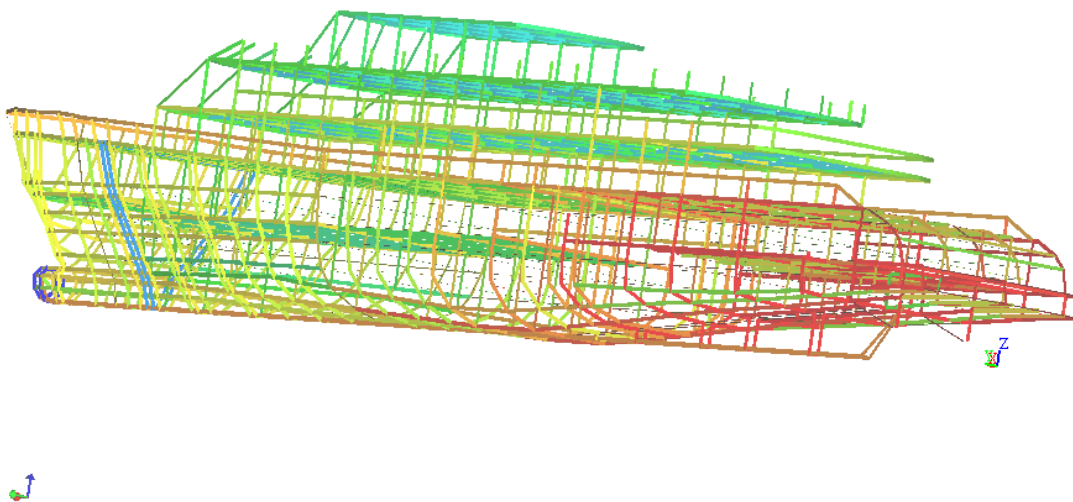


# Modelización vibro-acústica de un mega yate.



Autor: Eduardo Chordá Tur.  
Tutor: D. Gregorio Munuera Saura.



PROYECTO FINAL DE CARRERA  
INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA

MODELIZACIÓN VIBRO-ACÚSTICA DE UN MEGA YATE





## INDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	9
2. EVOLUCIÓN DE LOS REQUERIMIENTOS DE CONFORT EN BUQUES. ....	10
3. CAMPO DE APLICACIÓN. ....	13
4. CONSIDERACIONES GENERALES RESPECTO A RUIDO Y VIBRACIONES EN BUQUES.....	14
4.1. Procedimientos.....	15
4.2. Actuaciones específicas. Minimización de Fuentes Excitadoras. ....	16
4.2.1. Hélice. ....	17
4.2.2. Grupos Auxiliares y Maquinaria Auxiliar.....	18
4.2.3. Motor Principal.....	19
4.2.4. Diseño del aislamiento elástico. ....	20
4.2.4.1. Aislamiento de fuentes de vibración de un grado de libertad. Polín rígido.	21
5. PREDICCIÓN DE VIBRACIONES .....	22
5.1. Método de Elementos Finitos.....	22
5.2. Método Estadístico de Análisis Energético (SEA).....	29
5.2.1. Fundamentos del modelado SEA.....	31
5.2.2. Concepto de subsistema en el modelado SEA. ....	32
5.2.3. Propiedades de los subsistemas, densidad y superposición modal. ....	33
5.2.4. La energía como variable en el modelado SEA. ....	34
5.2.5. Ecuaciones de Balance de Potencia SEA. ....	35
5.3. Elección del método SEA.....	40
6. NORMATIVA APLICABLE.....	43
6.1. Efectos de las vibraciones en personas.....	44
6.1.1. Criterio de ABS para habitabilidad y confort de pasaje y tripulación. ....	44
6.1.2. ISO 6954 (1984) Criterio para tripulación y pasaje en referencia a las vibraciones mecánicas.....	46
6.1.3. ISO 6954 (200) Criterio para tripulación y pasaje en relación a las vibraciones mecánicas.....	48



6.1.4.	Limites de vibración en estructuras locales. ....	49
6.1.5.	Limites de vibración para la maquinaria. ....	51
7.	MODELO UTILIZADO EN EL PROYECTO .....	54
7.1.	Características principales del modelo. ....	54
7.2.	Características del sistema propulsivo del buque.....	57
7.3.	Componentes principales de la planta propulsora.....	59
7.4.	Modos de operación.....	60
7.5.	Ventajas de un sistema de propulsión híbrido. ....	65
8.	Modelización con AutoSEA2 LT. ....	66
8.1.	Modelado del buque y proceso de cálculo. ....	69
8.1.1.	Introducción de los datos correspondientes a los fluidos. ....	70
8.1.2.	Características de los materiales a usar.....	73
8.1.3.	Definición de las uniform plates.....	75
8.1.4.	Definición de los nodos o puntos de control. ....	79
8.1.5.	Definición de los subsistemas estructurales, planchas.....	82
8.1.6.	Definición de los subsistemas estructurales, refuerzos. ....	86
8.1.7.	Definición de los subsistemas acústicos, cavidades acústicas.....	90
8.1.8.	Conexión de los diferentes subsistemas, Auto-connect. ....	95
8.2.	Introducción de los espectros modales de vibración de los equipos sometidos a estudio.....	101
8.2.1.	Espectro modal del motor principal (vibración). ....	102
8.3.	Espectro modal del motor auxiliar (vibración). ....	104
8.4.	Espectro modal de la Hélice (vibración). ....	106
8.5.	Espectro modal de la Reductora (vibración). ....	108
8.6.	Espectro modal del Motor Eléctrico (vibración).....	110
8.7.	Espectro modal de ruido del motor principal y motores auxiliares.....	112
8.8.	Introducción de las cargas en el modelo.....	116
8.9.	Introducción de los puntos de medida.....	123
9.	PRESENTACIÓN Y ANALISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS. ....	127
9.1.	Diferentes casos de estudio.....	127



PROYECTO FINAL DE CARRERA  
INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA



MODELIZACIÓN VIBRO-ACÚSTICA DE UN MEGA YATE

9.2.	Resultados MODO 1 Navegación Diesel. ....	128
9.3.	Resultados MODO 2 Navegación Eléctrica. ....	134
9.4.	Resultados MODO 3 navegación Diesel-Eléctrica. ....	140
9.5.	Comparación de resultados. ....	146
10.	CONCLUSIONES. ....	151
11.	BIBLIOGRAFÍA.....	152



Tabla de Ilustraciones

4.2.1-1 ESTELA ORIGINAL.....	17
4.2.1-2 ESTELA MODIFICADA.....	17
4.2.1-3 ENSAYO DE HÉLICE EN TÚNEL DE CAVITACIÓN.....	18
4.2.3-1 MOMENTOS Y ESFUERZOS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	19
4.2.4.1-1 SISTEMA DE UN GRADO DE LIBERTAD.....	21
5.1-1 TIPOS DE ELEMENTOS.....	23
5.1-2 MODELO DE CÁMARA DE MÁQUINAS DE UN BUQUE.....	24
5.1-3 TENSIONES EN MAMPARO DE UN BUQUE.....	25
5.1-4 MODO DE VIBRACIÓN NATURAL DE UN BUQUE MERCANTE.....	25
5.1-5 DESPLAZAMIENTOS VERTICALES DE LA BANCADA DE UN MOTOR EN LA FRECUENCIA DE 50 HZ.....	26
5.1-6 DIAGRAMA DE FLUJO MÉTODO FEM.....	27
5.2.1-1 LA ANALOGÍA HIDRÁULICA DESCRIBE PERFECTAMENTE LOS FUNDAMENTOS DEL MÉTODO SEA.....	32
5.2.3-1 REPRESENTACIÓN GRÁFICA DEL SOLAPAMIENTO MODAL.....	33
5.2.5-1 PRINCIPIO BÁSICO DE BALANCE DE POTENCIA EN SEA.....	35
5.2.5-2 VARIANZA EN FUNCIÓN DEL SOLAPAMIENTO MODAL.....	39
6.1.2-1.- ISO 6954 (1984).....	47
6.1.4-2.- VIBRACIONES EN ESTRUCTURAS LOCALES.....	50
6.1.5-1.- NIVELES LIMITE DE VIBRACIONES EN MAQUINARÍA.....	52
7-1.- MY LIMITLESS EN LAS PRUEBAS DE MAR.....	54
7.1-1.- IMAGEN DE PERIODO DE CONSTRUCCIÓN DEL YATE LIMITLESS.....	56
7.2-1.- PLANTA DIESEL ELÉCTRICA Y DIESEL.....	58
7.2-2.- PLANTA DIESEL ELÉCTRICA O DIESEL.....	58
7.4-1.- GRÁFICO DE MODOS OPERATIVOS DE UNA PLANTA DE PROPULSIÓN HÍBRIDA.....	60
7.4-2.- MODO OPERACIÓN: POWER TAKE IN BOOSTER.....	61
7.4-3.- MODO OPERACIÓN: GENERATOR MODE (PTO-MODE).....	62
7.4-4.- MODO ELÉCTRICO.....	63
7.4-5.- MODO CONEXIÓN ELÉCTRICA CRUZADO.....	64
8-1.- EL PROGRAMA AUTOSEA2 FACILITA SIMULTÁNEAMENTE LOS RESULTADOS DE FORMA GRÁFICA Y TABULADA.....	67
8-2.- TERMOGRAFÍA DEL MODELO ESTUDIADO.....	68
8-3.- FLUJO ENERGÉTICO EN LA CÁMARA DE MÁQUINAS DEL BUQUE.....	68
8-4.- COMPARACIÓN DE RESULTADOS DE UN MISMO ESPACIO DESPUÉS DE UNA MODIFICACIÓN EN EL MODELO.....	69
8.1.1-1.- CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL AGUA DE MAR.....	70
8.1.1-2.- CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL AIRE.....	71
8.1.1-3.- CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL DIESEL-OIL.....	72
8.1.2-1.- CARACTERÍSTICAS ACERO NAVAL GRADO A.....	74
8.1.2-2.- CARACTERÍSTICAS ALUMINIO 5083.....	74
8.1.2-3.- CARACTERÍSTICAS ALUMINIO 6082.....	75
8.1.3-1.- CARACTERÍSTICAS PLANCHA DEL CASCO 10 MM.....	76
8.1.3-2.- CARACTERÍSTICAS PLANCHA DEL CASCO 9 MM.....	76
8.1.3-3.- CARACTERÍSTICAS PLANCHA DEL CASCO 7 MM.....	77
8.1.3-4.- CARACTERÍSTICAS PLANCHA DE SUPERESTRUCTURA 5 MM.....	77
8.1.3-5.- CARACTERÍSTICAS CRISTAL DE SUPERESTRUCTURA.....	78
8.1.4-1.- VENTANA DE NODOS.....	79
8.1.4-2.- NODOS EN LAS FASES INICIALES DE CONSTRUCCIÓN DEL MODELO, PARTE DE POPA.....	80
8.1.4-3.- CUADERNAS DONDE SE MUESTRAN LAS FORMAS DE PROA DEL CASCO MODELO.....	81



PROYECTO FINAL DE CARRERA  
INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA



MODELIZACIÓN VIBRO-ACÚSTICA DE UN MEGA YATE

8.1.4-4.- LÍNEAS DE AGUA QUE DEFINEN LAS FORMAS DE PROA DEL CASCO DEL MODELO.....	81
8.1.4-5.- VISTA DEL MODELO FINAL.....	82
8.1.5-1.- SELECCIÓN NODOS PARA CREAR EL BULBO DE PROA DEL MODELO.....	83
8.1.5-2.- VENTANA DE CARACTERÍSTICAS DE SUBSISTEMA.....	84
8.1.5-3.- BULBO PROA.....	85
8.1.6-1.- SELECCIÓN DE NODOS PARA CREAR UNA BULARCAMA.....	86
8.1.6-2.- SELECCIÓN DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS DEL REFUERZO.....	87
8.1.6-3.- CONSTRUCCIÓN DE BULÁRCAMA FINALIZADA.....	88
8.1.6-4.- CONJUNTO DE REFUERZOS QUE CONFORMAN EL MODELO.....	89
8.1.7-1.- SELECCIÓN DE PLANCHAS PARA LA CREACIÓN DE UNA CAVIDAD ACÚSTICA.....	90
8.1.7-2.- CARACTERÍSTICAS DE UNA CAVIDAD ACÚSTICA.....	91
8.1.7-3.- CAVIDAD ACÚSTICA, LOCAL DE POPA.....	92
8.1.7-4.- CAVIDADES PRINCIPALES DE ESTUDIO.....	93
8.1.7-5.- CAVIDADES DEL MODELO.....	94
8.1.8-1.- LÍNEAS DE UNIÓN Y PUNTOS DE UNIÓN DEL MODELO.....	95
8.1.8-2.- ÁREAS DE UNIÓN ENTRE LAS CAVIDADES Y LOS SUBSISTEMAS.....	96
8.1.8-3.- LÍNEAS DE UNIÓN REALIZADAS CON AUTO-CONNECT.....	97
8.1.8-4.- PUNTOS DE UNIÓN REALIZADAS CON AUTO-CONNECT.....	98
ILUSTRACIÓN 8.1.8-5.- CARACTERÍSTICAS LÍNEAS DE UNIÓN.....	99
8.1.8-6.- VENTANA DE PARÁMETROS DE UN PUNTO DE UNIÓN.....	99
8.1.8-7.- VENTANA DE PARÁMETROS DE UN ÁREA DE UNIÓN.....	100
8.2.1-1.- ESPECTRO MODAL DEL MOTOR PRINCIPAL.....	103
8.3-1.- ESPECTRO MODAL DEL MOTOR AUXILIAR.....	105
8.4-1.- ESPECTRO MODAL DE LA HÉLICE.....	107
8.5-1.- ESPECTRO MODAL DE LA REDUCTORA.....	109
8.6-1.- ESPECTRO MODAL DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	111
ILUSTRACIÓN 8.7-1.- ESPECTRO DE RUIDO DEL MOTOR PRINCIPAL.....	113
ILUSTRACIÓN 8.7-2.- ESPECTRO RUIDO MOTOR AUXILIAR.....	115
ILUSTRACIÓN 8.8-1.- EXCITACIONES DE LOS MOTORES PRINCIPALES.....	116
ILUSTRACIÓN 8.8-2.- EXCITACIONES DE LAS REDUCTORAS Y MOTORES ELÉCTRICOS.....	117
ILUSTRACIÓN 8.8-3.- EXCITACIONES DE LOS MOTORES AUXILIARES.....	118
ILUSTRACIÓN 8.8-4.- EXCITACIONES DE LOS PROPULSORES.....	119
ILUSTRACIÓN 8.8-5.- SELECCIÓN DE LA EXCITACIÓN SOBRE EL MODELO.....	120
ILUSTRACIÓN 8.8-6.- EXCITACIONES DE RUIDO DE LOS MOTORES PRINCIPALES.....	121
ILUSTRACIÓN 8.8-7.- EXCITACIONES DE RUIDO DE LOS MOTORES AUXILIARES.....	122
ILUSTRACIÓN 8.9-1.- DISPOSICIÓN DE LOS LOCALES A ESTUDIO EN EL MODELO.....	124
ILUSTRACIÓN 8.9-2.- PUNTO DE MEDIDA A 1 M DE PROFUNDIDAD.....	125
ILUSTRACIÓN 8.9-3.- PUNTO DE MEDIDA A 1 M.....	126
ILUSTRACIÓN 8.9-4.- CONEXIONES PUNTO DE MEDIDA A 1 M.....	126
ILUSTRACIÓN 9.5-1.- VALORES DE RUIDO TOTAL.....	147
ILUSTRACIÓN 9.5-2.- VALORES RUIDO TOTAL PONDERADO.....	148
ILUSTRACIÓN 9.5-3.- RUIDO RADIADO AL MAR.....	149
ILUSTRACIÓN 9.5-4.- RUIDO RADIADO AL MAR PONDERADO.....	150



PROYECTO FINAL DE CARRERA  
INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA

MODELIZACIÓN VIBRO-ACÚSTICA DE UN MEGA YATE







## 1. INTRODUCCIÓN.

Este proyecto trata de la importancia que tiene un estudio de vibraciones en las fases iniciales del proyecto de un buque para estimar de la manera más aproximada el comportamiento que va a tener el buque una vez construido, evitando en mayor medida las posibles transformaciones que haya que hacer una vez construido.

Es conocido que la vibración en buques es una medida importante de habitabilidad, seguridad y funcionalidad del buque, este proyecto trata de proveer de una guía en el diseño y análisis para alcanzar el objetivo de reducir las vibraciones a bordo hasta un nivel aceptable.

Con el incremento del tamaño y velocidad de los buques, la vibración a bordo se convierte en un campo de referencia en el diseño y construcción de buques. Una excesiva vibración debe ser evitada para el confort de pasaje y tripulación. Además de los efectos indeseados hacia las personas, una vibración excesiva desembocará en roturas por fatiga de miembros estructurales o funcionamientos incorrectos por parte de maquinaria y equipos de abordó. En este documento se quiere resaltar la **importancia de un buen diseño en las fases preliminares de un proyecto para evitar vibraciones excesivas en nuestro buque.**

Como objetivos principales en la realización de este proyecto cabe destacar:

- ✓ Conocer el procedimiento para la evaluación de vibraciones en buques.
- ✓ Conocer los fundamentos de los métodos de análisis de vibraciones existentes y más en concreto el método **Estadístico de Análisis Energético** (SEA) para aplicaciones navales.
- ✓ Aprender a modelizar el casco y superestructura de un mega-yate e introducir la excitación de los equipos dinámicos sobre la estructura utilizando un software comercial (AUTOSEA2 LT).
- ✓ Analizar los resultados y ajustar el modelo para obtener unos valores de radiación acústica y vibratoria acorde a los estándares de las principales Sociedades de Clasificación.

Los pasos seguidos en la realización del proyecto han sido:

- ✓ Establecimiento de los datos de partida mediante un proceso de iteración y simplificación del modelo, realizado en función de las limitaciones del software y del Método de Análisis Estadístico de Energía (SEA), y de las características principales del buque a modelar.



- ✓ Para el modelo del yate se ha recurrido a las dimensiones principales del **MY LIMITLESS** cuya información ha sido entregada en forma de planos por la empresa Tecme S.L. colaboradora en este proyecto.
- ✓ Una vez realizado el modelo estructural de la sección del buque y la disposición de equipos, se han establecido las cargas (espectros de frecuencias de vibración) que han sido el objetivo principal de cálculo y de cuyos resultados se ha obtenido la aportación de estos equipos a la firma acústica del buque.

## 2. EVOLUCIÓN DE LOS REQUERIMIENTOS DE CONFORT EN BUQUES.

A principios de los años ochenta, se pasó de especificaciones contractuales donde no existía dicho apartado de “Vibraciones y Ruidos”, a otras donde este apartado se resumía a una expresión tan genérica como *“El astillero garantizará su buen hacer para limitar las vibraciones”*. Esta inconcreción de este aspecto podía llevar durante la fase de entrega de un buque a situaciones en las que alcanzar un acuerdo entre astillero y armador llegase a ser un engorro.

En la misma época también se encuentran especificaciones contractuales en las que se requería única y exclusivamente: “comprobación de vibraciones durante pruebas oficiales”, llegando a dicho punto del proyecto se daba el caso en numerosas ocasiones en que el nivel de vibración fuese tal que se debían adoptar y ejecutar medidas correctoras importantes para subsanar el problema detectado con las consiguientes penalizaciones por incumplimiento de contrato.

De esta ambigüedad del apartado de Vibraciones y Ruidos, y como consecuencia de la excelente labor divulgadora de las experiencias, en este campo de las Sociedades de Clasificación, de los requerimientos de las Administraciones y Organizaciones Marítimas (IMO, etc.) en lo relativo a Ruidos, y de la publicación en 1984 de la Norma ISO 6954 (1984), que establecía una banda de aceptabilidad entre 4 y 9 mm/s (o-p) en el rango de 5 a 100 Hz, se pasó a especificaciones donde, de forma general, el apartado de Vibraciones y Ruidos requería:

- ✓ Los Ruidos a bordo estarán de acuerdo con IMO.



- ✓ Las Vibraciones estarán dentro de rango aceptable de acuerdo con ISO-6954 (1984).

En definitiva se pasó de la ambigüedad y subjetividad en la evaluación de estos parámetros, a disponer de criterios concretos que, basados en la experiencia acumulada, permitían una cuantificación objetiva de los mismos.

La incorporación a las carteras de los astilleros nacionales de un elevado número de armadores extranjeros, fundamentalmente nórdicos, obligados a cumplir con sus respectivas administraciones, mucho más restrictivas que IMO en lo referente a ruidos, hizo que el apartado de Ruido y Vibraciones de sus especificaciones evolucionase de la siguiente forma:

En el apartado de ruidos se pasó de los 65dB (A), en habilitación, a los 55 dB(A); y en el apartado vibraciones se empezó especificando niveles máximos entorno a 7 mm/s (o-p), es decir, nivel medio del rango aceptable de la Norma ISO 6954 (1984), siendo este límite, en el caso de buque de pasaje, de 4 mm/s (o-p), es decir el límite inferior de la referida Norma. Las especificaciones de esta época, ya introducían penalizaciones al no cumplimiento con el apartado de ruido y vibraciones.

A mediados y finales de los noventa, en el apartado de ruido y vibraciones de la especificación aparece, además del requerimiento de la ISO 6954 y un valor contractual, el siguiente requerimiento adicional: *“Machinery shall be in agreement with VDI 2056 or similar”*.

La explicación a este requerimiento adicional se debe a:

- ✓ En primer lugar, la aplicación de las técnicas de mantenimiento predictivo o mantenimiento según condición, basadas en la medida, análisis y control de los niveles de vibración y otros parámetros, en los equipos rotativos del buque, se han revelado como una herramienta muy potente para aumentar la disponibilidad de estos equipos y en definitiva reducir los costes de mantenimiento y explotación del buque.



- ✓ En segundo lugar el armador conoce que introduciendo este requerimiento adicional de que los niveles de vibración de los equipos están dentro de los valores aceptables de la Normativa VDI 2056 o ISO correspondiente, se aseguran de dos aspectos importantes desde el punto de vista de explotación. Estos son:
  - No quedan ocultos ciertos vicios o defectos, como resonancias en determinados equipos rotativos o a tener que desmontar equipos para cambiar componentes en periodos de tiempo inferiores al Mean Time Between Failures (MTBF), recomendado por el suministrador.
  - La recepción de los equipos del buque con este requerimiento, le permite obtener la línea base de referencia de los mismos, que supone cumplir con uno de los requisitos que establecen actualmente las SSCC para poder optar a las Notaciones de Clase Voluntarias, tipo Nauticus Propulsión De DNV o similar para otras SSCC.
- ✓ Por último, el gran crecimiento de la demanda de buques de crucero y el establecimiento, por parte de las SSCC para este tipo de buques, de requerimientos muy estrictos en cuanto a ruidos y vibraciones para poder asignar los denominados “Confort Class”, está llevando a que las especificaciones actuales contenga mayor número de apartados, que se verán más en profundidad en próximos capítulos.

La tendencia actual de las Especificaciones Contractuales, con requerimientos cada vez más exigentes desde el punto de vista de confort (vibraciones máximas de 4 mm/s o-p, y más recientemente de 2,5 mm/s o-p), hace necesario realizar, en las fases de proyecto, estudios analíticos que permitan el correcto dimensionamiento y rediseño del buque, desde el punto de vista dinámico. La Predicción de Vibraciones en Buques mediante el **Método Estadístico de Análisis Energético**, combinado adecuadamente, con ensayos dinámicos experimentales, constituye la herramienta básica de ingeniería para garantizar el cumplimiento de los requerimientos contractuales.



### 3. CAMPO DE APLICACIÓN.

El campo de aplicación de este proyecto es el de la construcción naval en general. El estudio de vibraciones y firma acústica depende de las condiciones de navegación en las que se encuentre el buque y muy influenciado por el tipo de propulsión que utilice. En el caso que nos atiende, se trata de un mega-yate con un tipo de propulsión híbrida la cual combina motores eléctricos con motores diesel, con lo que se hará un estudio de las combinaciones más significativas en las diferentes condiciones de navegación.

El ámbito de aplicación puede ser por tanto, el de cualquier buque, ya sea de superficie o submarino, teniendo siempre en cuenta las condiciones de navegación de cada uno de ellos y realizando las consideraciones oportunas.



#### 4. CONSIDERACIONES GENERALES RESPECTO A RUIDO Y VIBRACIONES EN BUQUES.

Los buques son sistemas elásticos que al estar sometidos a fuerzas periódicas, procedentes de diferentes fuentes, son “susceptibles de vibrar”. El Nivel de Vibración que se obtiene en el sistema (buque) depende, fundamentalmente, de tres parámetros:

- ✓ La intensidad o magnitud de las fuerzas excitadoras.
- ✓ La rigidez de la estructura.
- ✓ La amplificación dinámica a diferentes frecuencias.

Por lo tanto, las actuaciones posibles para mantener los niveles de vibración por debajo de unos límites prefijados son las siguientes:

- ✓ Minimizar las fuerzas excitadoras del sistema.
- ✓ Evitar estructuras flexibles desde el punto de vista dinámico.
- ✓ Evitar fenómenos de resonancia por coincidencia de una frecuencia propia de la estructura y una frecuencia excitadora.

Análogamente, y desde el punto de vista acústico el buque lleva incorporado focos sonoros: Motores Principales y auxiliares, hélice, sistemas hidráulicos, HVAC, etc., que son generadores tanto de ruido aéreo como ruido estructural (vibraciones transmitidas a sus bancadas); ruidos que transmitidos o propagados a lo largo de la estructura del buque (medio) llegan a los diferentes locales (receptores).

De igual forma las actuaciones posibles para mantener los niveles de ruido por debajo de unos límites prefijados son las siguientes:

- ✓ Minimizar la potencia sonora y vibraciones de los diferentes focos.
- ✓ Reducir o atenuar su tránsito al medio.
- ✓ Aislar convenientemente los receptores.

Evidentemente en ambos casos, Vibraciones y Ruidos, las actuaciones posibles serán aquellas que sean técnicamente viables y supongan menor incidencia económica.



#### 4.1. Procedimientos.

Las posibles actuaciones para el control de los niveles de vibración y ruido en un buque se pueden agrupar en dos módulos:

- ✓ Uno que comprende todas aquellas actuaciones dirigidas a minimizar la magnitud de las excitaciones (vibraciones y ruidos) generadas por las diferentes fuentes y focos, que se escapan totalmente del cometido y competencia del Astillero y corresponden a la esfera de los diferentes suministradores.
- ✓ Un segundo módulo, que comprende aquellas actuaciones posibles que relativas a la estructura del buque, ausencia de fenómenos de resonancia, separación y aislamiento entre focos y receptores, montajes adecuados y aislamientos; entran dentro de los aspectos de Proyecto, Estructura, Disposición General, Construcción y Montajes; y, en consecuencia, se engloban en la esfera o competencia directa del astillero.

Para el primer módulo, por quedar fuera de la competencia del astillero y dada la importancia de este aspecto en el resultado final y en la consecución de los objetivos de vibraciones y ruidos, el astillero, dentro de la gestión integral de vibraciones y ruidos y como mecanismo de control, deberá incorporar “requerimientos dinámicos y acústicos específicos”, de acuerdo con Normativa y/o recomendaciones de Sociedades de Clasificación, en las especificaciones de compra de los diferentes suministros, así como Procedimientos de recepción y verificación.

En el segundo de los módulos de acción posibles bajo la competencia o responsabilidad directa del astillero para por que el principio antes establecido de que el “diseño dinámico y acústico del buque manda”, sea asumido desde las etapas tempranas del proyecto por todas las partes implicadas en los diferentes desarrollos. Ello supone, en líneas generales y entre otros, los siguientes puntos:

- ✓ Nombramiento de un coordinador que supervise y coordine, desde el punto de vista dinámico-acústico, todos los procesos y suministros.
- ✓ El proyecto deberá contemplar selección de formas y estelas que minimicen los riesgos de cavitación del propulsor, así como un escrupuloso mantenimiento de las continuidades estructurales.
- ✓ La disposición general deberá garantizar una optima separación entre focos y receptores con alto requerimiento acústico, así como niveles mínimos de





aislamientos.

- ✓ Los montajes deberán minimizar el establecimiento de puentes de transmisión de vibraciones y ruidos evitando conectar rígidamente partes móviles de equipos a puntos duros de la estructura del buque.

Complementariamente y con la finalidad de minimizar los riesgos de resonancia y optimizar el comportamiento acústico del buque, la gestión integral de vibraciones y ruidos contempla realizar un diseño dinámico y acústico del buque que se concreta en los siguientes apartados:

- ✓ Estimación de los niveles de vibración esperados en las diferentes localizaciones de buque mediante un estudio de predicción de vibraciones.
- ✓ Estimación de los niveles de ruidos esperados en las diferentes localizaciones del buque mediante un estudio de predicción de ruidos.

#### **4.2. Actuaciones específicas. Minimización de Fuentes Excitadoras.**

Dado que las principales fuentes excitadoras o generadoras de vibraciones y ruidos en el buque son:

- ✓ La hélice.
- ✓ Maquinaria auxiliar.
- ✓ El Motor Principal y los Grupos auxiliares.
- ✓ H.V.A.C.

Para todas y cada una de ellas se deben definir requerimientos contractuales y actuaciones específicas con el único objetivo de minimizar su posible incidencia en el comportamiento vibratorio y acústico del buque.

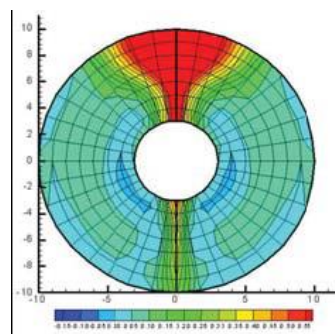




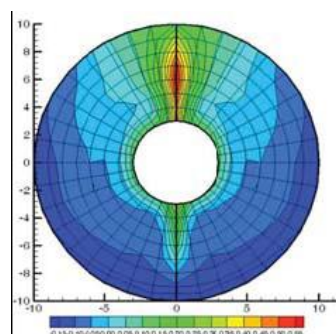
#### 4.2.1. Hélice.

Con relación a este componente, desde las fases tempranas del proyecto se deben establecer y requerir valores mínimos de estela, de acuerdo a experiencias previas y recomendaciones al respecto de Sociedades de Clasificación.

Dada la gran incidencia potencial de este componente se recomienda desarrollar un exhaustivo programa en canal de experiencias, con ensayos de remolque, autopropulsión, determinación de estela y cavitación. Con estos ensayos se asegura poner el propulsor que se mejor se adecua a las formas del buque y poder modificar las formas que puedan producir problemas. En las siguientes imágenes podemos apreciar como del estudio de estela inicial en el que se ve claramente que es una estela poco homogénea con las correcciones adecuadas de formas o de propulsor se puede conseguir una estela muy homogénea evitando así posibles problemas de cavitación y consecuentemente de vibraciones en el propulsor.



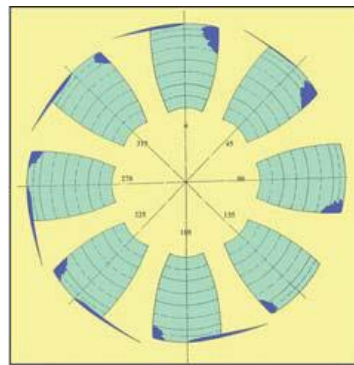
4.2.1-1 Estela Original.



4.2.1-2 Estela Modificada



Para completar el estudio se debe llevar a cabo ensayos en el túnel de cavitación para ver como se comporta la hélice en este campo de estelas y ver si aparece cavitación, donde aparece y la magnitud de esta.



4.2.1-3 Ensayo de hélice en túnel de cavitación.

En la imagen anterior se observa, gracias a un estudio de cavitación, en que parte de las palas de la hélice surge dicho fenómeno.

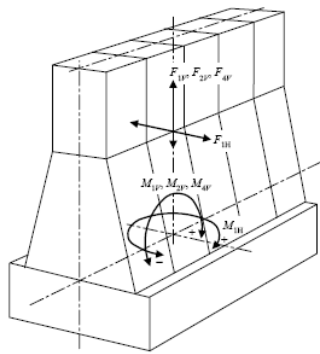
#### 4.2.2. Grupos Auxiliares y Maquinaria Auxiliar.

Para los grupos auxiliares, como viene siendo habitual, se recomienda su instalación sobre asiento elástico. El diseño dinámico del conjunto Grupo- sustentación elástica debe garantizar que no se han dejado ninguna de las seis primeras frecuencias como conjunto o solido rígido coincidentes con la excitación de paso de pala, procedente del propulsor o con las excitaciones principales del motor auxiliar.



### 4.2.3. Motor Principal.

Si bien el motor Principal constituye una de las principales fuentes generadoras de vibraciones y ruido en los buques dadas sus dimensiones y fuerzas y momentos descompensados que se generan debido a las masas rotativas y alternativas, así como la combustión, se transmiten directamente al polín o bancada del motor, es por ello, que se recomienda la instalación del motor principal sobre asiento elástico debidamente diseñado y calculado de forma tal que el diseño dinámico del conjunto motor-sustentación elástica garantice que no se ha dejado ninguna de las seis primeras frecuencias como conjunto o sólido rígido coincidentes con la excitación de paso de pala, procedente del propulsor, o con las excitaciones principales del motor principal.



4.2.3-1 Momentos y esfuerzos de un motor de combustión interna.

Con el fin de garantizar un buen funcionamiento de los equipos hay que tener en cuenta las siguientes recomendaciones respecto al montaje:

- ✓ El sistema de tuberías conectado a una máquina montada flexiblemente debe ser capaz de absorber una cierta cantidad de movimiento sin sufrir daños. Al mismo tiempo, las conexiones deben hacerse de manera que los tubos no impidan el movimiento de la máquina.
- ✓ Se deben evitar puentes o cortocircuitos en la trayectoria acústica entre el equipo y su entorno, es decir, se deben evitar que los tubos vayan unidos directamente a vigas, cubiertas o mamparos.



- ✓ Cuando el eje de salida de una máquina montada elásticamente, tiene que ser conectada a otra unida rígidamente, se debe interponer un acoplamiento elástico, que permita absorber:
  - El desplazamiento axial relativo.
  - El desplazamiento lateral relativo.
  - El desplazamiento angular relativo.
  - El par máximo transmitido.
  
- ✓ Movimiento relativo de equipo, debido a los movimientos del buque en la mar. Se deberán prever limitadores a estos movimientos.

#### 4.2.4. Diseño del aislamiento elástico.

Una bomba, un compresor, un motor diesel o cualquier máquina rotativa o alternativa con fuerzas y momentos desequilibrados variables son fuentes de excitación dentro del buque. Estas fuerzas son inevitables, provienen de la propia “naturaleza de las máquinas”, sin embargo, su efecto en la estructura del buque (polín) pueden reducirse sustancialmente interponiendo aisladores entre el polín y la fuente de excitación.

Las máquinas consideradas generalmente como cuerpos rígidos, montadas elásticamente, se comportan como sistemas de seis grados de libertad pero para mostrar los conceptos teóricos nos limitaremos al caso de un grado de libertad.

La simplificación al caso de un grado de libertad puede ser válida si las siguientes hipótesis, pueden ser consideradas:

- ✓ Las fuerzas de excitación más importantes son en dirección vertical.
  
- ✓ Los aisladores tienen una rigidez más pequeña en la dirección horizontal, de manera que las frecuencias propias asociadas a estos movimientos son menores que las asociadas al movimiento vertical. Por tanto el aislador es más eficaz en la dirección horizontal. En la realidad los movimientos horizontales,



en principio, están acoplados dinámicamente, es decir, no son independientes de los movimientos verticales; este hecho se considera en sistemas de más de un grado de libertad.

- ✓ Las fuerzas desequilibradas no excitan los movimientos de rotación, con lo que las frecuencias propias de las rotaciones en los ejes horizontales suelen ser superiores a la del movimiento vertical. A causa de la distribución de masas de la geometría y la disposición de los apoyos, el estudio de un grado de libertad no garantiza la solución obtenida.

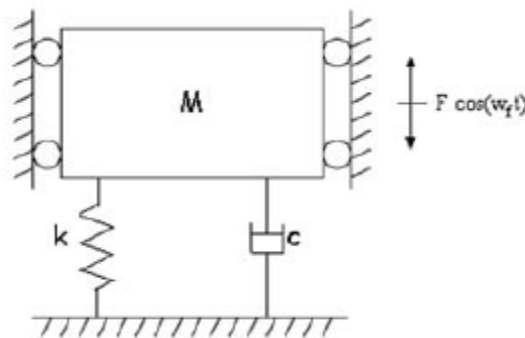
#### 4.2.4.1. Aislamiento de fuentes de vibración de un grado de libertad. Polín rígido.

La fuerza transmitida  $F_{TR}$  al polín en el caso sencillo de un sistema de un grado de libertad como el de la figura 4.2.4.1.1, se obtiene sumando las fuerzas del muelle y el amortiguador:

$$F_{Tr} = kx + c\dot{x}$$

La transmisibilidad se define como la relación entre la fuerza transmitida y la fuerza excitadora, su módulo puede expresarse como:

$$Tr = \frac{F_{transmitida}}{F_{excitadora}} = \frac{\sqrt{1 + (2\xi\tau)^2}}{\sqrt{(1 + \tau^2)^2 + (2\xi\tau)^2}}$$



4.2.4.1-1 Sistema de un grado de libertad.



## 5. PREDICCIÓN DE VIBRACIONES

En este apartado, se va a tratar de analizar los principales métodos de predicción de vibraciones existentes y se razonará la elección de uno de ellos.

### 5.1. Método de Elementos Finitos.

El método de elementos finitos es un método numérico cuya aplicación sirve para calcular comportamientos de estructuras de ingeniería. Puede emplearse para obtener desviaciones, esfuerzos, vibraciones, comportamientos de flujo, entre otros fenómenos; en los cuales la geometría de la estructura o la complejidad de las cargas aplicadas, hacen imposible obtener una solución analítica del problema. En este método, una estructura compleja se divide en muchos y pequeños bloques simples, llamados elementos finitos, de los cuales puede describirse su conducta (elemento individual) con un set relativamente simple de ecuaciones, así como también un set de elementos individuales puede unirse para constituir una estructura compleja, de esta forma se describe la conducta de los elementos individuales en un set relativamente grande de ecuaciones, que representan la conducta de la estructura completa. He aquí donde queda de manifiesto la importancia de los ordenadores, ya que estos son capaces de resolver un número considerable de ecuaciones simultáneas y entregar una solución de los elementos por separado.

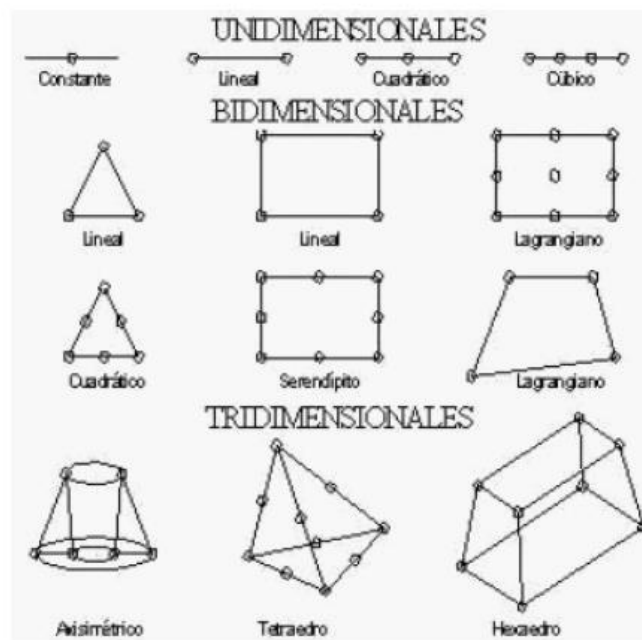
El comportamiento real del buque viene descrito por un sistema de ecuaciones diferenciales con infinitas incógnitas imposibles de resolver. Mediante la discretización matemática de la estructura del buque en un número finito de grados de libertad es posible disponer de un modelo matemático que aproxima el comportamiento dinámico del buque. Para simular el comportamiento dinámico del buque es necesario realizar un cálculo modal para obtener sus frecuencias propias y sus modos de vibración asociados, tanto globales (buque-viga) como locales (cubiertas, mamparos...), y mediante el cálculo de respuesta forzada se consiguen predecir los niveles de vibración en la estructura del buque. La comparación de estos niveles previstos con los límites establecidos por la norma a la que nos acojamos o establecida en las especificaciones contractuales, nos llevará a finalizar el proceso o en caso contrario a, mediante un proceso iterativo, introducir o simular modificaciones estructurales hasta lograr niveles de acuerdo a las especificaciones contractuales.



En general, la estructura básica de los programas FEM (finit element mode) puede resumirse dentro de las siguientes etapas:

1. **Pre-proceso:** etapa en la cual se define el problema a resolver mediante las siguientes pasos:

- a. **Selección del tipo de elemento finito**, dentro de las librerías de los software se encuentra una gran variedad de tipos de elementos uni-, bi- y tridimensionales, con los cuales simulamos barras, vigas, placas, elementos solidos, etc.



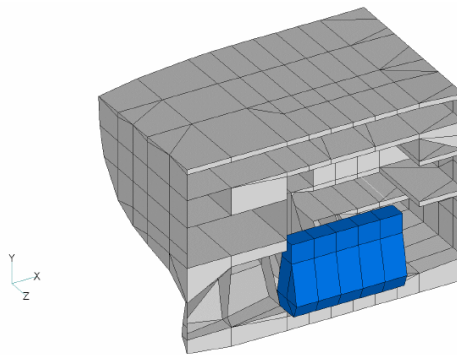
5.1-1 Tipos de elementos.

