación ligera) hasta 0.03 (muy amortiguado) (Yu, Ong, & Li, 2018). Estos resultados se comparan en todo el rango de frecuencias, para este análisis se ha utilizado el modelo descrito en la sección Modelo Dinámico.

APÉNDICE H

Masa añadida

Tabla H.1 Densidad añadida en la plancha del costado

Plancha Costado	
l, m	3,45
b, m	2,35
n	1,00
l/nb	1,47
b/l	0,68
u	0,40
p kg/m ³	1025
p1 kg/m ³	0,00
Masa añadida [kg/m²]	1412
Área, m ²	24,76
Espesor, m	0,009
Densidad añadida, kg/m ³	6339
Densidad acero, kg/m ³	7850
Densidad total, kg/m³	14189

Tabla H.2 Densidad añadida en la plancha del fondo

Plancha Fondo	
l, m	3,45
b, m	4,43
n	1,00
l/nb	0,78
b/l	1,28
u	0,47
p kg/m ³	1025
p1 kg/m ³	0,00
Masa añadida, kg/m²	1663
Área, m ²	24,76
Espesor, m	0,012
Densidad añadida, kg/m ³	5599
Densidad acero, kg/m ³	7850
Densidad total kg/m³	13448

APÉNDICE I

Análisis de convergencia

Convergencia de la Malla: Panel Afectado

El análisis de convergencia se realizó con 3 tamaños de mallas adicionales al establecido inicialmente para elementos del planchaje de costado, ver Tabla 3.1. Por cada tipo de malla, se calcularon los modos de vibración de la estructura. Los resultados se muestran en la Tabla 3.2, donde existe una diferencia del 2% entre las frecuencias naturales de la malla escogida y las de prueba.

Tabla I.1 Tamaños de mallas: Convergencia 1
[Fuente: propia]

Elementos	Tamaño de la malla, mm			
	Escogida	1	2	3
Cuadernas	35	35	35	35
Planchaje de costado	35	50	70	100

Tabla I.2 Frecuencias naturales por cada tamaño de malla
[Fuente: propia]

Tamaño de la malla	Escogida	1	2	3
Frecuencias Naturales, Hz	51.54	51.61	51.76	52.17
	68.69	68.87	69.21	70.25
	71.51	71.70	72.02	72.96
	71.80	71.99	72.32	73.19
	73.39	73.59	73.93	74.91

Convergencia de la Malla: Bloque de Sala de Máquinas

El análisis de convergencia se realizó con 4 tamaños de mallas, ver Tabla 3.3. Los máximos esfuerzos equivalentes obtenidos en el bloque de la sala de máquinas para cada mallado se muestran en la Figura 3.1, donde existe una diferencia del 3% entre los esfuerzos de la malla escogida y las mallas de prueba.

Tabla I.3 Tamaños de mallas: Convergencia 2

[Fuente: propia]

Elementos	Tamaño de la malla, mm			
	Escogida	1	2	3
Cubierta, costado y fondo	200	100	100	100
Panel afectado, doble fondo y refuerzos en general	100	100	75	65
Cuadernas y bulárcamas afectadas	35	35	35	35

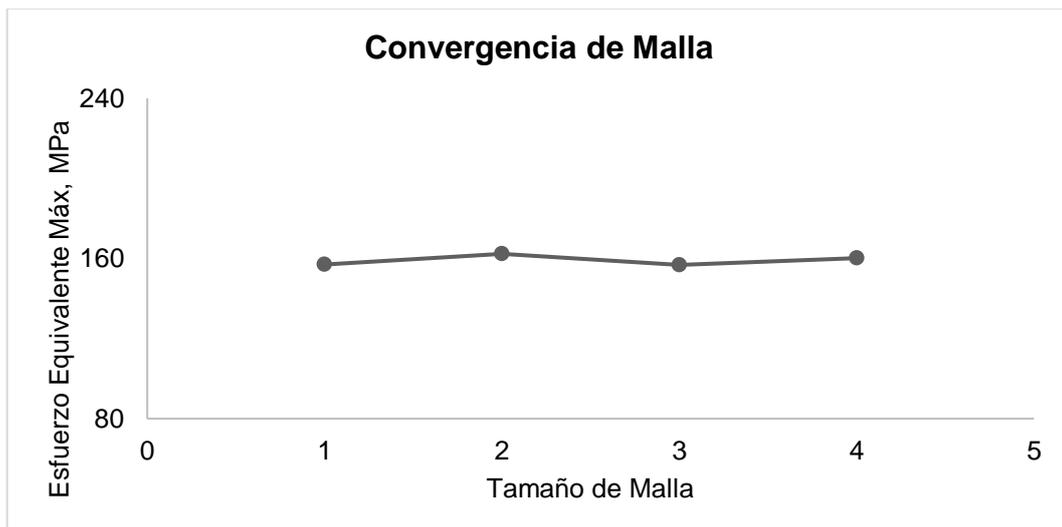


Figura I.1 Convergencia de la malla

[Fuente: propia]

APÉNDICE J

Análisis estático

Los resultados del análisis estático del bloque estructural se evaluaron de acuerdo con el criterio de Von Mises. Se obtuvo la distribución de esfuerzos equivalentes de todo el bloque de la sala de máquinas, Figura J.1. Allí se evidencia que los esfuerzos más bajos se encuentran sobre la cubierta principal, doble fondo y refuerzos del doble fondo. Por otro lado, los mayores esfuerzos se encuentran sobre las escuadras de uniones entre las cuadernas y los refuerzos transversales de la cubierta principal. Consecuentemente, se obtuvo un esfuerzo principal máximo de 160 MPa, 32% por debajo del límite de fluencia.

Finalmente, en la Figura J.2 se detallan los esfuerzos sobre las cuadernas de la zona donde ocurrió la falla, donde se obtuvo esfuerzos menores a 80 MPa, es decir, 66% por debajo del límite de fluencia.

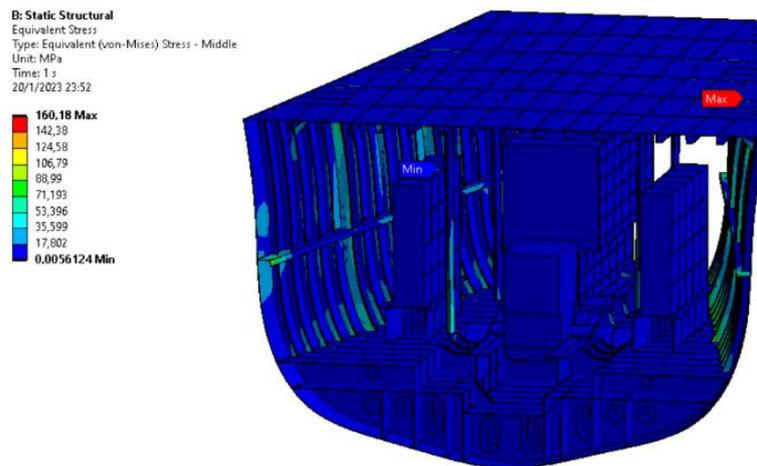


Figura J.1 Análisis estático: distribución de esfuerzos equivalentes en la sala de máquinas

[Fuente: Propia]

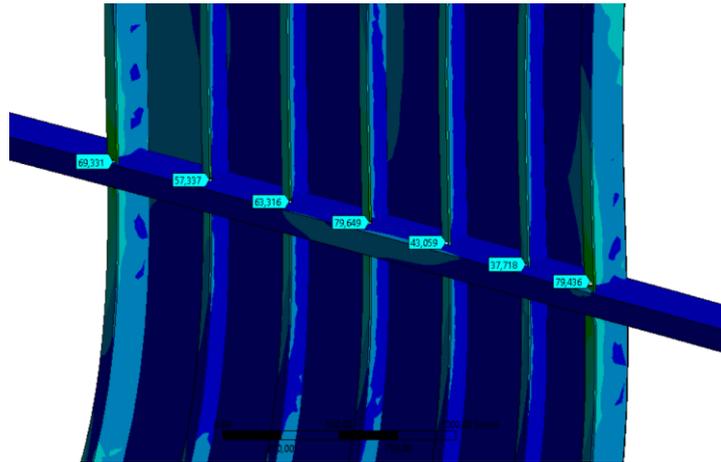


Figura J.2 Esfuerzo sobre las cuadernas y bulárcamas afectadas
[Fuente: Propia]

APÉNDICE K

Etapa 1: Análisis vibratorio libre - panel afectado

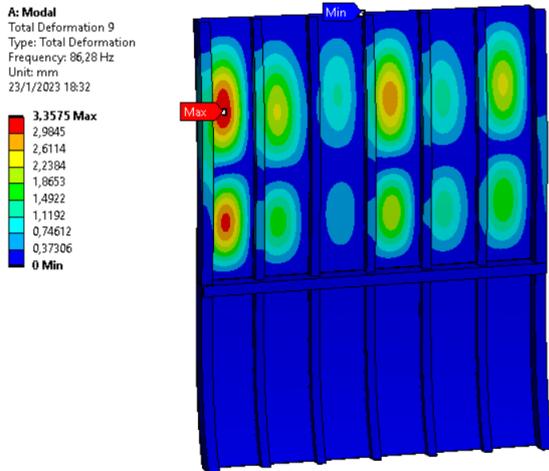


Figura K.1 Modo de vibración # 9 del panel afectado, frecuencia 86.28 Hz

[Fuente: Propia]

