UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Naval y Oceánica

Criterios y soluciones constructivas para el aislamiento de ruido y vibraciones en barcos de pasaje

TRABAJO FIN DE GRADO

Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

Autor: **Saturnino Gómez Urrea**
Director: Gregorio Munuera Saura

Cartagena, 18/11/2019

Agradecimientos

A Raquel por estar siempre a mi lado y darme su amor, su cariño, su fuerza y apoyo para que juntos podamos superar los obstáculos y objetivos que acontezcan en nuestras vidas.

A mis padres y hermana por estar siempre ahí y apoyarme a continuar durante todos estos años de carrera universitaria.

A Rubén, a Francis y a Ginés por todos los días de estudio, trabajos, exámenes, clases y buenos momentos que hemos pasado juntos durante estos años de universidad.

A Sergio por todos los días de estudio, buenos momentos y por preguntarme siempre cuando voy a acabar el trabajo fin de grado, aunque sepa que aún no está acabado.

Al director de este trabajo fin de grado, Gregorio por darme la oportunidad de aprender e investigar sobre el control de ruido y vibraciones a bordo y siempre estar disponible para cualquier duda o problema que surgiera a lo largo del trabajo.

“два плюс два всегда добавляют четыре”

Índice

Capítulo 1. Introducción 1

Capítulo 2. Fundamentos teóricos del ruido 3

2.1 Conceptos básicos 3

2.2 Presión sonora 3

2.3 Nivel y decibelio 4

2.4 Operaciones con decibelios 5

2.5 Amplitud, Frecuencia y Longitud de onda 7

2.6 Percepción del sonido, oído humano 8

2.7 Ponderación frecuencial 9

2.8 Campo sonoro libre 11

2.9 Nivel de potencia e intensidad 12

2.10 Nivel continúo equivalente 13

2.11 Tiempo de reverberación 14

Capítulo 3. Fundamentos teóricos de la vibración 17

3.1 Conceptos básicos 17

3.2 Clasificación de las vibraciones 18

3.3 Elementos básicos de un sistema vibratorio 19

3.4 Ecuaciones del movimiento 22

3.5 Valor pico y valor eficaz de la vibración 25

3.6 Señal temporal y espectro de frecuencia 26

3.7 Fenómeno de resonancia 28

Capítulo 4. Fuentes emisoras de ruido y vibración en barcos de pasaje y vías de transmisión 31