- b. **Selección de las características geométricas y mecánicas del material**, en esta etapa son asignadas alturas, momentos de inercia, espesores, áreas transversales, módulos de elasticidad, coeficiente de Poisson, etc., para cada tipo de elemento del modelo.





- c. **Creación de la geometría del modelo**, debe representar o más fielmente al modelo físico en estudio, obligando a la herramienta informática en uso a presentar facilidad de generación de geometrías complejas tales como partes curvas del casco, en general todo parte de la base de generar una serie de puntos (nodos) que componen el modelo, definido en un sistema de coordenadas ya establecido, para posteriormente generar superficies y luego sólidos, dependiendo del modelo, y a que en algunos casos basta solo con superficies.



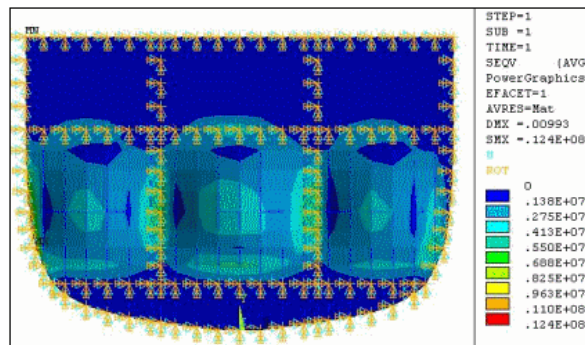
5.1-2 Modelo de cámara de máquinas de un buque.

2. **Solución:** durante la fase de solución se asigna el tipo de análisis aplicado a la estructura, las condiciones de contorno del modelo, las cargas aplicadas, y por ultimo se procede a resolver los sistemas de ecuaciones resultantes de la etapa anterior. Dentro de los tipos de análisis podemos destacar.



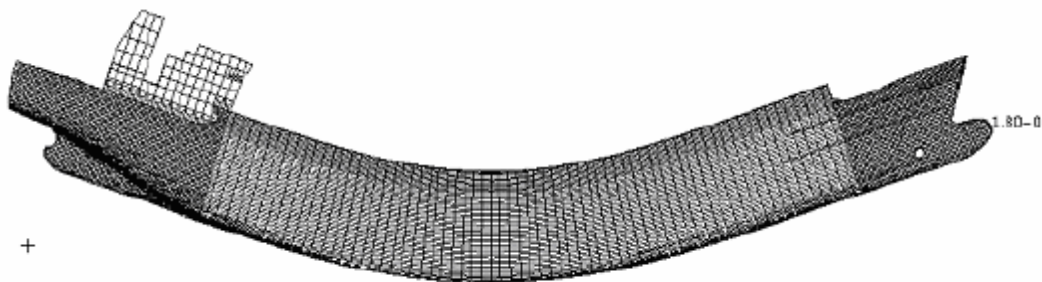


- a. **Análisis estático**, determina desplazamientos, tensiones, deformaciones, etc.



5.1-3 Tensiones en mamparo de un buque.

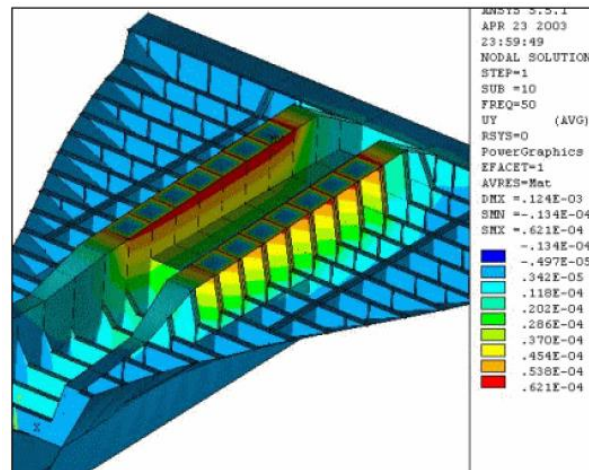
- b. **Análisis modal**, incluye la determinación de frecuencias naturales y modos de vibración.



5.1-4 Modo de vibración natural de un buque mercante.



- c. **Análisis armónicos**, usado para determinar la respuesta de una estructura sometida a cargas que varían armónicamente en el tiempo.



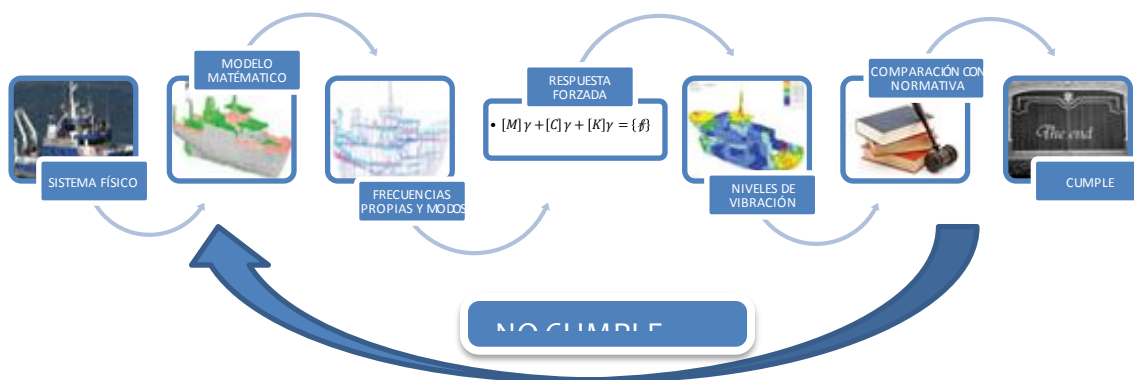
5.1-5 Desplazamientos verticales de la bancada de un motor en la frecuencia de 50 Hz.

3. **Post- proceso:** La etapa de post-proceso e interpretación de los resultados numéricos obtenidos en la etapa de solución es de gran importancia, ya que no necesariamente los resultados obtenidos son correctos. Dentro de la función del ingeniero, la acertada interpretación de la enorme cantidad de información que entregan las herramientas informáticas será preponderante a la hora de diferencias un buen diseño de otro realizado deficientemente.



La aplicación correcta del FEM requiere de:

- ✓ Desarrollar una estrategia global para la creación del modelo.
- ✓ Conocimiento a priori de la estructura a analizar.
- ✓ Comparar el comportamiento de la estructura idealizada con el comportamiento esperado de la estructura real.



5.1-6 Diagrama de flujo método FEM.

El método de los elementos finitos permite analizar diversos tipos de problema, ya sea estático, dinámico, etc., de una estructura naval, por compleja que sea esta, y poder abordar el problema en sus diferentes ámbitos, obteniendo resultados de valor práctico y con exactitud imposible de alcanzar de otra forma.

Un modelo tridimensional en elementos finitos permite analizar cualquier zona del buque, aislándola y pudiendo observar su comportamiento particular, en la condición de carga aplicada al modelo global.

Antes de comenzar cualquier tipo de análisis, es recomendable hacer un estudio detallado de lo que se persigue con la modelización, evitando con esto “errores de partida”, que pueden llevar a rehacer el modelo, o en situaciones extremas, transformar un problema de fácil solución en uno prácticamente inabordable, ya que el objetivo del método es facilitar la tarea de diseño.



Es fundamental contar con la información precisa de las fuentes de vibración y recomendaciones del fabricante de estas, son claves en el diseño de la estructura que va a soportar dichos elementos.

Es conveniente analizar el modelo para un rango de frecuencias forzadas más amplio y también refinar el mallado de las zonas sometidas a mayor esfuerzo para obtener resultados más precisos.

Es importante comparar los resultados de un análisis modal con un análisis armónico para encontrar frecuencias que provoquen algún tipo de resonancia en la estructura. Es necesario incorporar en la etapa del diseño estructural naval, el estudio de posibles vibraciones en frecuencias resonantes, a modo de implementar acciones correctivas que son difíciles de ejecutar una vez que la estructura está construida. Acciones correctivas pueden consistir en una modificación de la rigidez estructural o cambios en la distribución de masas del sistema.



## 5.2. Método Estadístico de Análisis Energético (SEA).

El Análisis Estadístico de Energía (SEA) es un método para estimar los niveles de ruido y vibración en estructuras complejas. El método se aplica en muchos sectores de la ingeniería: aeroespacial, automovilística, ferroviaria, naval y civil. En este apartado se proporciona una idea sobre este método de análisis estructural antes de proceder a explicar la modelización realizada con un software comercial concreto. Es necesario conocer los aspectos teóricos de SEA, sobre todo su rango de aplicación y sus limitaciones, con el objetivo de no cometer errores significativos en la interpretación de resultados. El planteamiento SEA puede describirse considerando la forma en que la naturaleza de la respuesta dinámica de una estructura depende de la frecuencia de excitación. Las fuerzas de excitación pueden ser clasificadas en general como de baja frecuencia, de media frecuencia y de alta frecuencia. No existe un rango de frecuencia definido para cada uno de estos rangos, depende de la estructura misma. Igualmente, no existe una técnica de modelización de estructuras que pueda utilizarse para modelizar la estructura en un ancho de banda extenso, normalmente cada técnica es mas apropiada para un rango de frecuencia concreto.

Si la excitación es de baja frecuencia se activan los primeros modos de la estructura, la respuesta del sistema, en forma de vibración y ruido, se pueden estimar con aceptable precisión utilizando el Método de los Elementos Finitos (FEM).

Si la excitación afecta a modos superiores, el Método de los Elementos Finitos no es capaz de hacer una buena predicción, además de requerir grandes recursos computacionales. La respuesta de la estructura puede ser sensible a los pequeños detalles de construcción, por lo que normalmente dos estructuras idénticas pueden mostrar significativas diferencias modales, sobre todo en los puntos de encuentro o acoplamiento de los elementos que la forman. A frecuencias medias es relativamente fácil obtener diferencias de hasta 10 dB en niveles de ruido generado por máquinas iguales, cuando se ensayan en número suficiente. A estas frecuencias se suele obtener buenos resultados si se modeliza la estructura por el Método de los Elementos de Contorno (BEM).

Si la excitación es a alta frecuencia, los modos más altos de la estructura son activados, y en este caso, la longitud de onda característica de la deformación estructural es mucho menor que las dimensiones globales de la estructura. Se suele aceptar de forma general, que un modelo detallado de elementos finitos de la estructura no es



factible en este rango de frecuencias, debido al elevado número de grados de libertad que se requieren para calcular las deformaciones generadas. Se sabe que las frecuencias altas la respuesta del sistema es menos sensible a pequeños cambios en las propiedades de la estructura, debido al fenómeno de superposición modal. El ancho de banda de un modo resonante es grande comparado con el intervalo de frecuencia seleccionado en el procesado de la señal, por lo que los picos modales en la función de respuesta en frecuencia o función de transferencia se mezclan todos, no apreciándose modos simples dominantes. Además, la variabilidad debido a los detalles estructurales que generan incertidumbres en los resultados, se reduce bastante a frecuencias altas. SEA está dirigido primordialmente a predecir niveles de vibración y ruido de alta frecuencia, ya que el método de los Elementos Finitos no es una opción viable. El método de Análisis Estadístico de Energía (SEA) también puede ser aplicado, en muchos casos, en el rango de las bajas y medias frecuencias, aunque disminuyendo su fiabilidad.

El planteamiento de modelado adoptado por SEA difiere fundamentalmente del FEM, ya que en el Método de Elementos Finitos los grados de libertad son los desplazamientos y rotaciones de ciertos puntos (nodos) y las ecuaciones de gobierno son las ecuaciones del movimiento que surgen como la combinación de la segunda ley de Newton y los principios de la elasticidad y resistencia de materiales. En contraste, los grados de libertad en el Método de Análisis Estadístico de Energía es la energía vibratoria o acústica, y las ecuaciones de gobierno son derivadas sobre la base de la conservación del flujo de energía.

Mientras que la segunda ley de Newton y los principios de la mecánica estructural son válidos en infinidad de cascos relacionados con la ingeniería, por el contrario, las hipótesis SEA con respecto al flujo de energía son válidas con restricciones y el método se considera limitado. A menudo el método es muy eficiente en términos de esfuerzo computacional y puede ser usado en medias y altas frecuencias, donde los elementos finitos se consideran inviables. Queda claro, que en el análisis estadístico de energía (SEA) la energía es utilizada como un grado de libertad. El aspecto estadístico está relacionado con el hecho de que el resultado final se puede considerar ajustado al promedio de los valores de vibración o ruido de una serie de estructuras similares.



### 5.2.1. Fundamentos del modelado SEA

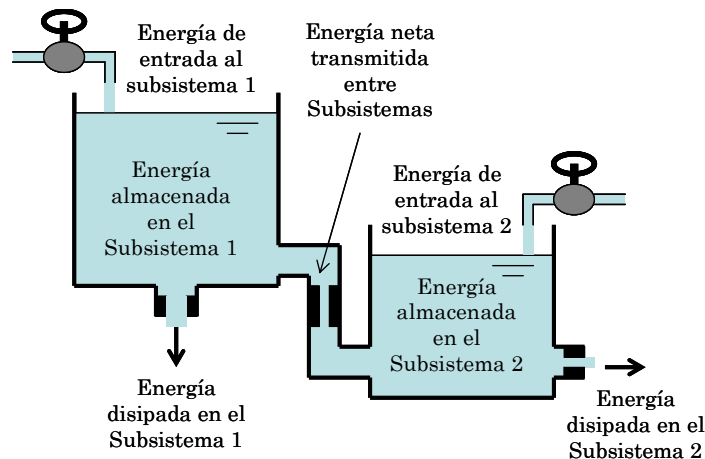
El análisis estadístico de energía no predice el patrón espacial detallado de la respuesta de una estructura a cada frecuencia con una excitación simple. Realmente el método predice la respuesta promedio en tres sentidos: el promediado espacial, el promediado en frecuencia y el promediado del conjunto de estructuras similares. El promediado espacial es una consecuencia derivada de que este método predice la energía vibracional total almacenada en una región de la estructura, en lugar de la densidad de energía vibracional en un punto particular. El promediado en frecuencia tiene que ver con la circunstancia de que SEA predice la energía almacenada en cada banda de frecuencia, que puede ser de ancho constante o puede ser de ancho proporcional, por ejemplo en octavas o tercios de octava. El promediado del conjunto se refiere al promediado tomado sobre un número de estructuras aparentemente idénticas, es decir, estructuras que en un principio son iguales pero cuyas propiedades dinámicas difieren aleatoriamente debido a las tolerancias de fabricación, precisión de montaje, etc. Este promediado no se realiza realmente, si no que es consecuencia de un número de suposiciones derivadas de las ecuaciones SEA. Por consiguiente, la salida de un análisis SEA es el promedio de energía vibracional almacenada en varias regiones del sistema, en cada conjunto de bandas de frecuencias concretas y como valor promedio de un conjunto de estructuras similares.

Para entender los conceptos utilizados en el análisis SEA, es necesario interpretar el concepto de flujo de energía que fluye de una parte de la estructura a otra. Estos elementos simples estructurales pueden ser piezas soldadas entre sí, atornilladas o simplemente en contacto más o menos rígido. El fundamento del método se puede explicar de forma muy básica considerando dos elementos estructurales que forman parte de una estructura más compleja al estar unidos entre sí. Cada elemento o subsistema tendrán un nivel de energía propio debido a la excitación exterior, más la energía transferida desde otro elemento o subsistema y menos la energía que transfiere.





En la siguiente figura se muestra una analogía hidráulica, donde el aporte de agua a través de los grifos a los depósitos representa la excitación externa del subsistema. El paso del fluido de un depósito a otro se relaciona con la transferencia de energía neta entre los distintos subsistemas.



5.2.1-1 La analogía hidráulica describe perfectamente los fundamentos del método SEA.

La salida de fluido representa la energía evacuada al exterior, por ejemplo en forma de ruido, o absorbida por la propia estructura debido al amortiguamiento interno. El nivel de fluido de cada depósito representa la energía vibracional o acústica que posee un subsistema.

### 5.2.2. Concepto de subsistema en el modelado SEA.

En el apartado anterior se expuso que los grados de libertad adoptados por el método SEA están vinculados a la energía vibracional y acústica de cada zona o región del sistema. Para ser más preciso el sistema es considerado como un ensamblaje de subsistemas a los que se le asigna un grado de libertad. La idea de subsistema es abstracta y hay diversas formas en la que una estructura puede ser descompuesta en subsistemas. No existe una forma que se considere necesariamente correcta, aunque algunas disposiciones producen mejores modelos SEA que otras. Por ejemplo, si consideramos un automóvil como un sistema, este se puede descomponer en un conjunto de subsistemas como son cada una de las puertas, el bastidor, el techo, etc. Apréciase que aun se puede seguir descomponiendo los subsistemas en elementos más pequeños. Por lo tanto, un subsistema es un elemento físico, pero este

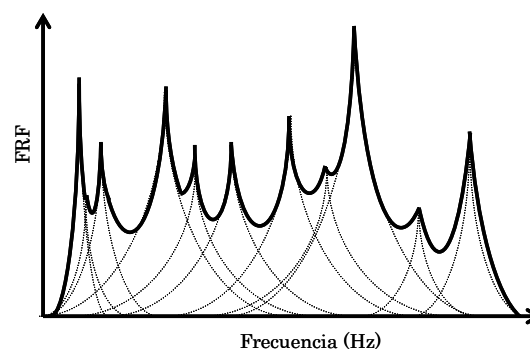




elemento puede estar solicitado con diversos tipos de esfuerzos dinámicos: a cortadura, a flexión en un plano determinado, a torsión, etc. Por consiguiente, un subsistema no debe representar exclusivamente a un elemento físico, si no que está ligado a este y al movimiento que exhibe. En el caso de estudio se presentarán distintos subsistemas como pueden ser; las planchas que delimitan el forro del casco resistente del buque, las planchas que definen la cubierta principal, las planchas de los mamparos transversales y longitudinales, los refuerzos que definen las cuadernas del buque, etc.

### 5.2.3. Propiedades de los subsistemas, densidad y superposición modal.

Una de las propiedades físicas clave de un subsistema es la densidad modal  $n(\omega)$ , que se define como el número promedio de modos resonantes existentes por unidad de frecuencia. Ne muchos casos la densidad modal puede ser estimada con razonable precisión. Otra característica importante de un subsistema es el factor de solapamiento modal,  $M(\omega)$ , que está relacionado con la densidad modal y el factor de pérdida por amortiguamiento,  $M(\omega) = \omega \cdot \eta \cdot n(\omega)$ . En la figura siguiente se muestra de forma gráfica el concepto de solapamiento modal.



5.2.3-1 Representación gráfica del solapamiento modal.



El solapamiento modal está relacionado con el número de modos por ancho de banda y con el factor de pérdida por amortiguamiento de cada modo, que tienen que ver con la anchura de cada pico resonante.

El factor de pérdida por amortiguamiento ( $\eta$ ) está relacionado con la cantidad de energía disipada por un subsistema y se define como la mitad de la anchura en frecuencia de un pico resonante cuando decae 3 dB. La relación existente entre el factor de pérdida ( $\eta$ ) y el coeficiente de amortiguamiento ( $c$ ) de un modo concreto viene dado por la siguiente expresión:

$$c = 2m\eta$$

Donde:

$m$ : representa la masa del subsistema.

El factor de solapamiento modal representa la relación del ancho de los picos resonantes en relación a la frecuencia, si el factor toma valores grandes, la función de respuesta en frecuencia (FRF) esperada al aplicar el método de análisis de energía SEA, será una función plana, como si los picos tendieran a fusionarse todos juntos en el ancho de banda.

#### 5.2.4. La energía como variable en el modelado SEA.

Como ha sido descrito previamente, los grados de libertad adoptados por SEA se corresponden con las energías vibratorias de cada subsistema. La energía vibratoria es sólo la suma de la energía cinética y potencial asociadas con el movimiento del subsistema, si este tiene un comportamiento resonante entonces las dos energías son iguales. Por lo tanto, la energía vibratoria  $E_i$  del subsistema  $i$  puede considerarse el doble de la energía cinética donde  $m_i$  es la masa del subsistema  $i$  y  $V_i$  el valor promedio de la velocidad de la vibración del subsistema de densidad homogénea.

$$E_i = m_i(V_i^2)$$

Es evidente que la variable de energía SEA es una entidad física concreta que puede ser medida sobre una estructura determinando la distribución de velocidades de la vibración. Por consiguiente, a la inversa se la energía de un subsistema puede ser estimada desde el análisis SEA, entonces el promedio de la velocidad en el espacio, también puede ser estimada. Es más, si el subsistema contiene un número razonable de modos resonantes, entonces el valor de la velocidad de la vibración al cua-

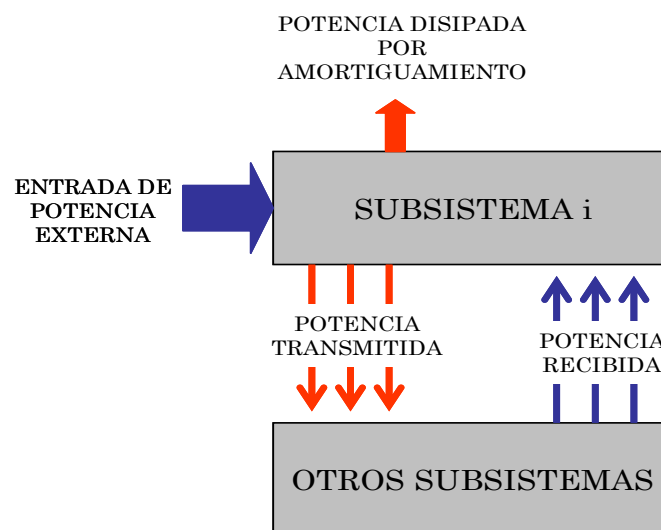


drado tenderá a ser en la practica más o menos homogénea, siendo entonces el valor obtenido por la ecuación anterior una razonable estimación de la velocidad de vibración de un punto particular. Para calcular las energías de los subsistemas es necesario formular un conjunto de ecuaciones de gobierno sobre las base de un balance energético.

### 5.2.5. Ecuaciones de Balance de Potencia SEA.

El objetivo del método SEA es determinar el nivel de energía de cada subsistema, generalmente, sobre condiciones de estado continuas. La excitación de un subsistema se corresponde con la energía introducida en el interior de dicho subsistema por unidad de tiempo.

La energía intercambiada por unidad de tiempo entre subsistemas se corresponde con potencia transmitida entre ellos, y la energía evacuada o perdida por un subsistema en la unidad de tiempo con la potencia disipada. Por lo tanto, la estimación de los niveles de energía de cada subsistema se obtiene de un conjunto de ecuaciones de balance de potencia. Para cada subsistema individualmente, el principio de conservación de la energía implica el siguiente balance de potencias.



5.2.5-1 Principio básico de balance de potencia en SEA.



Si la potencia de entrada desde fuentes externas puede ser determinada, y las distintas potencias transmitidas o disipadas, pueden expresarse en función de la energía del subsistema, entonces se puede formular un conjunto de  $N$  ecuaciones de balance de potencia para las  $N$  energías desconocidas de cada uno de los subsistemas. Una vez obtenidas y formuladas las ecuaciones, la respuesta del sistema puede ser computada.

La potencia puede entrar a un subsistema desde una variedad amplia de fuentes externas, desde cargas mecánicas, como es el caso de una carga puntual, a fuerzas de presión aerodinámicas como es una onda acústica. La potencia de entrada,  $P_{i,in}$ , para el subsistema dependerá de la naturaleza de las cargas aplicadas y las propiedades del subsistema, pudiendo estimarse siempre a priori.

La potencia disipada,  $P_{i,dis}$ , se determina fácilmente si el amortiguamiento de un subsistema  $i$  se puede poner como un factor de pérdida,  $P_{i,dis} = \omega \eta_i E_i$ . Donde,  $\omega$ , se interpreta como la frecuencia central de la banda considerada.

La potencia transmitida entre un subsistema, acoplado físicamente a un subsistema  $j$ , y viceversa, producirá un flujo neto de energía entre ambos subsistemas. La determinación de este flujo de energía constituye la principal hipótesis SEA, que consiste en asumir que el flujo neto de energía entre dos subsistemas,  $P_{ij}$ , puede ser expresado según la ecuación.

$$P_{ij} = \omega \eta_{ij} n_i \left[ \frac{E_i}{n_i} - \frac{E_j}{n_j} \right]$$

Siendo,  $n_i$ , la densidad modal del subsistema  $i$ , y  $\eta_{ij}$  una constante de proporcionalidad conocida como el factor de pérdida de acoplamiento. La ecuación anterior indica que el flujo neto de energía entre dos subsistemas  $i$  y  $j$  es proporcional a la diferencia de energías por modo en cada subsistema. El número de modos resonantes en un subsistema  $i$  es  $n_i \cdot \Delta\omega$ , donde  $\Delta\omega$  es el ancho de banda, y por lo tanto, la energía por modo entre subsistemas es proporcional a  $E_i/n_i$ . Para un subsistema  $i$ , la relación entre las potencias de entrada, disipada y transmitida con un subsistema  $j$ , se puede expresar de la siguiente forma.

$$P_{i,in} = \omega \cdot \eta_i \cdot E_i + \Delta P_{ij} = \omega \cdot \eta_i \cdot E_i + \omega \cdot \eta_{ij} \cdot E_i - \omega \cdot \eta_{ij} \cdot E_j$$



Aplicando el principio de reciprocidad respecto de la energía transmitida entre dos subsistemas,  $n_{ij} \cdot n_i = n_{ji} \cdot n_j$ , se obtiene:

$$P_{i,in} = \omega \cdot \eta_i \cdot E_i + \omega \cdot \eta_{ij} \cdot E_i \cdot \frac{n_i}{n_j} - \omega \cdot \eta_{ij} \cdot E_j \cdot \frac{n_i}{n_j} = \omega \cdot \eta_i \cdot E_i + \omega \cdot \eta_{ij} \cdot \eta_i \cdot \left( \frac{E_i}{n_i} - \frac{E_j}{n_j} \right)$$

Esta ecuación es estrictamente cierta para el caso especial de solo dos osciladores acoplados y representa una aproximación para bastantes más caso. Generalmente, esto implica que el resultado será válido si la respuesta modal de los subsistemas es no correlacionada y dichos subsistemas están débilmente acoplados. Que la respuesta modales de los subsistemas sean o no correlacionadas depende fundamentalmente de la naturaleza de la excitación. Si la excitación es aleatoria, la respuesta previsible es de baja correlación, y si la excitación es puntual, la correlación de la respuesta puede ser alta. Además el concepto de débil acoplamiento es muy controvertido, ya que existen varias definiciones no equivalentes de este concepto. En general, los subsistemas pueden ser considerados débilmente acoplados si la excitación de un subsistema provoca una respuesta relativamente baja en el otro. Para más de un subsistema  $j$ , la ecuación se puede poner de forma general como se expresa:

$$P_{i,in} = \omega \cdot \eta_i \cdot E_i + \sum_{j=1}^N \omega \cdot \eta_{ij} \cdot \eta_i \cdot \left( \frac{E_i}{n_i} - \frac{E_j}{n_j} \right)$$

El sumatorio aparece porque el subsistema  $i$  puede estar acoplado a algunos o a todos los subsistemas. Si no existe acoplamiento para un subsistema particular  $j$ , entonces  $\eta_{ij}$  es igual a cero. La ecuación es válida para cada subsistema  $i$ , y el conjunto completo de ecuaciones se puede escribir de forma matricial como se indica a continuación:



$$\begin{bmatrix} P_{1,in} \\ P_{2,in} \\ \vdots \\ P_{N,in} \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_1 \cdot n_1 + \sum_{j=1}^N n_{1j} \cdot n_1 & -\eta_{12} \cdot n_1 & -\eta_{1N} \cdot n_1 \\ -\eta_{21} \cdot n_2 & \eta_2 \cdot n_2 + \sum_{j=2}^N n_{2j} \cdot n_2 & -\eta_{2N} \cdot n_2 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ -\eta_{N1} \cdot n_N & -\eta_{N2} \cdot n_N & \eta_N \cdot n_N + \sum_{j=N}^N n_{Nj} \cdot n_N \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1/n_1 \\ E_2/n_2 \\ \vdots \\ E_N/n_N \end{bmatrix}$$

Como ya se ha comentado, los factores de pérdida de acoplamiento satisfacen el principio de reciprocidad,  $n_{ij} \cdot n_i = n_{ji} \cdot n_j$ , y esto implica que la matriz es simétrica. Resumiendo, de la ecuación matricial se deduce que los datos de entrada necesarios para aplicar el método SEA, son:

- ✓ Las entradas de potencia,  $P_{i,in}$ .
- ✓ Los factores de pérdida por amortiguamiento de cada subsistema,  $\eta_i$ .
- ✓ Los factores por acoplamiento entre subsistemas,  $\eta_{ij}$ .
- ✓ La densidad modal,  $n_i$ .
- ✓ Las bandas centrales de cada frecuencia objeto de análisis,  $\omega$ .

La resolución del sistema matricial, tiene como consecuencia la obtención de las energías de todos los subsistemas, pudiéndose estimar la velocidad o la presión sonora media al cuadrado, a partir de las energías calculadas al terminar la matriz inversa de los factores de pérdida.

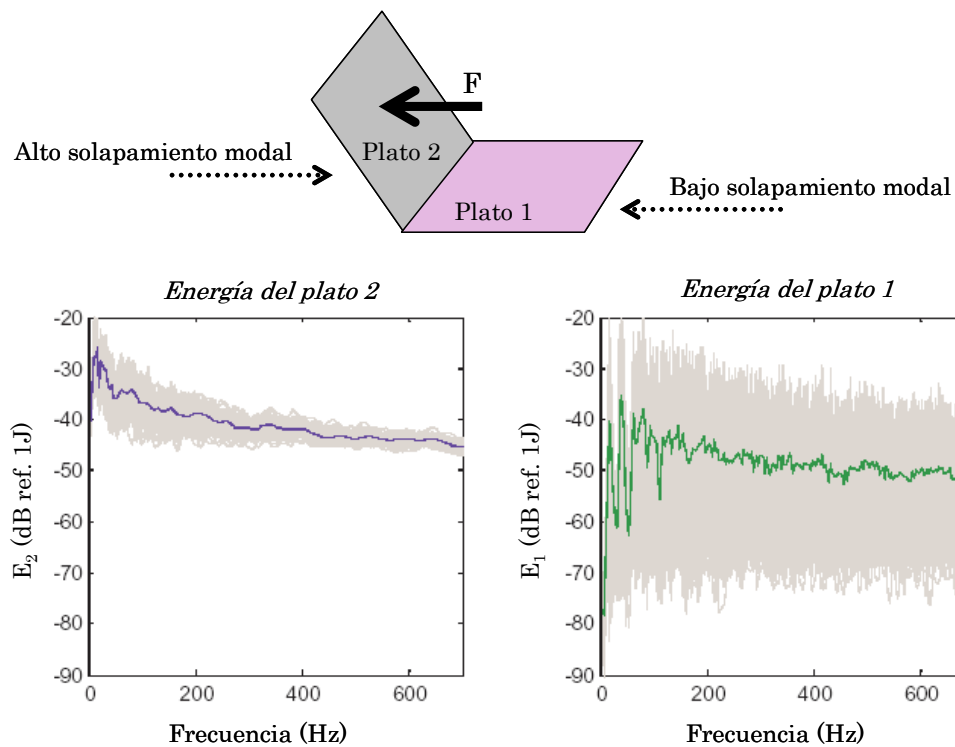
$$\{E\} = \frac{1}{\omega} [\eta]^{-1} \{P_{in}\}$$

Las energías de los subsistemas obtenidas por la ecuación representan los valores promediados especialmente, en cada frecuencia y de conjunto. Aunque los valores promedio proporcionan una información muy valiosa sobre la respuesta del sistema, el conocimiento de la distribución estadística de los valores de energía permitiría determinar la varianza. Este parámetro estadístico permitiría valorar el ajuste de los resultados. De hecho, los valores medios obtenidos por SEA con una varianza grande se consideran poco satisfactorios y viceversa. No obstante, se sabe que un parámetro clave para obtener una varianza razonablemente baja es el solapamiento



modal,  $M$ . Para un subsistema simple que sea excitado por cargas puntuales, el valor de la desviación estándar de la energía con respecto a su valor medio, tiende a ser inversamente proporcional a la raíz cuadrada del factor de solapamiento modal.

Por consiguiente, la varianza es baja cuando el solapamiento modal es alto.



5.2.5-2 Varianza en función del solapamiento modal.

El **plato 1** con bajo solapamiento modal tiene varianza alta y la energía se predice con poco ajuste. Por el contrario, el **plato 2** tiene alto solapamiento modal y su varianza toma un valor pequeño, la predicción de la energía media es entonces más precisa.



### 5.3. Elección del método SEA.

Una de las grandes diferencias que existen entre el S.E.A. y el Método de los Elementos Finitos es la elección de las variables del problema, si bien en el segundo son los desplazamientos en ciertos puntos del sistema, en el S.E.A. es la energía de cada uno de los subsistemas que componen el sistema global. Estos “subsistemas” suelen referirse a grupos de modos de vibración, capaces de almacenar energía. Por ejemplo, una barra se podría definir en el S.E.A. por dos subsistemas: Uno debido a los modos de vibración axial, y otro a los modos de flexión. (Según el caso también se incluiría un tercer subsistema debido a los modos de torsión.)

Otra diferencia entre el S.E.A. y el Método de los Elementos Finitos es el carácter “estadístico” de esta teoría, de manera que la energía a la que hacemos alusión en el párrafo anterior se corresponde con la media de los valores de energía de todos los puntos que compondrían un subsistema. Por lo tanto hablamos de una media en el espacio. A su vez esta energía se calcula en bandas de frecuencia, por lo que también se realiza una discretización en frecuencia.

Más adelante explicaremos detalladamente estas particularidades del método que son de vital importancia para lograr una formulación muy simple, lo que supone una de las mayores ventajas de las que goza el S.E.A. Como hemos señalado anteriormente, el carácter “estadístico” de este modelo nos proporciona ventajas e inconvenientes. La ventaja es la sencillez de la formulación. Cuando tratamos al conjunto del sistema desde un punto de vista energético las ecuaciones que se resuelven son simples balances de energía. Una vez planteadas, las soluciones se calculan invirtiendo una matriz. Por lo que el coste computacional es escaso y la complejidad de los problemas que se resuelven aumenta en comparación con el Método de los Elementos Finitos.





Por otro lado los inconvenientes también vienen dados por el carácter “estadístico”. Es decir, los resultados que proporciona están sujetos a una varianza que puede aumentar según el tipo de elementos de los que se compone el sistema y de la tipología de las uniones que los acoplan. También depende de la bondad del modelo que hayamos configurado para resolverlo. Algunos de los parámetros necesarios para su elaboración son difíciles de estimar, y pueden producir resultados erróneos en la solución.

Es importante reseñar el hecho de que con este método no calculamos el desplazamiento de puntos concretos del sistema a lo largo del tiempo. Como puede ser el caso de los Elementos Finitos, en el que se sustituye un medio continuo por un conjunto discreto de puntos debidamente acoplados. El movimiento de estos puntos nos proporciona información suficiente sobre el sistema a lo largo del tiempo. Esta información asociada pueden ser niveles de tensiones, velocidades, energía... Todo ello calculado en puntos concretos de la estructura que estimamos representativos del conjunto.

En nuestro caso la discretización se ejecuta a otro nivel. En un modelo realizado con S.E.A. no se tratan puntos concretos en un sistema. El medio continuo se divide en subsistemas que engloban grupos de modos de vibración. Las soluciones que se calculan son referidas a estas regiones que conforman el conjunto. Es decir, calculamos medias de la energía en esos espacios, además esas ponderaciones se refieren a tipologías de vibraciones concretas.

Por ejemplo, en un modelo en S.E.A. podemos calcular el nivel energía asociado a los modos de vibración axiales de una barra, de la misma manera también estimamos la energía de los modos de vibración de flexión. Las dos energías están referidas al mismo espacio físico, pero su significado es diferente. Prosiguiendo con el mismo ejemplo, cuando excitamos una barra con una fuerza transversal estamos introduciendo energía en el conjunto de los modos de flexión. En el S.E.A., a diferencia de los E.F., no tenemos en cuenta el punto de la barra en el que se está aplicando la excitación. Esto es debido a que la media de la energía en el conjunto de la viga no se ve afectada por esa concreción. Esto es cierto en altas frecuencias y su deducción será realizada en capítulos posteriores de este trabajo.



Trabajando con el Statistical Energy Analysis además de predecir estados de energía del sistema, podemos hallar otras medidas asociadas. Estas pueden ser las velocidades medias, los niveles de tensión medios, y los niveles de presión si trabajamos con fluidos.

Por todas estas razones que estamos citando podemos deducir que el S.E.A. propone una forma de trabajo diferente a la de otros métodos basados en modos de vibración. Su resultado no se puede decir que sea mejor o peor, ya que se buscan objetivos diferentes. En el S.E.A. se sacrifica precisión en el cálculo a favor de una mayor simplicidad y potencia de la formulación. Este hecho se debe a que está configurado para trabajar en altas frecuencias y con fuerzas aleatorias. En estos casos el movimiento de los sistemas es sumamente caótico. Las pequeñas variaciones producidas en la fabricación de los elementos estructurales se traducen en grandes varianzas en los modos de vibración de altas frecuencias. Estos hechos hacen reflexionar sobre lo aparatoso que supone abordar el problema desde el punto de vista de los Elementos Finitos, ya que la complejidad del modelo y la variabilidad de la solución abocan al fracaso de esta técnica en el campo que estamos tratando. Por lo tanto se erige un modelo estadístico capaz de estimar soluciones con la precisión necesaria como la mejor opción. Este contexto es el que justifica la aplicación del Statistical Energy Analysis.



## 6. NORMATIVA APLICABLE.

Como se ha dicho anteriormente, se ha convertido en práctica habitual regular los aspectos concernientes a vibraciones para nuevas construcciones en las especificaciones contractuales. En el contrato de nueva construcción, las vibraciones no deben exceder los valores límite durante la operación del buque, quedando reflejado como parte de las especificaciones de contrato.

En el astillero recae la responsabilidad para asegurar que los niveles no son superados y en caso de que estos se superen deben realizar las actuaciones pertinentes para que los niveles bajen a valores permisibles.

En los estadios preliminares, fase de diseño o durante la fase de diseño estructural, el astillero o un consultor independiente realizará los análisis adecuados. Entre otras cosas, el alcance de las investigaciones teóricas consideradas como necesarias en según que casos dependiendo de los límites establecidos, el tipo de buque, la planta propulsora, etc.

Esencialmente hay tres áreas las cuales se incluyen normalmente en las especificaciones para definir los valores límites de vibración:

- ✓ Los efectos de las vibraciones sobre el pasaje y la tripulación.
- ✓ Vibraciones estructurales.
- ✓ Vibraciones en maquinaria y equipos.



### 6.1. Efectos de las vibraciones en personas.

Respecto al efecto de las vibraciones en los seres humanos, básicamente cabe señalar que las normas existentes están dirigidas exclusivamente a garantizar la comodidad y el bienestar. La palabra “habitabilidad” se utiliza a menudo en este punto. Si no se superan los límites recomendados, es poco probable que la salud se vea comprometida.

#### 6.1.1. Criterio de ABS para habitabilidad y confort de pasaje y tripulación.

La Sociedad de Clasificación ABS (American Bureau of Shipping) nos proporciona la guía para establecer el criterio de aceptación de vibraciones a bordo basándose en las vibraciones inducidas por la maquinaria y las inducidas por el movimiento de la mar. El criterio de aceptación, para las vibraciones inducidas por la maquinaria, se indica en términos de **rms** (Root Mean Square ó media cuadrática) de los valores de aceleración ponderados en función de la frecuencia, donde el rango de frecuencias va de 0,5 Hz a 80 Hz.

Los criterios de aceptación para los valores límite de oscilación a bordo los cuales pueden producir mareo se indica como valores  $MSDV_z$  (Motion Sickness Dose Value) en el rango de frecuencias comprendido entre 0,1 y 0,5 Hz.

El criterio se basa en la norma BS 6841 (1987) y la norma ISO 2631 (1997). El máximo nivel de aceleración **rms** ponderada para la habitabilidad de la tripulación se muestra en la tabla 1 de este capítulo, en donde, el criterio de **ABS** requiere que los niveles deben ser menores o como mucho iguales a los valores expresados en la Tabla 1. Véase que se incluyen rangos de frecuencia por debajo de 1 Hz, esto es para incluir la respuesta humana ante las condiciones de la mar, como puede ser el movimiento de cabeceo, balance o guiñada. Los valores límite de aceleración para el confort de pasaje se muestra en la Tabla 2 de este capítulo, como en el caso anterior los valores que se encuentren en el buque deben ser menores o iguales a los mostrados en la tabla, al igual que en el anterior caso, se incluyen los valores de  $MSDV_z$  basado en los movimientos verticales en el rango de frecuencias comprendido entre 0,1 y 0,5 Hz.



### Maximum Weighted RMS Acceleration Levels for Crew Habitability

<i>ABS Optional Notation</i>	<i>Frequency Range</i>	<i>Acceleration Measurement</i>	<i>Maximum Level</i>
<b>HAB</b>	0.5 - 80 Hz	$a_w$	0.4 m/s <sup>2</sup>
<b>HAB+</b>	0.5 - 80 Hz	$a_w$	0.315 m/s <sup>2</sup>

Tabla 1.- Valores de aceleración límite en áreas de tripulación.