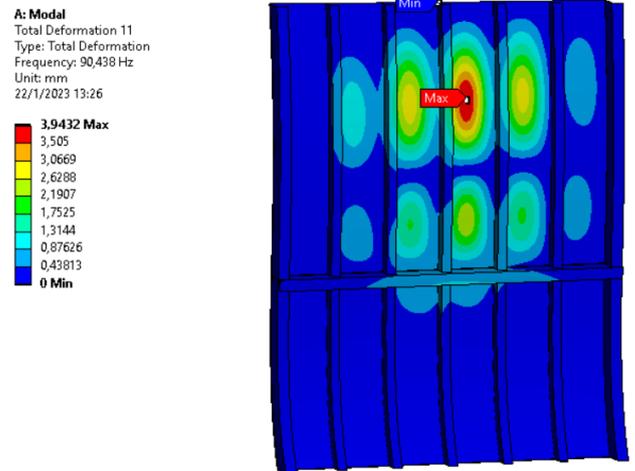


Figura K.2 Modo de vibración # 11 del panel afectado, frecuencia 90.44 Hz

[Fuente: Propia]

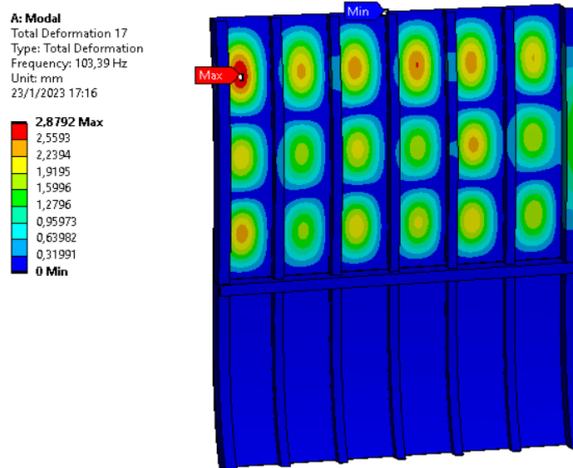


Figura K.3 Modo de vibración # 17 del panel afectado, frecuencia 103.39 Hz

[Fuente: Propia]