4.1 Tipos de fuerzas perturbadoras 31

4.2 Fuentes de excitación presentes a bordo en buques de pasaje 32

4.2.1 Excitaciones originadas por la hélice propulsora 32

4.2.1.1 Presión hidrodinámica 34

4.2.1.2 Reacciones en los cojinetes de apoyo de la línea de ejes y cojinetes de la bocina 35

4.2.1.3 Variaciones de empuje y par 37

4.2.2 Niveles de ruido en la hélice 37

4.2.3 Cavitación 38

4.2.3.1 Condición hidrodinámica para que aparezca cavitación 38

4.2.3.2 Métodos para prevenir la cavitación 41

4.2.3.2.1 Método de Burrill 41

4.2.3.2.2 Método de Keller 42

4.2.3 Motor principal (Unidad Diésel) 43
4.2.3.1 Vibraciones en el motor principal 44
Excitaciones transversales 44
4.2.3.2 Excitaciones longitudinales 45
4.2.3.2 Excitaciones verticales 45
4.2.3.4 Ruido en el motor principal 46
4.2.4 Ruido producido por los gases de escape 49
4.2.5 Grupos generadores diésel y generadores eléctricos 50
4.2.6 Ruido de los engranajes 53
4.2.7 Maquinaria auxiliar 55
4.2.8 Ruido en los equipos de ventilación 55
4.2.8.1 Ruido del flujo de los equipos HVAC (Heating, Ventilating and Air Conditioning) 58
4.2.9 Ruido debido al efecto de las olas, golpes de mar y ruido 59
4.3 Vías de transmisión del ruido y la vibración 61
4.3.1 Ruido transmitido por el aire (Ruido aéreo) y Ruido transmitido por la estructura (Ruido estructural) 61
4.3.2 Ruido aéreo en la cámara de máquinas 62
4.3.3 Ruido estructural en la cámara de máquinas 63
4.3.4 Diferencias entre ruido aéreo y ruido estructural 66
Capítulo 5. Aislamiento de la vibración y acústico 69
5.1 Aislamiento de la vibración 69
5.1.1 Características de los soportes de elastómero 69
5.1.1.1 Soportes conectados y desconectados 71
5.1.2 Tipos de carga 73
5.1.3 Interacción con la estructura de apoyo 73
5.1.4 Estrategias para el aislamiento de vibraciones 74
5.1.6 Interacción entre el medio y el receptor 75
5.1.7 Técnicas del aislamiento de vibraciones 75
5.1.8 Eficacia del aislamiento anti vibratorio 76
5.1.9 Soporte anti vibratorio y montaje 78
5.1.10 Tipos de soportes anti vibratorios o aisladores de la vibración 78
5.1.11 Otros tipos de tipos de soportes anti vibratorios 85
5.1.11.1 Bancadas y suelos flotantes 86
5.1.12 Distintos sistemas de montajes anti vibratorios 86
5.1.13 Selección adecuada del aislamiento anti vibratorio 88
5.1.14 Comprobación de la instalación de aislamiento 89
5.2 Aislamiento acústico 90

5.2.1 Índices del aislamiento acústico 91
5.2.2 Balance de energía acústica sobre un material 92
5.2.3 Materiales absorbentes y aislantes 93
5.2.4 Ley de masas y frecuencia de coincidencia 95
5.2.5 Aislamiento de mamparos o paredes simples 97
5.2.6 Aislamiento de paredes o mamparos múltiples 98
5.2.7 Aislamiento del ruido aéreo y ruido estructural 100
5.2.8 Aislamiento acústico de espacios receptores 102
5.2.9 Índice de insonorización 105
Capítulo 6. Medidas e Instrumentación 107
6.1 Tipos de medidas 107
6.1.1 Medida del aislamiento del ruido aéreo en el laboratorio y en el recinto 107
6.1.2 Medida del ruido de fondo y tiempo de reverberación 109
6.1.3 Indicadores de medida del aislamiento del ruido aéreo 110
6.1.4 Medida del aislamiento en cargas transitorias (ruido de impacto) 111
6.2 Protocolo de medición 112
6.2.1 Condiciones operacionales en la mar 113
6.2.2 Condiciones ambientales de la mar 113
6.2.3 Procedimientos de medición 114
6.2.3.1 Espacios de alojamiento 114
6.2.3.2 Espacios de máquinas 114
6.2.3.3 Puestos de servicio 115
6.2.3.4 Espacios no ocupados habitualmente 115
6.2.3.5 Orificios de admisión y escape. 116
6.2.4 Equipo de medición 116
Capítulo 7. Normativa aplicable y sociedades de clasificación 119
7.1 Tipos de normativas 119
7.2 Normativa aplicable para el control de ruido y vibración 120
7.3 Normativa sobre la exposición, control, prevención y medición de ruido y vibraciones 120
7.4 Normas y estándares específicos para los equipos de medida y mediciones 122
7.5 Normativa específica para buques sobre el control de ruido y vibraciones a bordo 123
7.5.1 Normativa aplicable para el control y atenuación del ruido a bordo 123
7.5.2. Normativa aplicable para el control y atenuación de la vibración a bordo 125
7.6 Normativa aplicable para el control de ruido y vibración en los buques a lo largo de los años 129
7.7 Sociedades de clasificación 129