### Maximum Weighted RMS Acceleration Levels for Passenger Comfort

<i>ABS Optional Notation</i>	<i>Frequency Range</i>	<i>Acceleration Measurement</i>	<i>Maximum Level</i>
<b>COMF</b>	0.5 - 80 Hz	$a_w$	0.315 m/s <sup>2</sup>
<b>COMF+</b>	0.1 - 0.5 Hz	$MSDV_z$	30 m/s <sup>1.5</sup>
	0.5 - 80 Hz	$a_w$	0.20 m/s <sup>2</sup>

Tabla 2.- Valores límite de aceleración para el confort del pasaje.

Las oscilaciones inducidas por el movimiento del mar no son objeto de este estudio, aunque se mostrarán los valores límite como curiosidad.



### 6.1.2. ISO 6954 (1984) Criterio para tripulación y pasaje en referencia a las vibraciones mecánicas.

La norma ISO 6954 (1984) es ampliamente usada como criterio de aceptación para la habitabilidad de la tripulación y el confort del pasaje. El criterio se diseña para asegurar que los niveles de vibración están por debajo del nivel en el que la tripulación y pasaje puedan sentirse incómodos. El criterio seguido por la norma ISO 6954 (1984) se muestra en la figura 6.1.2.-1, el cual se resume a continuación:

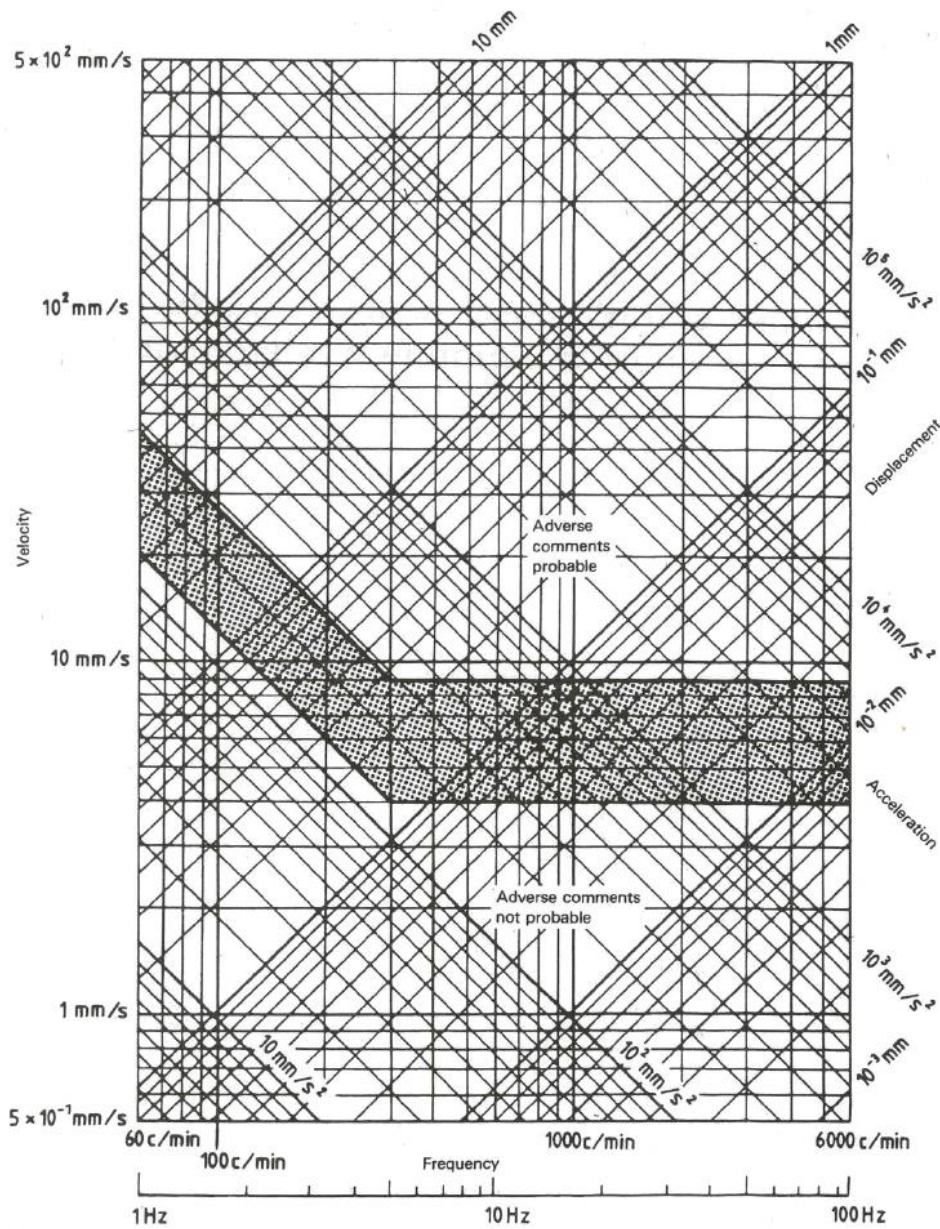
- ✓ Para cada componente de respuesta máxima (ya sea en vertical, transversal o longitudinal), desde 1 Hz a 5 Hz, los niveles de aceleración son aceptables por debajo de  $126 \text{ mm/s}^2$ , y para niveles de aceleración por encima de  $285 \text{ mm/s}^2$ , probablemente nos encontremos con quejas por parte del pasaje y tripulación.
- ✓ Al igual que en el punto anterior, para frecuencias que van desde 5 Hz para arriba, la velocidad es aceptable por debajo de 4 mm/s y las quejas florecerán cuando la velocidad de las vibraciones alcancen los 9 mm/s.

En la figura que se muestra a continuación, se caracteriza la vibración del buque como un armónico simple (es decir, periódico en una sola frecuencia), sin embargo, la vibración del barco en navegación es un fenómeno aleatorio (es decir, que se compone de movimiento en todas las frecuencias, en lugar de una sola).





ISO 6954 (1984)



6.1.2-1.- ISO 6954 (1984)



### 6.1.3. ISO 6954 (200) Criterio para tripulación y pasaje en relación a las vibraciones mecánicas.

La norma ISO 6954 (1984) fue revisada en el año 2000 para reflejar los recientes conocimientos sobre la sensibilidad humana a la exposición de su cuerpo ante vibraciones. Las curvas de frecuencia ponderada representan la sensibilidad de los humanos ante vibraciones multi-frecuencia dentro de un amplio abanico de frecuencias, las cuales están en concordancia con las curvas de frecuencia ponderada de la norma ISO 2631-2.

Resumiendo, la norma ISO 6954 (2000) nos provee del criterio para la habitabilidad de la tripulación y el confort del pasaje a bordo, en términos de los valores rms de las curvas de frecuencia ponderada en el rango de 1 a 80 Hz para tres áreas diferenciadas. En la tabla siguiente se muestran los valores simplificados.

**Overall Frequency-Weighted RMS Values (ISO 6954: 2000)**

	<i>Area Classification</i>					
	<i>A</i>		<i>B</i>		<i>C</i>	
	<i>mm/s<sup>2</sup></i>	<i>mm/s</i>	<i>mm/s<sup>2</sup></i>	<i>mm/s</i>	<i>mm/s<sup>2</sup></i>	<i>mm/s</i>
Values above which adverse comments are probable	143	4	214	6	286	8
Values below which adverse comments are not probable	71.5	2	107	3	143	4

*Note:* The zone between upper and lower values reflects the shipboard vibration environment commonly experienced and accepted.

- Area Classification A: Passenger Accommodations  
 B: Crew Accommodations  
 C: Work spaces





#### 6.1.4. Límites de vibración en estructuras locales.

La vibración excesiva en el buque debe ser evitada con la premisa de reducir el riesgo de sufrir daños estructurales. Daños estructurales como roturas por fatiga consecuencia de una vibración excesiva puede ocurrir en estructuras locales, incluyendo bancada del motor, refuerzos del motor, local del servomotor, estructuras en tanques, chimenea, mástiles del radar, etc. Se debe tener en cuenta que el daño estructural a causa de un nivel excesivo de vibración puede variar de acuerdo a las características de la estructura, nivel actual de tensiones sobre la estructura, concentración de tensiones y propiedades del material de la estructura. Por lo tanto, los límites de vibraciones en estructuras locales se deben utilizar como una referencia para reducir el riesgo de daños estructurales a causa de un nivel de vibración excesivo durante las condiciones normales de operación del buque.

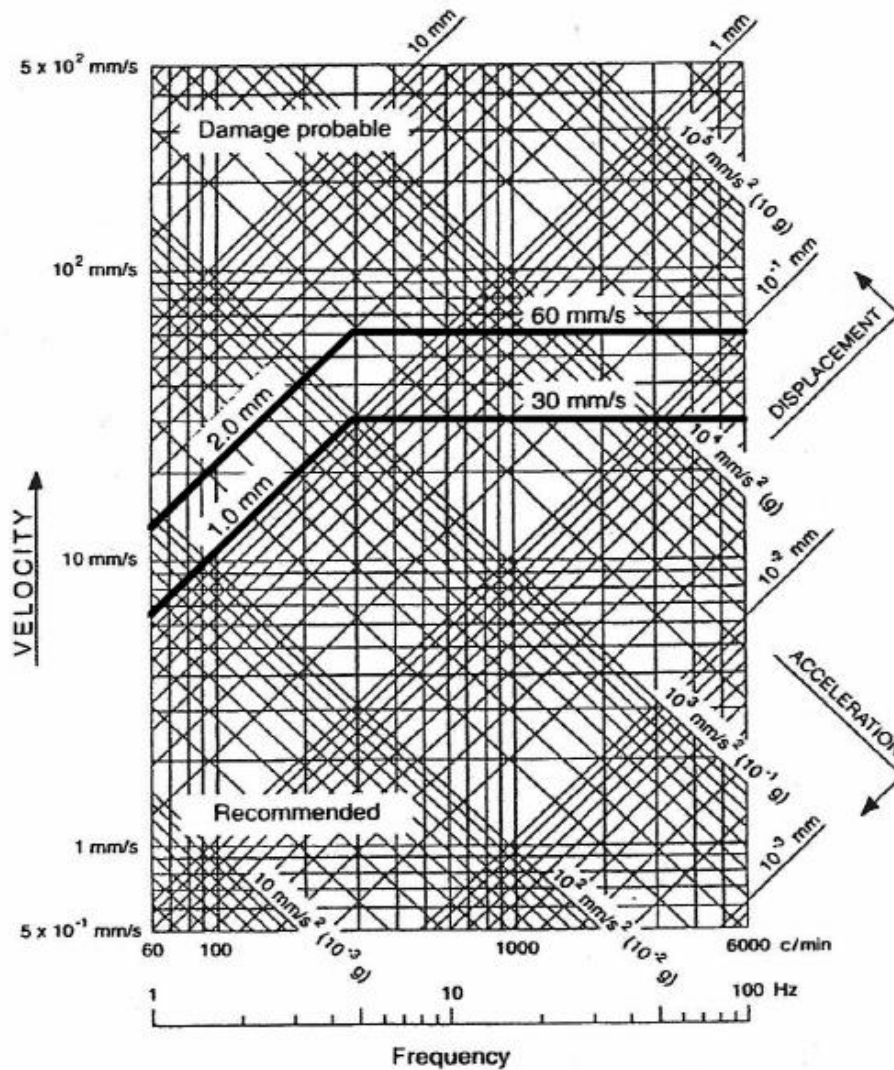
La figura 6.1.4-2, nos muestra los límites en los niveles de vibración para estructuras locales, a menudo adoptadas en la industria marítima. Por debajo de la primera línea gruesa, el riesgo de rotura por fatiga a consecuencia de la vibración es bajo. Las líneas gruesas son los límites de vibración para estructuras locales, como se ha comentado anteriormente, por debajo de la línea inferior, es la zona del gráfico recomendada, por encima de la línea superior el daño en la estructura es probable, por último el área gris central en la que la rotura podría darse pero con menor probabilidad que si sobrepasamos la línea superior.

Por encima de los 5 Hz, los límites de vibración se expresan en términos de velocidad, y por debajo de los 5 Hz términos de desplazamiento. Las estructuras locales de mayor interés, generalmente se encuentran por encima de los 5 Hz. Los límites en los niveles de vibración se pueden resumir de la siguiente forma:

- ✓ Para cada valor máximo, (ya sea en sentido vertical, transversal o longitudinal), de 1 Hz a 5 Hz, el desplazamiento se recomienda que sea menor a 1 mm, y aparecen probabilidades de rotura por encima de 2 mm.
- ✓ Para cada valor máximo, desde 5 Hz en adelante, se recomienda una velocidad menor a 30 mm/s y el daño es probable por encima de 60 mm/s.



## Vibration Limits for Local Structures



6.1.4-1.- Vibraciones en estructuras locales.

Destacar que los límites descritos anteriormente, no deben ser aplicados a todas las estructuras locales con diferentes configuraciones estructurales y características. Por ejemplo, en el caso de estructuras elevadas y/o de formas suaves como mástil, el nivel real de tensiones debidas a la vibración, es pequeño y los límites de 1 mm o 2 mm pueden ser excesivamente conservadores. Por otra parte, en el caso de una plancha reforzada fija a otra estructura, los límites anteriores son menos conserva-



dores.

Por lo tanto, la aplicación de los niveles permitidos de vibración para las diferentes estructuras locales pueden variar dependiendo de las especificaciones del buque acordadas por el armador y astillero.

### 6.1.5. Límites de vibración para la maquinaria.

La vibración producida por la maquinaria de propulsión tiende a ser severa a causa de la excitación proporcionada por la hélice. En el cómputo general de toda la maquinaria instalada a bordo, la que tiene mayor notoriedad es la maquinaria propulsora y dentro de este rango la mayor preocupación a nivel vibratorio es la vibración longitudinal producida por el rango de frecuencia de paso de pala en la hélice. El criterio de vibración concerniente a la maquinaria propulsora lo debe dar el fabricante y si los datos están disponibles, nos podemos acoger a los siguientes criterios como referencia.

**ANSI S2.27 (2002)** y **SNAME T&R 2-29 (2004)** donde se da una guía para establecer los límites de la maquinaria propulsiva principal. Los niveles límite de vibración vienen dados en valores rms de banda ancha con componentes multi-frecuencia (1 a 1000 Hz). Las vibraciones longitudinales en el cojinete de empuje y engranajes en reductoras, deben ser inferiores a 5 mm/s rms. Para otros componentes de la maquinaria propulsiva, motores, hélices y ejes, la vibración longitudinal debe ser inferior a 13 mm/s rms. Para las bocinas y acoplamientos de los ejes, la vibración lateral debe ser inferior a 7 mm/s rms. Para motores diesel directamente acoplados, el nivel límite de vibración es de 13 mm/s en los acoplamientos y 18 mm/s en la parte alta del motor, en las 3 direcciones. Para motores rápidos, la vibración debe ser inferior a 13 mm/s en los acoples y parte alta del motor en todas las direcciones.



## Vibration Limits for Main Propulsion Machinery

<i>Propulsion Machinery</i>	<i>Limits (rms)</i>
Thrust Bearing and Bull Gear Hub	5 mm/s
Other Propulsion Machinery Components	13 mm/s
Stern Tube and Line Shaft Bearing	7 mm/s
Diesel Engine at Bearing	13 mm/s
Slow & Medium Speed Diesel Engine on Engine Top (over 1000 HP)	18 mm/s
High Speed Diesel Engine on Engine Top (less 1000 HP)	13 mm/s

### 6.1.5-1.- Niveles límite de vibraciones en maquinaria.

La principal preocupación en la vibración longitudinal en el sistema propulsivo es evitar en mayor medida un fuerza contraria al cojinete de empuje por si surge el fenómeno resonante en sentido longitudinal, lo cual desembocaría en la rotura de dicho cojinete. Para hacernos una idea, durante la navegación el valor máximo de vibración en banda ancha de las fuerzas alternativas que sufre el cojinete de empuje debe ser como máximo del rango del 75% del empuje proporcionado por la hélice a la velocidad en la que se desplace, o menor del 25% del máxima potencia de empuje del buque, que siempre será menor que la anterior.

Si hablamos del resto de máquinas y equipos que tenemos a bordo y no son parte del sistema propulsivo principal, los criterios vibratorios los debe dar el fabricante de dichos elementos. Si esto no llegase a ocurrir o no tuviésemos la información disponible, es recomendable, como referencia para condiciones normales de operación (1 a 1000 Hz) tener en cuneta las siguientes directrices:

- ✓ Para maquinas alternativas, la vibración en todas direcciones debe ser menor de 10 mm/s rms, medida en los cojinetes.
- ✓ Para maquinaria rotativa, la vibración en todas las direcciones debe ser menor de 9 mm/s rms, medida en los cojinetes.



En este punto se incluye pero no se limita solamente a generadores, motores, bombas centrífugas, compresores, turbos, ventilación. Hay que decir que las directrices anteriores pueden variar dependiendo del tipo, tamaño, configuración y como se monta el equipo en cuestión.

ISO 10816 aporta una guía para el criterio de vibraciones en términos de valores rms (2 a 1000 Hz) para las partes no rotativas de las maquinas, medidas en los alojamientos de los cojinetes. Cabe resaltar que el criterio hace referencia solamente a la vibración producida por la propia maquina no a la vibración que transmite la máquina a su contorno. ISO 10816 es complementada por la norma ISO 7919, la cual nos muestra el criterio de vibración para las partes rotativas de la maquinaria. Las Sociedades de Clasificación recomiendan un control y monitorización de las partes del buque más susceptibles a posibles daños por vibraciones.





## 7. MODELO UTILIZADO EN EL PROYECTO

Como se expresa en el título de este trabajo, el modelo escogido ha sido un mega yate de 96 m de eslora, del cual se ha obtenido información suficiente para desarrollar el modelo en Auto SEA 2 con un alto grado de aproximación al buque real. La elección de este tipo de buque, se ha realizado por una razón muy evidente y es el confort que debe experimentar el pasaje en el que las vibraciones y ruidos juegan un papel importante.



7-1.- MY Limitless en las pruebas de mar.

### 7.1. Características principales del modelo.

El MY Limitless fue botado en 19996, el buque fue más allá de los límites alcanzados en tecnología para yates, ya que muchos de los equipos, sistemas y software fue diseñado únicamente para el yate, como el joystick que contrala el sistema de Posicionamiento Dinámico (DP) y la datos de telemetría remota enviado por los “tenders” al software de cartas de navegación, para el control en el momento de la posición de los “tenders”. Otra de las características del buque, es el sistema de propulsión que combina la propulsión eléctrica y diesel.

En definitiva se trata de un mega yate dotado de un extenso y sofisticado equipamiento sensible tanto a vibraciones como ruidos.



Las características principales del buque y su sistema propulsor son las siguientes:

#### Características Principales del Buque

<b>Eslora Total</b>	96,25 m
<b>Eslora entre Perpendiculares</b>	86,50 m
<b>Manga de Trazado</b>	12 m
<b>Puntal a la cubierta Principal</b>	7,7 m

#### Características Principales de la Propulsión

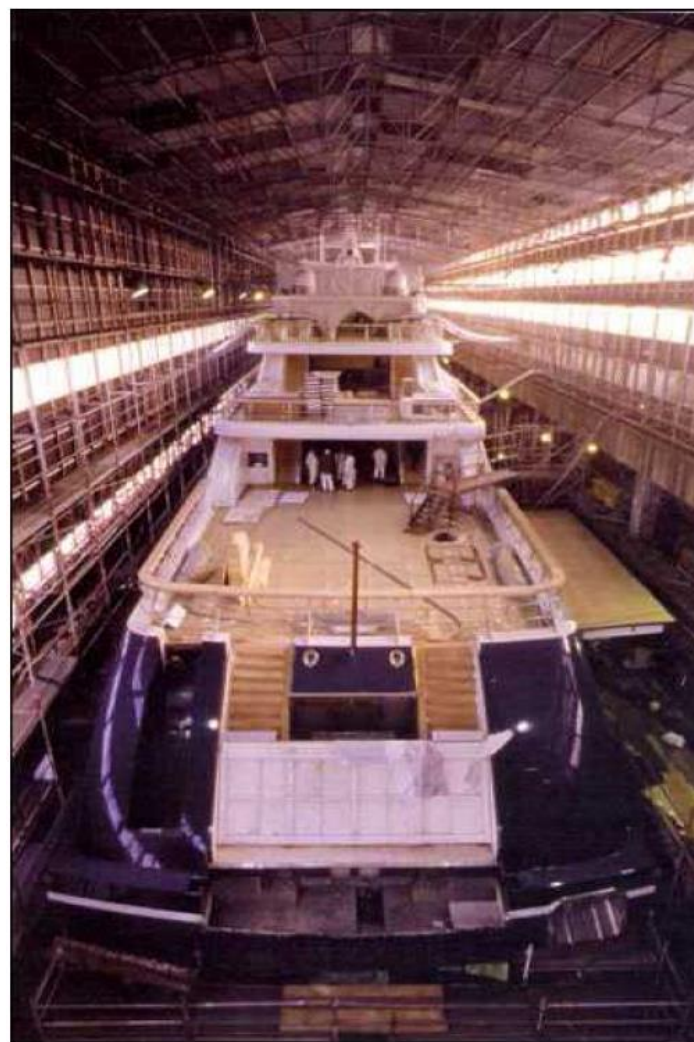
<b>Motor Principal:</b>	
<b>Número</b>	2
<b>Marca</b>	Caterpillar
<b>Modelo</b>	3015
<b>Potencia Nominal</b>	
<b>Velocidad de Giro Nominal</b>	1000 RPM
<b>Ciclo</b>	4T
<b>Asiento</b>	Elástico
<b>Motor Eléctrico:</b>	
<b>Número</b>	2
<b>Marca</b>	
<b>Modelo</b>	
<b>Tipo</b>	
<b>Rango de velocidades</b>	
<b>Potencia</b>	450 kW
<b>Hélice Propulsora:</b>	
<b>Número</b>	2
<b>Diámetro</b>	
<b>Nº Palas</b>	5
<b>Tipo</b>	CPP
<b>Velocidad de Giro Nominal</b>	600 RPM
<b>Reductor:</b>	
<b>Número</b>	2
<b>Marca</b>	Na
<b>Modelo</b>	Na
<b>Relación de Reducción</b>	1 / 2,5
<b>Velocidad de giro Nominal</b>	1500 RPM



### Características Sistema Generación Energía

#### Motor Auxiliar:

Número	3
Marca	Caterpillar
Modelo	
Potencia Nominal	
Velocidad de Giro Nominal	1800 RPM
Ciclo	4T
Asiento	Elástico



7.1-1.- Imagen de periodo de construcción del yate Limitless.





## 7.2. Características del sistema propulsivo del buque.

En los tiempos que corren, en donde cada vez es más necesario un uso inteligente del combustible en aplicaciones marinas, sistemas propulsivos flexibles y donde las regulaciones por emisiones cada vez son más restrictivas por el compromiso con el medioambiente, son necesarios sistemas propulsivos que no sacrifiquen la eficiencia y el rendimiento del buque, por ello se ha elegido un sistema híbrido de propulsión para el buque.

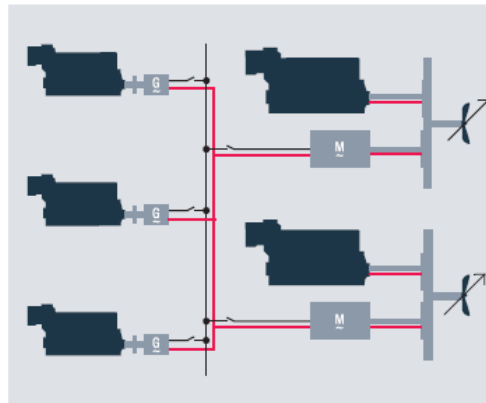
Una planta propulsora híbrida funciona de la siguiente manera, la energía eléctrica y mecánica trabajan juntas sobre el tren propulsivo, optimizando la eficiencia propulsiva con una gran flexibilidad en la demanda energética. La combinación de la potencia mecánica, entregada por los motores diesel y la potencia eléctrica entregada por los motores eléctricos, entregan la totalidad de la potencia propulsiva, la cual asegura una gran capacidad operativa del buque, proveyendo la correcta cantidad de potencia y par a la hélice en cada modo operacional.

Así como un planta propulsora diesel-mecánica convencional se diseña de acuerdo a su demanda máxima de potencia para el modo de operación en el que más horas de servicio deberá proveer, una planta de propulsión híbrida está mejor preparada para los cambios en los modos de operación durante el viaje o a lo largo de su vida operativa.

Los sistemas de propulsión híbridos pueden diferenciarse en dos configuraciones diferentes; la que los motores eléctricos y motores diesel trabajan en paralelo en la hélice (CODLAD) o donde solo se utiliza o los motores diesel o los motores eléctricos (CODLOD).

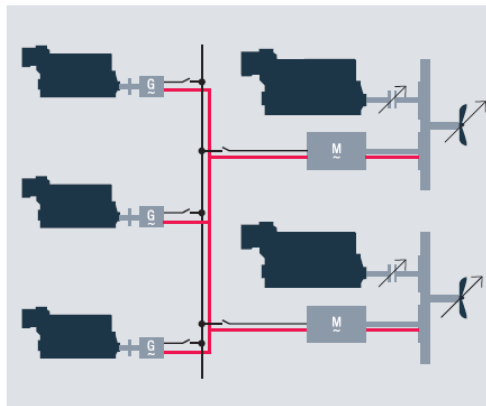


**CODLAD**



7.2-1.- Planta Diesel Eléctrica y Diesel.

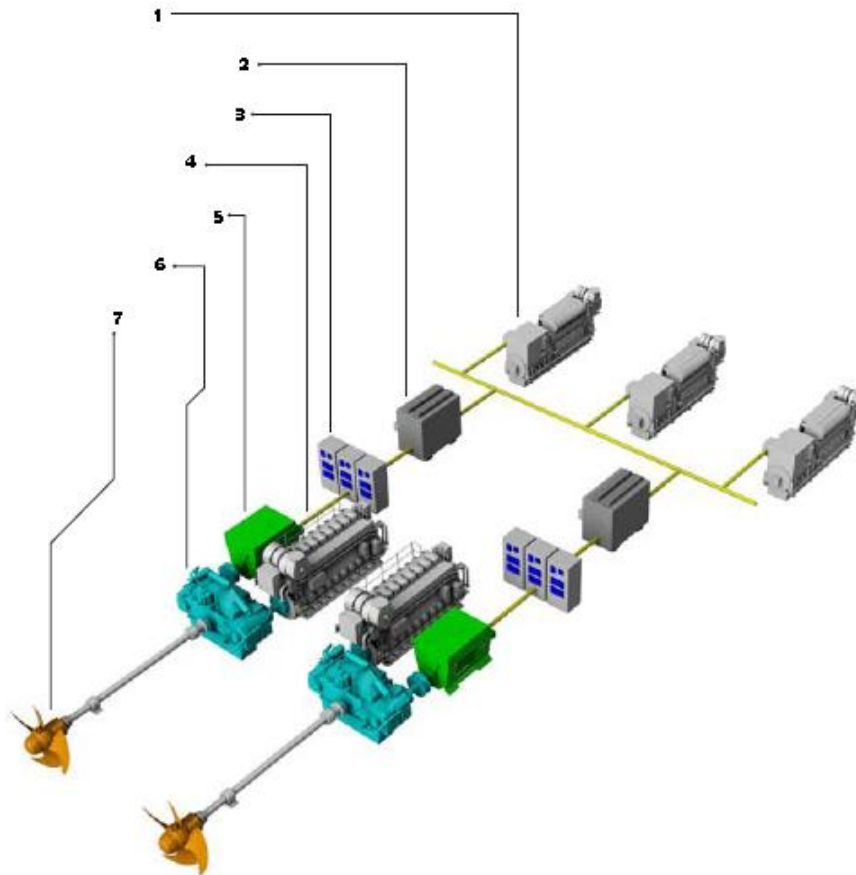
**CODLOD**



7.2-2.- Planta Diesel Eléctrica o Diesel.



### 7.3. Componentes principales de la planta propulsora



Donde:

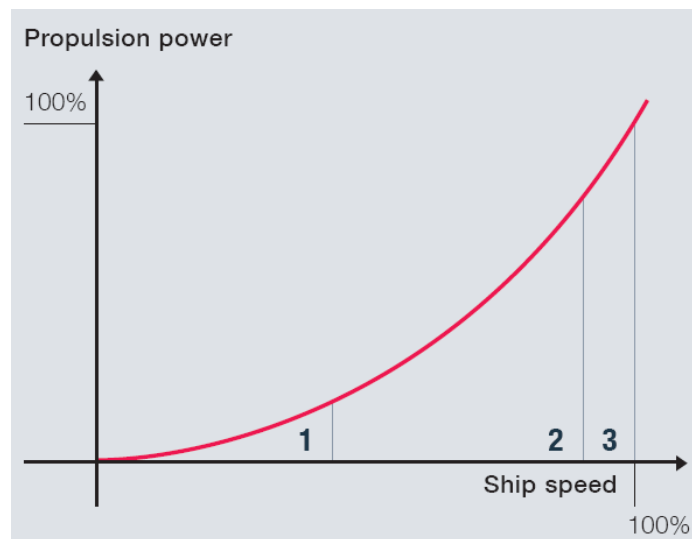
1. Grupos generadores.
2. Transformadores.
3. Convertidor de frecuencia.
4. Motor diesel principal.
5. Motor eléctrico
6. Reductora.
7. Hélice.



#### 7.4. Modos de operación.

Con un sistema híbrido de propulsión hay varios modos de operar la planta propulsora, como se muestra en el gráfico x a bajas velocidades (punto 1) la potencia propulsora requerida no es elevada, si en este punto entregamos la potencia requerida por el motor principal (diesel) el motor trabajará en baja carga, fuera de su rango de trabajo funcionando de manera ineficiente. Un motor eléctrico es capaz de suministrar la potencia requerida en este punto para propulsar el buque, gracias a los motores auxiliares encargados de la generación eléctrica que normalmente son de menor empaque que los motores principales, siendo por lo tanto operados con una mayor carga, siendo su uso más eficiente.

En el modo de operación normal (punto 2) el motor principal opera en un rango donde su consumo de combustible está optimizado. Para velocidades altas (punto 3) se puede acoplar al eje la potencia entregada por el motor eléctrico dando una potencia extra para alcanzar la velocidad máxima de navegación.

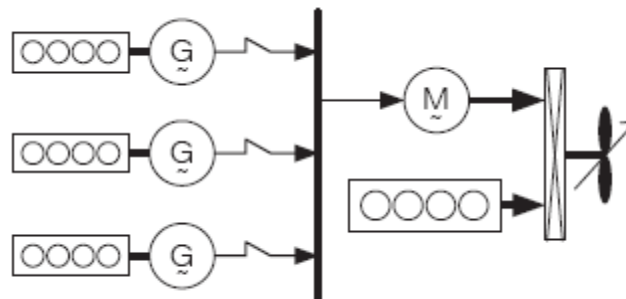


7.4-1.- Gráfico de modos operativos de una planta de propulsión híbrida.



A continuación se explican los modos de operación típicos en estos sistemas propulsivos:

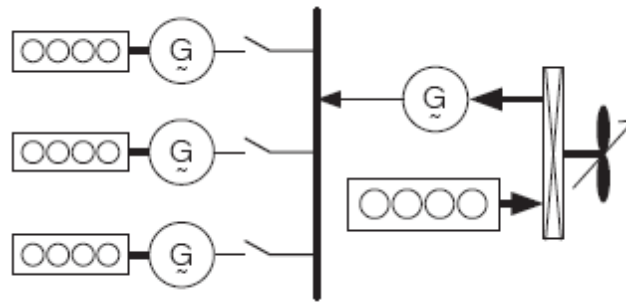
- ✓ **Modo Turbo:** El modo Booster es el modo para entregar la máxima velocidad del buque, junto con el motor principal, el motor eléctrico trabaja como un motor auxiliar, el cual entrega su potencia a la hélice. Los generadores eléctricos proporcionan la energía eléctrica al motor eléctrico y a los consumidores del buque. Este modo operativo incrementa la flexibilidad del sistema propulsivo para picos de demanda.



7.4-2.-Modo operación: Power Take In Booster



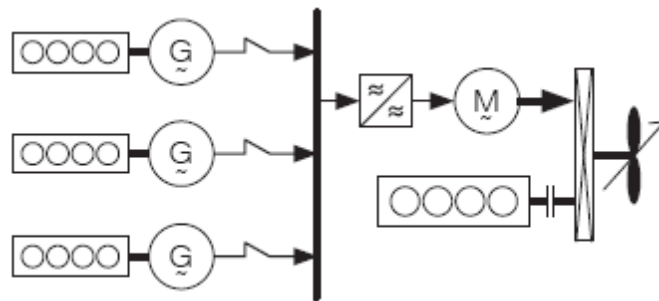
- ✓ **Motor principal en modo generador:** El motor principal, no solamente se puede utilizar para la propulsión del buque, sino que también puede arrastra la hélice y aparte el motor eléctrico instalado, esta vez hace de generador para suministrar la energía eléctrica a los consumidores del buque. Este modo normalmente se utiliza para navegaciones en transito. Permite una carga elevada del motor principal, funcionando con un consumo específico de combustible bajo. Este modo hace que los periodos de mantenimiento de los motores auxiliares se alargue, además de una redundancia adicional en el sistema de generación eléctrica.



7.4-3.- Modo operación: Generator Mode (PTO-mode).



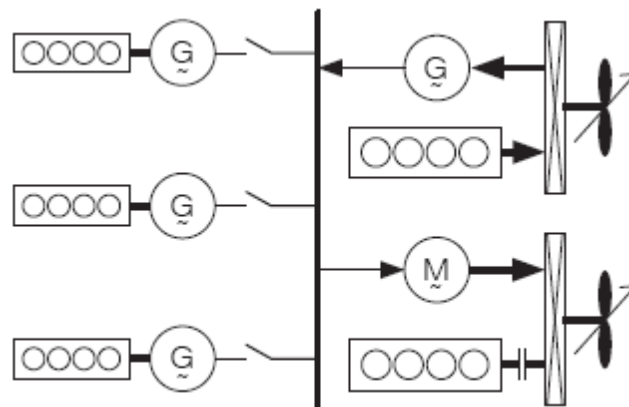
- ✓ **Modo eléctrico:** La propulsión eléctrica se utiliza principalmente para navegaciones a bajas velocidades. Este modo usa la energía eléctrica producida por los generadores y transmite el par y potencia a través de una reductora. La ventaja de este modo es la carga de los auxiliares es la óptima, el uso de un motor eléctrico con su fácil control de velocidad de giro hace que la propulsión sea muy eficiente con lo que el nivel de ruido y vibraciones será menor, también el motor principal tendrá un menor mantenimiento y en caso de que el motor principal falle tenemos un sistema propulsivo redundante lo que en inglés se conoce como “take me home” (Llévame a casa).



7.4-4.- Modo eléctrico.



- ✓ **Modo conexión eléctrica cruzada:** En el caso de que el buque tenga dos hélices propulsoras, cabe la posibilidad de proporcionar la potencia necesaria para mover las dos hélices con la potencia de un solo motor, es decir un motor principal entregando potencia a una de las hélices y a su vez arrastrando al generador de cola/motor eléctrico que a su vez el generador de cola proporcionará la energía suficiente al motor eléctrico de la otra línea de ejes para que este proporcione energía a la otra hélice. Como se ve este sistema asegura un extra de redundancia y flexibilidad al sistema propulsivo.



7.4-5.- Modo conexión eléctrica cruzado.





### 7.5. Ventajas de un sistema de propulsión híbrido.

- ✓ Gran variedad de modos de operación apropiados para una demanda energética flexible, desde bajas velocidades hasta a navegar a máxima velocidad. Esto resulta en una capacidad operativa de la planta óptima con una respuesta rápida del sistema una alta flexibilidad.
- ✓ La hélice puede ser movida por un motor diesel y/o por un motor eléctrico, resultando un sistema con una alta redundancia y fiabilidad.
- ✓ Reducción de los costes operacionales de la planta gracias a la posibilidad de operar los motores principales y auxiliares en un rango donde la energía requerida es procurada por una combinación de motores los cuales trabajan cerca de su punto de carga óptimo, lo que se traduce en un menor consumo de combustible.
- ✓ Como resultado de la alta eficiencia de la planta propulsora, se obtiene una reducción en emisiones de contaminantes como  $SO_x$  y  $CO_2$ , además de otros contaminantes que se producen en la combustión incompleta de combustible que ocurre normalmente en motores que trabajan a baja carga.
- ✓ En modo eléctrico, con motores eléctricos de velocidad variable se obtiene niveles de ruido bajos, se reduce la cavitación en la hélice, adicionalmente la firma acústica bajo el agua se reduce notablemente, estos beneficios se dan cuando se navega a baja velocidad.
- ✓ Dependiendo del modo de operación del buque los motores principales y auxiliares trabajan menos horas al año y cuando están operativos trabajan en cerca de su punto óptimo de funcionamiento por lo que al final se traduce en un menor mantenimiento.



## 8. Modelización con AutoSEA2 LT.

De los programas comerciales que utilizan el método de análisis de energía SEA, el software AutoSEA2 es quizás el más conocido. En este apartado se describe el modelo desarrollado con la ayuda de dicho software, así como un breve resumen de su capacidad de análisis y sus limitaciones. La versión del software utilizado es AutoSEA2 (2004). En general, la aplicación de AutoSEA2 permite estudiar sistemas complejos de ámbito industrial, donde se puede predecir con cierta precisión, la propagación de la vibración en una estructura y su radiación en forma de ruido, o bien, la propagación del ruido en el interior de un recinto, el software también permite realizar tratamientos sobre los distintos elementos del modelo con el fin de obtener mejoras en su comportamiento vibro-acústico.

El programa posee dos pantallas principales que ayudan a modelizar la estructura: Browser Window y 3D Window. Con la ventana Browser se accede a la base de datos donde se determinan, o definen las características de los materiales utilizados en los elementos del modelo, las propiedades físicas de dichos elementos, los tratamientos de control de ruido, las zonas de acoplamiento o juntas entre los elementos, las cargas y restricciones, etc. Esta pantalla permite visualizar con una estructura de árbol todos los aspectos que definen las características del sistema en su conjunto. Además, en la ventana Browser se definen los nodos del sistema, bien importados desde un software de elementos finitos o introducidos manualmente. Utilizando la ventana Browser se puede hacer invisible un elemento concreto para facilitar la accesibilidad a cualquiera de ellos.

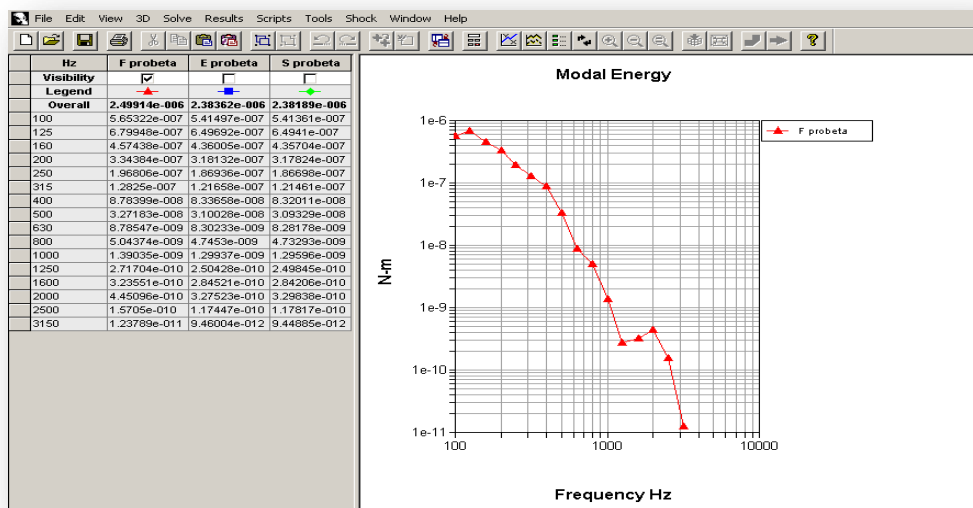
La ventana 3D visualiza de forma gráfica todos los elementos que intervienen en el proceso de modelado, que pueden ser: vigas, planchas, planchas de curvatura simple, cilindros, planchas de doble curvatura, cavidades acústicas, conductos acústicos y espacios de fluidos de propagación semi-infinitos. AutoSEA2 posee un protocolo propio de definición de estos elementos a partir de los nodos que delimitan la geometría del sistema. La conexión entre componentes se realiza de forma automática utilizando la función *auto-connect*, aunque el acoplamiento entre elementos puede modificarse a conveniencia si no se ha realizado correctamente.

Las características más complejas de introducir son las relacionadas con los factores de pérdida por amortiguamiento o por acoplamiento. En el modelo generado se ha tenido en cuenta la base de datos que incorpora el propio programa para fijar estos factores y algunos parámetros obtenidos en el análisis modal. Una vez creado el modelo es necesario definir el ancho de banda a utilizar. El software permite selec-



cionar espectros en octava, 1/3 de octava o 1/n octava, evidentemente, cuanto más estrecho es el ancho de banda, mayores son los recursos necesarios para el procesado. También hay que definir la dirección de las deformaciones y el tipo de deformación: flexión, cortadura, compresión/tracción y torsión.