APÉNDICE L

Etapa 1: Análisis vibratorio forzado - panel afectado

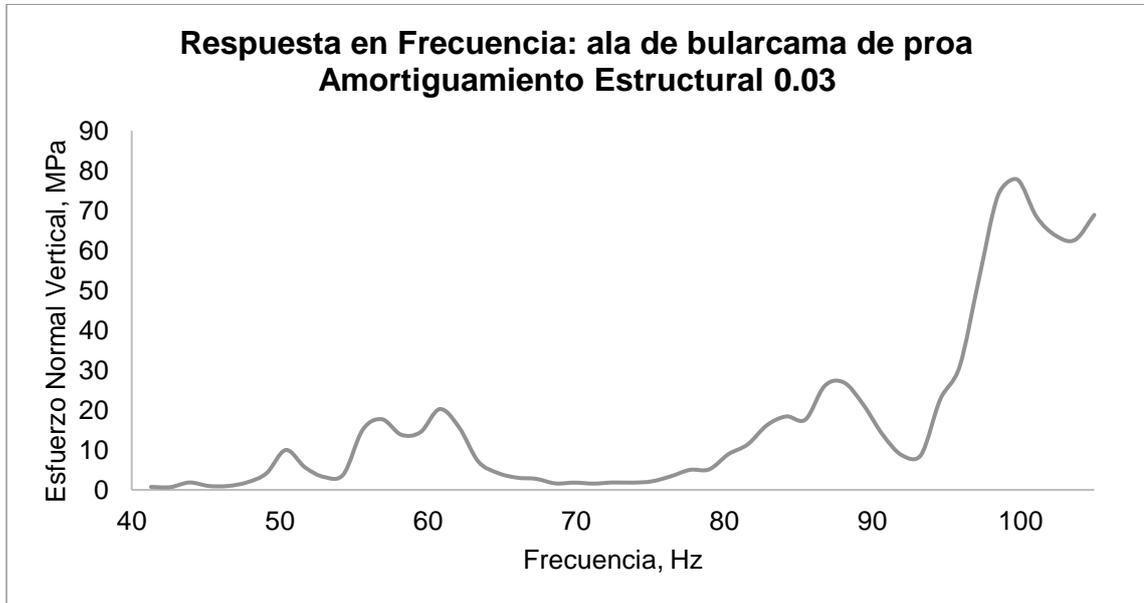


Figura L.1 Respuesta en Frecuencia: Ala de Bularcama proa

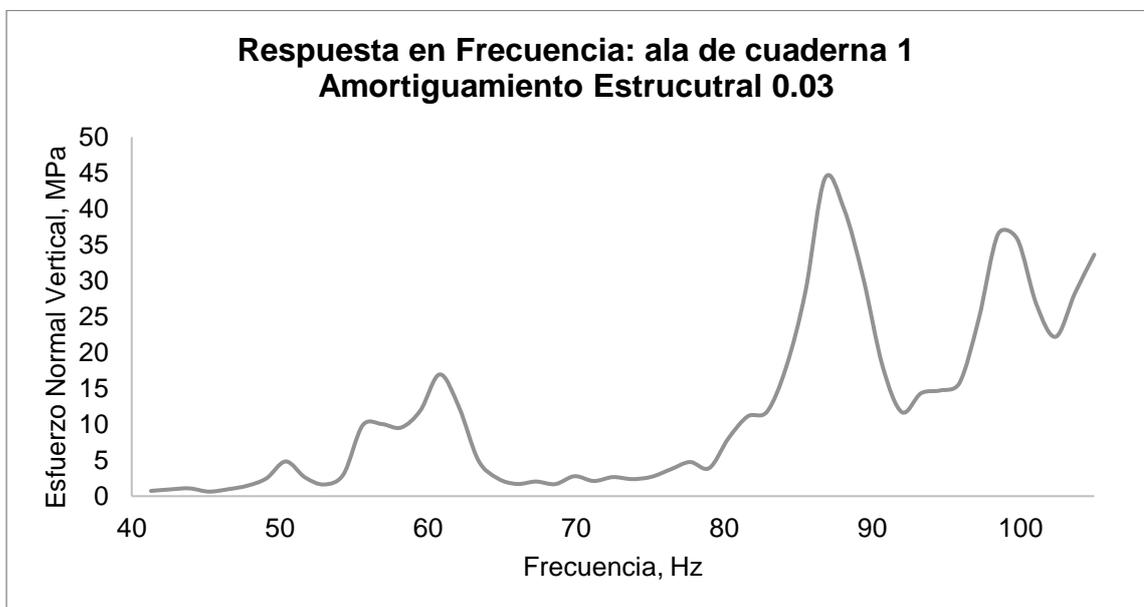


Figura L.2 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 1

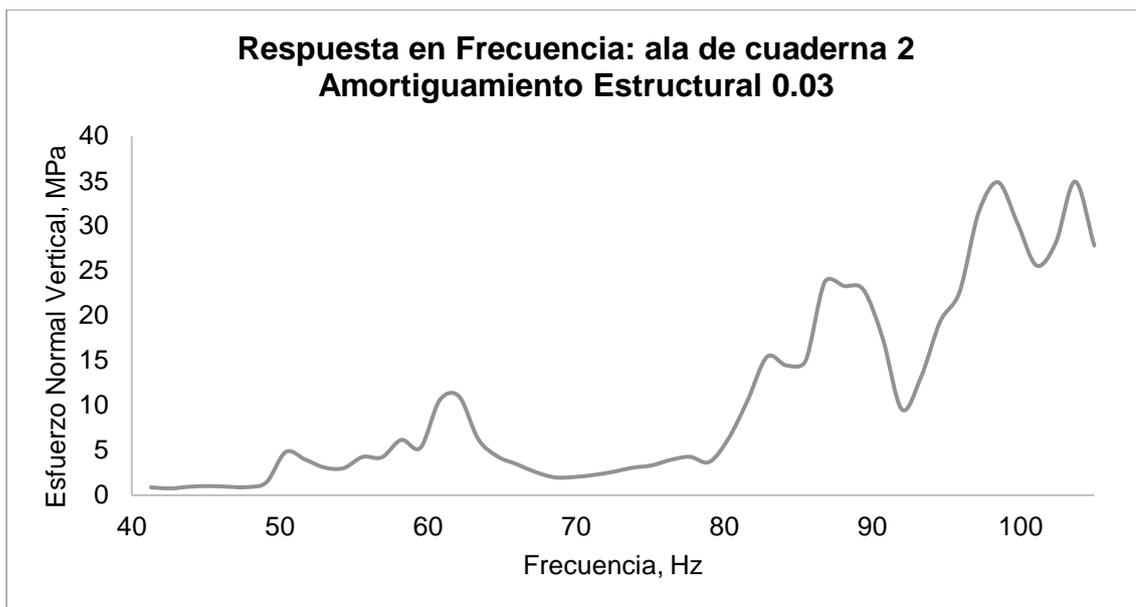


Figura L.3 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 2

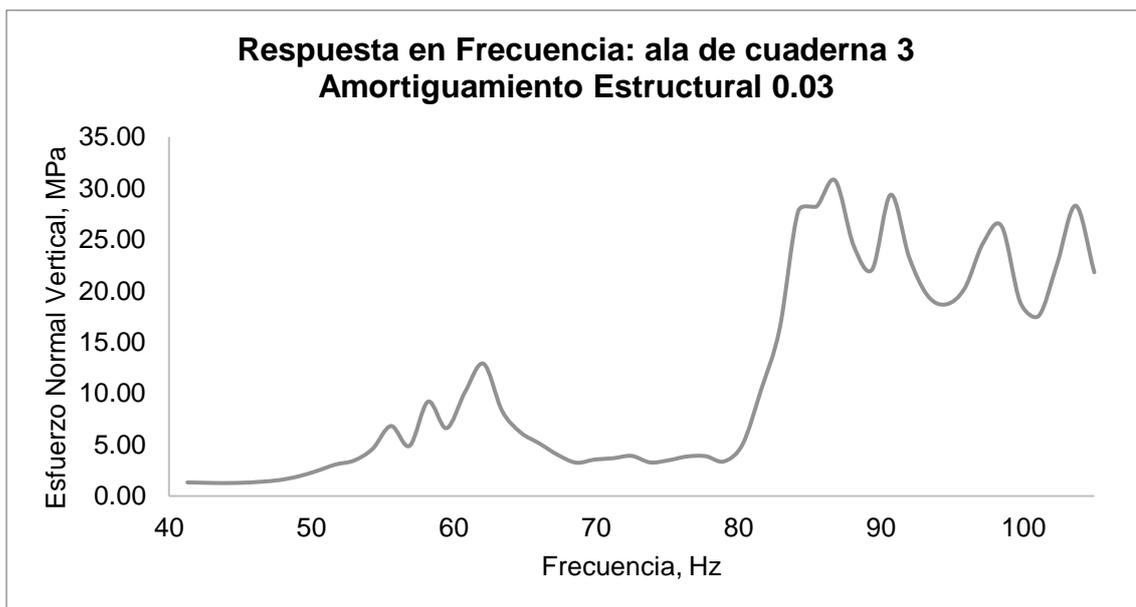


Figura L.4 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 3

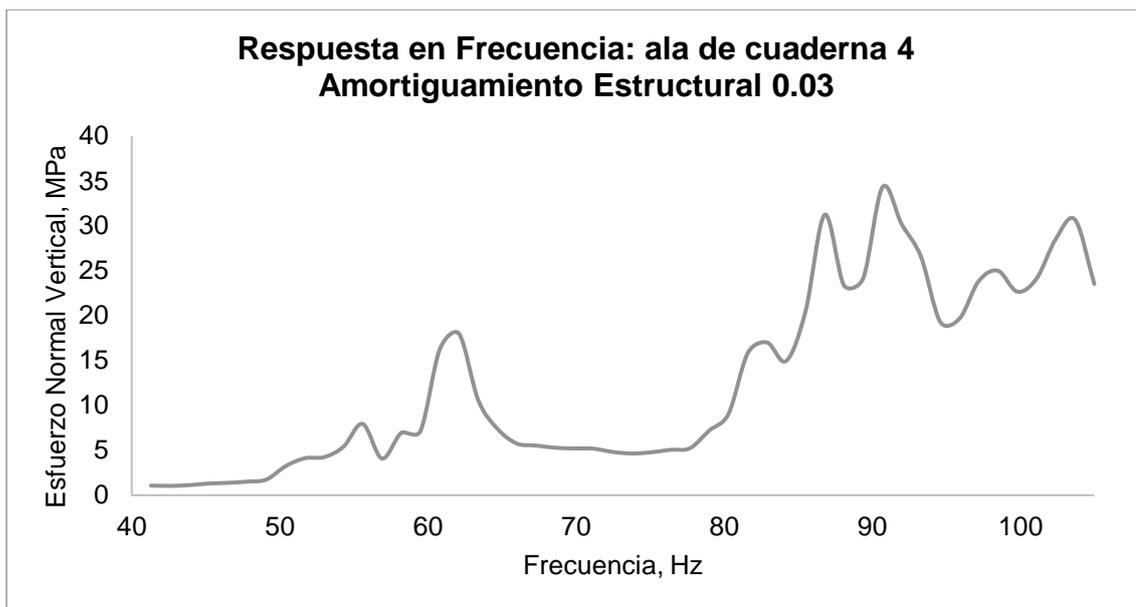


Figura L.5 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 4

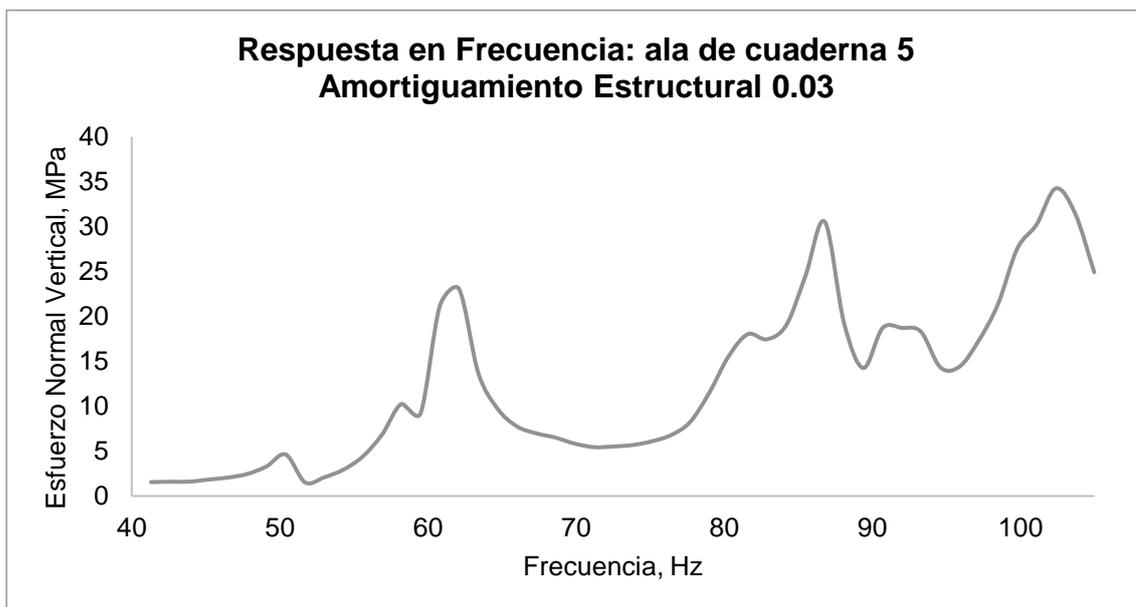


Figura L.6 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 5

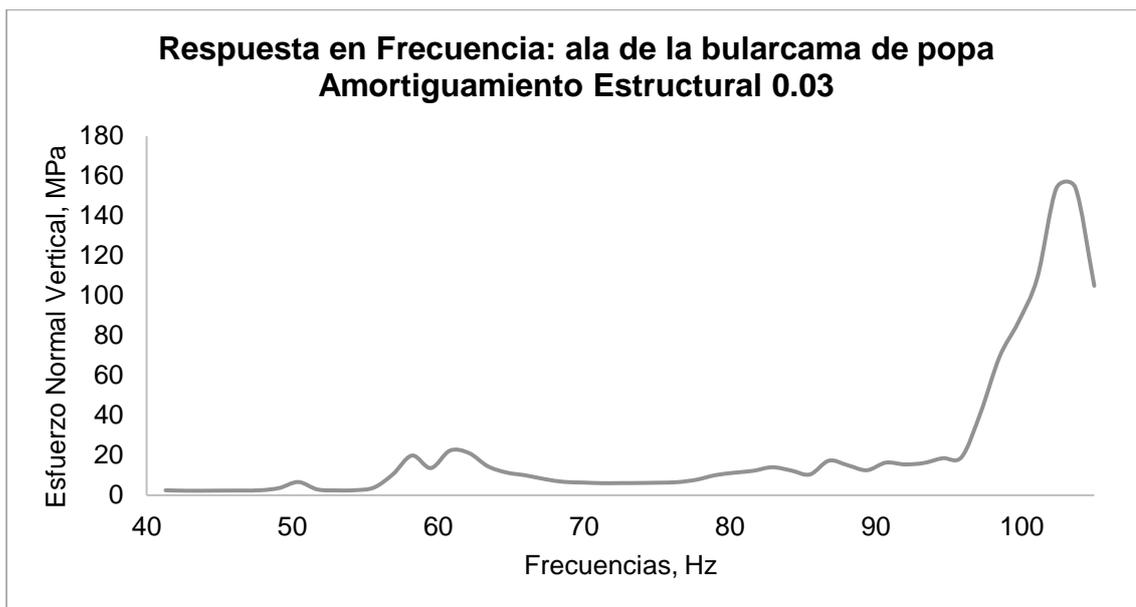


Figura L.7 Respuesta en Frecuencia: Ala de Bulárcama popa

APÉNDICE M

Etapa 2: Análisis vibratorio libre – bloque de la sala de máquinas

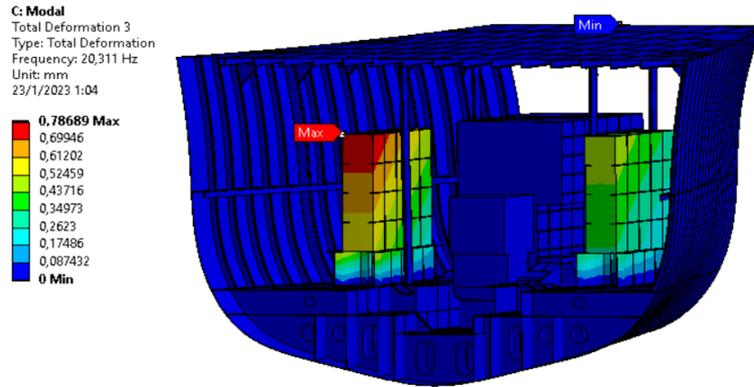


Figura M.1 Modo de vibración # 3, frecuencia 20.31 Hz
[Fuente: Propia]

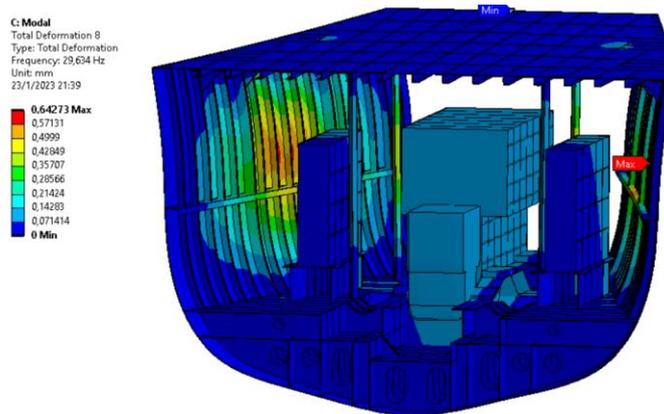


Figura M.2 Modo de vibración # 8, frecuencia 29.63 Hz
[Fuente: Propia]

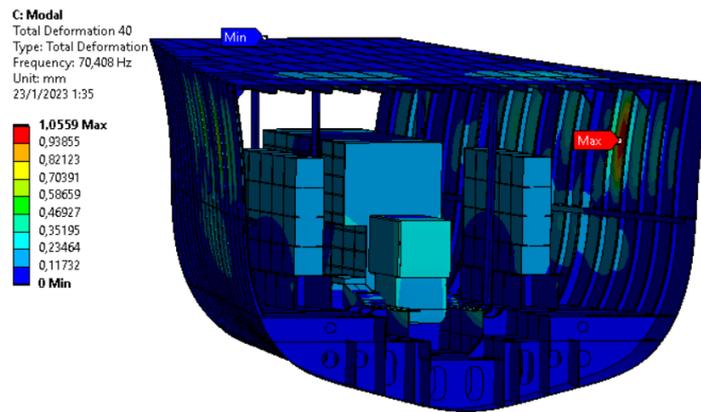


Figura M.3 Modo de vibración 40, frecuencia 70.41 Hz
[Fuente: Propia]

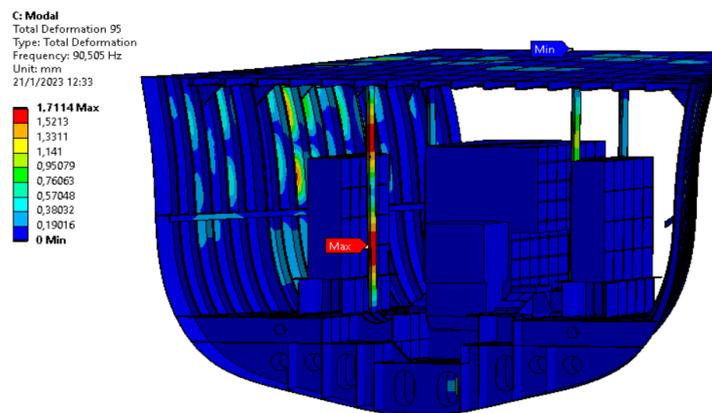


Figura M.1 Modo de vibración 95, frecuencia 90.505 Hz
[Fuente: Propia]

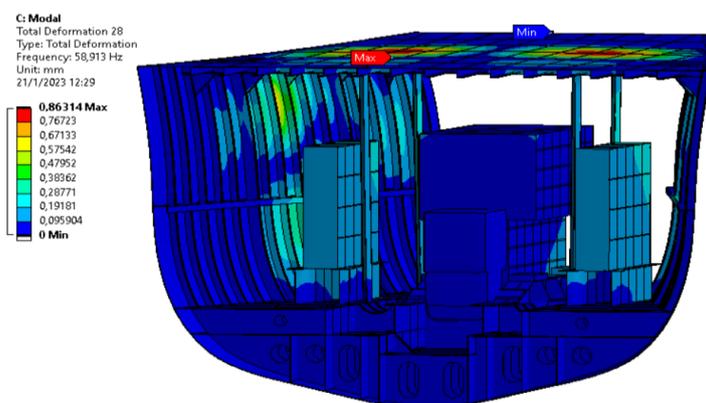


Figura M.5 Modo de vibración 28, frecuencia 58.913 Hz
[Fuente: Propia]