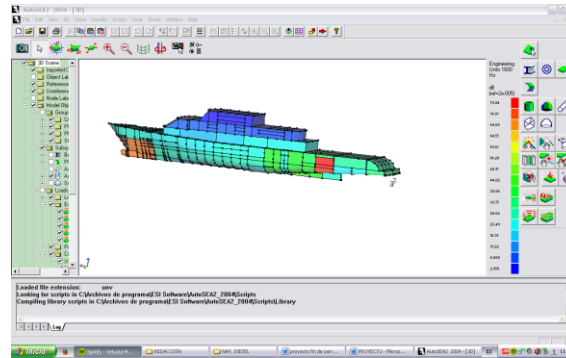
Antes de iniciarse el proceso de cálculo, el software compone la matriz y el vector de potencias de entrada. Obteniéndose en el proceso de resolución, el vector de energías de cada elemento. La velocidad de vibración media al cuadrado o la presión sonora media al cuadrado, se obtienen de la energía calculada de cada subsistema y en cada caso. El software AutoSEA también muestra los valores característicos del análisis SEA, como son: la densidad y el solapamiento modal y el número de modos en banda entre otros. Se pueden obtener espectros de energía absoluta o modal para cada elemento que forma parte del modelo. La representación de la potencia de entrada o las potencias de las pérdidas de energía, también es posible obtenerlo de forma gráfica. En la figura se muestra la energía modal de un plato, tal y como la representa Auto SEA2.



8-1.- El programa AutoSEA2 facilita simultáneamente los resultados de forma gráfica y tabulada.

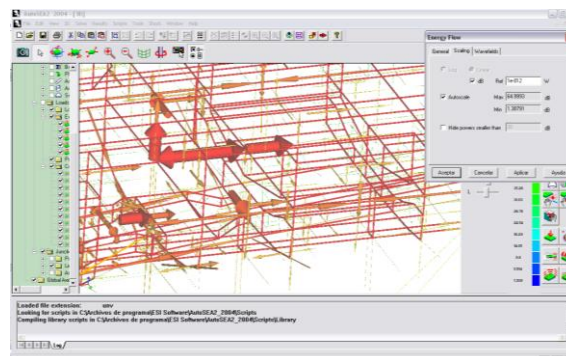


Otras dos aplicaciones interesantes, a la hora de mostrar los resultados, son los termogramas y los gráficos de flujo de energía. El termograma se realiza sobre el modelo tridimensional y por frecuencia, dependiendo del parámetro que se seleccione se puede ver que elementos del modelo emiten mayor cantidad de energía.



8-2.- Termografía del modelo estudiado.

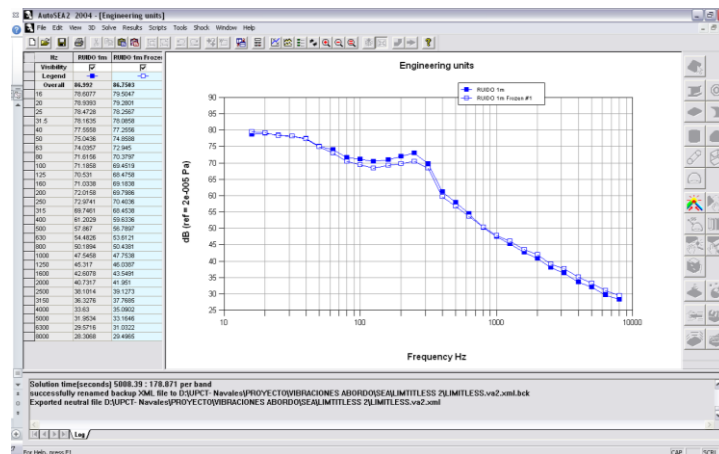
En los gráficos de flujo se parecía como se transmite la energía a través del modelo a una frecuencia concreta. La representación se realiza por medio de vectores proporcionales a la magnitud de la energía que fluye.



8-3.- Flujo Energético en la cámara de máquinas del buque.



Otra posibilidad útil del programa consiste en guardar el resultado de un modelo y compararlo, en la misma gráfica, con el resultado de una o varias modificaciones realizadas sobre el mismo modelo.



8-4.- Comparación de resultados de un mismo espacio después de una modificación en el modelo.

### 8.1. Modelado del buque y proceso de cálculo.

Una vez realizadas las iteraciones necesarias para definir las formas del buque y realizadas las simplificaciones oportunas en la introducción de equipos y espectros de frecuencia, con la intención de facilitar el proceso de cálculo, se comienza la realización del modelo 3D y la introducción de datos referentes al modelo.

El proceso comienza con la introducción en AutoSEA2 de los datos previos a la realización de modelo. Estos datos son referentes a los materiales que se van a usar, como son, tipos de planchas, (materiales, espesores, características mecánicas, etc.), tipos de perfiles comerciales, (momentos de inercia, momentos cortantes, etc.), definición de las uniones de los elementos, introducción de los espectros modales de vibración de los equipos a estudiar, definición de las referencias acústicas, definición de las cavidades acústicas, definición de los fluidos y sus características principales, etc.

Estos datos que son introducidos a priori, se van definiendo en la ventana “Browser” del programa, para después definir los subsistemas que tendrán como base estos datos en la ventana 3D del programa.



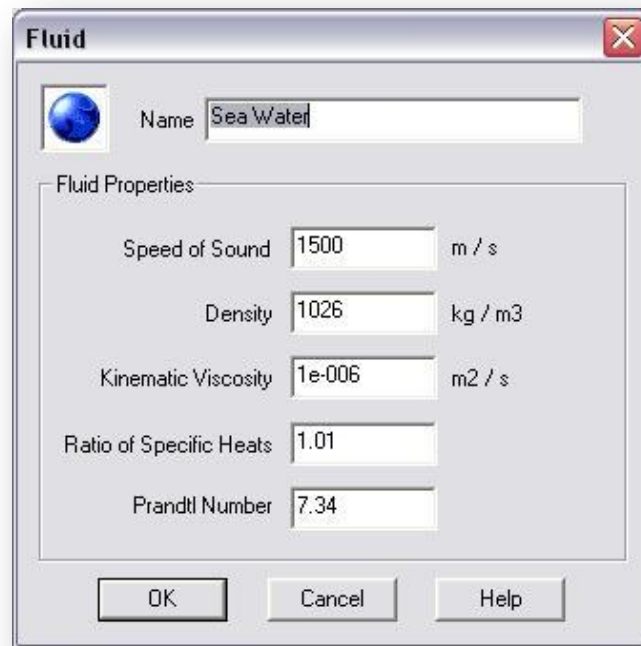
### 8.1.1. Introducción de los datos correspondientes a los fluidos.

En la ventana Browser se introducen los datos y características principales de los fluidos necesarios en el modelo, como son, el agua de mar, agua dulce, el diesel-oil, y el aire.

Las características que se deben introducir para cada fluido son las siguientes:

- ✓ Densidad.
- ✓ Viscosidad Cinemática.
- ✓ Relación de calor específico.
- ✓ Velocidad del sonido en ese medio.
- ✓ Número de Prandtl.

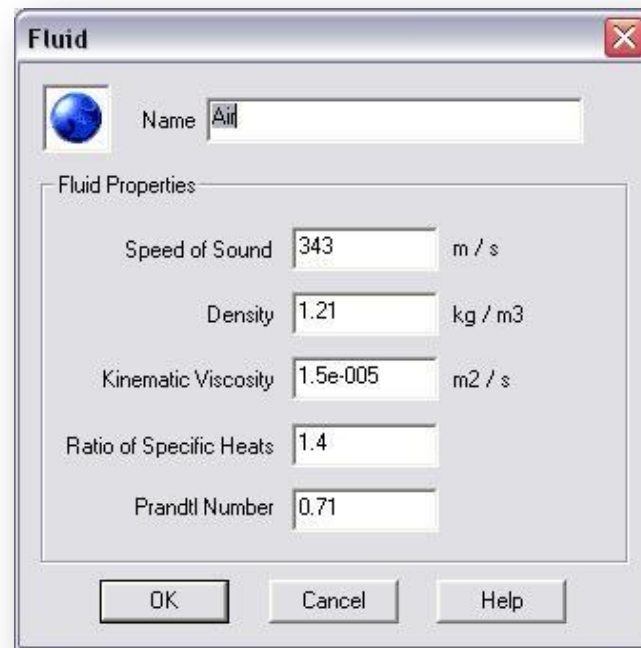
A continuación se muestra la ventana Browser de introducción de datos con los referentes al agua de mar.



8.1.1-1.- Características principales del agua de mar.



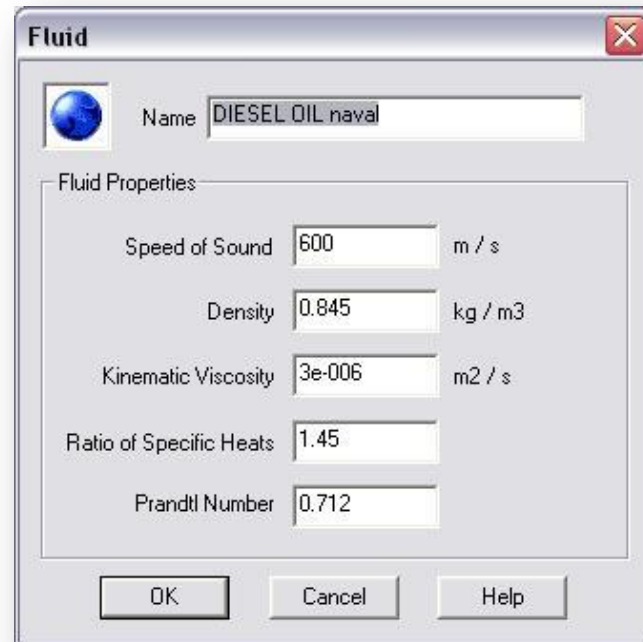
A continuación se muestra la ventana Browser de introducción de datos con los referentes al agua al aire.



#### 8.1.1-2.-Características principales del aire.



En la siguiente imagen se muestran los datos referentes al diesel-oil.



#### 8.1.1-3.- Características principales del diesel-oil.





### 8.1.2. Características de los materiales a usar

Una vez introducidos los datos referentes a los fluidos que forman parte del estudio, se introducen los datos referentes a los elementos físicos que definirán los distintos subsistemas del modelo, como son las planchas y los perfiles.

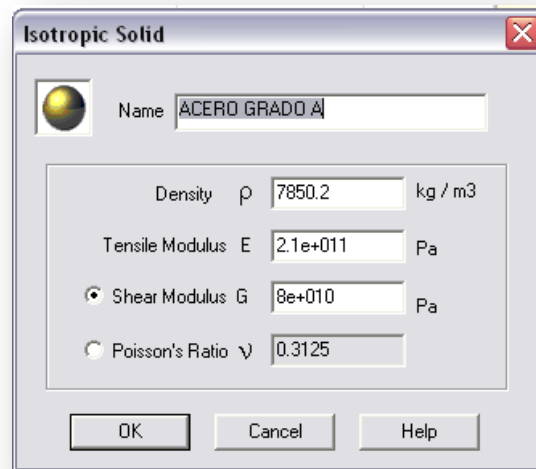
Para las planchas que definen el modelo estructural del buque, se han usado diferentes tipos de materiales, que son frecuentes en la construcción de este tipo de buques. Los espesores de las planchas se han definido en función de los planos obtenidos de un buque similar.

Los materiales serán por tanto:

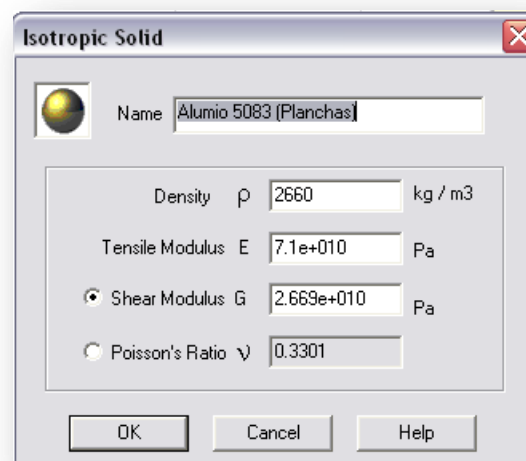
- ✓ **Acero naval grado A**, para el casco del buque y refuerzos del casco.
- ✓ **Aluminio 5083-HO** (Al Mg4,5 Mn), para la superestructura.
- ✓ **Aluminio 6082**, para perfiles en la superestructura.

A continuación se muestran las ventanas de introducción de datos de los materiales isotrópicos utilizados en el modelo. Los datos necesarios para su definición son:

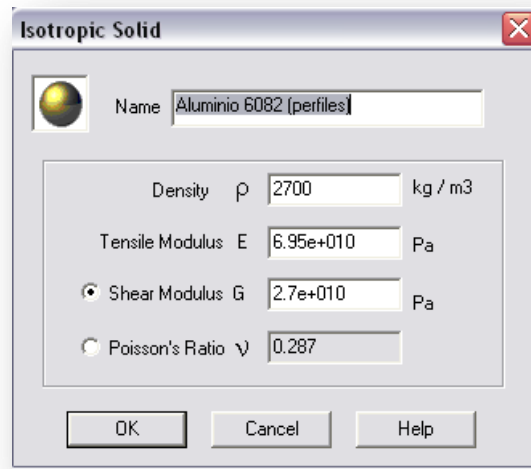
CARACTERÍSTICA	ACERO GRADO A	ALUMINIO 5083 HO	ALUMINIO 6082
Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	7850,2	2660	2700
Módulo Elástico	$2,1 \times 10^{11}$	$7,1 \times 10^{10}$	$6,95 \times 10^{10}$
Módulo de Carga "Shear" (Pa)	$8 \times 10^{10}$	$2,669 \times 10^{10}$	$2,7 \times 10^{10}$
Coefficiente de Poisson	0,3125	0,3301	0,287



#### 8.1.2-1.- Características Acero naval Grado A.



#### 8.1.2-2.- Características Aluminio 5083.



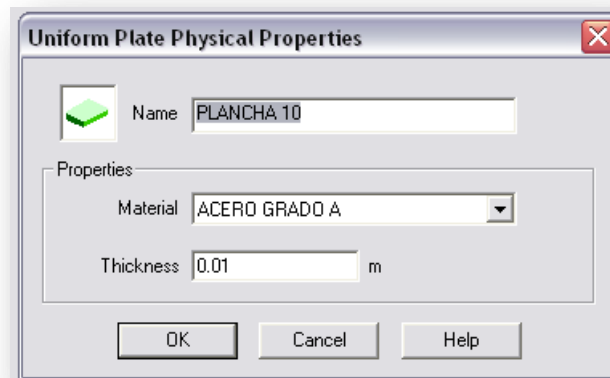
#### 8.1.2-3.- Características Aluminio 6082.

#### 8.1.3. Definición de las uniform plates.

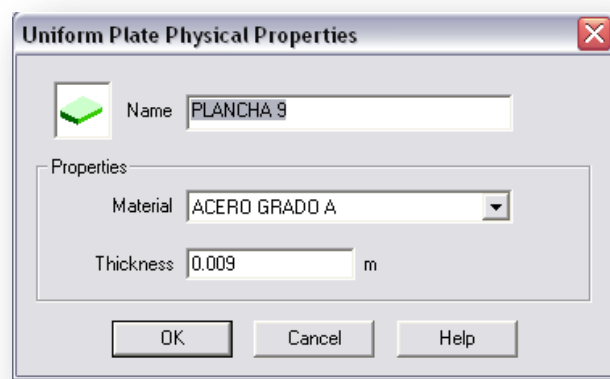
Cuando se tienen definidas las características de los materiales a usar del acero y el aluminio en el caso que nos ocupa, se introducen las características de las partes que formarán el modelo estructural del buque que se va a estudiar. Estas partes formarán los distintos subsistemas estructurales. Hay que introducir las características que van a tener los mamparos, las cubiertas y las planchas del forro y superestructura. Se definen las planchas a utilizar por el espesor de estas.

Para el casco, mamparos y forro se utilizan los siguientes espesores de acero naval grado A:

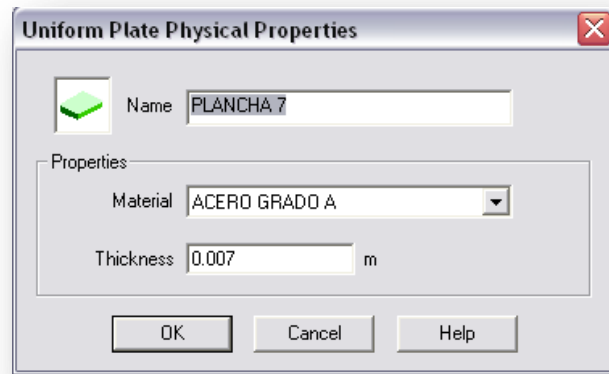
- ✓ 10 mm.
- ✓ 9 mm.
- ✓ 7 mm.



8.1.3-1.- Características plancha del casco 10 mm.

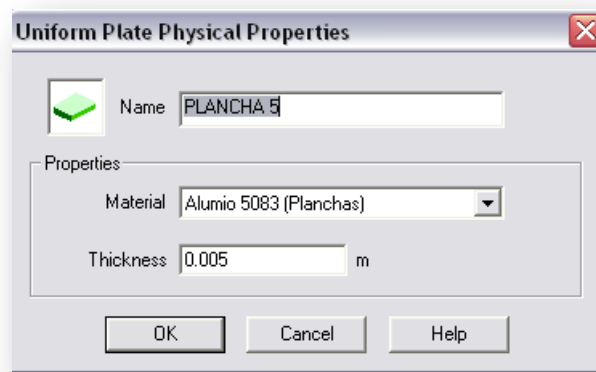


8.1.3-2.- Características plancha del casco 9 mm.

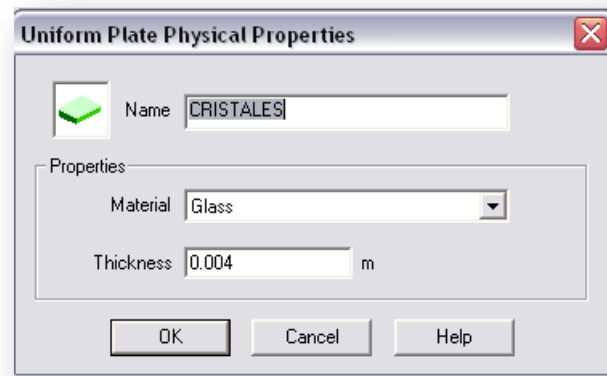


8.1.3-3.- Características plancha del casco 7 mm.

Para la superestructura (cubiertas, mamparos, etc.), se utiliza aluminio 5083 HO y cristal con espesores de 5 mm y 4 mm respectivamente.



8.1.3-4.- Características plancha de superestructura 5 mm.



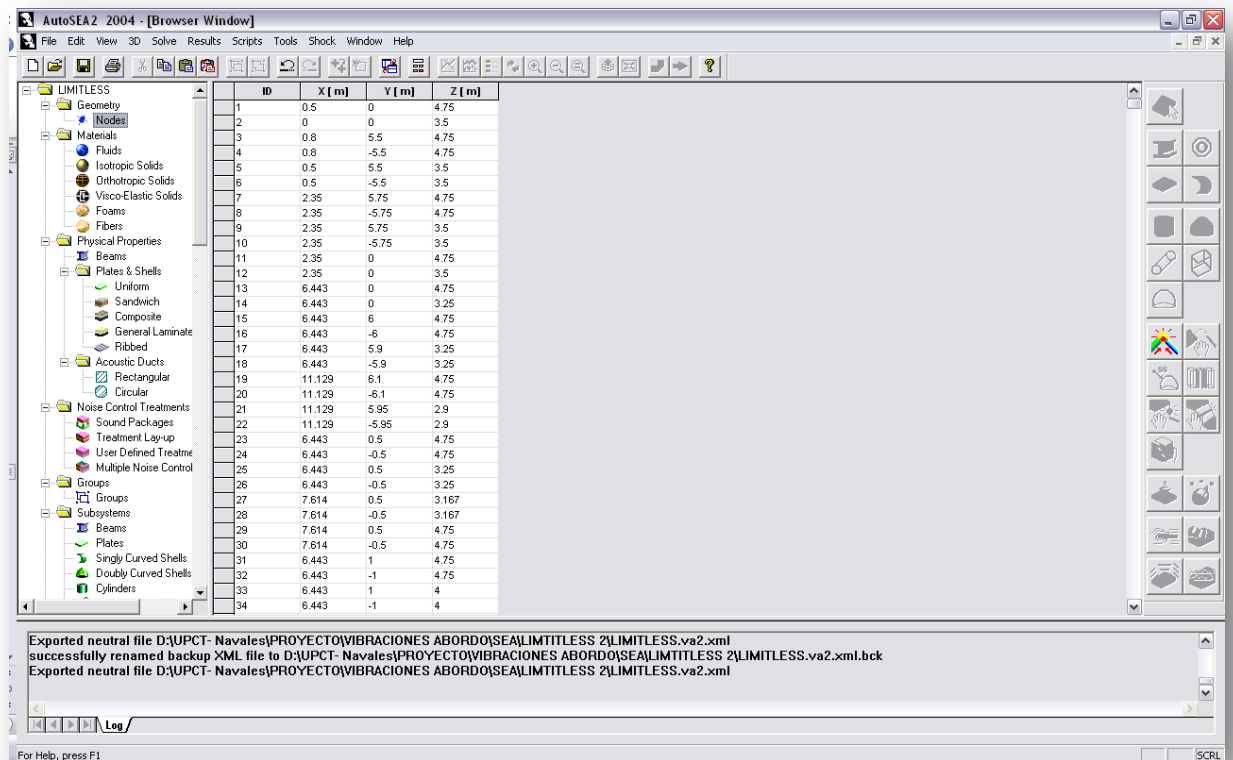
8.1.3-5.- Características cristal de superestructura.



#### 8.1.4. Definición de los nodos o puntos de control.

Una vez creadas las características de los materiales y de los distintos subsistemas, se comienza la elaboración física del modelo, para ello se disponen los puntos llamados nodos, estos nodos definen los límites de los elementos como las planchas, perfiles, cavidades acústicas, etc. Hay que ir fijando estos nodos con sus coordenadas en el espacio, para después formar los subsistemas siguiendo los contornos que definen.

Se presenta a continuación la ventana Browser donde se disponen todos los nodos según sus tres coordenadas del espacio.



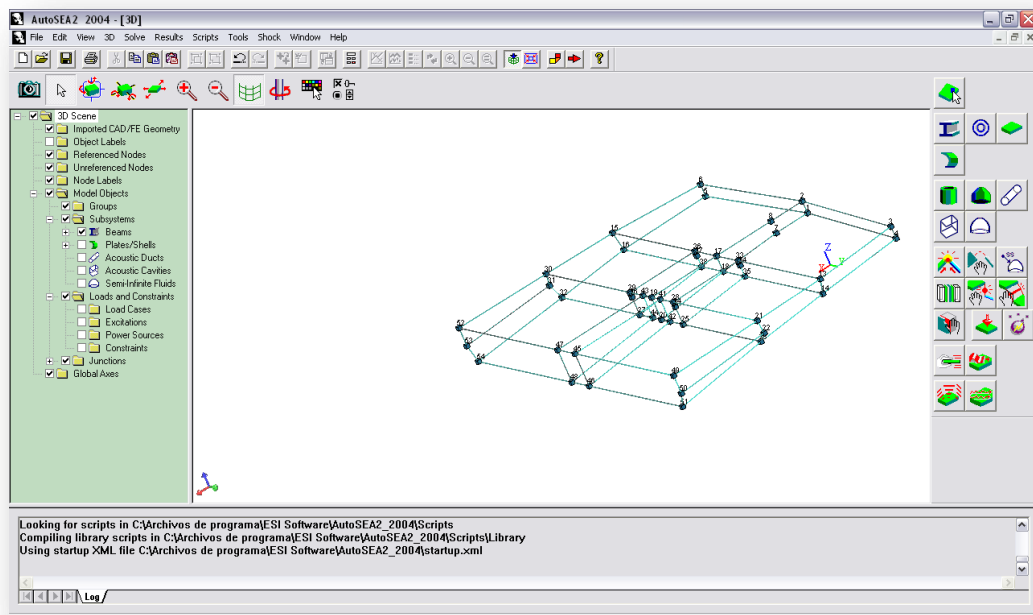
8.1.4-1.- Ventana de nodos.

El número de nodos en un modelo como el de estudio sobrepasa los 1600 y su conocimiento y disposición es complicada, se ha ido creando a partir de planos y de criterios de diseño iterativos para alcanzar las formas del buque lo más parecidas a la real.

Para definir la posición de los nodos, básicamente se ha hecho de la siguiente mane-



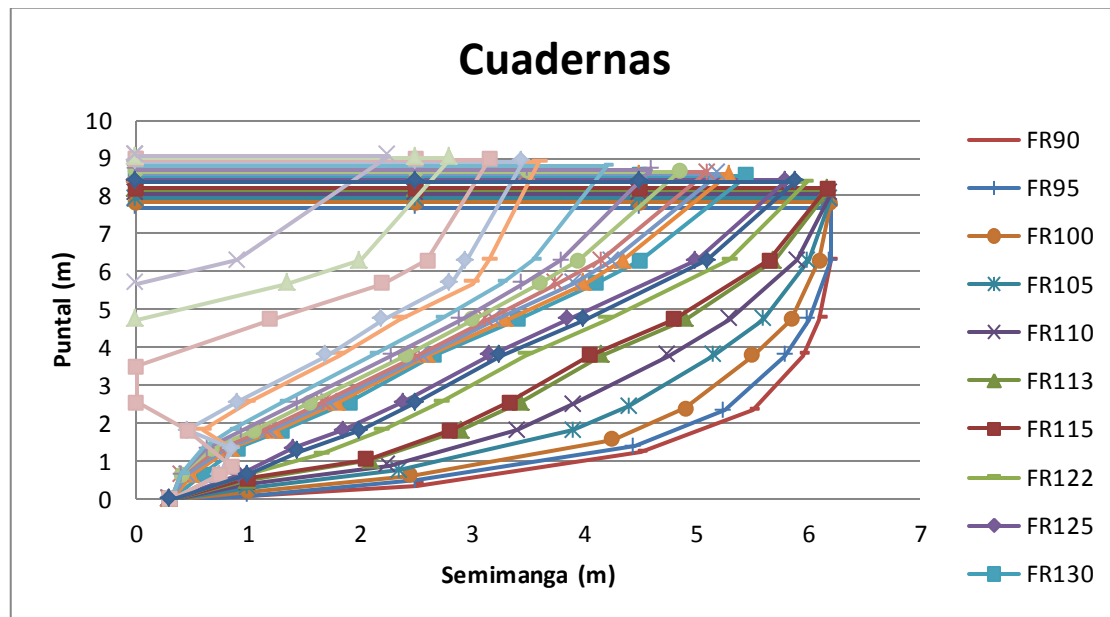
ra, con los planos obtenidos del MY LIMITLESS se ha ido extrayendo información de las secciones transversales que para la consecución del modelo son importantes como pueden ser secciones en las que coincidan diferentes locales o en las que confluyan refuerzos estructurales y así ir conformando una nube de nodos, los cuales definirán unas cuadernas y líneas de agua (en el casco) que nos darán la forma final del modelo.



#### 8.1.4-2.- Nodos en las fases iniciales de construcción del modelo, parte de popa.

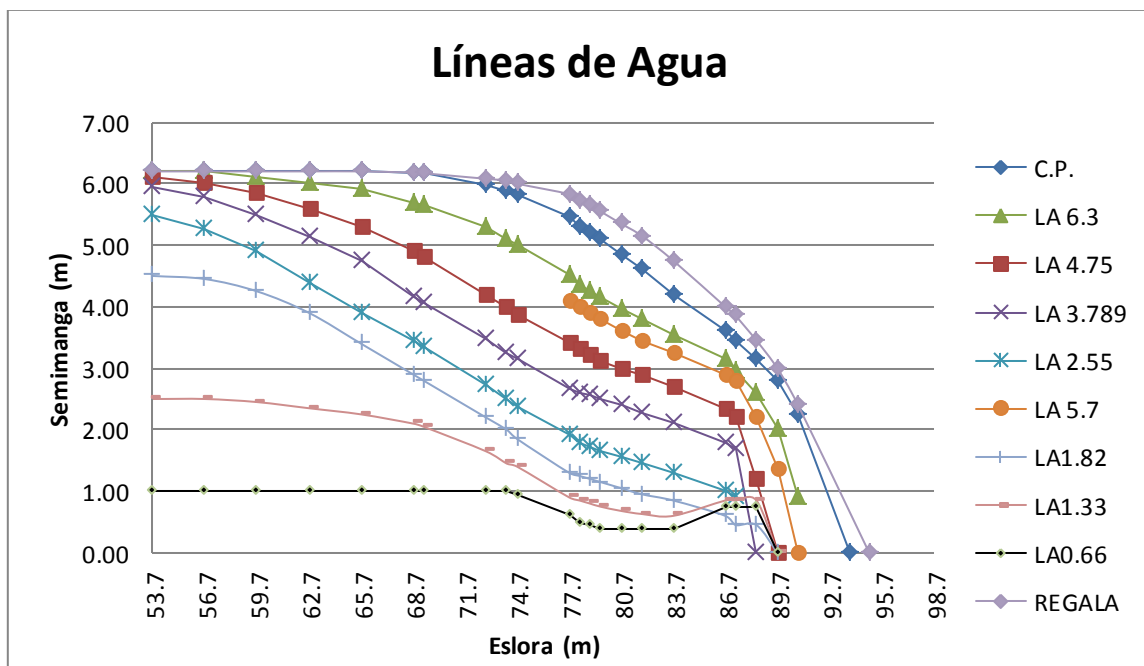
Las siguientes gráficas se han realizado en Excel, y han servido de ayuda para ir suavizando las formas del modelo, sobre todo, en la zona de proa donde las formas del casco son más complicadas debido a su curvatura. Así en el proceso de diseño del modelo se ha utilizado esta herramienta a modo de apoyo para conseguir un afinamiento de las formas del modelo.





8.1.4-3.- Cuadernas donde se muestran las formas de proa del casco modelo.

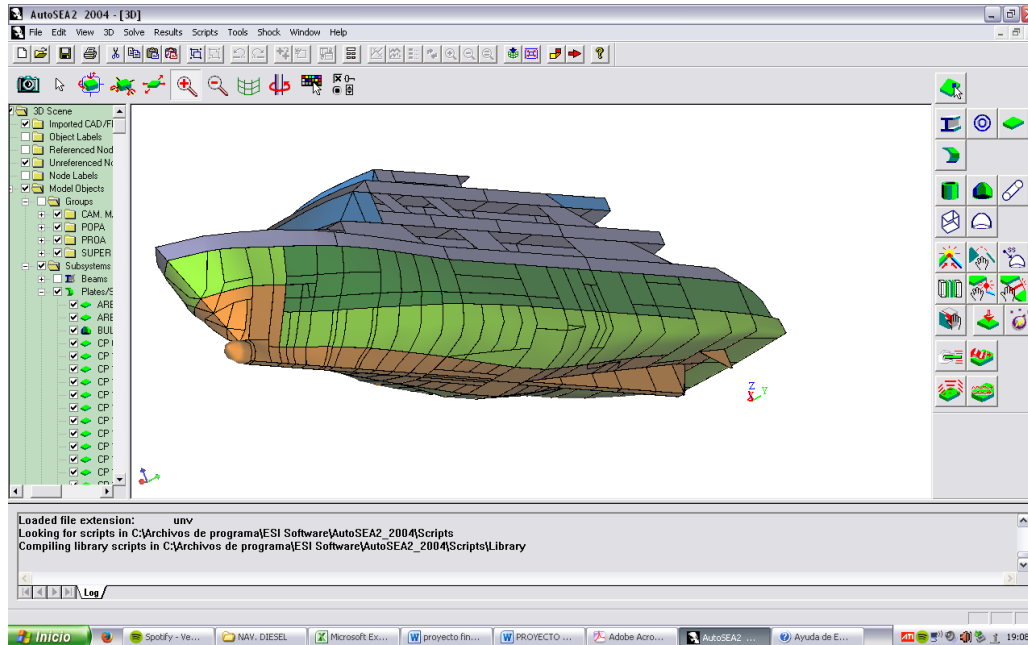
En esta gráfica se muestran las “líneas de agua” del modelo, con la finalidad de ir afinando las formas del modelo.



8.1.4-4.- Líneas de agua que definen las formas de proa del casco del modelo.



En la siguiente imagen se muestra el modelo terminado con las formas del casco y superestructura definidas.

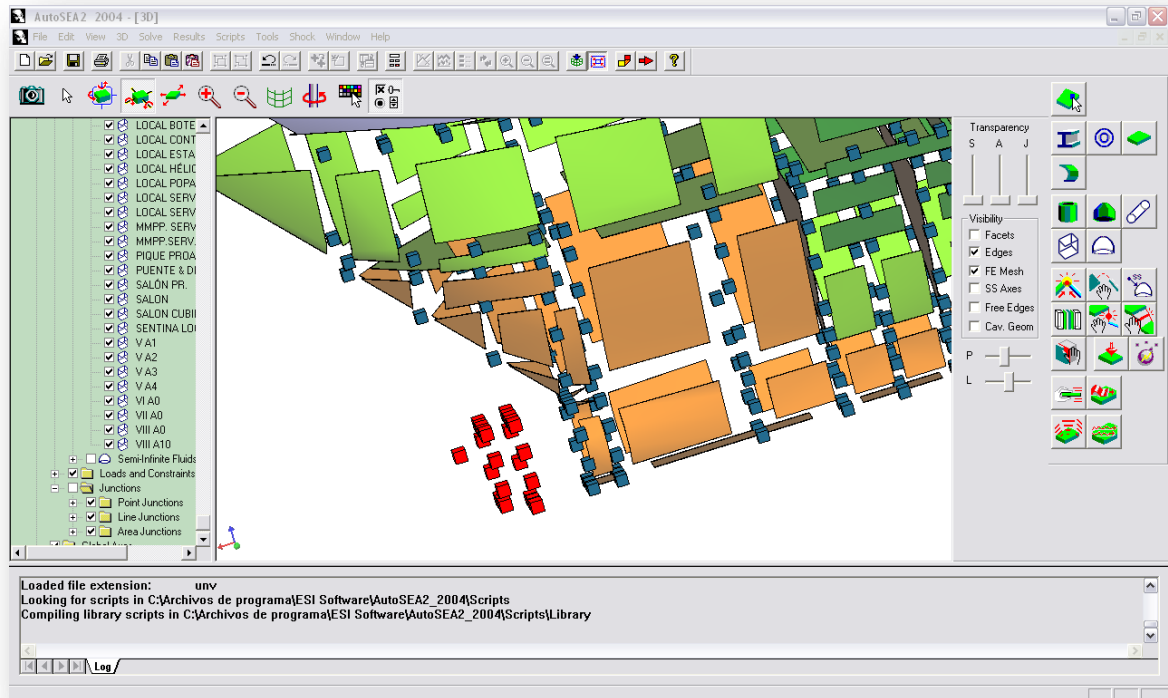


8.1.4-5.- Vista del modelo final.

### 8.1.5. Definición de los subsistemas estructurales, planchas.

En Autosea2 LT se presentan diferentes opciones para la realización de los elementos estructurales que definan las partes del modelo. Se han utilizado, sobre todo, las opciones de planchas planas y la de planchas curvas (1 curvatura y 2 curvaturas) para el forro del casco y para alguna forma en la zona de la superestructura.

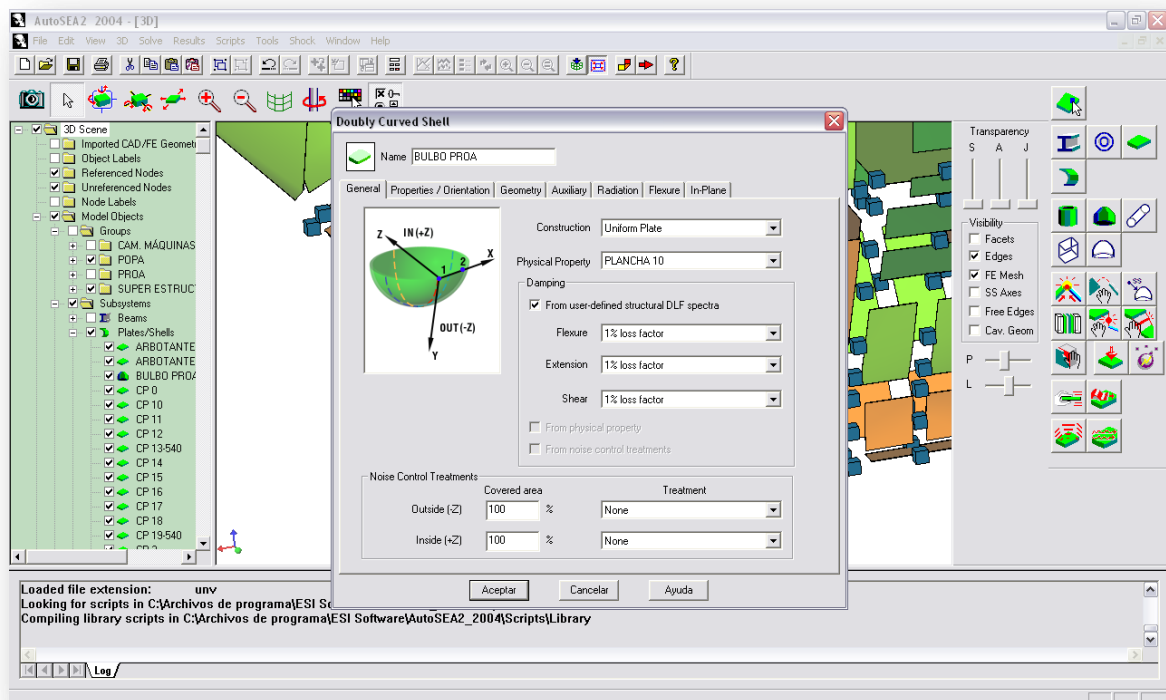
En la siguiente imagen se muestra como se crea el bulbo de proa. Se van seleccionando los nodos en el orden establecido en el manual para la definición de planchas curvas de doble curvatura.



8.1.5-1.- Selección nodos para crear el bulbo de proa del modelo.



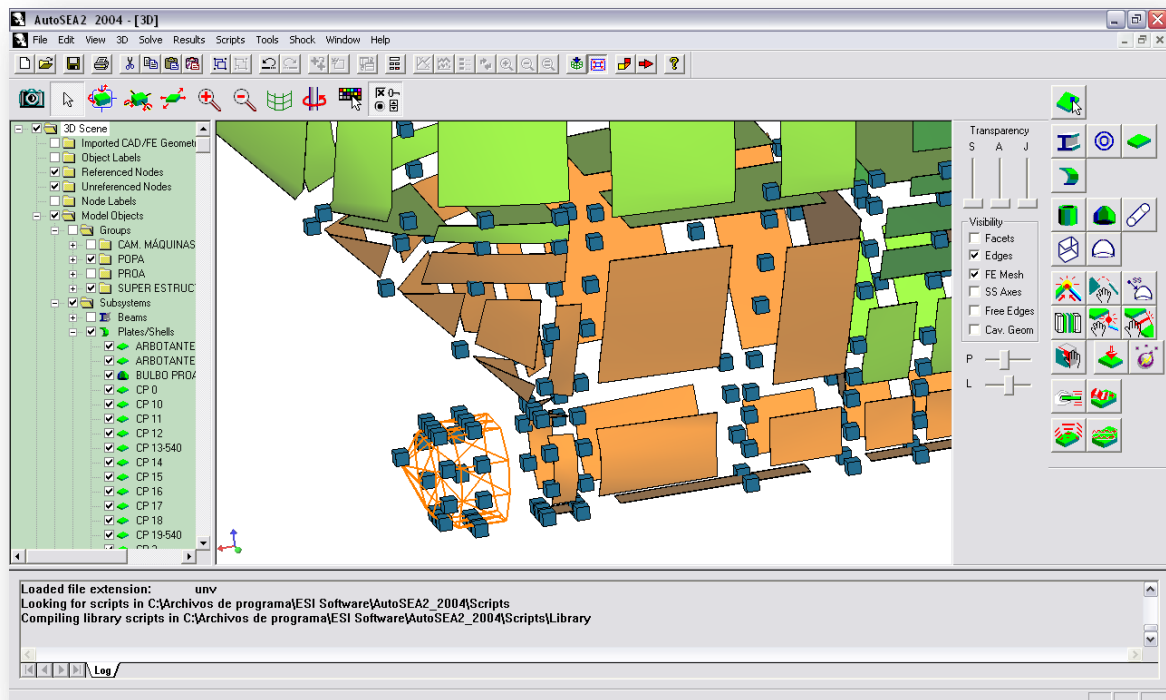
A continuación, si se han seleccionado en el orden correcto los nodos nos aparece en pantalla la siguiente ventana, donde le podemos dar nombre al subsistema que acabamos de crear, de que tipo de material es y que propiedades le queremos dar.



8.1.5.2.- Ventana de características de subsistema.



Una vez definidas las características del subsistema, este nos aparece en la pantalla 3D del programa.