APÉNDICE N

Etapa 2: Análisis vibratorio forzado - motor reemplazado

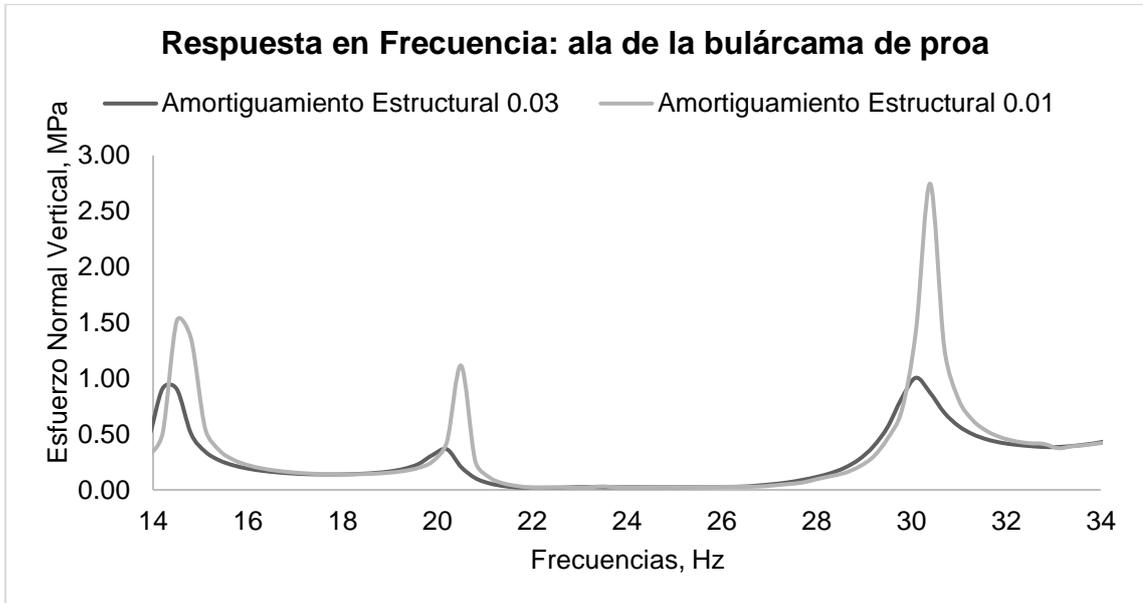


Figura N.1 Respuesta en Frecuencia: Ala de Bulárcama proa

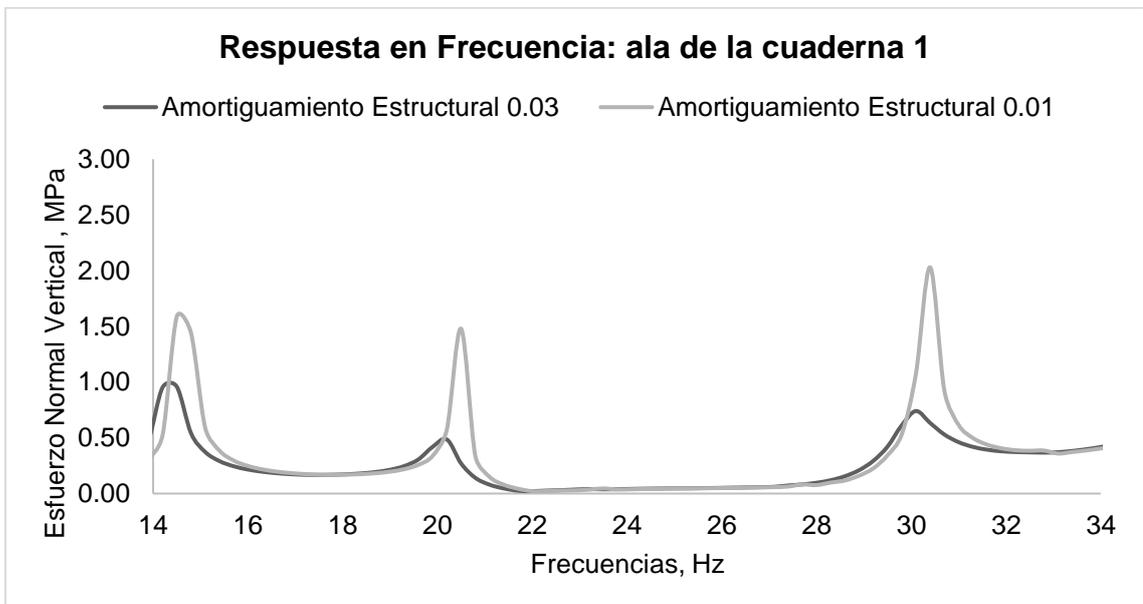


Figura N.2 Respuesta en Frecuencia: Ala de la Cuaderna 1

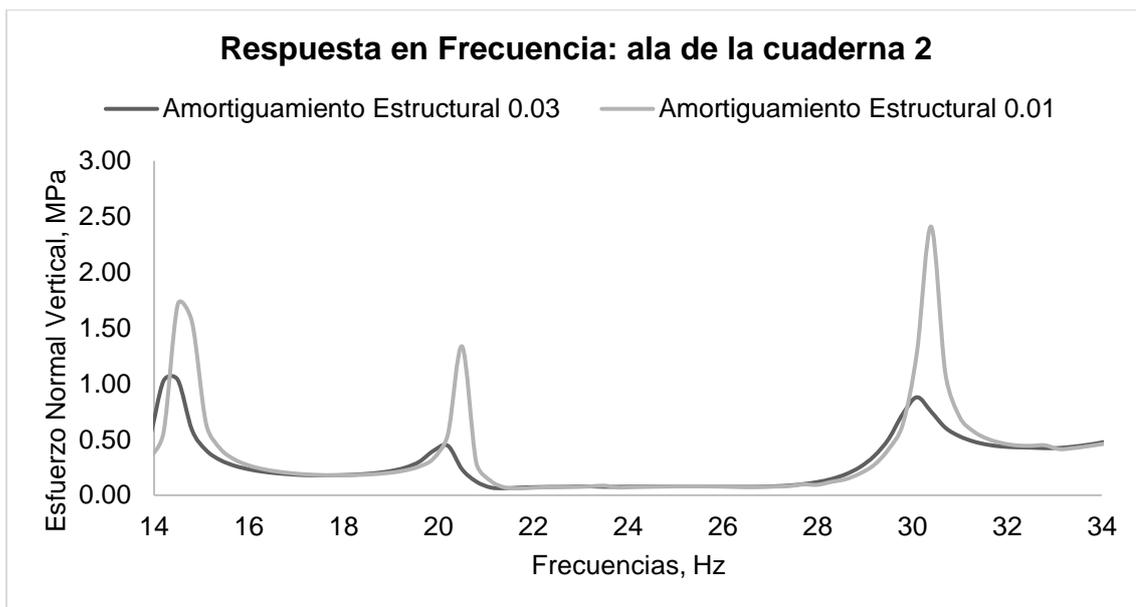


Figura N.3 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 2

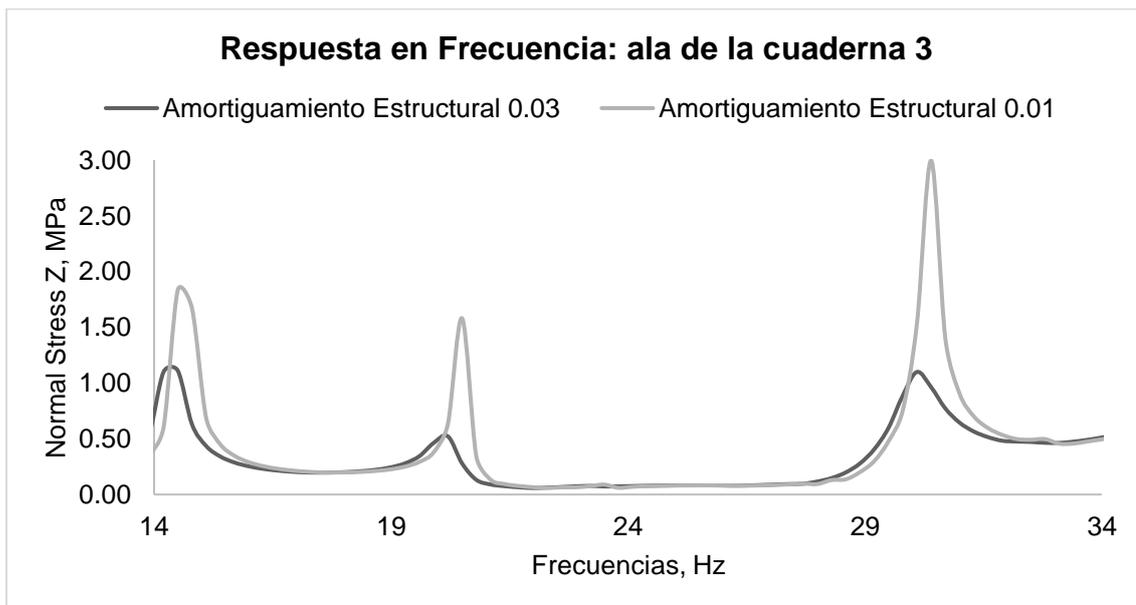


Figura N.4 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 3

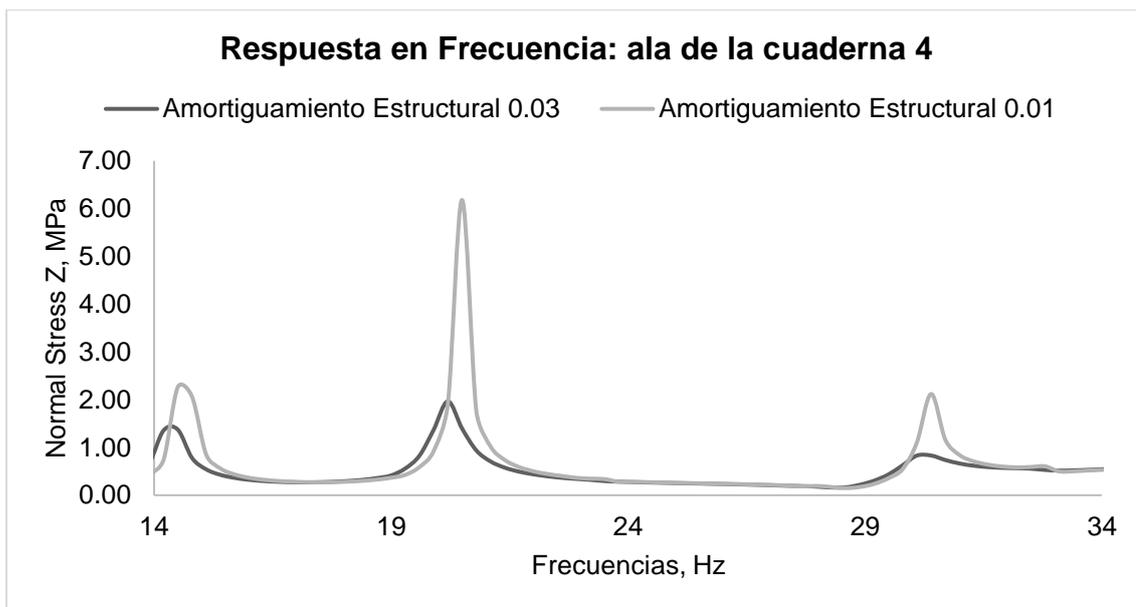


Figura N.5 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 4

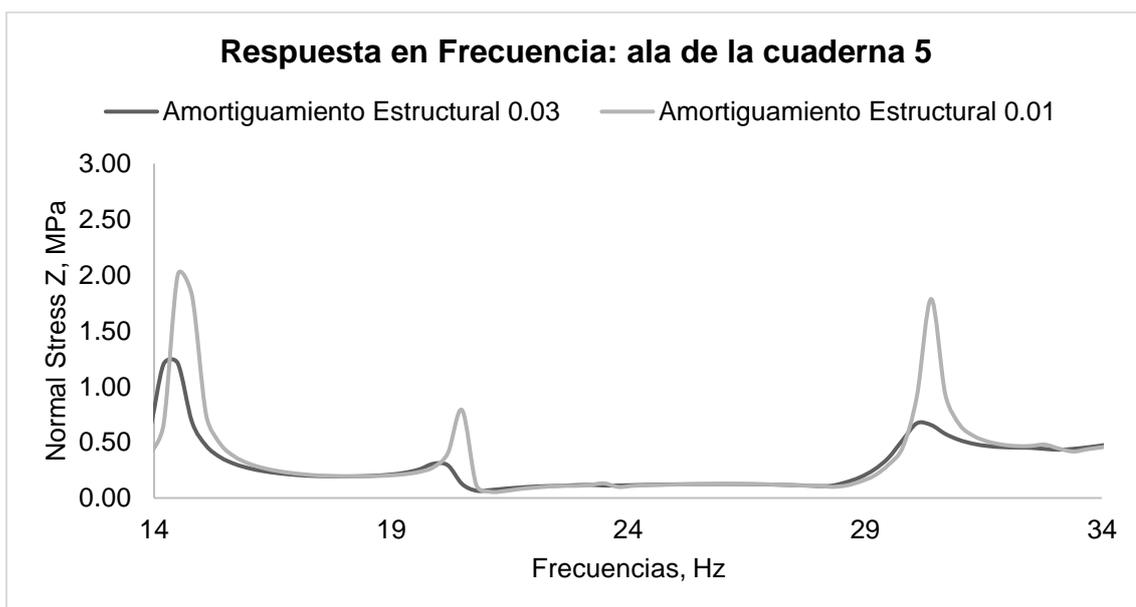


Figura N.6 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 5

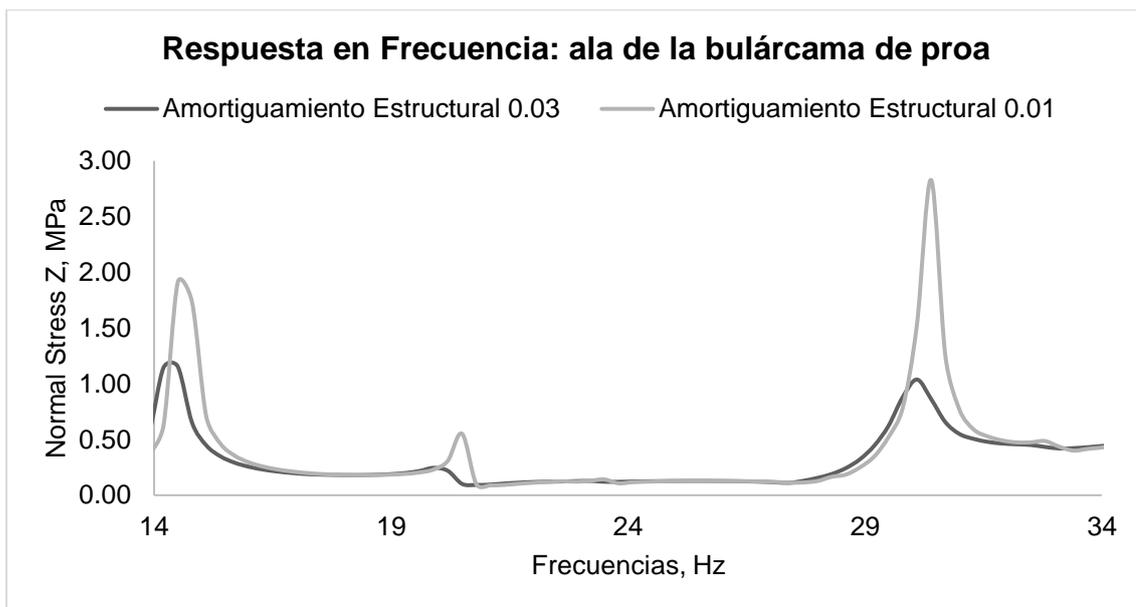