#### 8.1.5-3.- Bulbo proa.

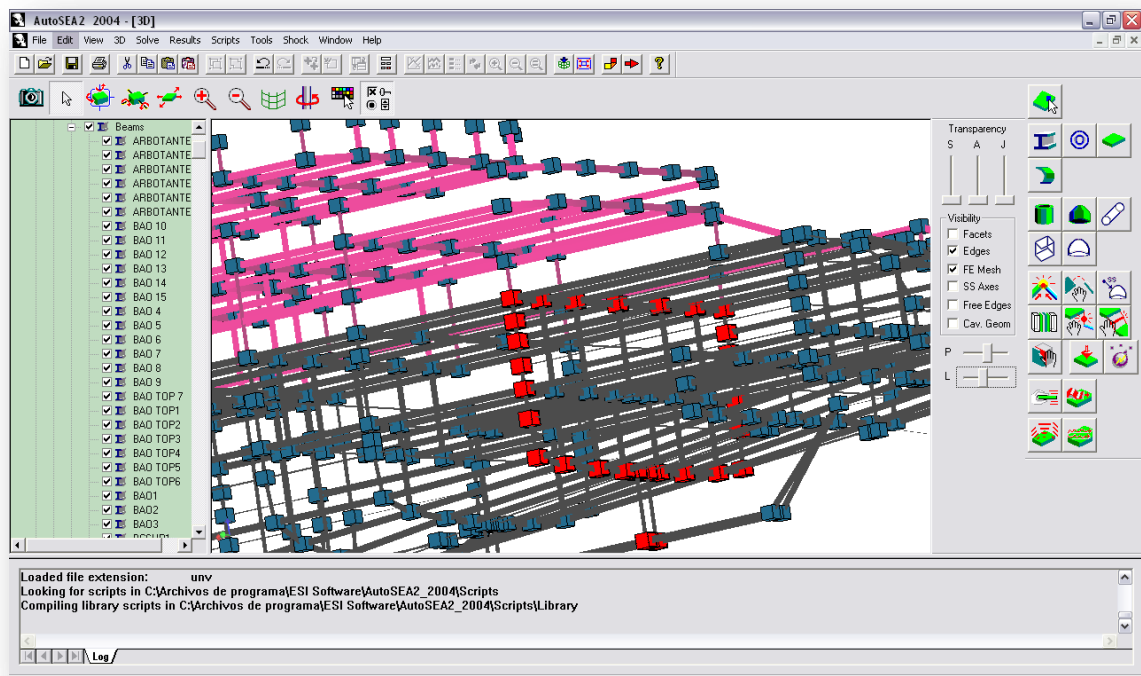
El modelo objeto de estudio, se ha construido utilizando 206 planchas planas, 51 planchas de curvatura simple, 1 plancha de curvatura doble, en total 258 subsistemas.



### 8.1.6. Definición de los subsistemas estructurales, refuerzos.

Posteriormente a la definición o construcción de una plancha, se crean los refuerzos asociados a esta y a las planchas contiguas a la última plancha creada. Como sucede con las planchas, AutoSEA 2 nos ofrece dos posibilidades para crear refuerzos, un refuerzo que empieza y acaba en nodos distintos, o un refuerzo cerrado que empieza y termina en el mismo nodo. Así, en la construcción del modelo, se han utilizado los refuerzos propios a la construcción naval, tanto transversales como bulárcamas (refuerzo cerrado), baos, refuerzos verticales y longitudinales como los longitudinales de fondo y de cubierta.

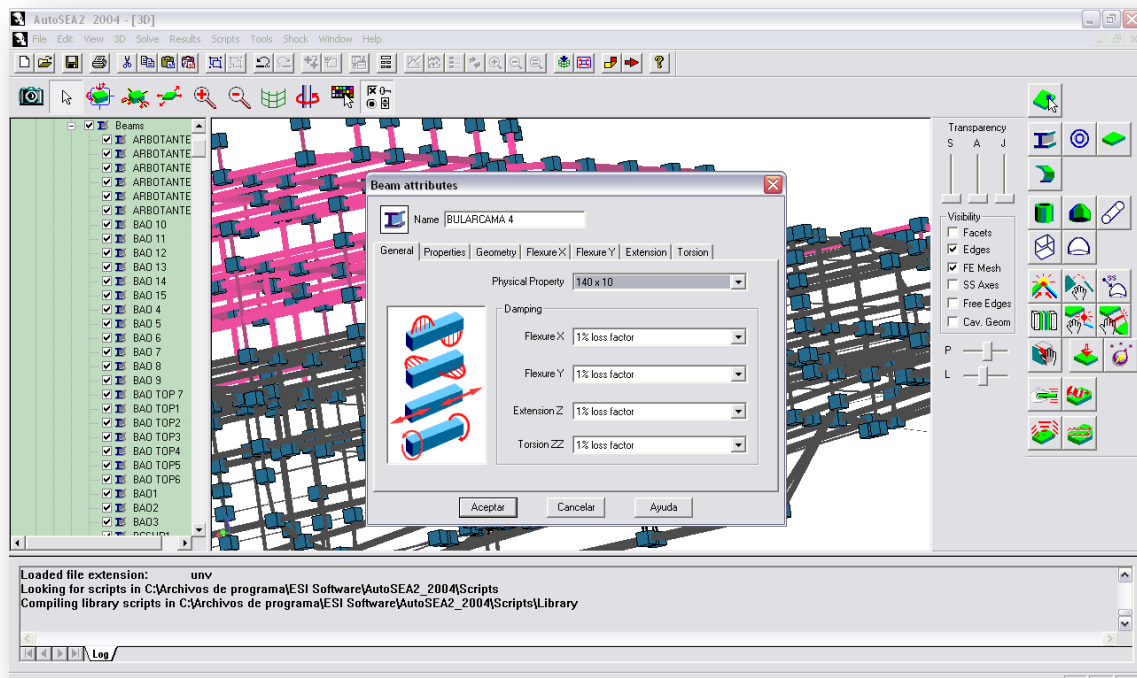
En la siguiente imagen se muestra como se crea una bularcama. Se van seleccionando los nodos en el orden establecido en el manual para la definición de refuerzos cerrados.



8.1.6-1.- Selección de nodos para crear una bularcama.



Se escoge la propiedad física que tengamos definida previamente, en este caso son llantas con bulbo de dimensiones 140 x 10 de acero tipo A, que son el tipo de refuerzo escogido en para el casco del modelo tanto para refuerzos cerrados como abiertos. En la zona de superestructura, se ha escogido el mismo tipo de refuerzo pero con la dimensión de 120 x 6 además de cambiar el material de construcción, que en este caso es aluminio.

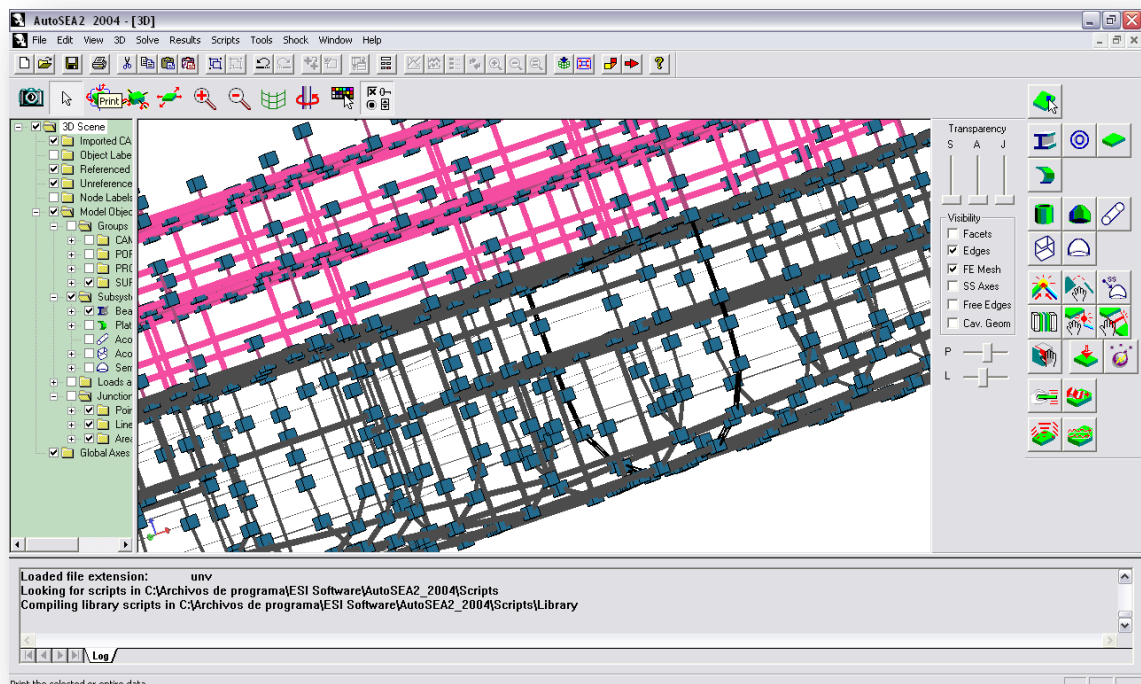


#### 8.1.6-2.- Selección de las propiedades físicas del refuerzo.





Una vez seleccionadas las características del refuerzo, este nos aparecerá en la pantalla 3D automáticamente, como se muestra en la imagen a continuación se ve la bulárcama resaltada en negro.

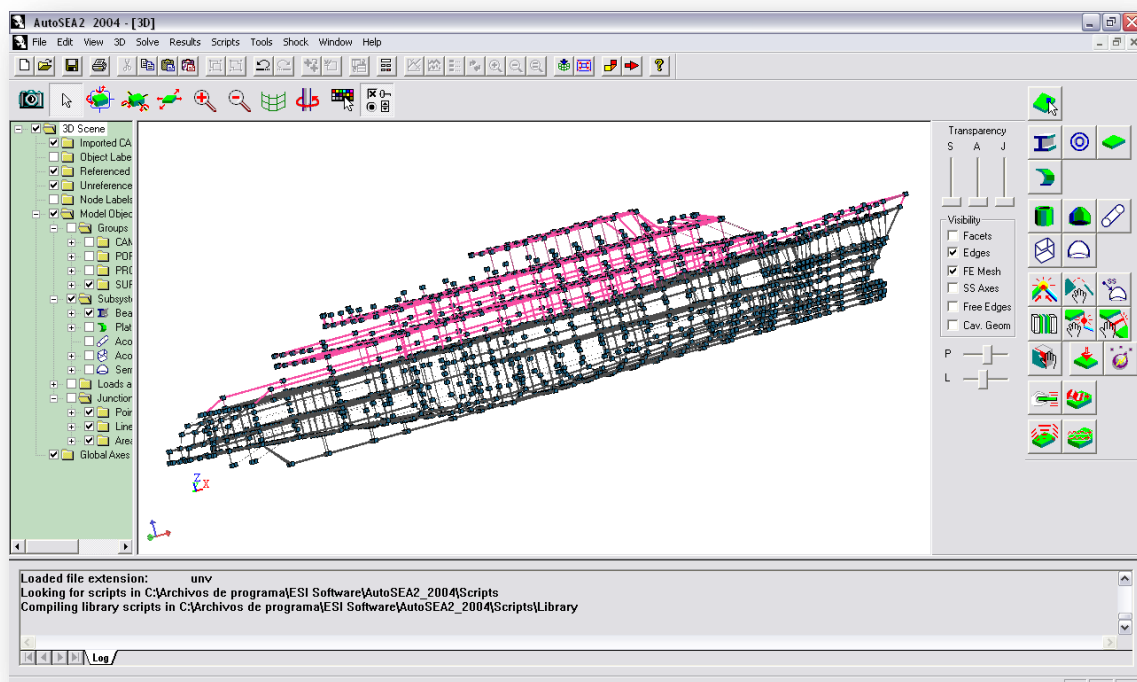


8.1.6-3.- Construcción de bulárcama finalizada.





Para la construcción de este modelo, se han utilizado 480 refuerzos (subsistemas) de los tipos que se han comentado anteriormente, a continuación se muestra una imagen del conjunto de los refuerzos que se han utilizado en el modelo del buque donde se aprecia la estructura del buque con los refuerzos transversales y longitudinales.



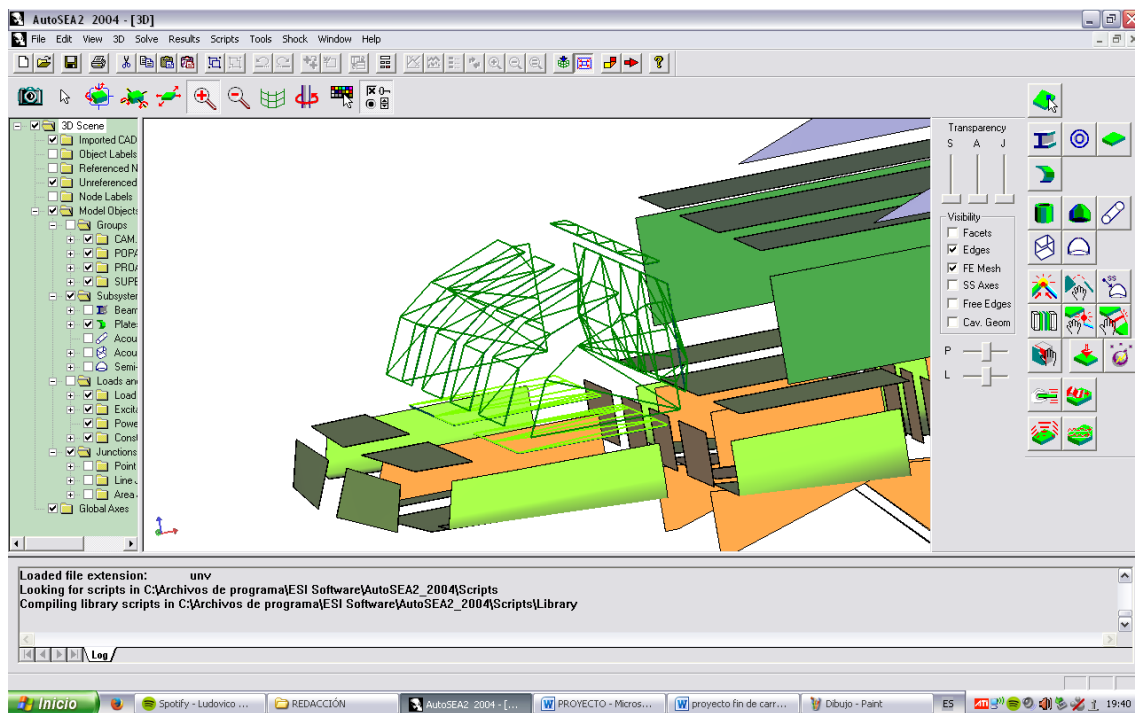
8.1.6-4.- Conjunto de refuerzos que conforman el modelo.



### 8.1.7. Definición de los subsistemas acústicos, cavidades acústicas.

Una vez que tenemos todos los elementos estructurales que definen un local dentro de nuestro modelo, el programa tiene una herramienta con la que se pueden crear una cavidad acústica en dichos espacios “vacíos”. Estas cavidades vacías, expresan que hay y las características de los fluidos definidos anteriormente y su comportamiento frente a la transmisión del ruido y vibraciones será en función de dichas características.

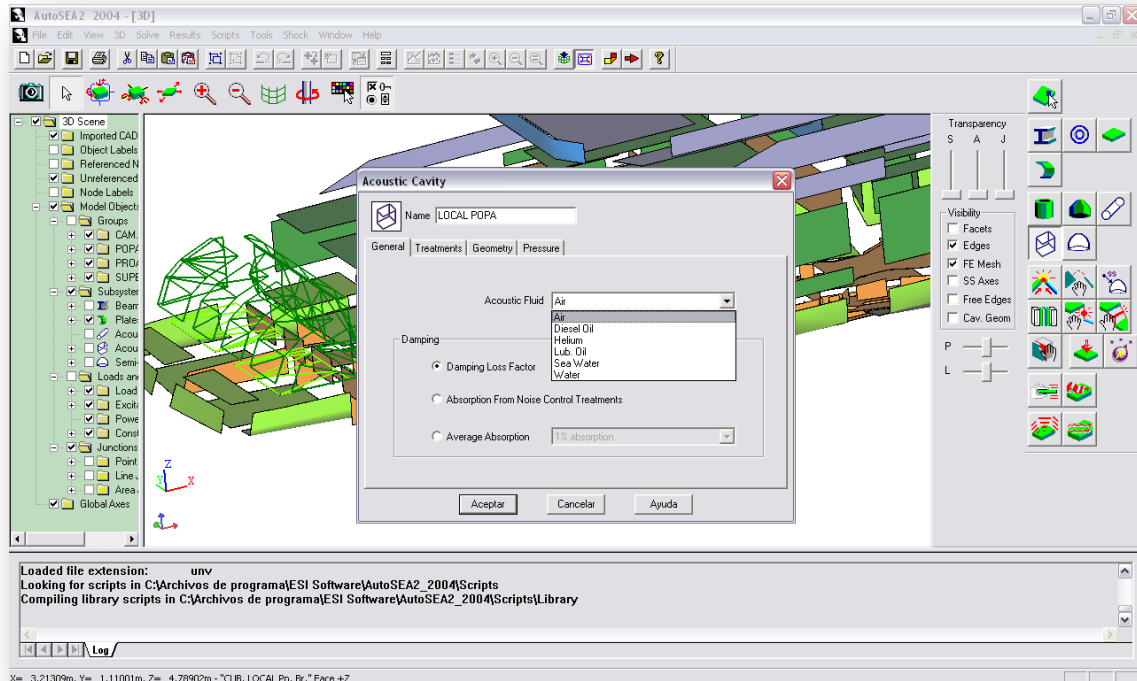
Para crear las cavidades acústicas, se seleccionan los elementos que definirán la cavidad, como son las planchas o los nodos que conforman la estructura del modelo en el orden que dicta el manual del programa.



8.1.7-1.- Selección de planchas para la creación de una cavidad acústica.



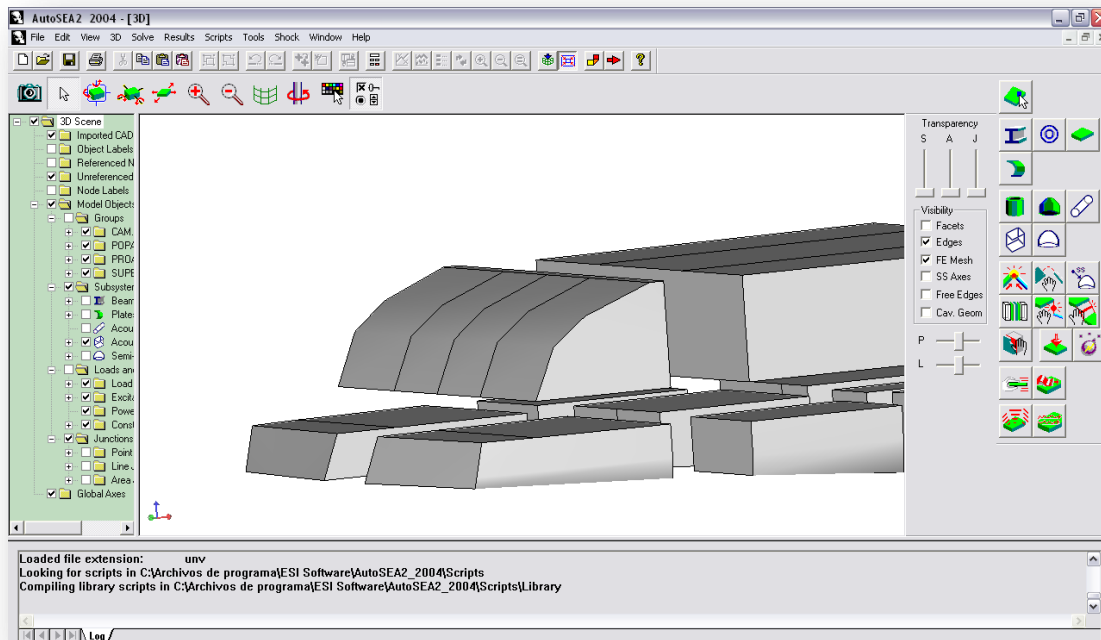
Una vez seleccionados los elementos que definen el contorno de la cavidad, nos aparecerá en pantalla una ventana en la que deberemos introducir el nombre, el fluido y las diferentes características que creamos oportunas.



### 8.1.7-2.- Características de una cavidad acústica.



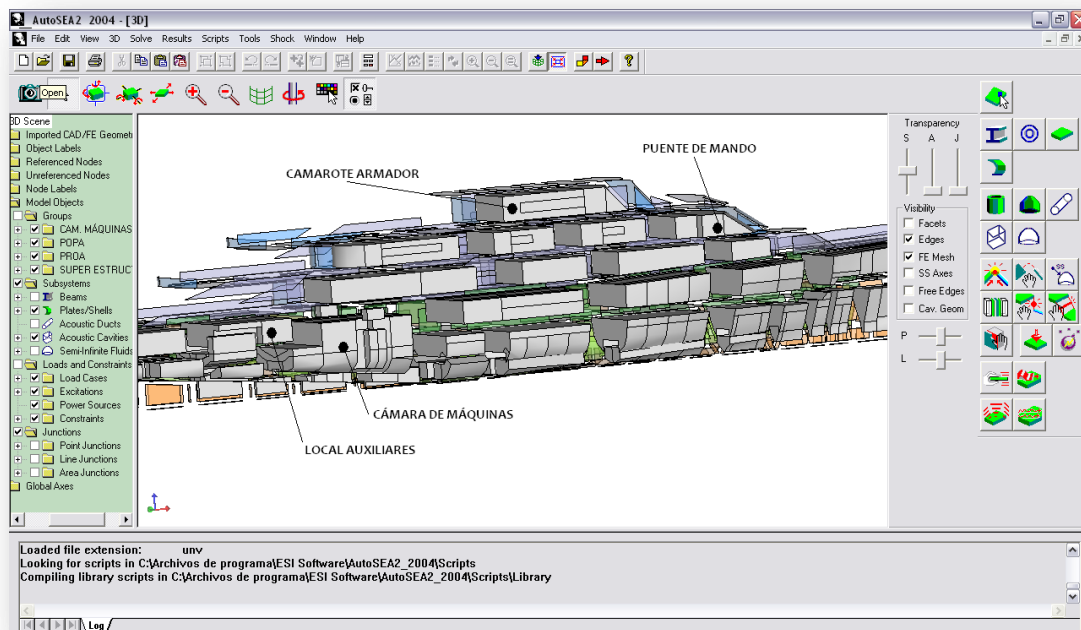
Una vez definidas las características, se crea la cavidad acústica automáticamente, apareciendo esta en la ventana 3D del programa.



### 8.1.7-3.- Cavidad acústica, local de popa.



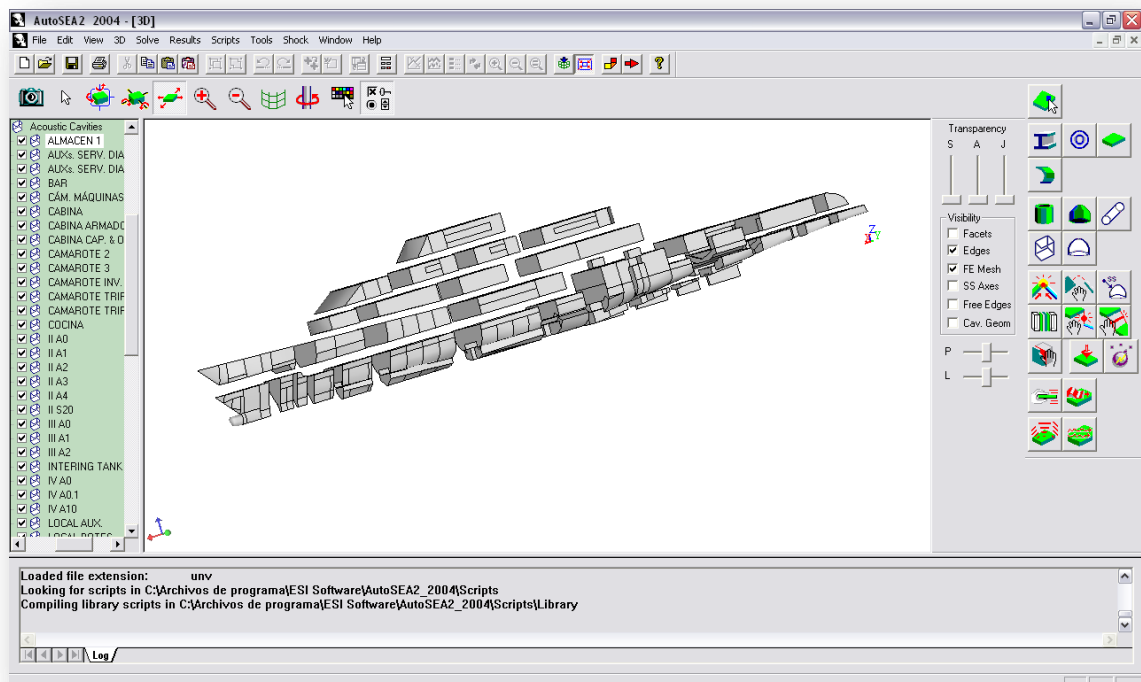
En la siguiente imagen se muestra parte del modelo con una vista especial en la que se mezclan las planchas (traslúcidas) con las cavidades acústicas creadas en el modelo, donde se señalan las cavidades donde se ha realizado el estudio más detallado.



8.1.7-4.- Cavidades principales de estudio.



En la siguiente imagen se muestra la totalidad de las cavidades acústicas del modelo objeto del estudio. El modelo consta de 51 cavidades acústicas en las que encontramos camarotes, locales, tanques de lastre, tanques de combustible y agua dulce, etc.



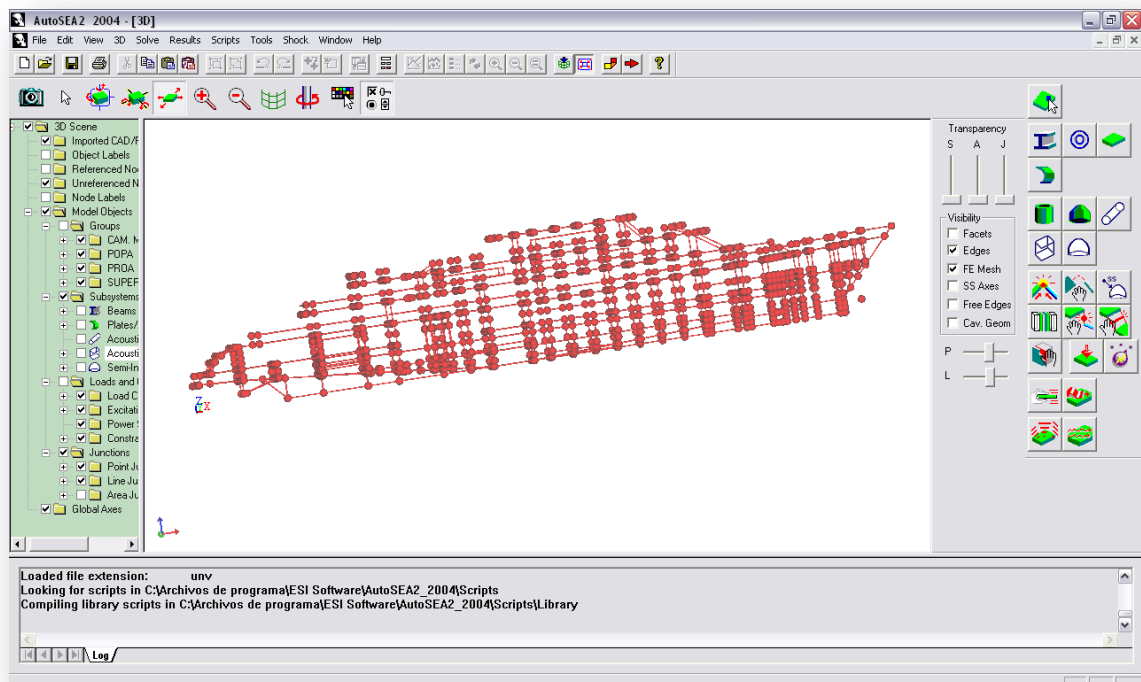
8.1.7-5.- Cavidades del modelo.



### 8.1.8. Conexión de los diferentes subsistemas, Auto-connect.

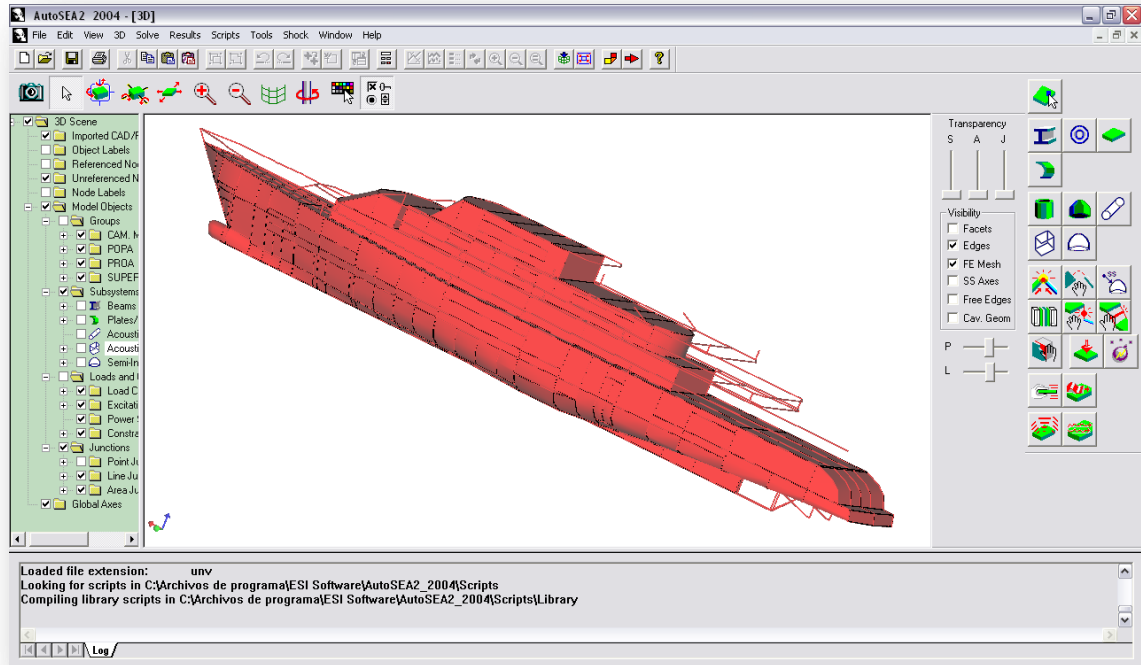
Cuando se tienen creados los distintos subsistemas que conforman el modelo del bloque estructural junto con las cavidades acústicas, es necesario realizar la conexión entre ellos de forma que el ruido las vibraciones puedan transmitirse de unos a otros.

En la siguiente figura se presentan parte de las conexiones que se dan en el modelo de estudio entre los diferentes subsistemas. Las conexiones se realizan mediante, líneas de unión (bordes de planchas en contacto), mediante puntos de conexión (cuando solamente se tiene un punto en contacto), y por áreas en conexión (caso de las cavidades acústicas con las planchas).



8.1.8-1.- Líneas de unión y puntos de unión del modelo.





#### 8.1.8-2.- Áreas de unión entre las cavidades y los subsistemas.

En la ventana Browser se pueden observar las distintas uniones que se han realizado, mediante la opción de Auto-Connect, o bien, mediante conexiones manuales, en el caso de estudio, únicamente se han realizado conexiones mediante la opción de auto-connect.



# PROYECTO FINAL DE CARRERA INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA

## MODELIZACIÓN VIBRO-ACÚSTICA DE UN MEGA YATE



AutoSEA2 2004 - [Browser Window]

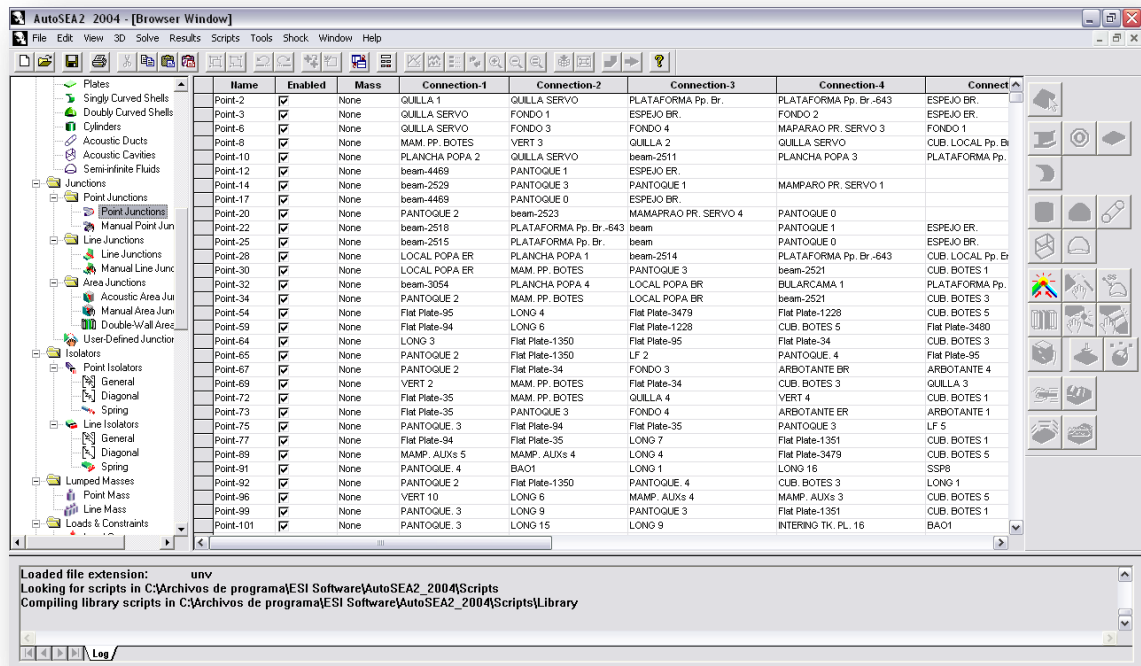
File Edit View 3D Solve Results Scripts Tools Shock Window Help

Name	Enabled	Length [m]	Mass	Connection-1	Connection-2	Connection-3	Connection-4
Line-1	<input checked="" type="checkbox"/>	1.346	None	QUILLA 1	QUILLA SERVO	ESPEJO BR.	ESPEJO ER.
Line-4	<input checked="" type="checkbox"/>	6.451	None	QUILLA 1	QUILLA SERVO	FONDO 1	FONDO 2
Line-7	<input checked="" type="checkbox"/>	1.5	None	QUILLA SERVO	MAMPARAO PR. SERVO 3	MAMPARAO PR. SERVO 2	QUILLA 1
Line-23	<input checked="" type="checkbox"/>	5.508	None	PLATAFORMA Pp. Br.-643	beam	ESPEJO ER.	
Line-26	<input checked="" type="checkbox"/>	5.508	None	PLATAFORMA Pp. Br.	beam	ESPEJO BR.	
Line-27	<input checked="" type="checkbox"/>	1.57	None	beam-2518	PLATAFORMA Pp. Br.-643	PANTOQUE 1	
Line-29	<input checked="" type="checkbox"/>	4.101	None	LOCAL POPA ER	beam-2518	CUB. LOCAL Pp. Er.	PANTOQUE 1
Line-31	<input checked="" type="checkbox"/>	1.57	None	beam-2515	PLATAFORMA Pp. Br.	PANTOQUE 0	
Line-33	<input checked="" type="checkbox"/>	4.101	None	beam-2515	LOCAL POPA BR	CUB. LOCAL Pp. Br.	PANTOQUE 0
Line-63	<input checked="" type="checkbox"/>	1.922	None	Flat Plate-1350	Flat Plate-95	Flat Plate-34	QUILLA 3
Line-66	<input checked="" type="checkbox"/>	4.703	None	PANTOQUE 2	Flat Plate-34	QUILLA 3	FONDO 3
Line-68	<input checked="" type="checkbox"/>	1.5	None	Flat Plate-34	QUILLA 3	MAMPARAO PR. SERVO 3	MAMPARAO PR. SERVO 4
Line-70	<input checked="" type="checkbox"/>	4.684	None	Flat Plate-34	CUB. BOTES 3	QUILLA 3	CUB. BOTES 2
Line-71	<input checked="" type="checkbox"/>	1.5	None	Flat Plate-35	QUILLA 4	MAMPARAO PR. SERVO 2	MAMPARAO PR. SERVO 1
Line-74	<input checked="" type="checkbox"/>	4.703	None	Flat Plate-35	QUILLA 4	PANTOQUE 3	FONDO 4
Line-76	<input checked="" type="checkbox"/>	1.922	None	Flat Plate-94	Flat Plate-35	QUILLA 4	Flat Plate-1351
Line-78	<input checked="" type="checkbox"/>	4.684	None	Flat Plate-35	QUILLA 4	CUB. BOTES 1	CUB. BOTES 2
Line-88	<input checked="" type="checkbox"/>	5.986	None	LONG 4	Flat Plate-3479	CUB. BOTES 5	CUB. BOTES 4
Line-90	<input checked="" type="checkbox"/>	5.987	None	PANTOQUE 4	LONG 1	SSS	CUB. BOTES 4
Line-93	<input checked="" type="checkbox"/>	3.6	None	Flat Plate-1350	CUB. BOTES 3	BULARCAMA 3	CUB. BOTES 4
Line-94	<input checked="" type="checkbox"/>	1.5	None	Flat Plate-95	BULARCAMA 3	CUB. BOTES 2	CUB. BOTES 4
Line-95	<input checked="" type="checkbox"/>	5.986	None	LONG 6	CUB. BOTES 5	Flat Plate-3480	CUB. BOTES 6
Line-97	<input checked="" type="checkbox"/>	1.5	None	Flat Plate-94	BULARCAMA 3	CUB. BOTES 2	CUB. BOTES 6
Line-98	<input checked="" type="checkbox"/>	3.6	None	Flat Plate-1351	BULARCAMA 3	CUB. BOTES 1	CUB. BOTES 6
Line-100	<input checked="" type="checkbox"/>	5.987	None	PANTOQUE 3	LONG 9	SSS	CUB. BOTES 6
Line-102	<input checked="" type="checkbox"/>	2	None	MAMP. AUXs 4	BA01	CUB. BOTES 5	MAMP. PP. AUXs
Line-104	<input checked="" type="checkbox"/>	2	None	Flat Plate-1228	CUB. BOTES 5	BULARCAMA 3	CUB. BOTES 2
Line-106	<input checked="" type="checkbox"/>	6.014	None	PANTOQUE 4	Flat Plate-3479	LF 3	FONDO 5
Line-109	<input checked="" type="checkbox"/>	6.014	None	FONDO 5	FONDO 6		
Line-112	<input checked="" type="checkbox"/>	1	None	Flat Plate-1228	BULARCAMA 3	FONDO 3	FONDO 5
Line-113	<input checked="" type="checkbox"/>	1	None	Flat Plate-1228	BULARCAMA 3	FONDO 4	FONDO 6

Loaded file extension: unv  
Looking for scripts in C:\Archivos de programa\ESI Software\AutoSEA2\_2004\Scripts  
Compiling library scripts in C:\Archivos de programa\ESI Software\AutoSEA2\_2004\Scripts\Library

Log

### 8.1.8-3.- Líneas de unión realizadas con auto-connect.



#### 8.1.8-4.- Puntos de unión realizadas con auto-connect.

Las líneas de unión entre planchas pueden ser interpretadas como líneas de soldadura, por ejemplo, y se le pueden atribuir diferentes parámetros en cuanto a la absorción de ruido y vibraciones.

En la siguiente imagen vemos la información de dicha “soldadura” como donde empieza y acaba y los elementos que están unidos a ella.

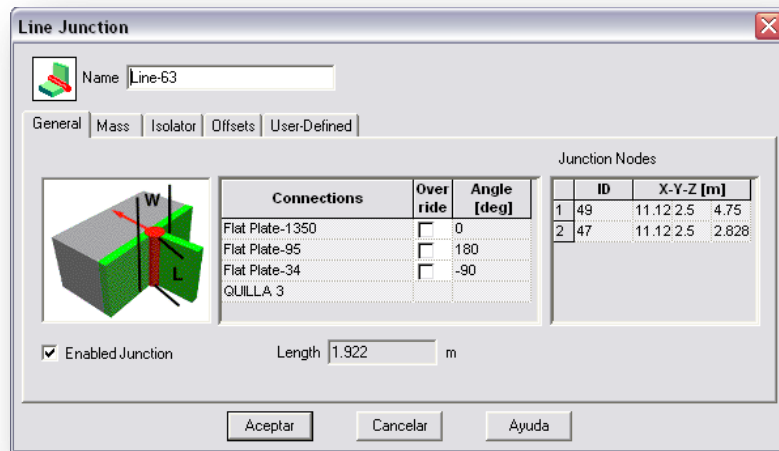
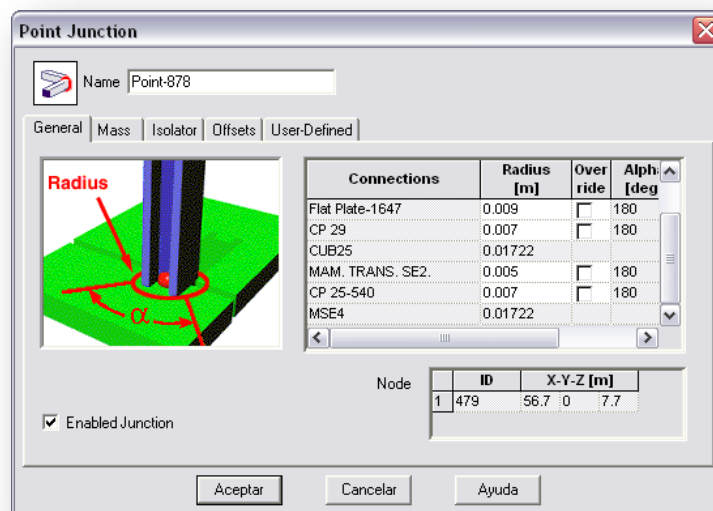
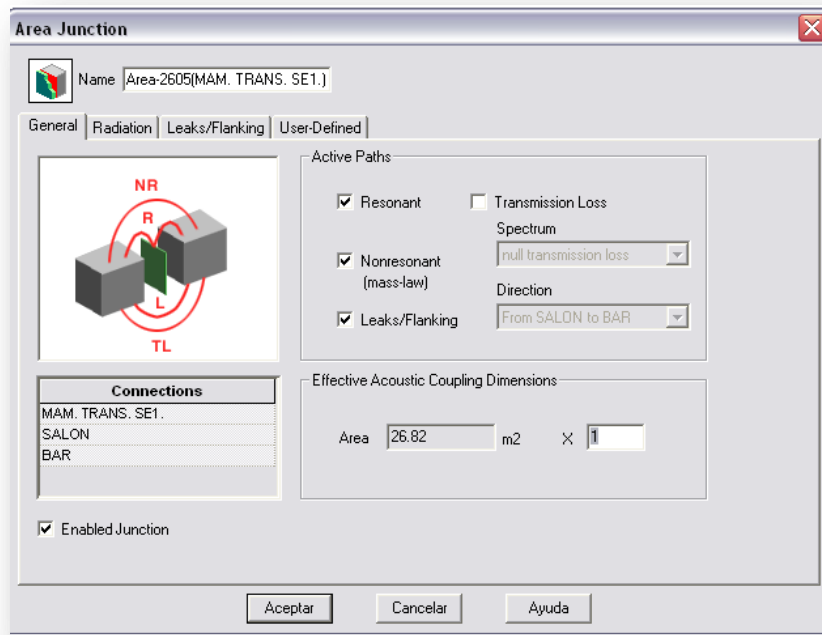


Ilustración 8.1.8-5.- Características líneas de unión.

Con los puntos de unión y las áreas de unión también se puede realizar la operación de editar los parámetros de la unión.



8.1.8-6.- Ventana de parámetros de un punto de unión.



8.1.8-7.- Ventana de parámetros de un área de unión.



## 8.2. Introducción de los espectros modales de vibración de los equipos sometidos a estudio.

Con el modelo preparado llega el proceso de introducir las cargas a las que éste va a estar sometido.

En el caso de estudio se tienen los diferentes equipos y la estimación de sus respectivos espectros modales de vibración y de ruido, por tanto, lo que se introducirá en el modelo serán excitaciones, aceleraciones y presiones sonoras de cada uno de ellos.

El programa presenta en la ventana Browser la opción para introducir los las cargas de distintas formas, bien sea la aplicación de una fuerza, o bien, como es el caso una excitación.

Como se ha visto anteriormente se han estimado los modos de vibración de los diferentes equipos para distintas frecuencias, estos datos provienen de medidas de equipos convencionales tomadas en cada uno de los tacos elásticos que soportan al equipo, por tanto la primera operación será ver cual es la resultante de la suma de los distintos tacos, para introducirla como espectro modal del equipo.

Hay que incluir como dato previo la referencia acústica a la que se refieren los datos del espectro modal. En el caso de los equipos en sus locales es: dB (ref= $10^{-5}$  m/s<sup>2</sup>)



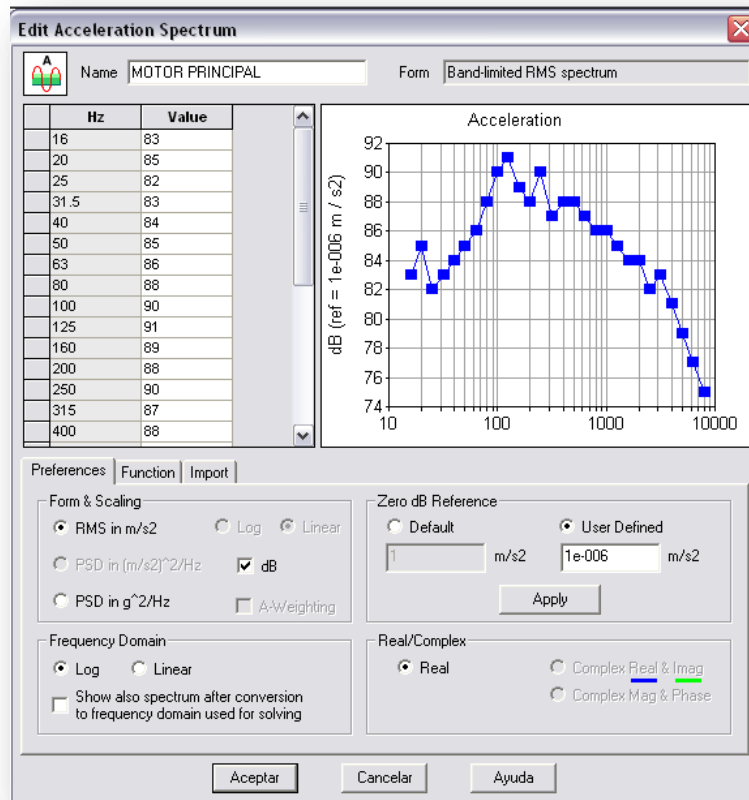
### 8.2.1. Espectro modal del motor principal (vibración).

MOTOR PRINCIPAL	
FRECUENCIAS Hz	SUMA DE LOS 6 TACOS ELÁSTICOS dB
16	83
20	85
25	82
31.5	83
40	84
50	85
63	86
80	88
100	90
125	91
160	89
200	88
250	90
315	87
400	88
500	88
630	87
800	86
1000	86
1250	85
1600	84
2000	84
2500	82
3150	83
4000	81
5000	79
6300	77
8000	75





Introducción del espectro modal del motor principal en la ventana browser del programa.



8.2.1.1.- Espectro modal del motor principal.

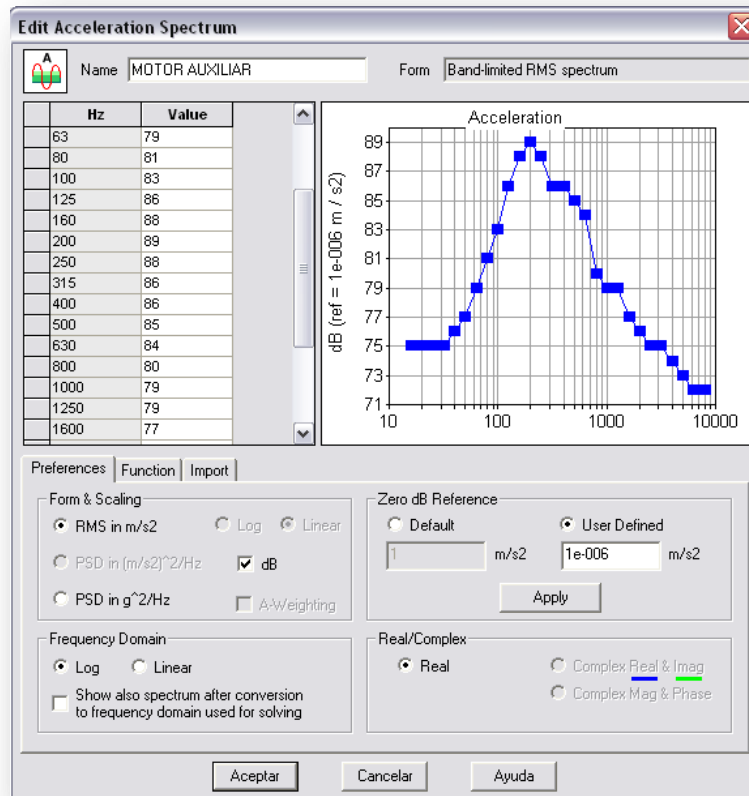


### 8.3. Espectro modal del motor auxiliar (vibración).

MOTOR AUXILIAR	
FRECUENCIAS Hz	SUMA DE LOS 6 TACOS ELÁSTICOS dB
16	75
20	75
25	75
31.5	75
40	76
50	77
63	79
80	81
100	83
125	86
160	88
200	89
250	88
315	86
400	86
500	85
630	84
800	80
1000	79
1250	79
1600	77
2000	76
2500	75
3150	75
4000	74
5000	73
6300	72
8000	72



Introducción del espectro modal del motor auxiliar en la ventana browser del programa.



8.3-1.- Espectro modal del motor auxiliar.

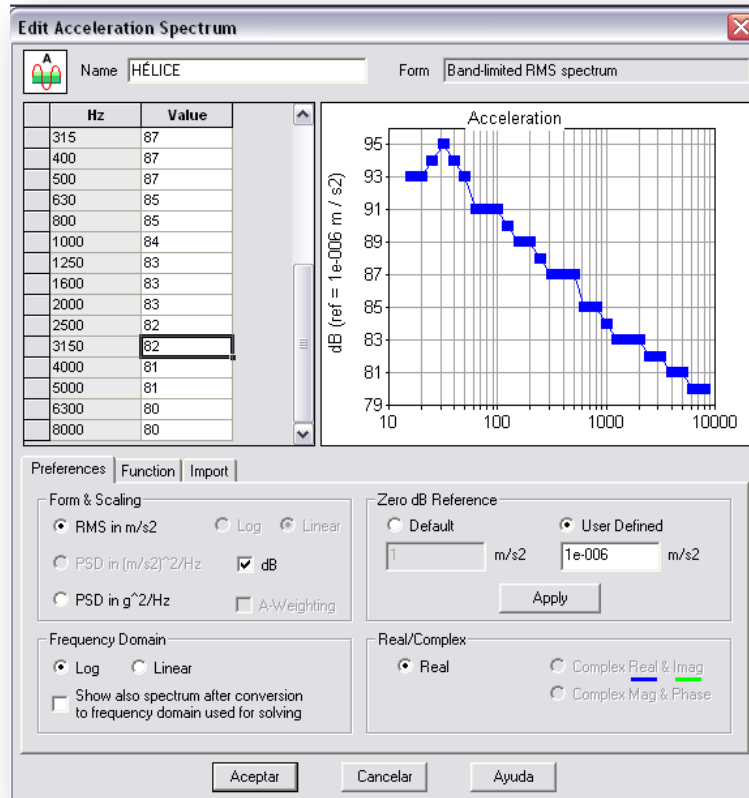


#### 8.4. Espectro modal de la Hélice (vibración).

HÉLICE	
FRECUENCIAS Hz	dB
16	93
20	93
25	94
31.5	95
40	94
50	93
63	91
80	91
100	91
125	90
160	89
200	89
250	88
315	87
400	87
500	87
630	85
800	85
1000	84
1250	83
1600	83
2000	83
2500	82
3150	82
4000	81
5000	81
6300	80
8000	80



Introducción del espectro modal de la hélice en la ventana browser.



8.4-1.- Espectro modal de la hélice.

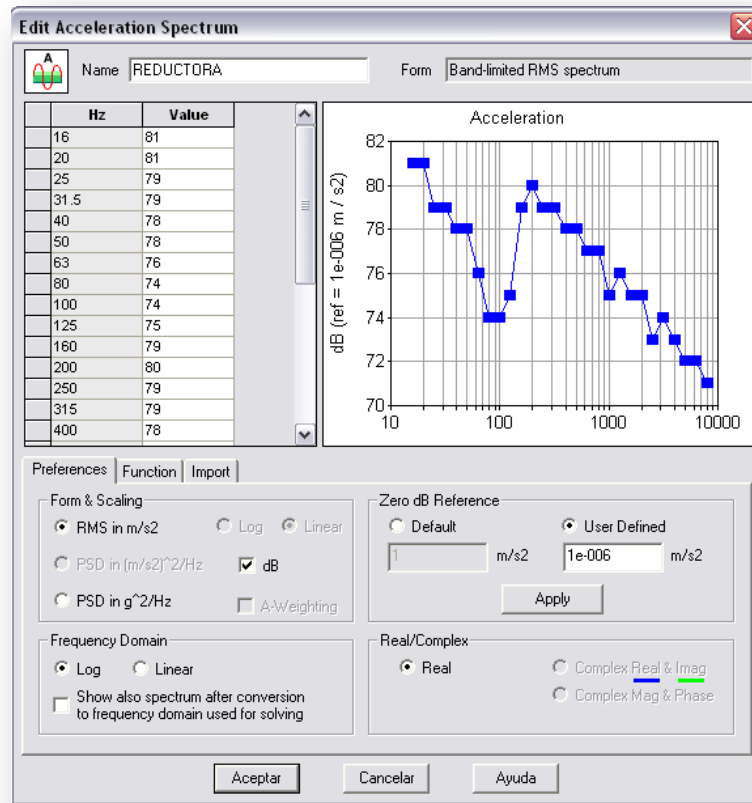


### 8.5. Espectro modal de la Reductora (vibración).

REDUCTORA	
FRECUENCIAS	dB
16	81
20	81
25	79
31.5	79
40	78
50	78
63	76
80	74
100	74
125	75
160	79
200	80
250	79
315	79
400	78
500	78
630	77
800	77
1000	75
1250	76
1600	75
2000	75
2500	73
3150	74
4000	73
5000	72
6300	72
8000	71



Introducción del espectro modal de la reductora en la ventana browser.



8.5-1.- Espectro modal de la reductora.



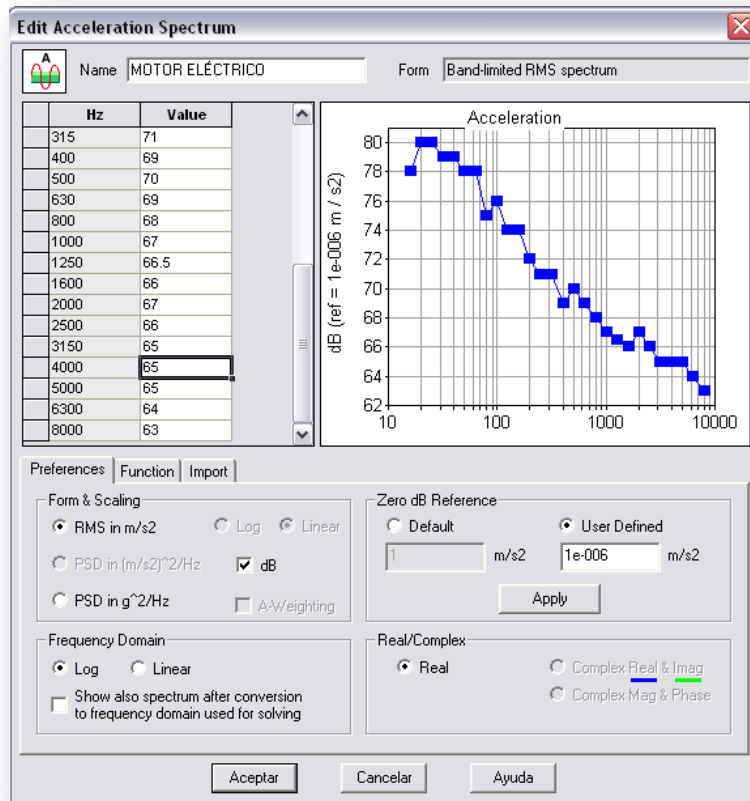
### 8.6. Espectro modal del Motor Eléctrico (vibración).

MOTOR ELÉCTRICO	
FRECUENCIAS	dB
16	78
20	80
25	80
31.5	79
40	79
50	78
63	78
80	75
100	76
125	74
160	74
200	72
250	71
315	71
400	69
500	70
630	69
800	68
1000	67
1250	66.5
1600	66
2000	67
2500	66
3150	65
4000	65
5000	65
6300	64
8000	63





Introducción del espectro modal del motor eléctrico en la ventana browser.



8.6-1.- Espectro modal del motor eléctrico.



### 8.7. Espectro modal de ruido del motor principal y motores auxiliares.

Para hacer el estudio más realista se ha decidido introducir el espectro modal de ruido de las fuentes que mayor presión acústica generan, que son los motores principales y los motores auxiliares, para ello, al igual que los espectros modales de vibración que se han visto anteriormente, se introducen los espectros de ruido de los elementos que acabamos de comentar.

Espectro de ruido del motor principal.

MOTOR PRINCIPAL	
FRECUENCIAS Hz	dB
16	93
20	95
25	92
31.5	93
40	94
50	95
63	96
80	99
100	101
125	102
160	100
200	99
250	100
315	99
400	99
500	98
630	97
800	96
1000	96
1250	95
1600	94
2000	94
2500	92
3150	93
4000	91
5000	89
6300	86
8000	84



Introducción del espectro de ruido en la ventana Browser.

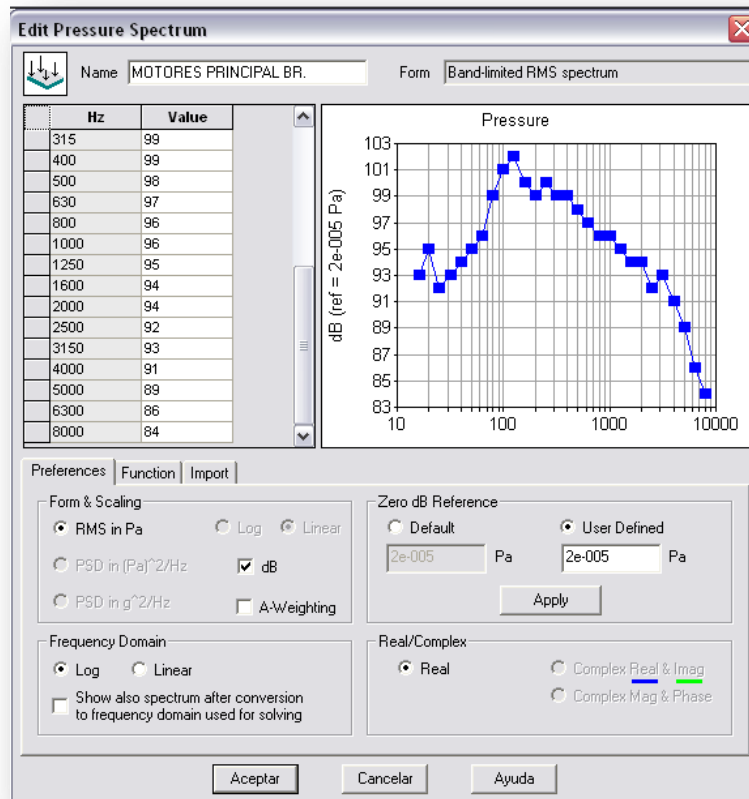


Ilustración 8.7-1.- Espectro de ruido del motor principal.



Espectro de ruido del motor auxiliar.

**MOTOR AUXILIAR**

<b>FRECUENCIAS Hz</b>	<b>dB</b>
16	84
20	84
25	84
31.5	84
40	85
50	86
63	89
80	91
100	93
125	96
160	99
200	100
250	99
315	96
400	96
500	95
630	94
800	90
1000	89
1250	89
1600	86
2000	85
2500	84
3150	93
4000	91
5000	89
6300	86
8000	84



Introducción del espectro de ruido en la ventana Browser.

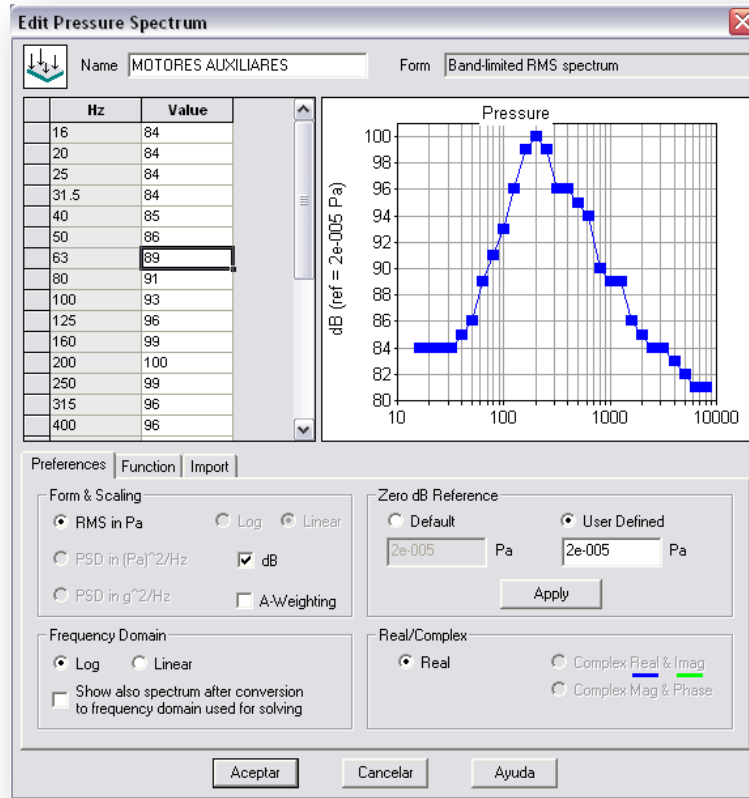


Ilustración 8.7-2.- Espectro ruido motor auxiliar.



### 8.8. Introducción de las cargas en el modelo.

Con los espectros modales fijados para cada equipo, se sitúan las “cargas” en el modelo.

El software permite situar las excitaciones en los elementos estructurales sometidos a tal excitación. En el caso de estudio se dispondrán de la siguiente manera:

Sobre la bancada de los motores principales que se encuentra a 2 m sobre la línea base y en la cámara de máquinas:

- ✓ Excitación del motor principal de estribor y motor principal de babor.

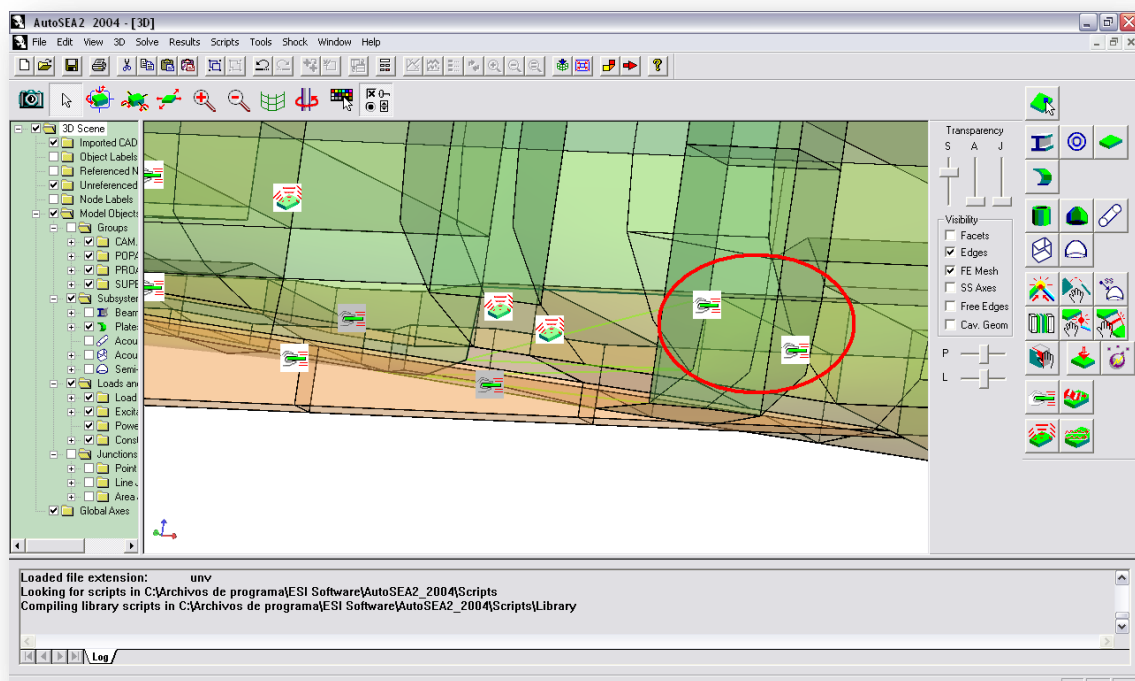


Ilustración 8.8-1.- Excitaciones de los motores principales.



En la misma cámara de máquinas pero sobre las planchas de fondo y sobre el pan-  
toque, encontramos:

- ✓ Excitaciones de los motores eléctricos.
- ✓ Excitación de las reductoras.

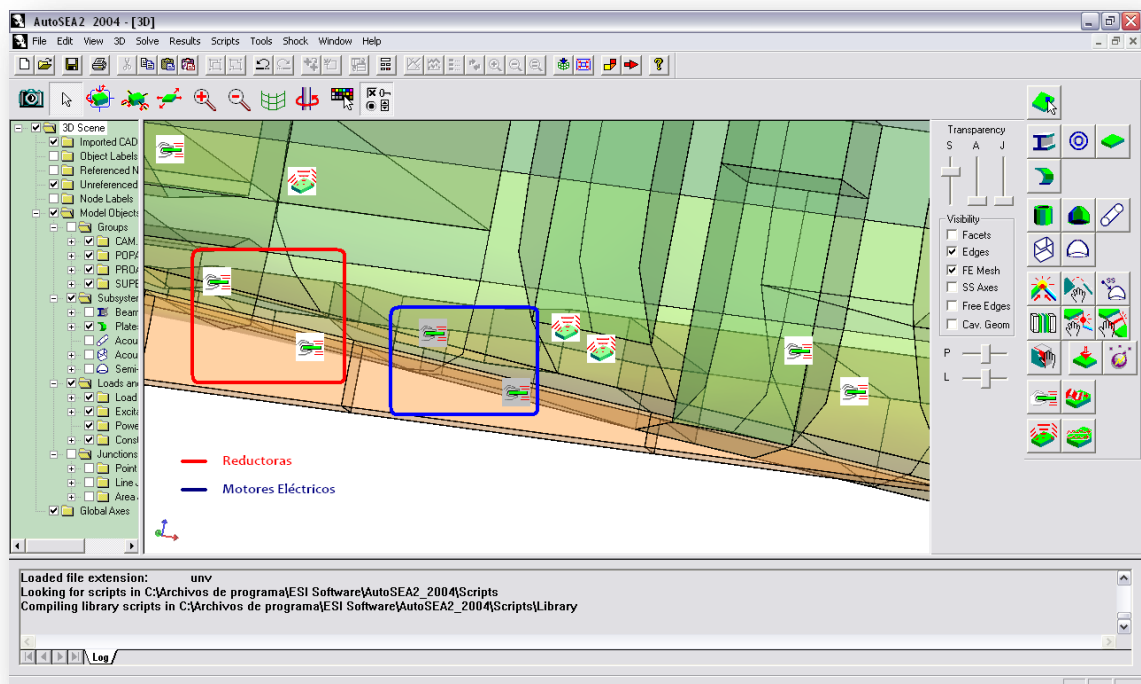


Ilustración 8.8-2.- Excitaciones de las reductoras y motores eléctricos.



En el local de los auxiliares, sobre la cubierta principal situada a 4,75 m sobre la línea base, encontramos:

- ✓ Excitaciones de los tres motores auxiliares.

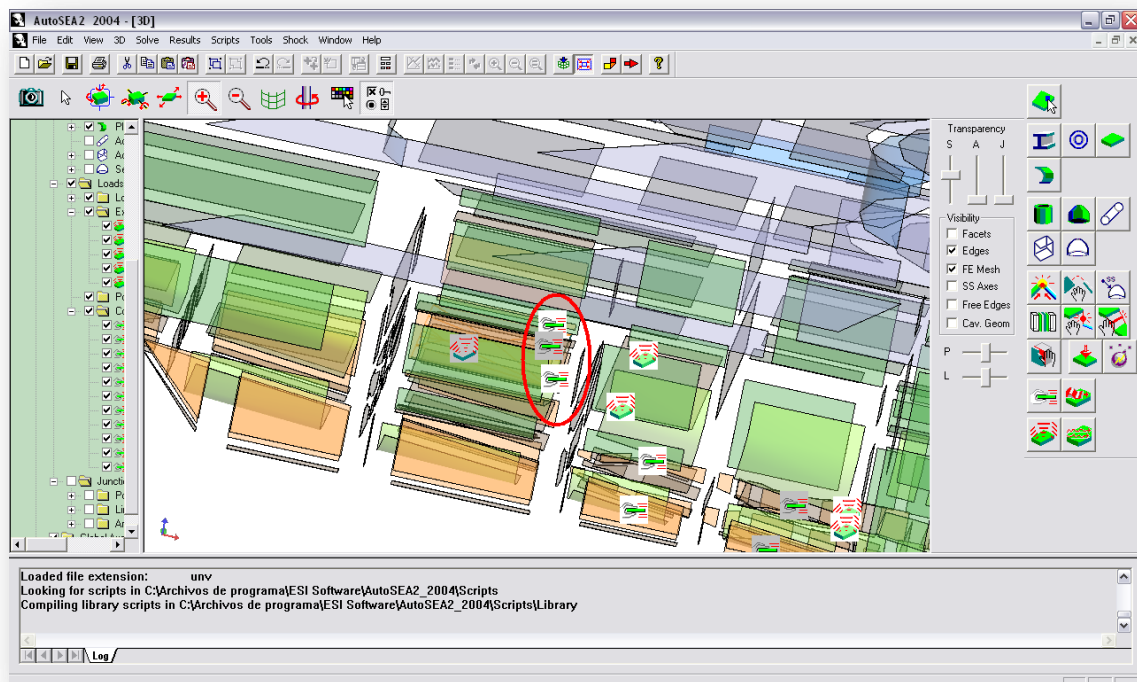


Ilustración 8.8-3.- Excitaciones de los motores auxiliares.





Por último en el exterior sobre los arbotantes, encontramos:

- ✓ Excitaciones de los propulsores de babor y estribor.

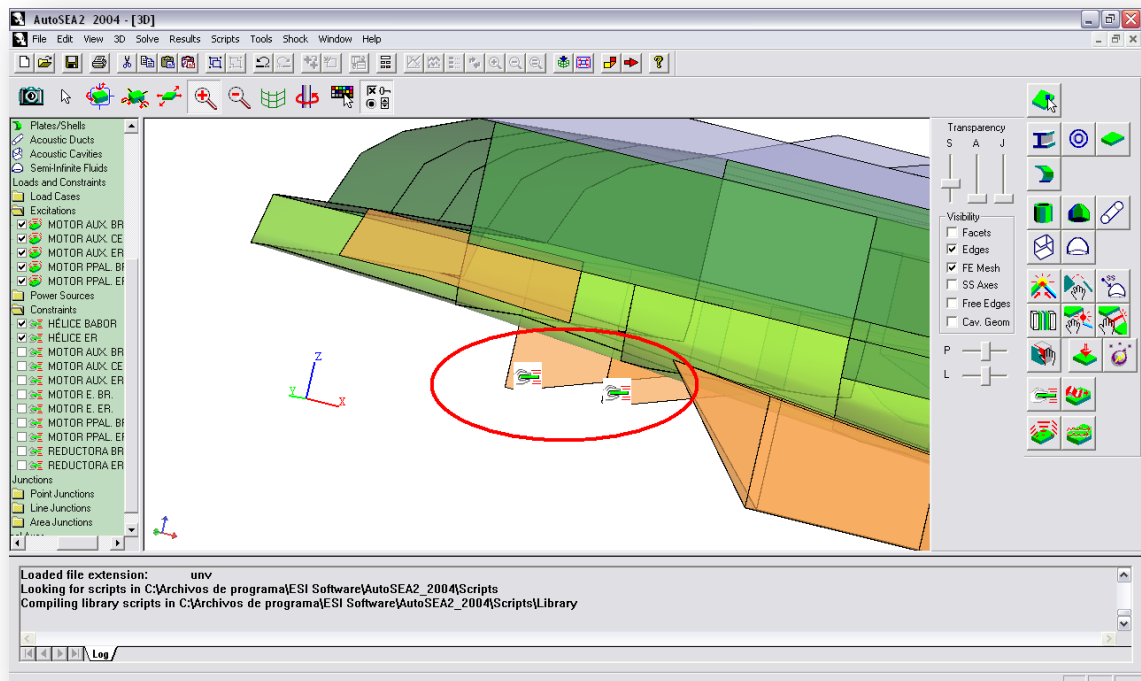


Ilustración 8.8-4.- Excitaciones de los propulsores.



Cuando se introduce una excitación en el modelo aparece la ventana donde se fijan las características de dicha excitación.

En esta ventana aparece a quien esta conectada la excitación y se selecciona el espectro correspondiente de los que se hayan creado con anterioridad en la ventana Browser de introducción de datos.

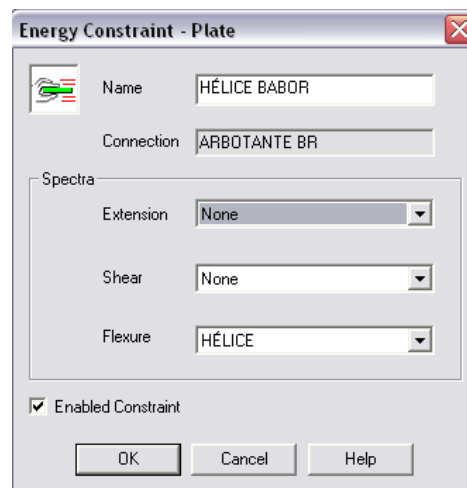


Ilustración 8.8-5.-Selección de la excitación sobre el modelo.



A continuación se muestra donde se han introducido las cargas de ruido en el modelo. En este caso, se han utilizado los espectros de ruido del motor principal y del motor auxiliar por ser los elementos que mayor presión acústica ejercen sobre la estructura. Se han puesto tantas cargas como elementos hay sobre la estructura, por lo tanto, 3 cargas de ruido pertenecientes a los motores auxiliares, sobre la cubierta del local de auxiliares y dos cargas de ruido pertenecientes a los motores principales sobre la bancada de estos en la cámara de máquinas.

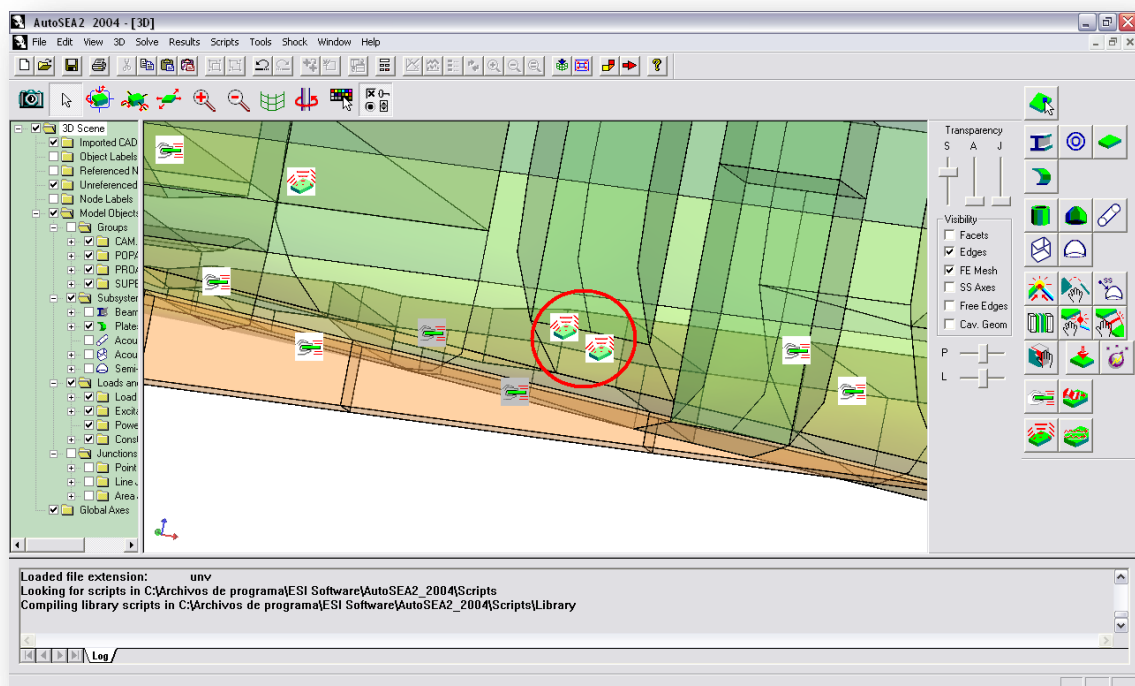


Ilustración 8.8-6.- Excitaciones de ruido de los motores principales.

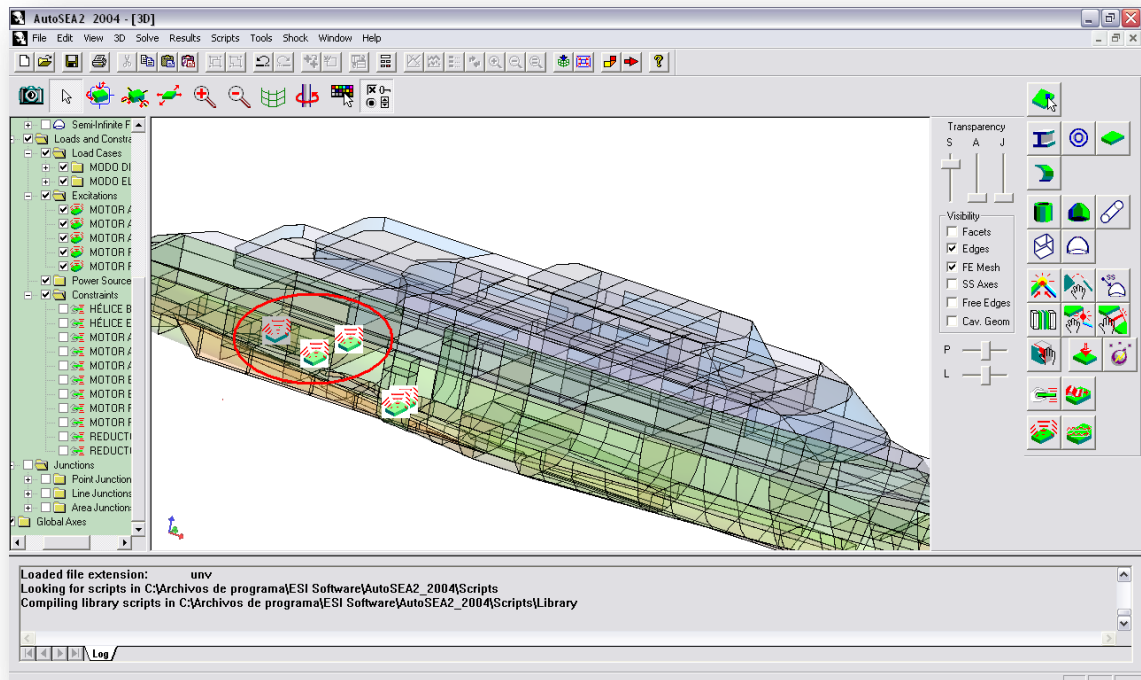


Ilustración 8.8-7.- Excitaciones de ruido de los motores auxiliares.

Para la introducción de las cargas de ruido sobre el modelo, se sigue el mismo procedimiento que para las excitaciones de vibración que se han visto anteriormente.



### 8.9. Introducción de los puntos de medida.

En este proyecto se han estudiado tanto el ruido/vibración dentro de la propia estructura y el ruido radiado al exterior, en este caso al medio marino.

Para el ruido propio de la estructura, se han elegido varios locales, que son los siguientes:

- ✓ Camarote armador.
- ✓ Puente de mando.
- ✓ Cámara de máquinas.
- ✓ Local de auxiliares.

Para el ruido radiado al medio marino, se han puesto puntos de medición a:

- ✓ 1 m bajo la línea base y a una eslora de 76 m bajo el equipo de sonar (espectro cercano).
- ✓ 1000 m bajo la línea base y a una eslora de 76 m bajo el equipo de sonar (espectro lejano).

La elección de estos puntos de medida ha sido por varias razones, por ejemplo, el camarote del armador se ha elegido por razones de confort, el puente de mando la cámara de máquinas y el local de auxiliares, se han elegido por ser zonas de trabajo y además en el caso de la cámara de máquinas y el local de auxiliares es donde se encuentran los mayores focos de ruido y vibración de todo el buque.

En el caso del ruido radiado al exterior, se han elegido la localización de los puntos de medida para ver que nivel de ruido propio va a recibir el equipo de sonar del buque ya que el ruido propio puede interferir negativamente en el correcto funcionamiento del equipo de sonar.



En esta imagen se puede observar todos los espacios del modelo, que se distribuyen en camarotes, locales, tanques, etc, y las áreas que van a ser motivo de estudio.

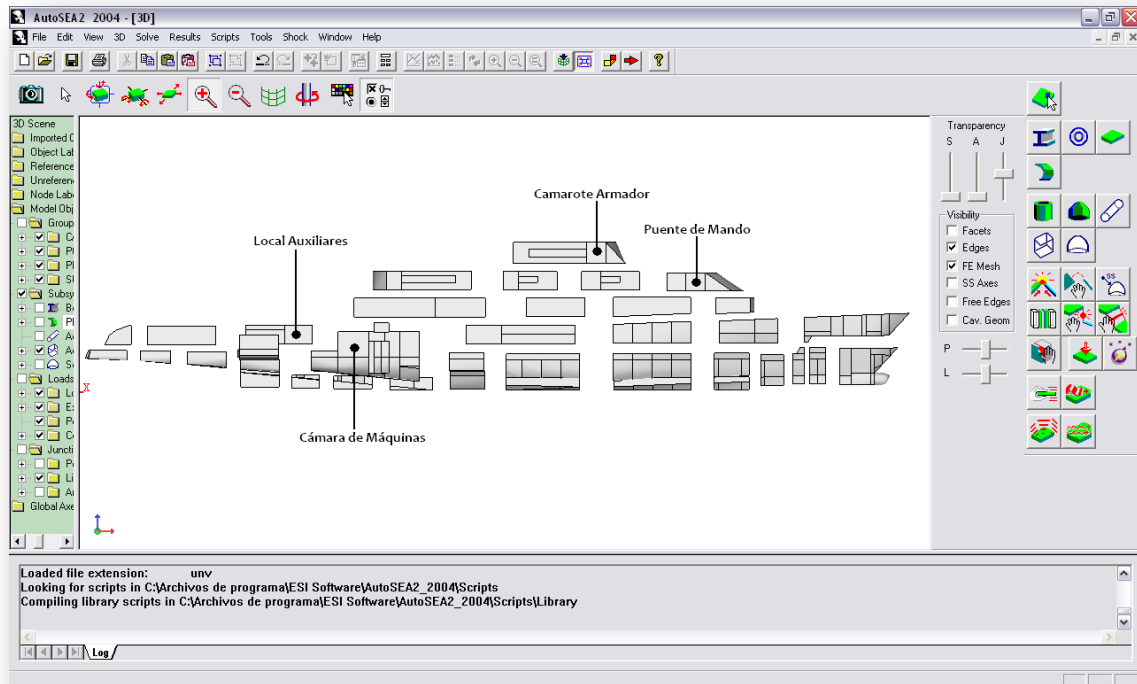


Ilustración 8.9-1.- Disposición de los locales a estudio en el modelo.