Figura N.7 Respuesta en Frecuencia: Ala de Bulárcama popa

APÉNDICE O

Etapa 2: Análisis vibratorio forzado motor actual

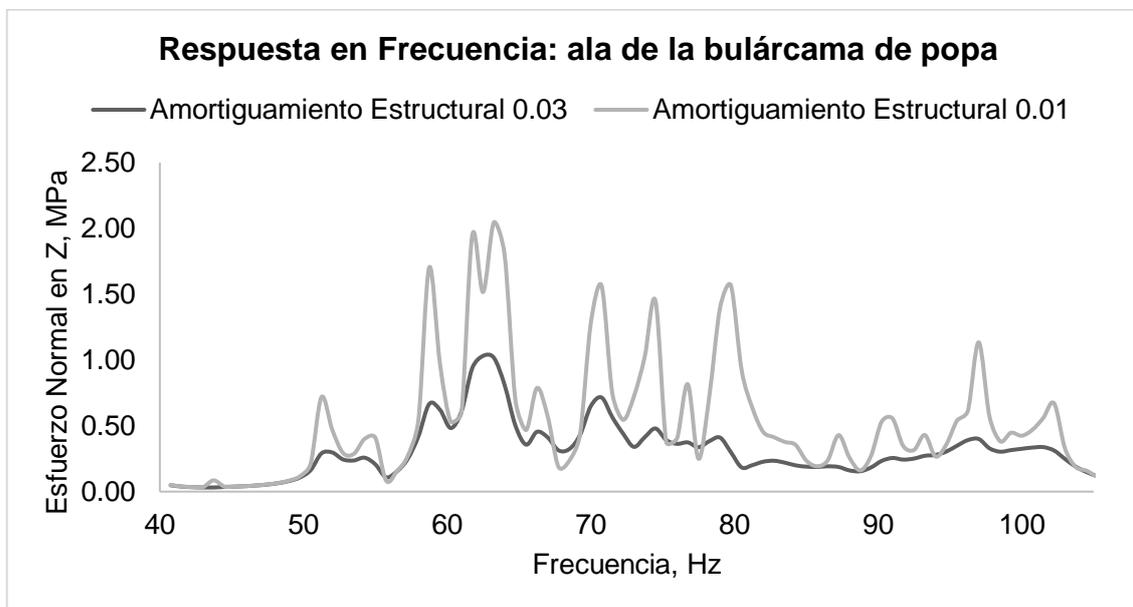


Figura O.1 Respuesta en Frecuencia: Ala de Bulárcama popa

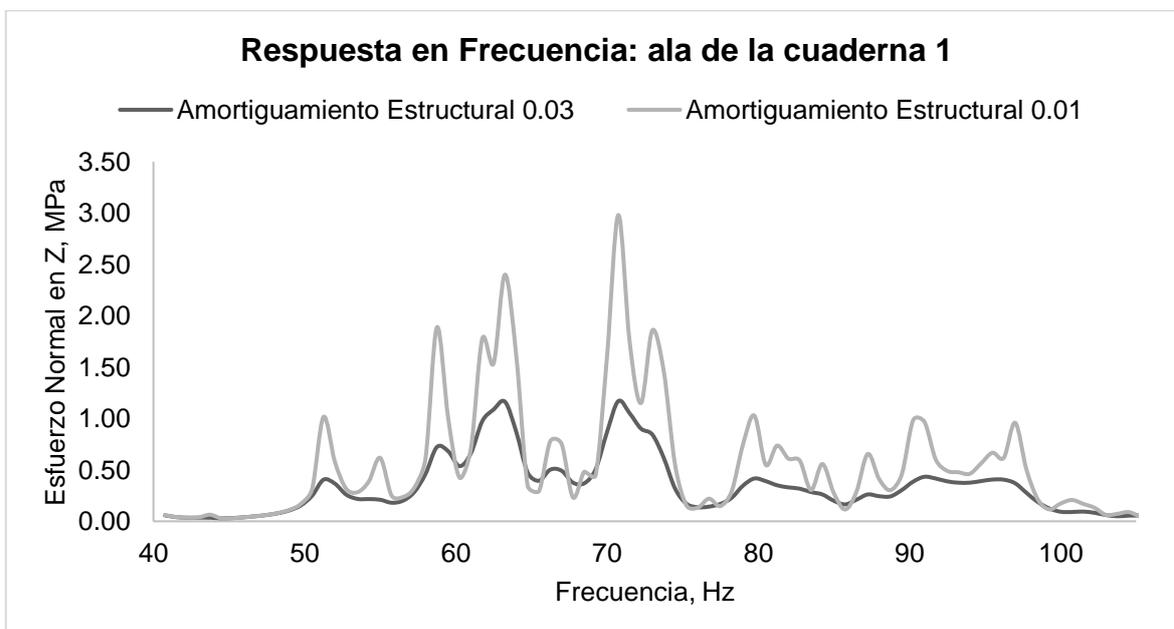


Figura O.2 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 1

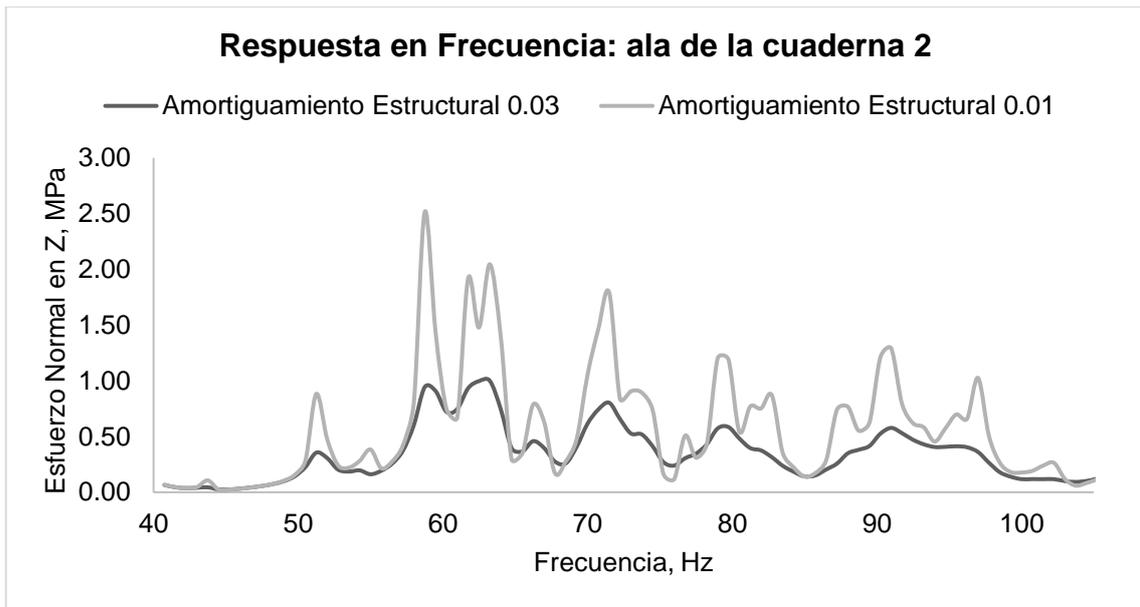


Figura O.3 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 2

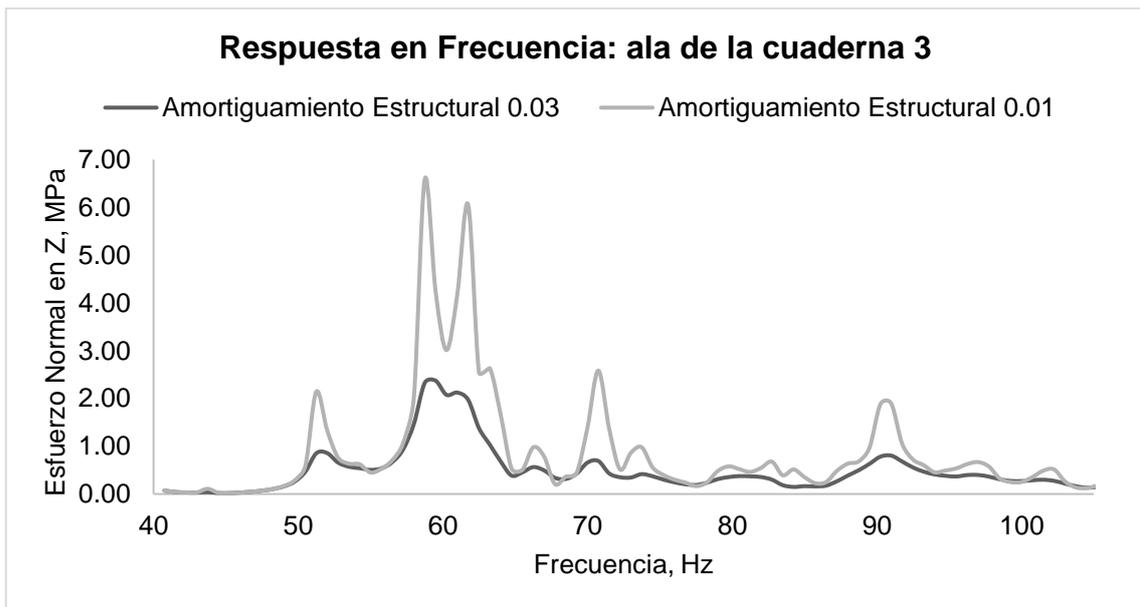


Figura O.4 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 3

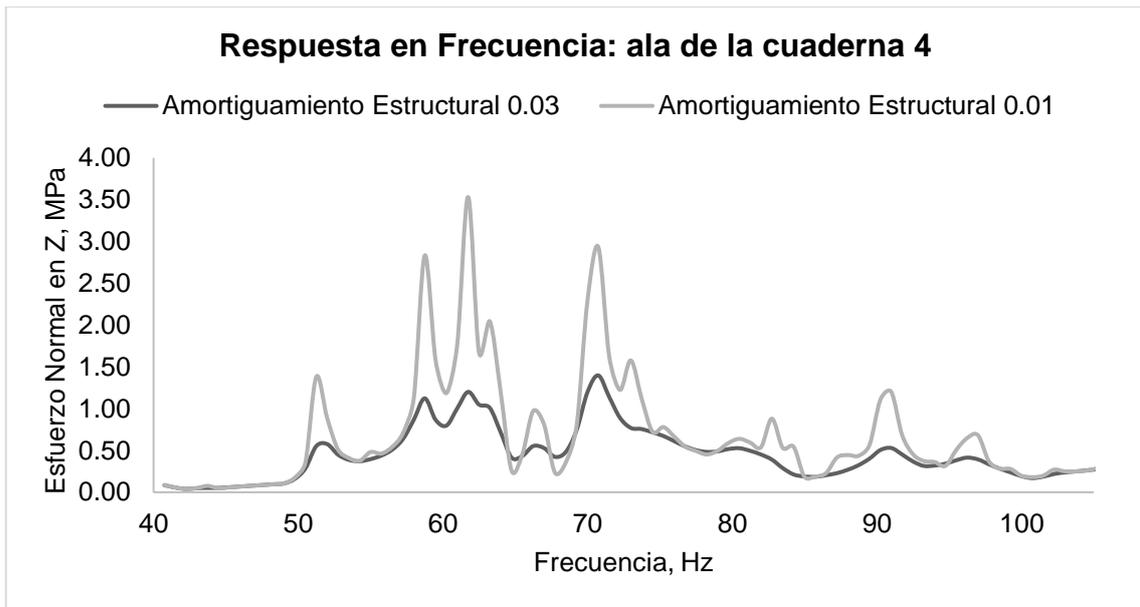


Figura O.5 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 4

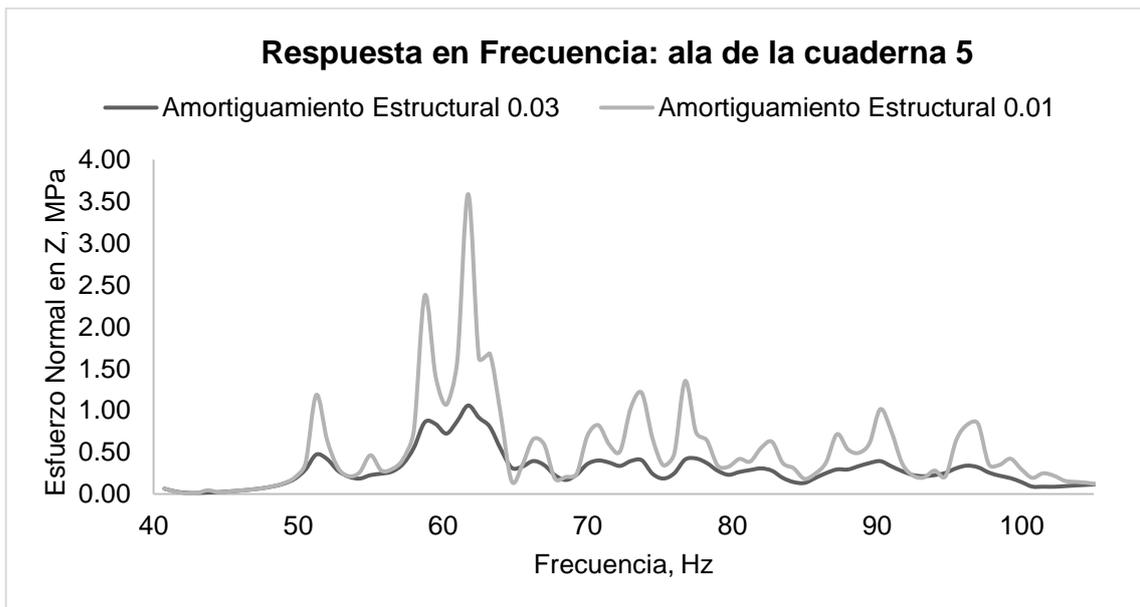