Estos puntos de medida hay que conectarlos con los elementos que emitan vibraciones al exterior como serían todas las planchas del casco del buque, pero en este caso por razones de simplificación de cálculo para el programa se ha decidido conectar los puntos de medida de ruido radiado a las planchas del casco pertenecientes a la cámara de máquinas.

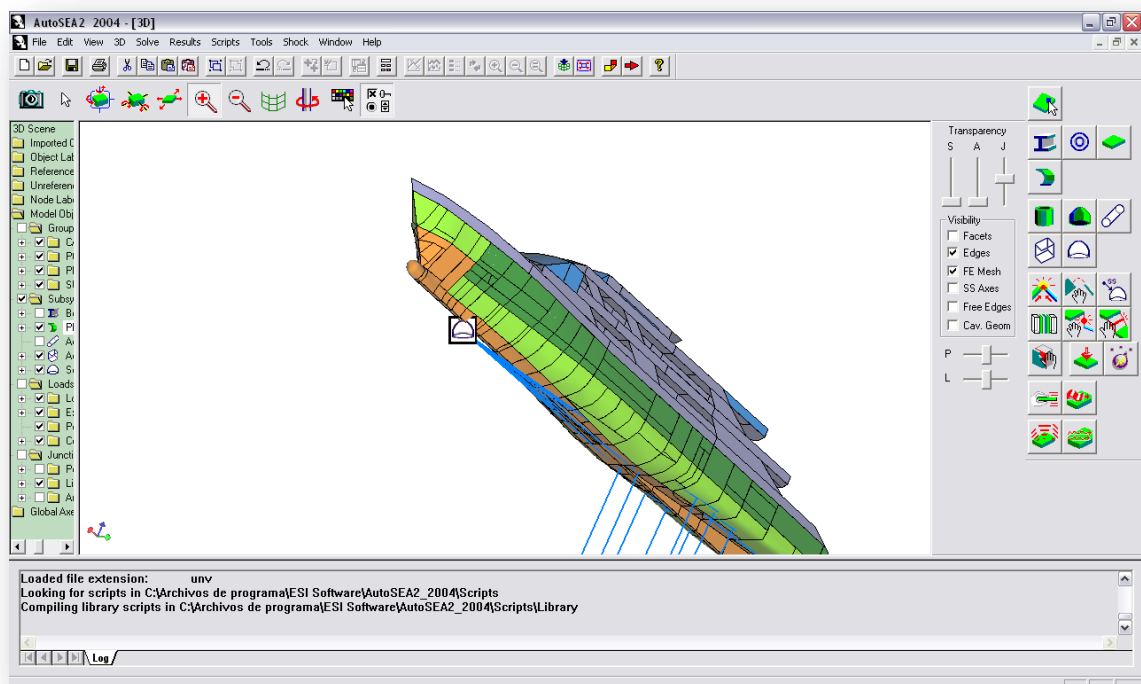


Ilustración 8.9-2.- Punto de medida a 1 m de profundidad.

Cuando se definen estos puntos como punto para la toma de medidas hay que introducir los parámetros que lo definen, como son que tipo de fluido le rodea, en este caso agua de mar, y las coordenadas globales a las que se encuentra.

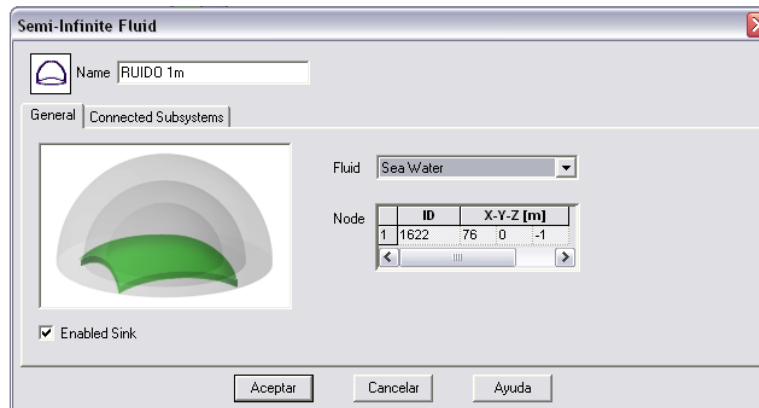


Ilustración 8.9-3.- Punto de medida a 1 m.

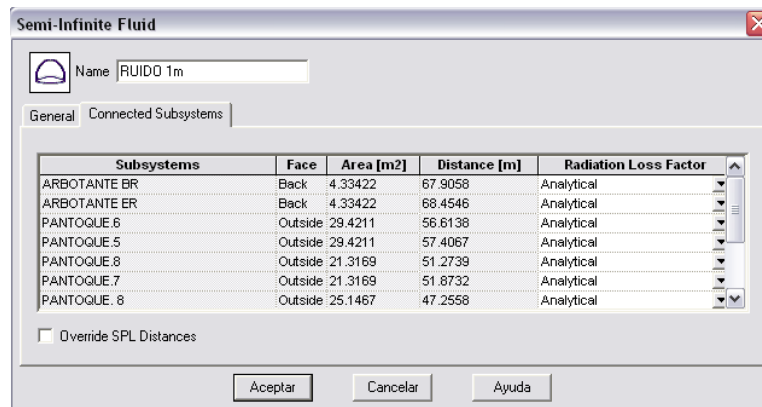


Ilustración 8.9-4.- Conexiones punto de medida a 1 m.





## 9. PRESENTACIÓN Y ANALISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS.

### 9.1. Diferentes casos de estudio.

Se realizan los cálculos para tres modos distintos de trabajo, que representan diferentes condiciones de navegación del Mega Yate.

El primer modo de trabajo, **MODO 1**, se define como aquel en el que el buque se encuentra navegando a una velocidad de 20 nudos, con los motores principales, y tiene en funcionamiento dos grupos Diesel-Generadores, las dos Reductoras y los dos Propulsores.

El segundo modo, **MODO 2**, será aquel en el que el buque se encuentre navegando a baja velocidad (7 nudos) con los Motores Eléctricos, tres grupos Diesel-Generadores, las Reductoras y los dos propulsores.

El tercer y último modo de trabajo, **MODO 3**, se define como el modo en el que el buque alcanza su velocidad máxima (25 nudos) combinando los Motores principales con los Motores Eléctricos además, tres grupos Diesel-Generadores, las Reductoras y los dos Propulsores.

Se calculará la aportación a la firma acústica de cada uno de los tres modos definidos, tanto para el punto de medida cercano como del lejano, y además se estudiará en las áreas de estudio los niveles de ruido para cada uno de los tres modos y se analizarán los resultados en todas las condiciones de estudio.



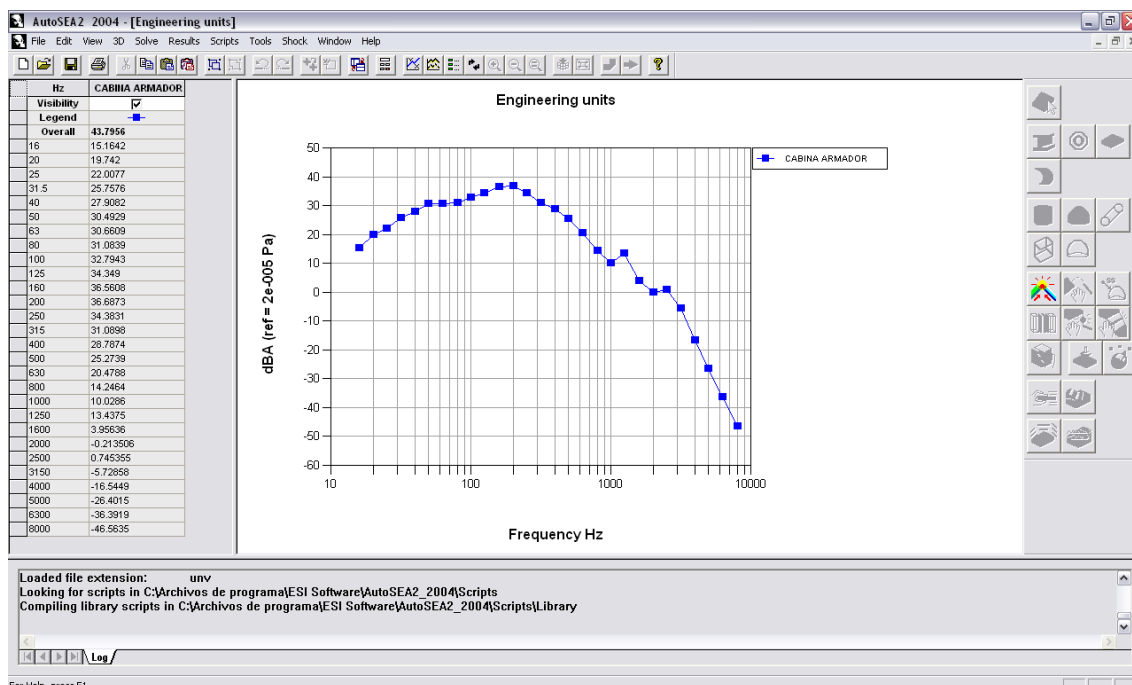
## 9.2. Resultados MODO 1 Navegación Diesel.

Como se ha mencionado, en este caso tenemos en funcionamiento:

- ✓ Dos motores principales.
- ✓ Dos motores auxiliares.
- ✓ Dos reductoras.
- ✓ Dos hélices propulsoras

Para este modo se realizan los cálculos para la obtención de ruido en los puntos de medida comentados, en el camarote del armador, puente de mando, cámara de máquinas, local de auxiliares y por último, a un metro y a mil metros del casco.

En la siguiente figura se muestra el espectro de ruido ponderado que se obtiene en la cabina del armador.

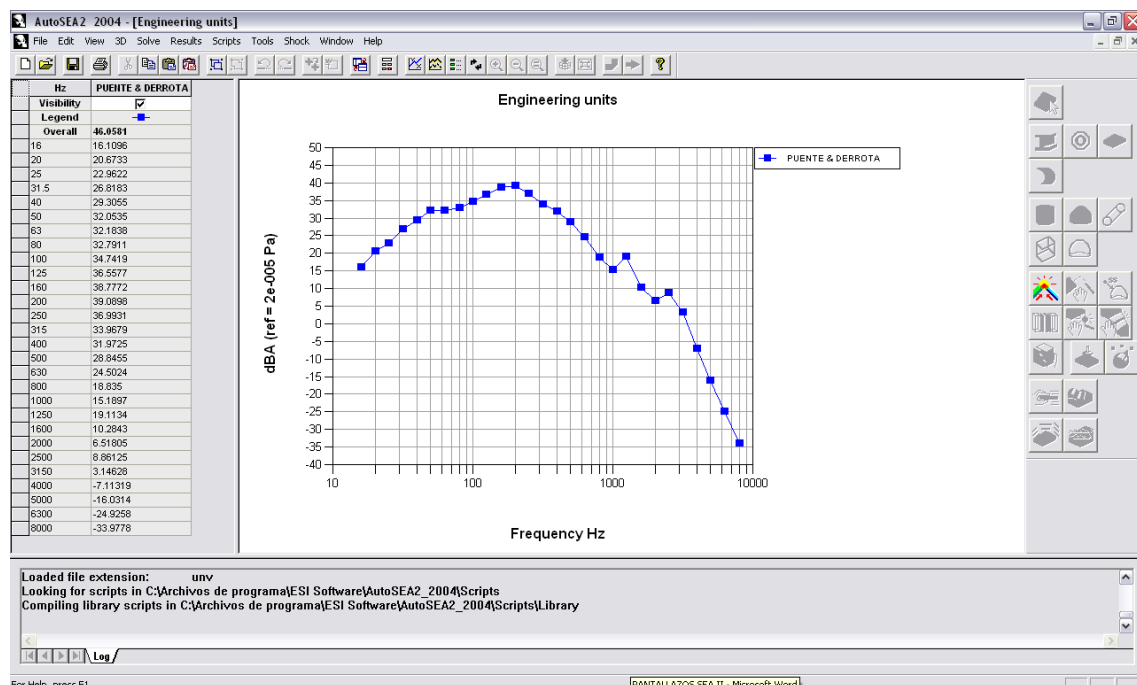


Como observamos, para frecuencias bajas la curva tiene valores bajos y va crecien-



do hasta alcanzar su máximo en la frecuencia de 200 Hz con un valor de intensidad sonora de 36,7 dBA, para a continuación ir descendiendo paulatinamente hasta -46,6 dBA para una frecuencia de 8000 Hz. Aunque se observan 2 picos de intensidad sonora, hallándolos en 1250 Hz con un valor de 13,4 dBA y en 2500 Hz con un valor de 0,75 dBA. Como valor medio de intensidad sonora ponderada en esta área se obtiene un valor de 43,79 dBA.

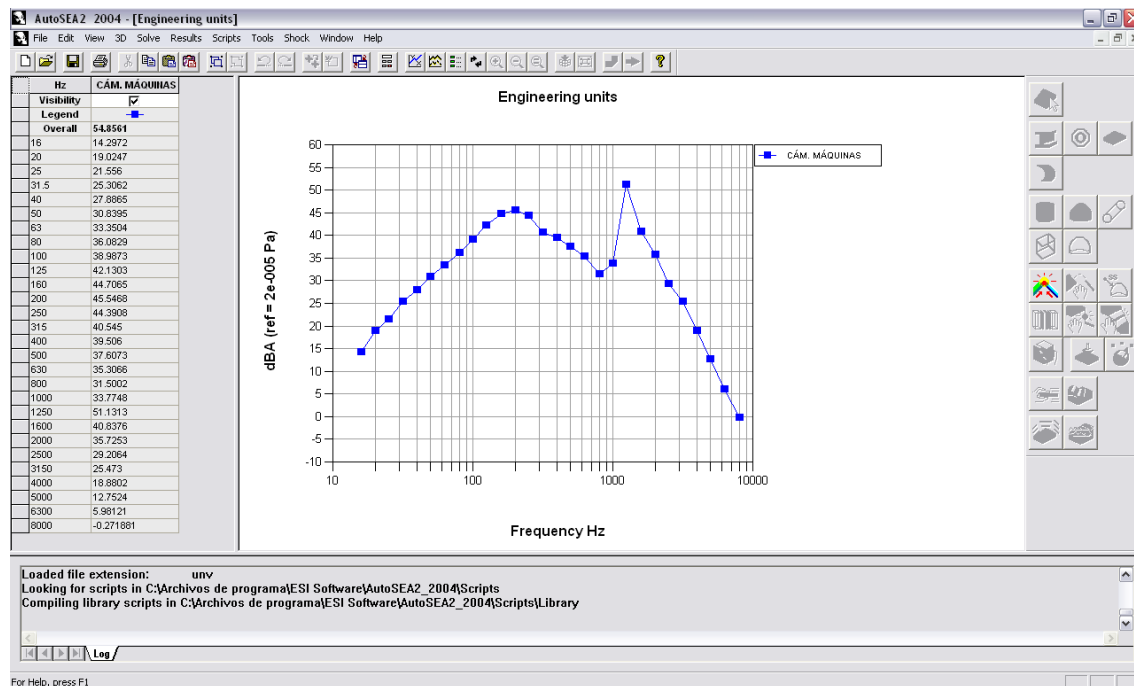
En la imagen que se muestra a continuación observamos la grafica resultante para el puente de mando.



Como se aprecia, la gráfica sigue la misma forma que para el caso de la cabina del armador con un máxima a 200 Hz con un valor de 39,1 dBA y con los picos en 1250 Hz y 2500 Hz con los valores de 19,11 dBA y 8,8 dBA respectivamente y con un valor medio para este espacio de 46,06 dBA.



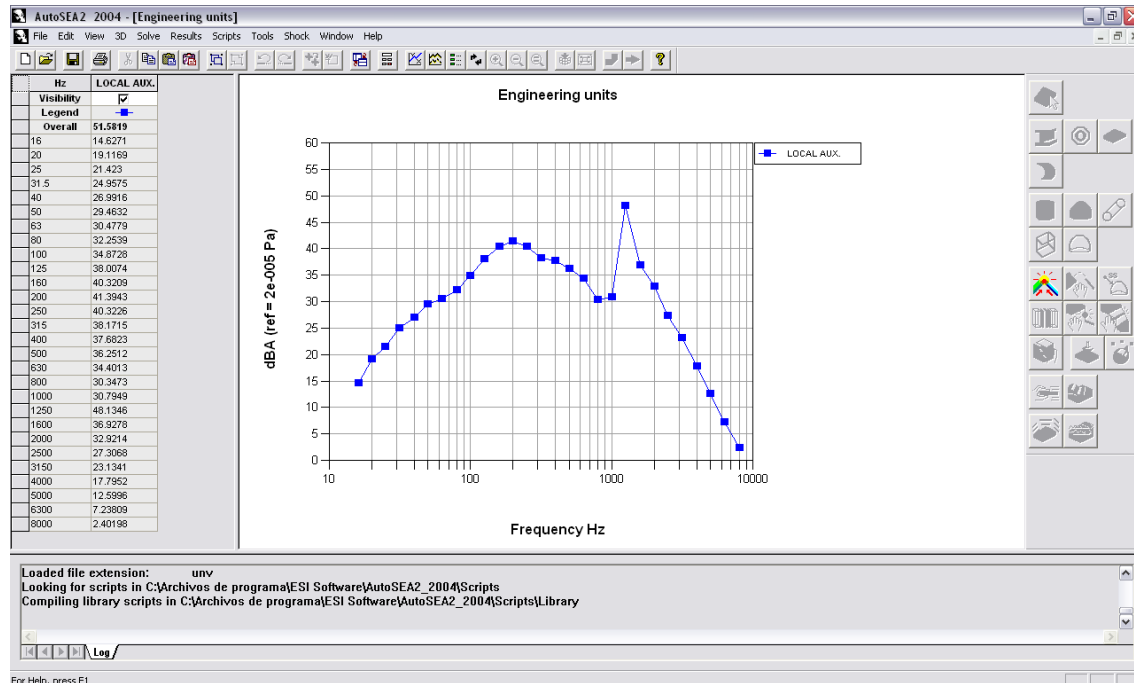
En la siguiente imagen se muestra la grafica resultante de la cámara de máquinas.



En este espacio, la gráfica resultante difiere de los anteriores espacios, puesto que encontramos un pico de intensidad sonora bastante pronunciado, además de llegar al máximo valor de intensidad sonora, este pico lo encontramos en 1250 Hz y obtenemos un valor de 51,1 dBA, una vez pasado el pico el nivel de intensidad desciende bruscamente. El valor medio de este espacio para la condición de navegación Diesel, es de 54,85 dBA, es decir, del orden de más de 10 dBA de diferencia con los anteriores espacios analizados.



Por último mostramos la gráfica resultante del local de auxiliares.



Se observa que sigue el mismo patrón que la cámara de máquinas, aunque con unos valores un poco menos elevados, el pico de intensidad sonora se produce a 1250 Hz y el valor es de 48,13 dBA, para como en el anterior caso disminuir bruscamente. El valor medio ponderado para este espacio es de 51,6 dBA.

Seguidamente se muestran los resultados de los valores de ruido radiado al exterior, en concreto al mar a 1 m y a 1000 m de separación del casco del buque.

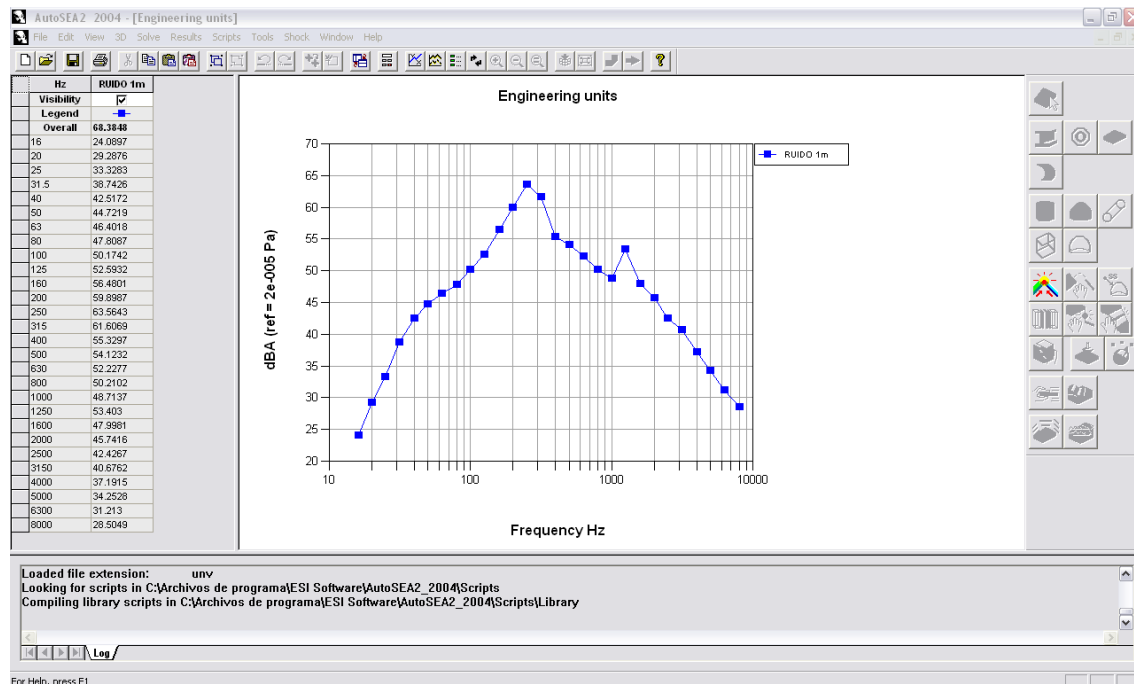


# PROYECTO FINAL DE CARRERA INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA



## MODELIZACIÓN VIBRO-ACÚSTICA DE UN MEGA YATE

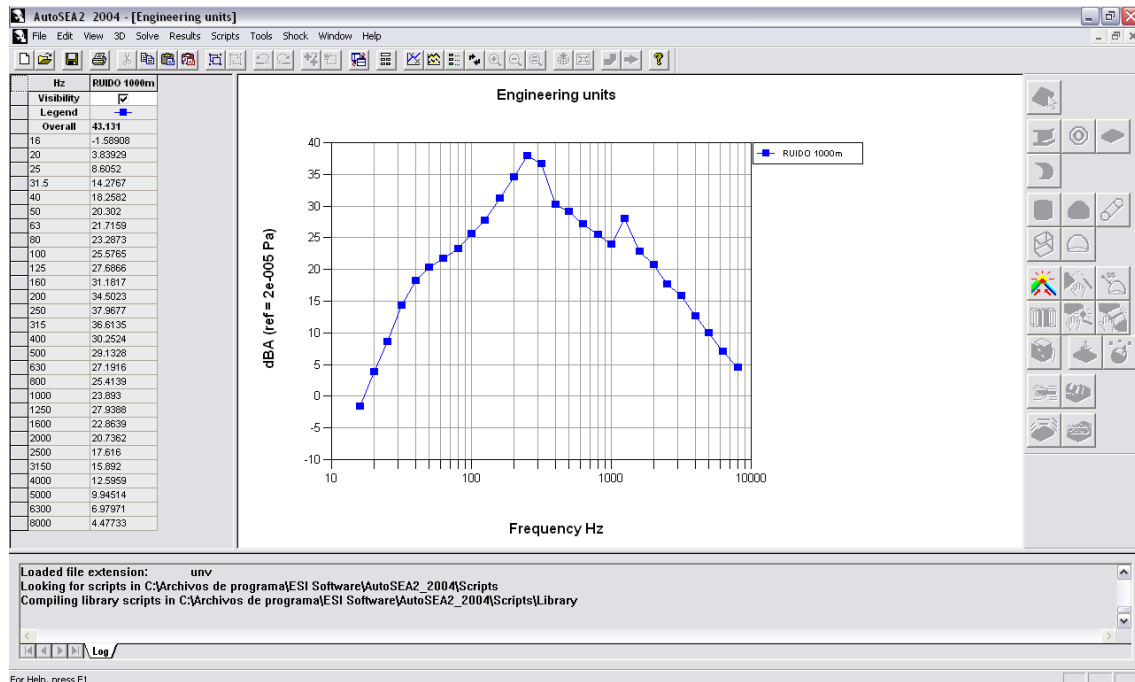
En la siguiente imagen observamos los valores correspondientes a los resultados obtenidos a 1 m de distancia.



Se observa una gráfica mucho más afilada, comenzando con niveles bajos para frecuencias pequeñas y creciendo muy rápidamente hasta la frecuencia de 250 Hz donde encontramos el punto máximo de intensidad sonora con un valor de 63,56 dBA para a continuación descender suave hasta encontrar otro pico de intensidad a una frecuencia de 1250 Hz y un valor de 53,4 dBA. El valor medio de la intensidad sonora a esta distancia es de 68,4.



A continuación la gráfica resultante para una distancia de 1000 m.



Como se observa la gráfica sigue la misma forma que la anterior, aunque en esta los niveles de intensidad sonora son menores debido al efecto de la distancia. En el punto de máxima intensidad que se encuentra en 250 Hz obtenemos un valor de 38 dBA, para el pico que se encuentra en 1250 Hz se obtiene un valor de 27,94 dBA. El valor medio ponderado a esta distancia es de 43,13 dBA es decir, que a 1000 m de distancia de la fuente sonora, la intensidad acústica disminuye entorno a los 20 dBA.



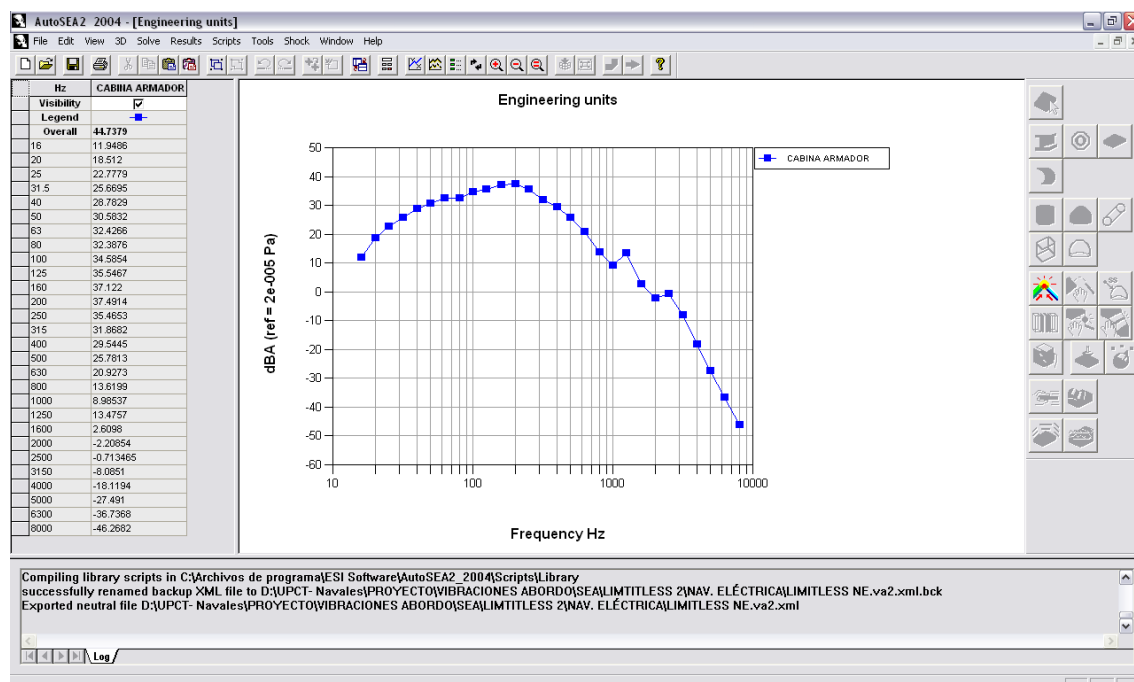
### 9.3. Resultados MODO 2 Navegación Eléctrica.

Como se ha mencionado, en este caso tenemos en funcionamiento:

- ✓ Dos motores Eléctricos.
- ✓ Tres motores auxiliares.
- ✓ Dos hélices propulsoras

Para este modo se realizan los cálculos para la obtención de ruido en los mismos puntos de medida que en el caso anterior.

En la siguiente figura se muestra el espectro de ruido ponderado que se obtiene en la cabina del armador.



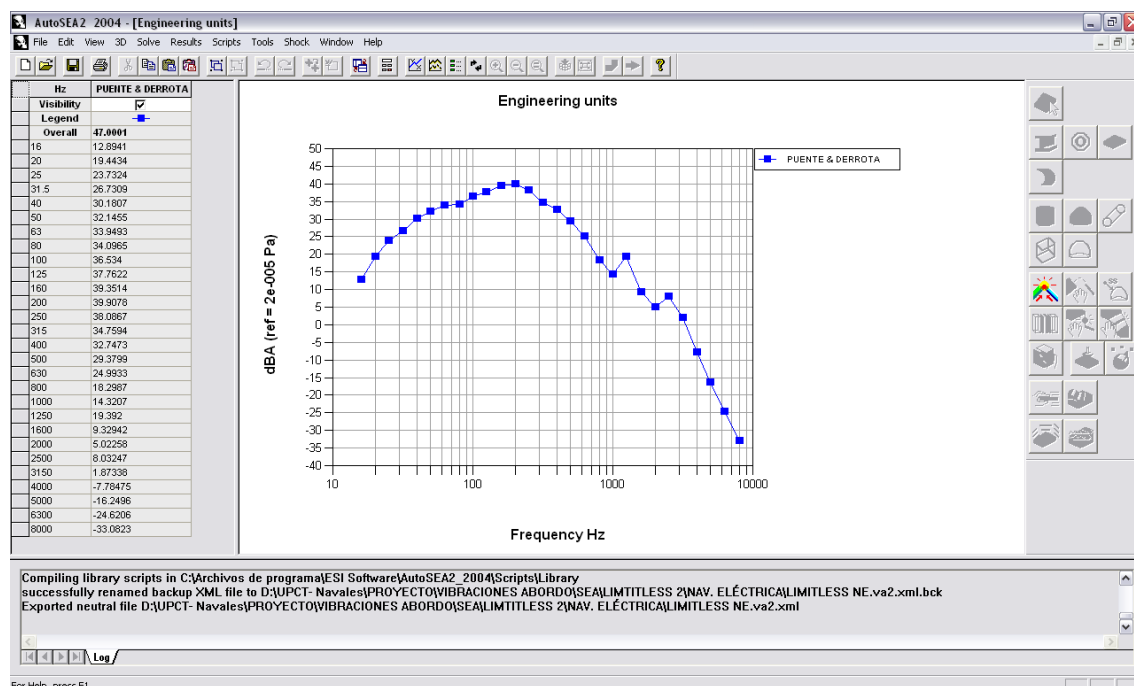
Se observa que los niveles más altos de ruido se obtienen a baja frecuencia, concretamente el punto máximo lo encontramos en 200 Hz y un valor de 37,49 dBA para a continuación ir disminuyendo el nivel suavemente hasta un pico que lo encontramos





a una frecuencia de 1250 Hz, probablemente a causa de un fenómeno resonante, con un valor de 13,48 dBA, para seguir decreciendo la intensidad hasta el valor de -46,27 Hz para una frecuencia de 8000 Hz. Obteniendo una medida media de 44,74 dBA, un resultado bastante óptimo, teniendo en cuenta las simplificaciones que tiene el modelo.

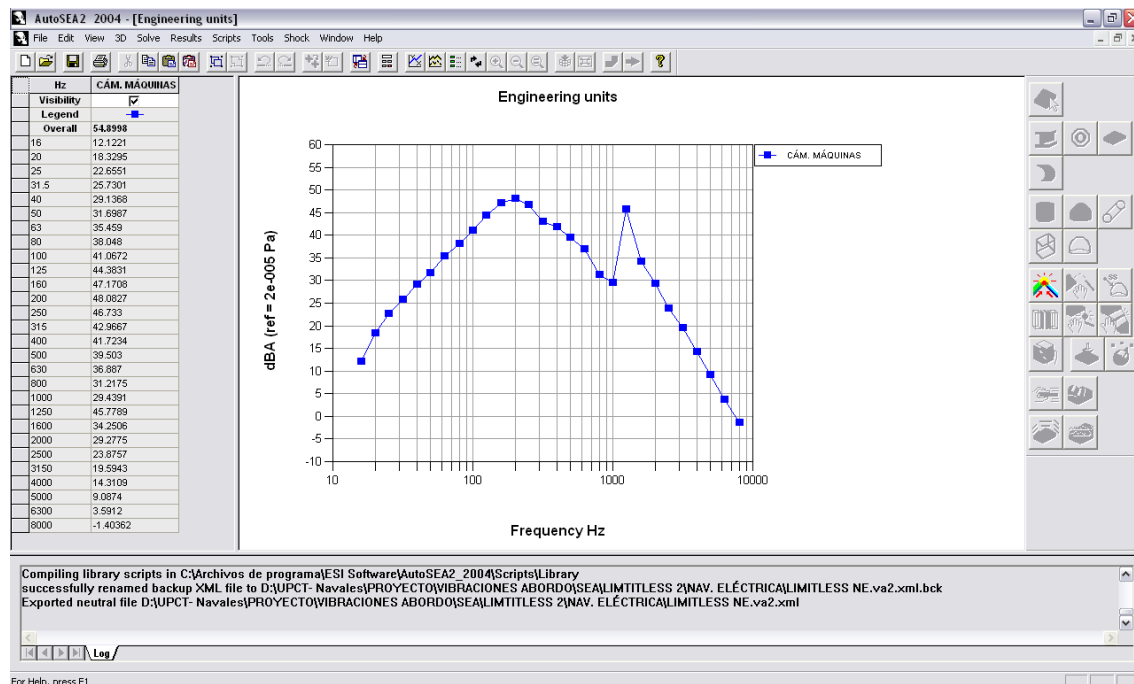
A continuación se observa la gráfica resultante para el puente de mando.



Como se observa tiene la misma estructura que el anterior gráfico, esto es lógico puesto que la fuente de excitación son las mismas, el punto máximo lo encontramos en 200 Hz y un valor de 39,91 dBA y el pico resonante a 1250 Hz con un valor de 19,39 dBA, también se hace más significativo en este espacio otro pico en los resultados, en este caso es un pico con un valor de 8,03 dBA a una frecuencia de 2500 Hz, para continuar descendiendo a un valor de -33,1 dBA a los 8000 Hz de frecuencia. El valor medio obtenido es de 47 dBA. Se observa un incremento del orden de 3 dBA respecto a la cabina del armador, este hecho es debido a la mayor proximidad del puente a las fuentes de ruido y vibración.



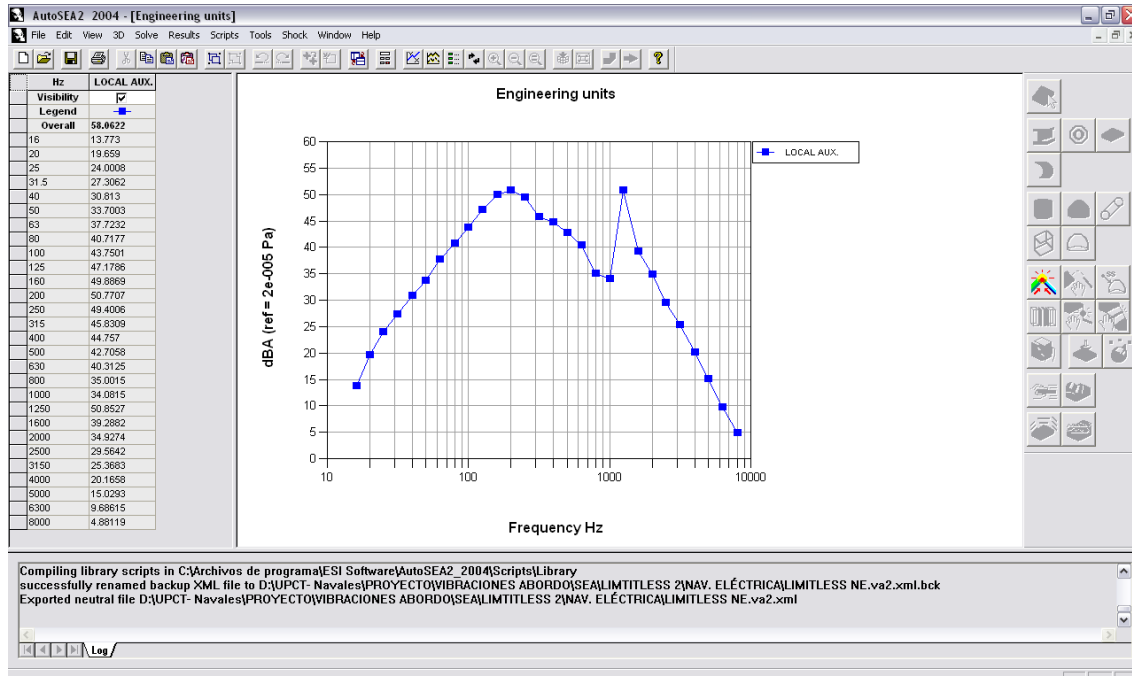
A continuación observamos el resultado obtenido en la cámara de máquinas.



En la cámara de máquinas ocurre algo curioso, la grafica resultante sigue el patrón de los dos espacios anteriormente estudiados, creciendo suavemente hasta los 200 Hz obteniendo un valor de 48,08 dBA y a partir de este punto empieza a decrecer la intensidad hasta que volvemos a encontrar un punto de inflexión en la gráfica, volviendo esta a crecer hasta alcanzar casi a el punto máximo en un frecuencia de 1250 Hz y un valor de 45,75 dBA para a continuación bajar la intensidad de forma brusca hasta un valor de -1,4 dBA para 8000 Hz. El valor medio de este espacio para este modo de navegación es de 54,85 dBA. Claramente se observa un fenómeno de resonancia en la cámara de máquinas a una frecuencia de 1250 Hz, que se refleja en los espacios anteriormente estudiados donde se ve claramente que los picos reflejados en dichas gráficas son relación directa de esta resonancia producida en la cámara de máquinas.



A continuación se muestra la gráfica perteneciente al local donde se alojan los diesel-generadores.

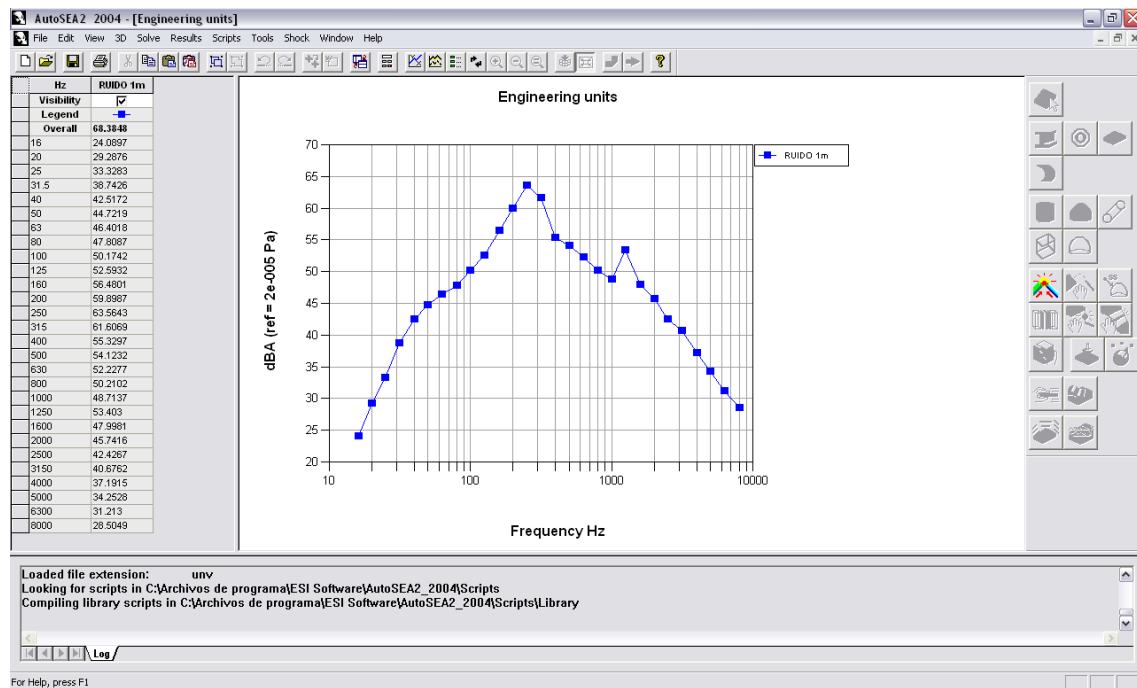


Tiene el mismo patrón que en la cámara de máquinas del buque, aunque en este caso de mayor intensidad. Tenemos un primer pico que encontramos a 200 Hz con un valor de 50,8 dBA para a continuación descender hasta la frecuencia de 1250 Hz que es donde la gráfica asciende bruscamente hasta el valor de 50,85 dBA para a continuación descender hasta los 4,9 dBA a 8000 Hz. El valor medio en este espacio es de 58,06 dBA, es del orden de 4 dBA mayor que en la cámara de máquinas, esto es lógico puesto que en este modo de navegación se llevan en tres diesel generadores en funcionamiento y en la cámara de máquinas sólo están en funcionamiento los motores eléctricos.