Figura O.6 Respuesta en Frecuencia: Ala de Cuaderna 5

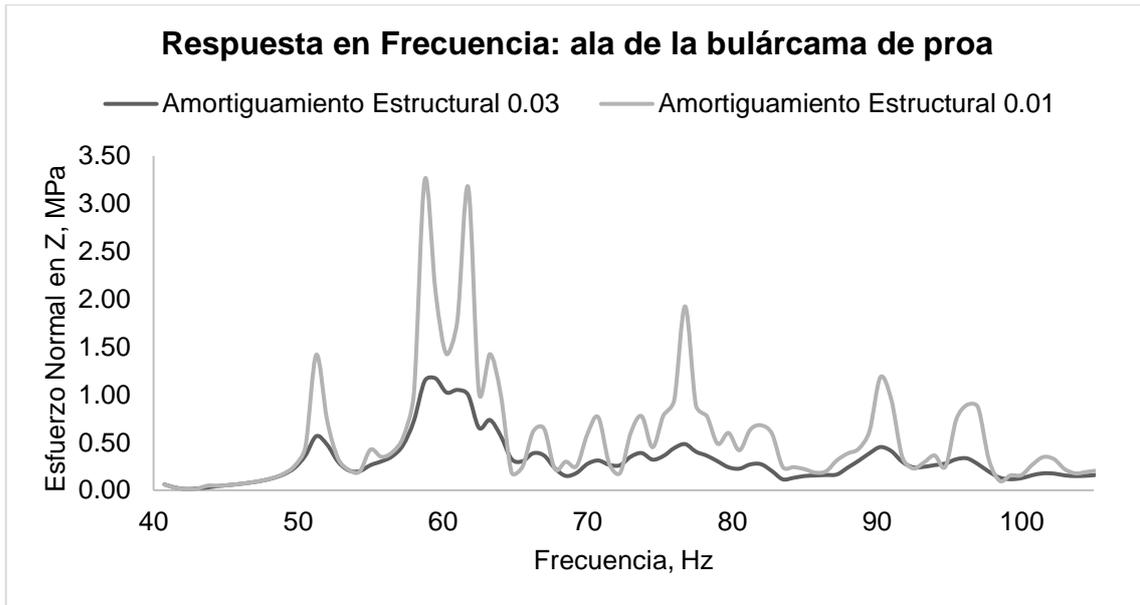


Figura O.7 Respuesta en Frecuencia: Ala de Bulárcama proa

APÉNDICE P

Características principales del motor actual

GE
Transportation

Marinsa Miami Corp./Cheoy Lee/ Panama Canal (ACP) GE 12V228 Installation Guide

Doc. No. GEK-114570, Rev. 0

Engine Serial Numbers: 310838-310863



imagination at work

4.6. POWER POTENTIAL CURVES

Refer to Figures 4-3 and 4-4 and **Tables 4-6 and 4-7** in this section for the power curves and data for the GE 6L250 diesel engine running at 1000 rpm. Power curves show maximum power, continuous power, and nominal propeller power ratings. Power Output Curves and Full Load Torque Curves are shown for 1000 rpm engines.

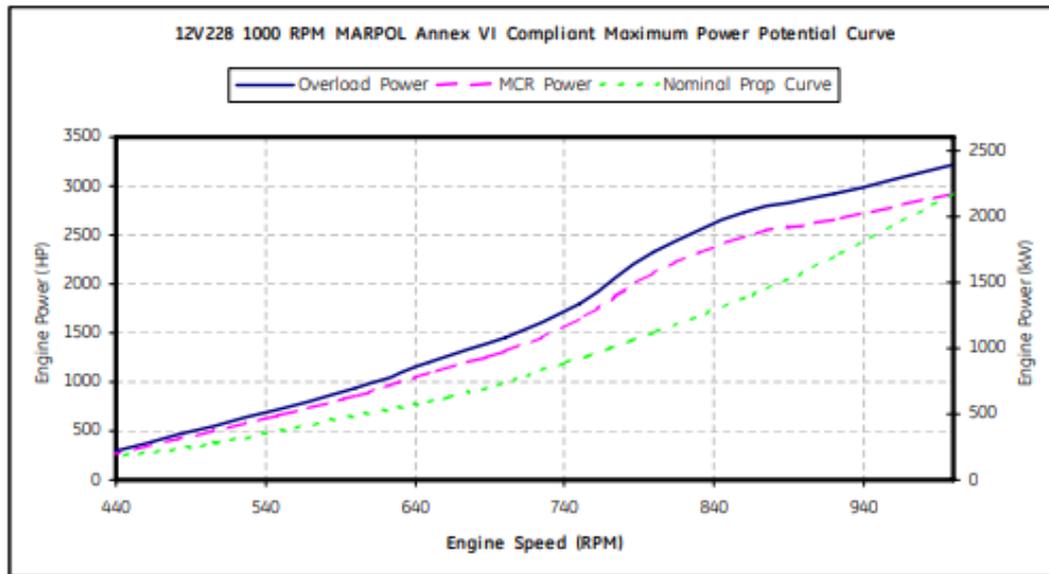


Figure 4-3. 12V228 MARPOL Annex VI Maximum Power Potential Curve, 1000RPM (84A220581, Rev. C)

TABLE 4-6. 12V228 MARPOL ANNEX VI POWER POTENTIAL DATA, 1000RPM

RPM	Power Output Curve			
	Maximum Continuous Rating (MCR) Power		Overload Power*	
	kW	bhp	kW	bhp
1000	2179	2922	2397	3214
920	1985	2661	2183	2927
860	1855	2488	2041	2736
800	1577	2115	1735	2326
750	1221	1638	1344	1802
700	980	1314	1078	1445
650	812	1089	893	1198
600	638	855	701	941
440	201	270	221	297

*One hour per 12-hour period

APÉNDICE Q

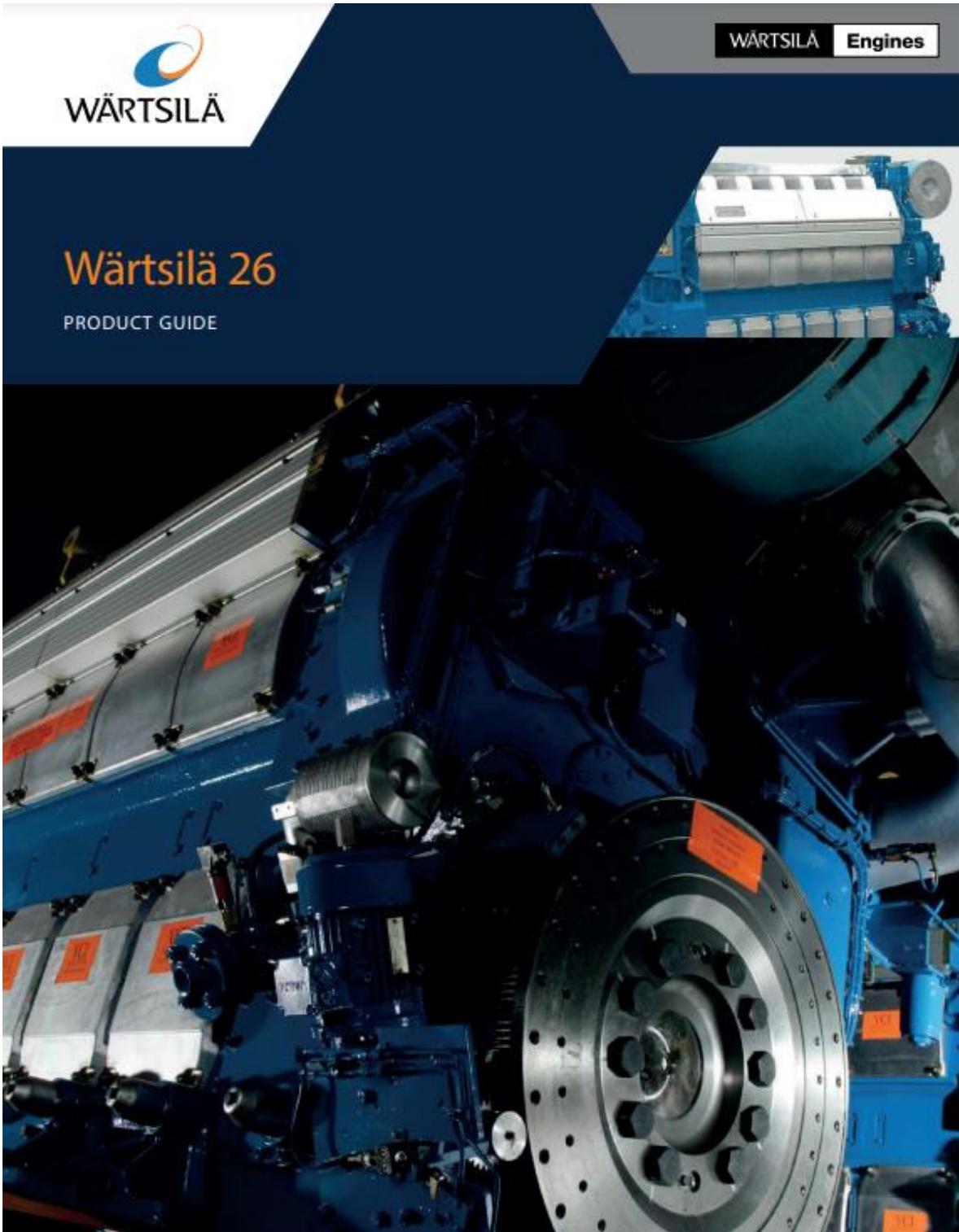
Características principales del motor actual



WÄRTSILÄ Engines

Wärtsilä 26

PRODUCT GUIDE



1. Main Data and Outputs

The Wärtsilä 26 is a 4-stroke, non-reversible, turbocharged and intercooled diesel engine with direct fuel injection.

Cylinder bore	260 mm
Stroke	320 mm
Piston displacement	17,0 l/cyl
Number of valves	2 inlet valves and 2 exhaust valves
Cylinder configuration	6, 8 and 9 in-line; 12 and 16 in V-form
V angle	55°
Direction of rotation	clockwise, counter-clockwise on request
Speed	900, 1000 rpm
Mean piston speed	9.6, 10.7 m/s

1.1 Maximum continuous output

Table 1-1 Rating table for Wärtsilä 26

Cylinder configuration	Main engines		Generating sets			
	900 rpm	1000 rpm	900 rpm		1000 rpm	
	[kW]	[kW]	[KVA]	[kWe]	[KVA]	[kWe]
6L26	1950	2040	2352	1882	2461	1969
8L26	2600	2720	3136	2509	3281	2625
9L26	2925	3060	3528	2823	3691	2953
12V26	3900	4080	4704	3764	4922	3937
16V26	5200	5440	6273	5018	6562	5250

The generator outputs are calculated for an efficiency of 96.5% and a power factor of 0.8. The maximum fuel rack position is mechanically limited to 110% of the continuous output for engines driving generators.

The mean effective pressure P_e can be calculated as follows:

$$P_e = \frac{P \times c \times 1.2 \times 10^9}{D^2 \times L \times n \times \pi}$$

where:

- P_e = mean effective pressure [bar]
- P = output per cylinder [kW]
- n = engine speed [rpm]
- D = Cylinder diameter [mm]
- L = length of piston stroke [mm]
- c = operating cycle (4)

16.2 Torque variations

Table 16-2 Torque variation at 100% load

Engine	Speed [rpm]	Frequency [Hz]	M_x [kNm]	Frequency [Hz]	M_x [kNm]
W 6L26	900	45	15.4	90	10.2
	1000	50	12.0	100	10.2
W 8L26	900	60	31.4	120	4.7
	1000	66.7	31.8	133.3	4.3
W 9L26	900	67.5	30.7	135	3.0
	1000	75	31.6	150	2.6
W 12V26	900	45	4.0	90	19.6
	1000	50	3.1	100	19.6
W 16V26	900	60	21.5	120	7.2
	1000	66.7	21.8	133.3	6.7

16.3 Mass moments of inertia

The mass-moments of inertia of the main engines (including flywheel) are typically as follows:

Engine	Inertia [kgm ²]
W 6L26	121
W 8L26	136
W 9L26	183
W 12V26	236
W 16V26	279