A continuación se muestra el resultado del punto de medición exterior situado a 1 m



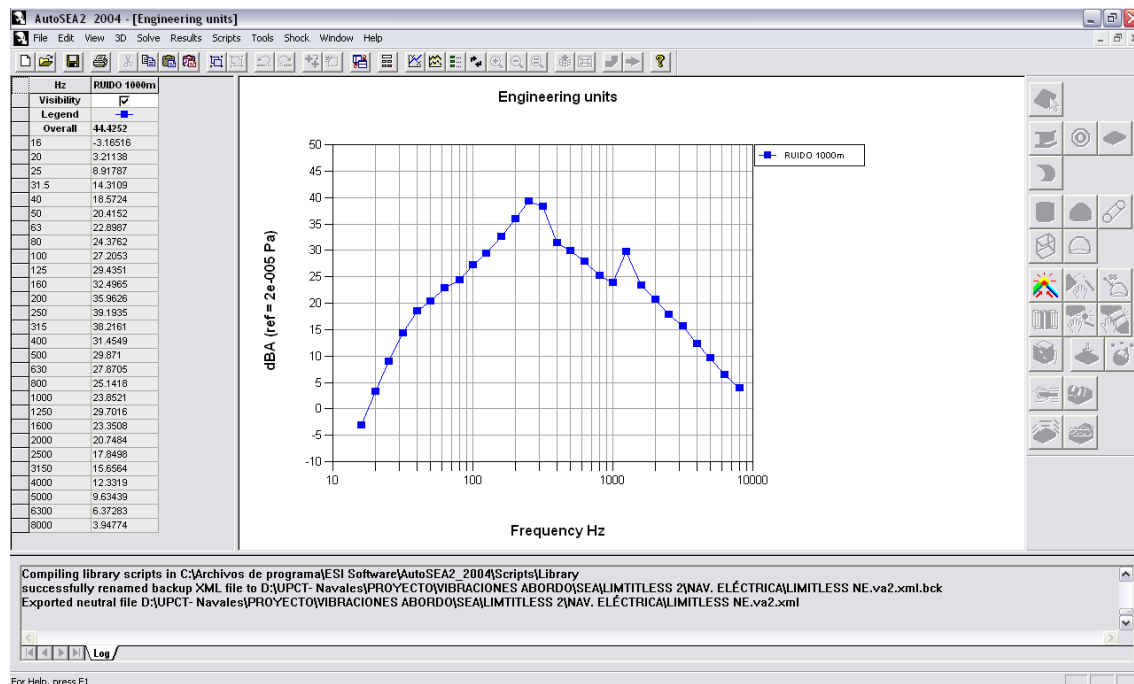
del casco del buque.



En este caso la gráfica es mucho más “afilada” que en los casos anteriores, presentando su punto máximo para un frecuencia de 250 Hz y un valor de 64,46 dBA para descender rápidamente, aunque presentando un repunte en 1250 Hz de un valor de 54,93 dBA para continuar bajando hasta un valor de 27,66 dBA a 8000 Hz. El valor medio del ruido radiado al mar a una distancia de 1 m de profundidad respecto a la línea base del buque es de 69,53 dBA.



A continuación se muestra el resultado de la medición a 1000 m del casco del buque.



Se observa el mismo patrón que en el caso de a 1 m pero con una disminución significativa en la intensidad del ruido. En el punto máximo de la grafica se obtiene un valor de 39,19 dBA para una frecuencia de 250 Hz y el valor medio del ruido radiado a 1000 m es de 44,43 dBA es decir unos 25 dBA menor.

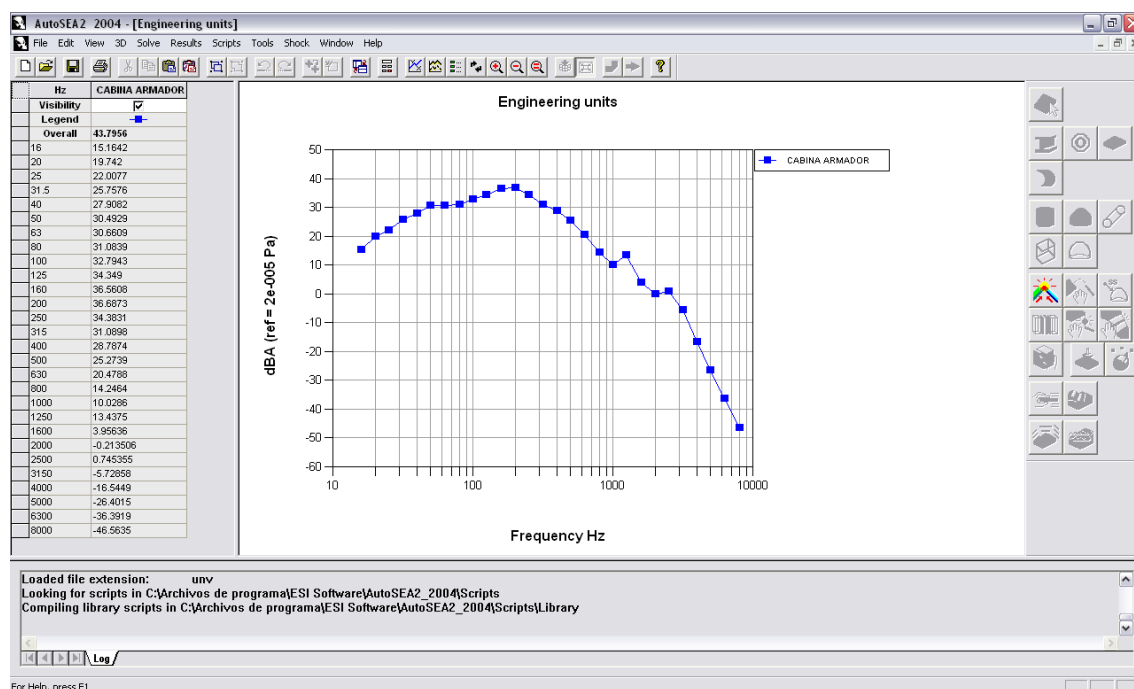


#### 9.4. Resultados MODO 3 navegación Diesel-Eléctrica.

Como se ha mencionado, en este caso tenemos en funcionamiento:

- ✓ Dos motores principales.
- ✓ Tres motores auxiliares.
- ✓ Dos reductoras.
- ✓ Dos hélices propulsoras.
- ✓ Dos motores eléctricos.

Para este modo se realizan los cálculos para la obtención de ruido en los mismos puntos de medida que en el anterior caso.



Se observa que los niveles más altos de ruido se obtienen a baja frecuencia, concretamente el punto máximo lo encontramos en 200 Hz y un valor de 36,69 dBA para a continuación ir disminuyendo el nivel suavemente hasta un pico que lo encontramos a una frecuencia de 1250 Hz, probablemente a causa de un fenómeno resonante,



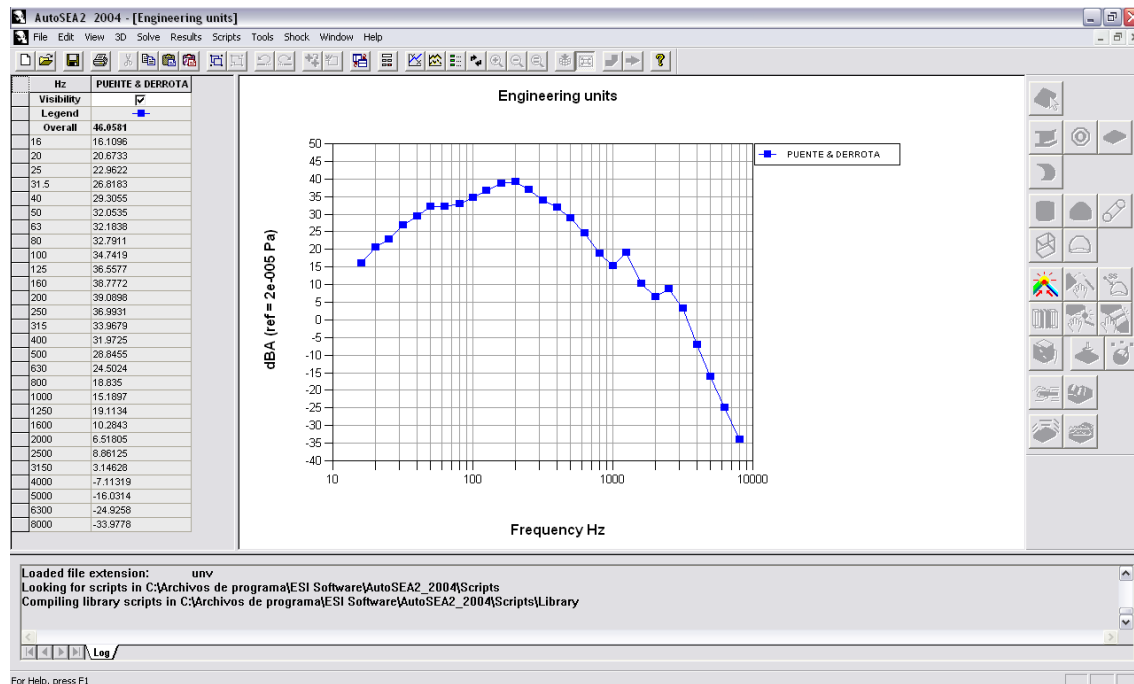
# PROYECTO FINAL DE CARRERA INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA



## MODELIZACIÓN VIBRO-ACÚSTICA DE UN MEGA YATE

con un valor de 13,44 dBA, para seguir decreciendo la intensidad hasta el valor de -46,56 Hz para una frecuencia de 8000 Hz. Obteniendo una medida media de 43,8 dBA, un resultado bastante óptimo, teniendo en cuenta las simplificaciones que tiene el modelo.

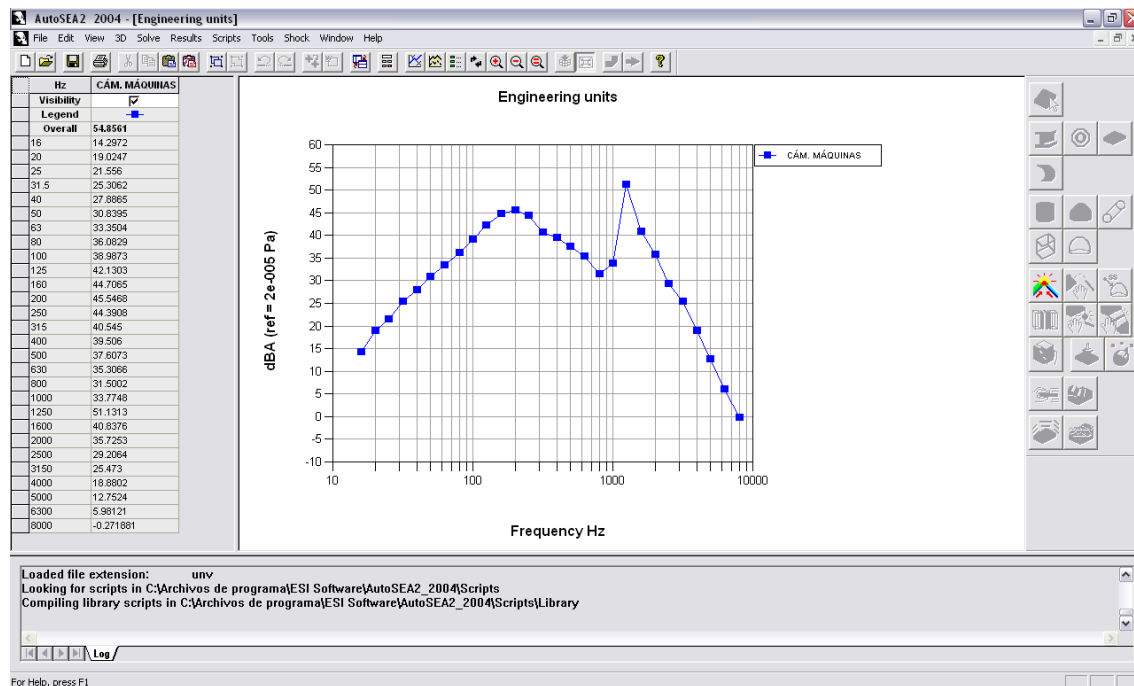
A continuación se observa la gráfica resultante para el puente de mando.



Como se observa tiene la misma estructura que el anterior gráfico, esto es lógico puesto que la fuente de excitación son las mismas, el punto máximo lo encontramos en 200 Hz y un valor de 39,1 dBA y el pico resonante a 1250 Hz y un valor de 19,1 dB, para continuar descendiendo a un valor de -34 dBA a los 8000 Hz de frecuencia. El valor medio obtenido es de 46,06 dBA. Se observa un incremento del orden de 3 dBA respecto a la cabina del armador, este hecho es debido a la mayor proximidad del puente a las fuentes de ruido y vibración.



A continuación observamos el resultado obtenido en la cámara de máquinas.



En la cámara de máquinas ocurre algo curioso, la grafica resultante sigue el patrón de los dos espacios anteriormente estudiados, creciendo suavemente hasta los 200 Hz obteniendo un valor de 45,5 dBA y a partir de este punto empieza a decrecer la intensidad hasta que volvemos a encontrar un punto de inflexión en la gráfica, volviendo esta a crecer hasta alcanzar el punto máximo en un frecuencia de 1250 Hz y un valor de 51,13 dBA para a continuación bajar la intensidad de forma brusca hasta un valor de 0 dB para 8000 Hz. El valor medio de este espacio para este modo de navegación es de 54,85 dBA. Claramente se observa un fenómeno de resonancia en la cámara de máquinas a una frecuencia de 1250 Hz, que se refleja en los espacios anteriormente estudiados donde se ve claramente que los picos reflejados en dichas gráficas son relación directa de esta resonancia producida en la cámara de máquinas.



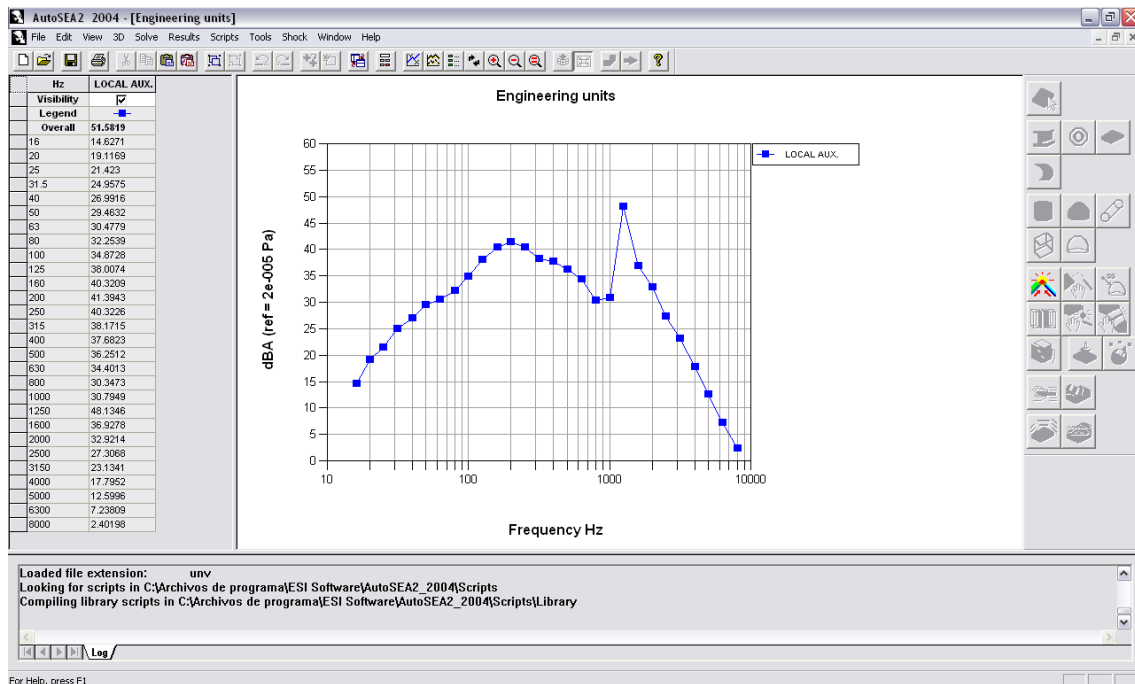


# PROYECTO FINAL DE CARRERA INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA



## MODELIZACIÓN VIBRO-ACÚSTICA DE UN MEGA YATE

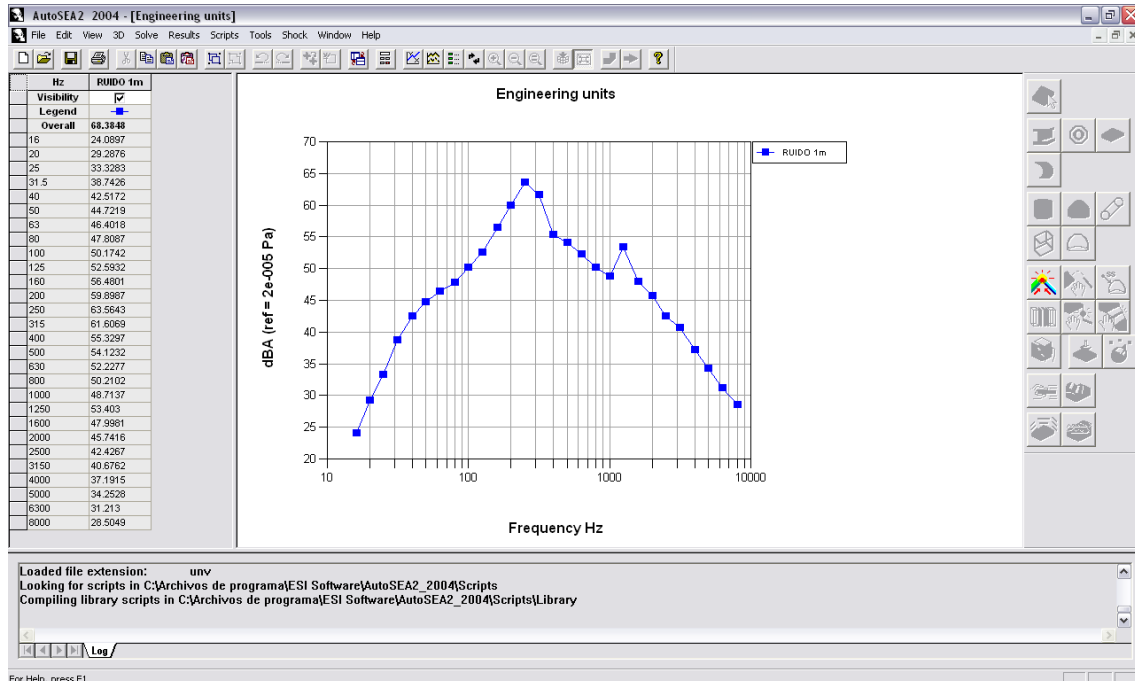
A continuación se muestra la gráfica perteneciente al local donde se alojan los diesel-generadores.



Tiene el mismo patrón que en la cámara de máquinas del buque, aunque en este caso de menor intensidad. Para el valor pico máximo a 1250 Hz se obtiene un valor de 48,13 dBA y un valor medio del espectro de 51,6 dBA.



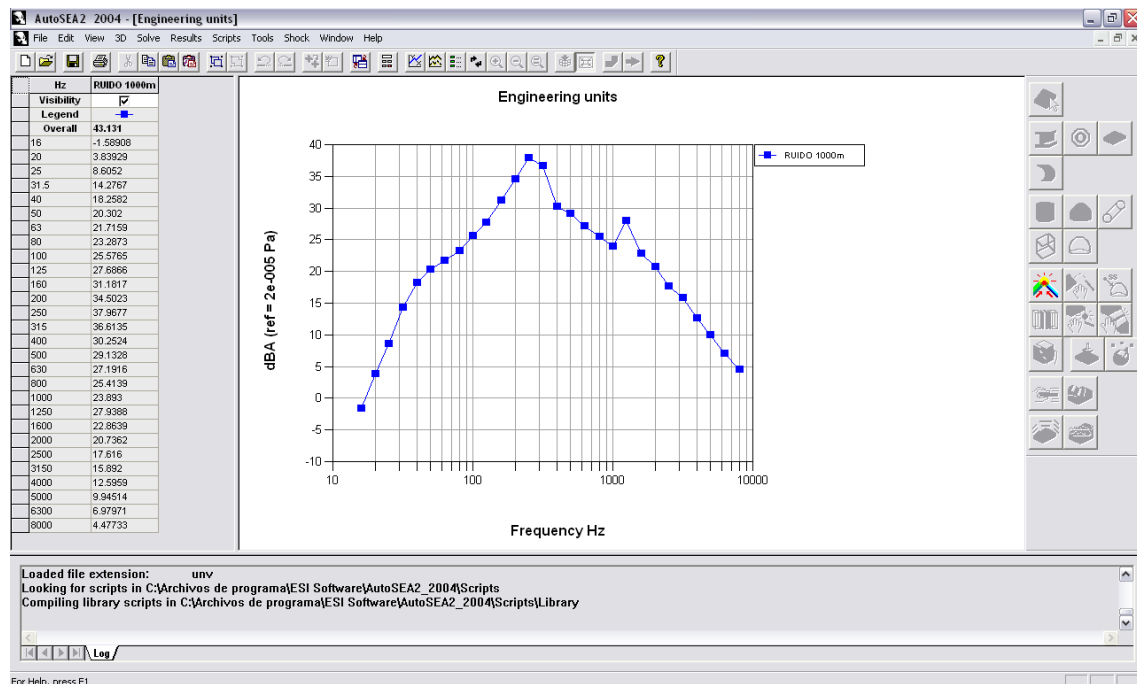
A continuación se muestra el resultado del punto de medición exterior situado a 1 m del casco del buque.



En este caso la gráfica es mucho más “afilada” que en los casos anteriores, presentando su punto máximo para un frecuencia de 250 Hz y un valor de 63,56 dBA para descender rápidamente, aunque presentando un repunte en 1250 Hz de un valor de 53,4 dBA para continuar bajando hasta un valor de 28,5 dBA a 8000 Hz. El valor medio del ruido radiado al mar a una distancia de 1 m de profundidad respecto la línea base del buque es de 68,4 dBA.



A continuación se muestra el resultado de la medición a 1000 m del casco del buque.



Se observa el mismo patrón que en el caso de a 1 m pero con una disminución significativa en la intensidad del ruido. En el punto máximo de la grafica se obtiene un valor de 37,97 dBA para una frecuencia de 250 Hz y el valor medio del ruido radiado a 1000 m es de 43,13 dBA es decir unos 25 dBA menor.



### 9.5. Comparación de resultados.

En este apartado se quiere hacer una comparación con los diferentes resultados obtenidos con el programa AutoSEA2 2004 de los tres modos de navegación del mega-yate. Con la finalidad de compararlos y ver en que difieren unos de otros.

Se van a comparar los cuatro espacios que se han estudiado en sus tres modos correspondientes e igualmente con los puntos de escucha a 1 m y a 1000 m.

En la siguiente tabla observamos los valores en cada espacio y punto estudiado, obteniendo los valores totales de ruido y sus valores ponderados.

COMPARACIÓN RESULTADOS												
ÁREAS	NAV. ELÉCTRICA				NAV. DIESEL				NAV DIESEL-ELÉCTRICA			
	dB	m/s <sup>2</sup>	dBA	m/s <sup>2</sup> A	dB	m/s <sup>2</sup>	dBA	m/s <sup>2</sup> A	dB	m/s <sup>2</sup>	dBA	m/s <sup>2</sup> A
CABINA ARMADOR	74,64	0,10791	44,73	0,00345	75,80	0,12333	43,85	0,00311	75,79	0,12331	43,79	0,00309
PUENTE	75,71	0,12207	47,00	0,00448	76,82	0,13877	46,12	0,00404	76,82	0,13875	46,05	0,004017
RR. 1m	87,00	0,44791	69,53	0,05996	87,15	0,45571	68,59	0,05380	87,14	0,45536	68,38	0,0525133
RR. 1000 m	62,15	0,02564	44,42	0,00333	62,15	0,02561	43,32	0,00293	62,14	0,025602	43,13	0,002868
CÁMARA DE. MÁQ.	75,45	0,11849	54,89	0,01112	76,46	0,13311	57,60	0,01518	75,58	0,120352	54,85	0,0110620
LOCAL DE AUX.	77,23	0,1454	58,06	0,016	75,30	0,11648	53,17	0,00911	75,28	0,1162773	51,58	0,007587

Tabla 3.- Comparativa resultados.



A continuación se muestran la gráfica correspondiente a los valores totales de ruido en los distintos puntos de medición, excepto los puntos de medición exteriores.

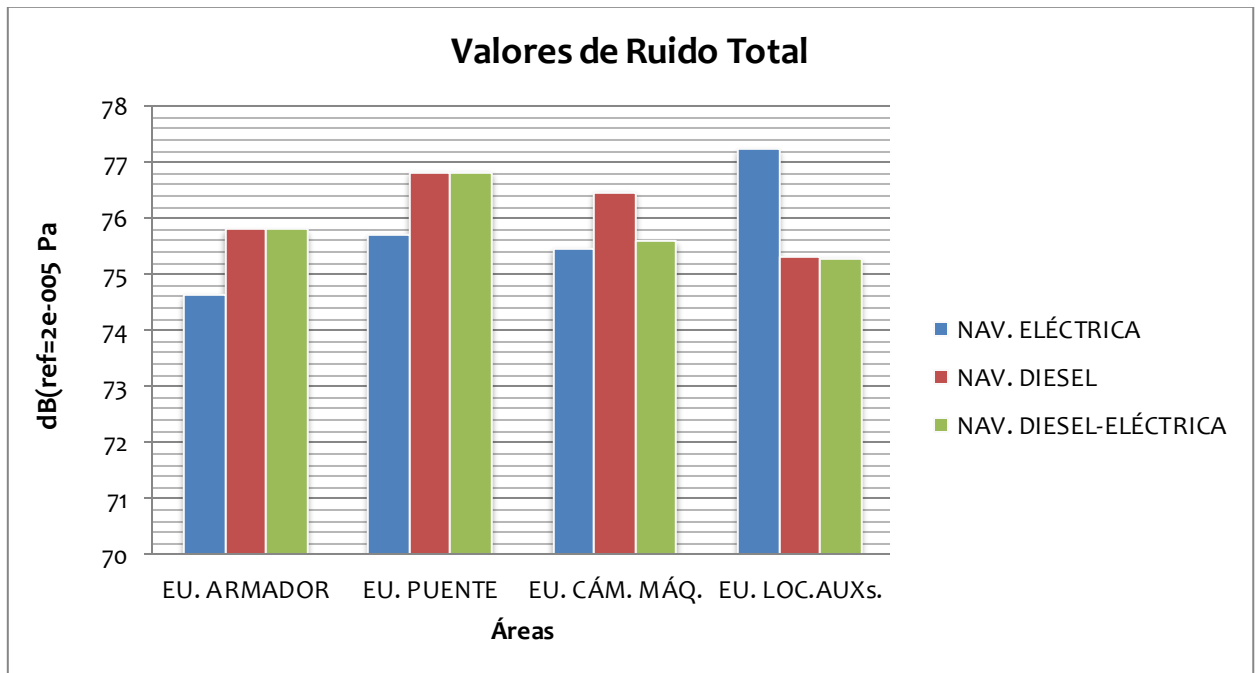


Ilustración 9.5-1.- Valores de Ruido Total.

Como observamos en la gráfica, los valores para los modos de navegación Diesel y Diesel-Eléctrica son muy parecidos en los espacios correspondientes a la cabina del armador y el puente, en navegación eléctrica estos valores están por debajo en estas áreas, para la cámara de máquinas, el valor más alto lo encontramos para el modo diesel seguido del modo Diesel-Eléctrico, y en el local de los auxiliares, el nivel de mayor intensidad sonora corresponde al modo de Navegación Eléctrica siendo los dos modos restantes muy similares.



A continuación observamos la gráfica de los valores ponderados, que son los valores que afectan al ser humano.

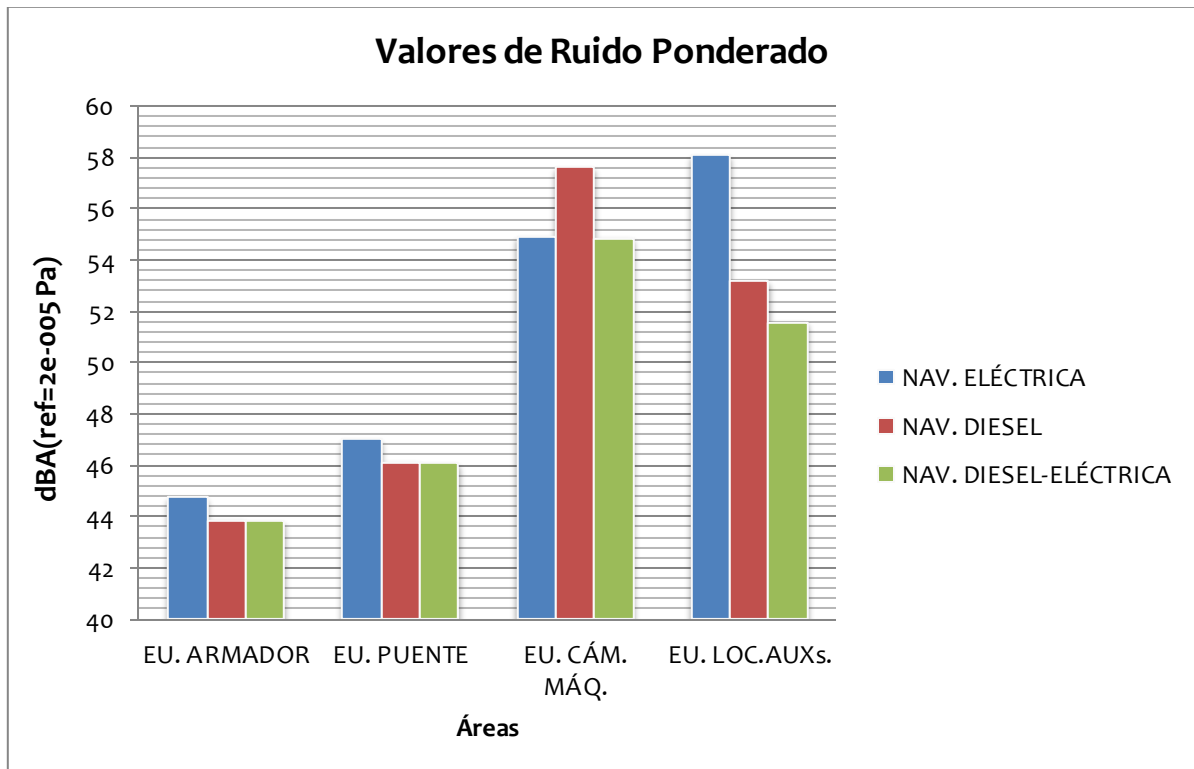


Ilustración 9.5-2.- Valores Ruido Total Ponderado.

Con estos resultados, observamos un cambio significativo en las áreas correspondientes a la cabina del armador y el puente, y es que para el modo de Navegación Eléctrica salen valores mayores que el resto de modos, esto quiere decir que las personas que se encuentren en dichos espacios en navegación con los motores eléctricos notarán mayor vibración y ruido que con otro modo de navegación.



A continuación se muestran los resultados obtenidos con el ruido radiado al mar, en los siguientes gráficos se muestran los valores obtenidos a 1 m y a 1000 m por debajo de la línea base del buque, tanto en valor total como ponderado.

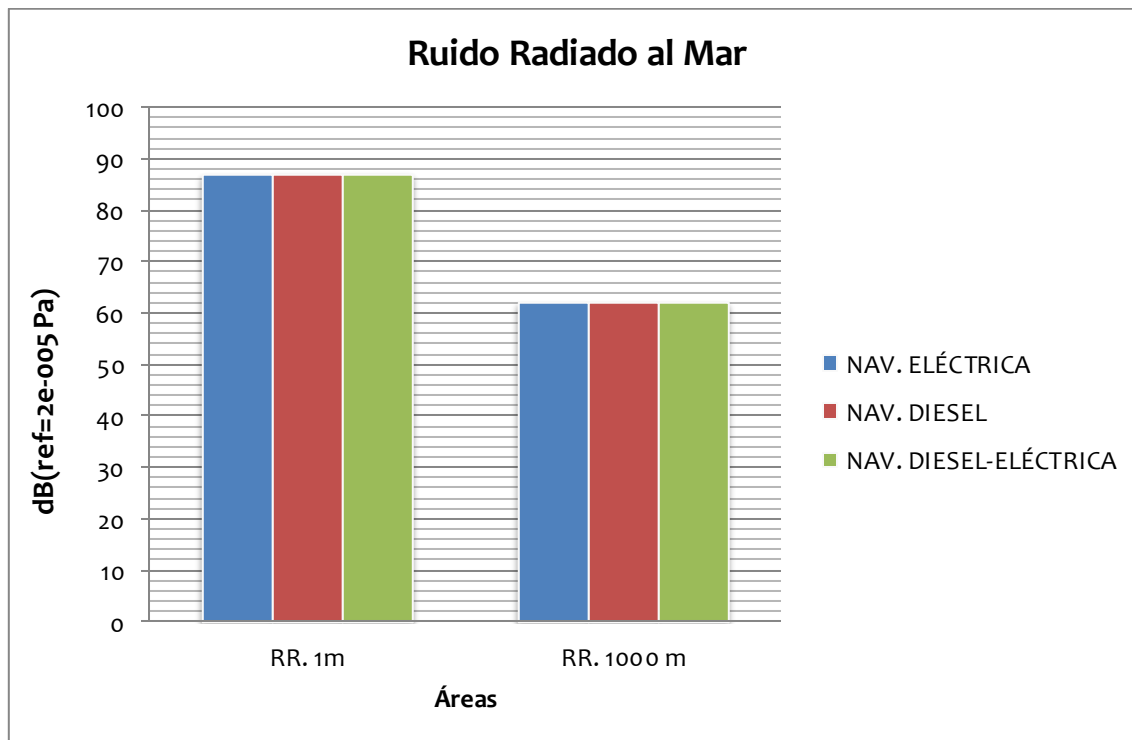


Ilustración 9.5-3.- Ruido Radiado al Mar.

En el gráfico superior, el cual nos muestra el valor total de ruido, observamos que en los tres modos de navegación la intensidad sonora es muy similar, esto es consecuencia de las hélices propulsoras, ya que su influencia es mayor que el resto de elementos que producen excitación, por estar en el exterior del casco, lo que vemos es que la intensidad sonora disminuye del orden de 25 dB a 1000 m de la fuente sonora.

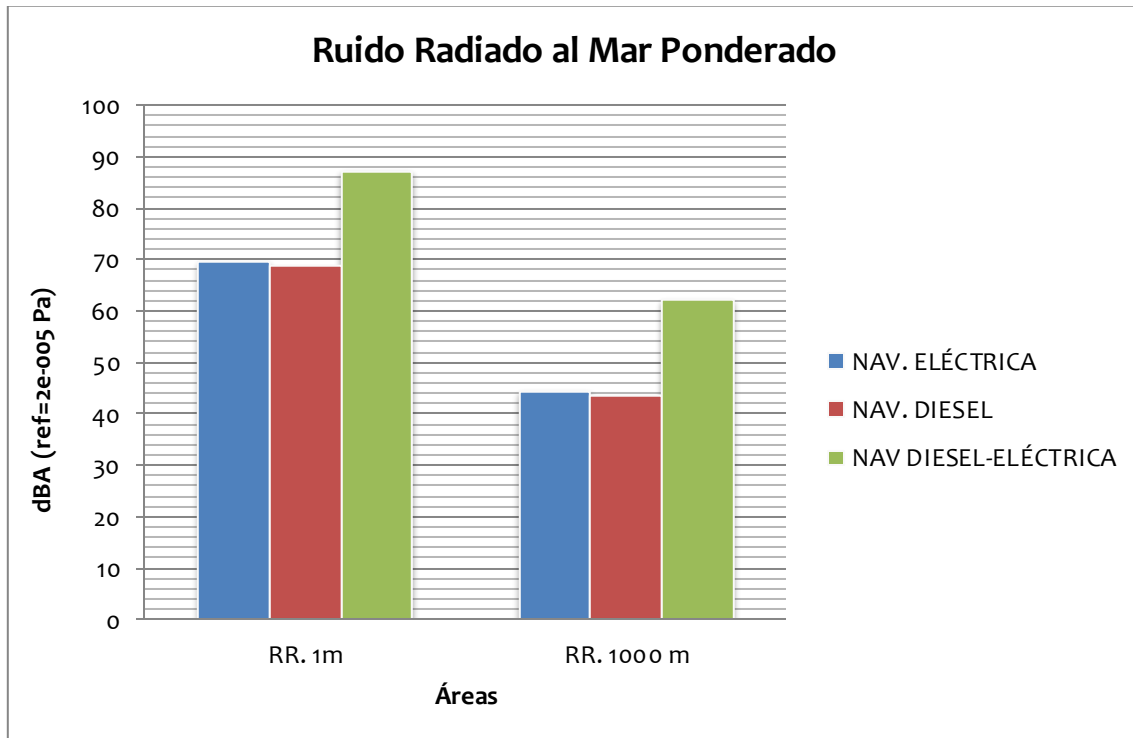


Ilustración 9.5-4.- Ruido Radiado al Mar Ponderado.

Con el nivel ponderado, si que vemos diferencias respecto a el gráfico anterior, como que el nivel de intensidad sonora es mayor para el modo de navegación Diesel-Eléctrico y que para el modo en navegación Eléctrica, es ligeramente superior al modo en navegación Diesel.





## 10. CONCLUSIONES.

Se obtienen distintas conclusiones después del proceso de cálculo realizado, que se exponen a continuación:

Los resultados obtenidos se acercan bastante a los resultados que se podrían obtener de la medición de vibraciones y de firma acústica de un buque de dichas características y que operase en las condiciones establecidas.

En todas las zonas estudiadas del buque, se aprecia un “pico” característico a 1250 Hz, en las áreas de la superestructura se aprecia menos, en cambio en la cámara de máquinas y en el local de auxiliares, el pico es notable, deduciendo que puede deberse a un fenómeno de resonancia entre la estructura y el espectro de los motores auxiliares, además el “pico” se observa en todos los modos de navegación.

El modelo realizado está muy simplificado en referencia de la estructura real del buque, ya que según se carga de elementos el proceso de cálculo se hace más lento, necesitando de una gran capacidad de procesamiento para su resolución.

Se podría por tanto mejorar los resultados obtenidos “puliendo” algo más el modelo, introduciendo por ejemplo la totalidad de las cuadernas y sus inercias así como el reforzado de los mamparos y cubiertas. En el caso que se ha estudiado, las propiedades de absorción de estos refuerzos y las cuadernas se han estimado añadiéndolos a las características de las planchas sobre las que irían fijados, variando sus propiedades de comportamiento frente al ruido y las vibraciones.

La conclusión principal, es que es una herramienta muy útil para ser utilizada en las fases previas del proyecto de construcción de un buque, ya que nos permite prever que zonas o que componentes del buque podrán dar problemas, por lo tanto creo que es una herramienta más que necesaria a la hora de desarrollar nuevos proyectos.



## 11. BIBLIOGRAFÍA

Para la elaboración de este proyecto se ha utilizado la información necesaria de las siguientes fuentes:

- ✓ AutoSEA2 LT user's guide de ESI Group.
- ✓ Theory and Application of Statistical Energy Analysis. 2ª Edición. Autores: Richard H. Lyon y Richard G. DeJong. Editorial Butterworth-Heinemann.
- ✓ Tesis Doctoral: Nuevas Técnicas en medidas de aislamiento acústico. Aplicación de la Interferometría Acústica en la caracterización de Materiales Aislantes. Profesor D. Gregorio Munuera Saura Dpto. Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica de Cartagena.
- ✓ Code on Noise Levels Onboard Ships. Resolución A.468 (XII) de la IMO.
- ✓ ISO 1.940/1 Balance Quality of Rotating Rigid Bodies.
- ✓ Detectabilidad de Buques de Combate. F. Vilchez y H. Sierra. EXPONAVAL 98. Ingeniería Naval.
- ✓ STANAG 1136 Standards for Use When Measuring and Reporting Radiated Noise Characteristics of Surface Ships, Submarines, Helicopters, etc in Relation to Sonar Detection and Torpedo Acquisition Risk.
- ✓ STANAG 1186 Guidelines Governing Noise Levels in Ships.
- ✓ Norma Española UNE-EN ISO 10846-1 sobre Acústica y Vibraciones.
- ✓ Guidance Notes on Ship Vibration. ABS. April 2006.



PROYECTO FINAL DE CARRERA  
INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA

MODELIZACIÓN VIBRO-ACÚSTICA DE UN MEGA YATE