7.7.1 Germanischer Lloyd 130
Capítulo 8. Casos prácticos 133
8.1 Casos para resolver el aislamiento de la vibración 133
8.1.1 Sistema simplemente elástico con dos grados de libertad 133
8.1.2 Sistema simplemente elástico con un grado de libertad 136
8.1.3 Sistema doblemente elástico con dos grados de libertad 140
8.2 Casos para resolver el aislamiento del ruido en camarotes 146
8.2.1 Aislamiento de las paredes en un camarote (Mamparos verticales) 146
8.2.2 Aislamiento del suelo y techo en un camarote (Suelo y techo flotantes) 150
8.2.2.1 Suelo flotante 150
8.2.2.2 Techo flotante 152
8.3 Directrices para el control de ruido por medio de cerramientos y cabinas según la norma UNE-EN ISO 15667:2000 153
8.3.1 Objetivo y campo de aplicación 153
8.3.2 Normas para consulta 154
8.3.3 Términos y definiciones sobre el aislamiento 154
8.3.4 Principios generales y consideraciones operativas 155
8.3.4.1 Control eficaz del ruido 155
8.3.5 Tipos de cerramientos 156
8.3.5.1 Cabinas 159
8.3.6 Requisitos acústicos y verificación del control de la vibración 160
8.3.6.1 Dimensiones 160
8.3.6.2 Ventilación y climatización 161
8.4 Practica recomendad para el diseño de máquinas y equipos de bajo nivel de ruido según la norma UNE-EN ISO/TR 11688-1:1995 161
8.4.1 Normas para consulta 161
8.4.2 Diseño conceptual y detallado 161
8.4.3 Clasificación y modelo acústico 161
8.4.3.1 Reglas generales de diseño 162
Capítulo 9. Conclusiones 163
Bibliografía 165

Índice de Figuras

Figura 1. – Propagación de una onda sonora. 4
Figura 2. – Rango de niveles de presión sonora. Comparación entre distintas escalas de presión sonora en pascales y niveles de presión sonora en decibelios. 5
Figura 3. – Ondas acústicas chocando con un muro y produciendo una sombra acústica. 11
Figura 4. – Fuente puntual de potencia acústica en un campo libre. 13
Figura 5. – Energía acústica incidente y reflejada. 16
Figura 6. – Movimiento armónico de P´ obtenido a partir del movimiento circular uniforme de P. 17
Figura 7. – Vectores giratorios que definen el movimiento armónico simple. 22
Figura 8. – Línea de ejes convencional. 33
Figura 9. – Estela original del buque. 33
Figura 10. – Estela una vez modificado el propulsor o las formas del casco. 34
Figura 11. – Esquema general de una línea de ejes de un buque. 35
Figura 12. – Cojinete de apoyo del eje de una hélice. 35
Figura 13. – Bocina del eje de una hélice. 36
Figura 14. – Perfil de la pala de una hélice inmersa en un fluido. 39
Figura 15. – Magnitudes de cavitación en las palas de una hélice. 40
Figura 16. – Ensayo visual en el túnel de cavitación. 41
Figura 17. – La Unidad diésel marina más potente del mundo, desarrolla 107.400 CV. 43
Figura 18. – Fuerzas y momentos externos. 44
Figura 19. – Emisión de ruidos generados por el sistema de exhaustación. 50
Figura 20. – grupo electrógeno accionado por un motor en línea vertical con carcasa con integral. 51
Figura 21. – grupo electrógeno accionado por un motor en línea vertical con carcasa con integral en forma esquemática. 52
Figura 22. – Engranaje reductor de la fábrica de turbinas de Navantia en Ferrol. 53
Figura 23. – Modos de flexión torsionales y verticales naturales. 60
Figura 24. – Vías de transmisión de ruido, debido al motor principal en la cámara de máquinas. 61
Figura 25. – Vías de propagación de la vibración y el ruido. 62
Figura 26. – Transmisión del ruido aéreo y ruido estructural 66
Figura 27. – Soporte de elastómero de caucho natural. 70
Figura 28. – Plancha de NBR. 70
Figura 29. – Soporte anti vibratorio cilíndrico metálico de silicona y caucho. 71
Figura 30. – Elastómeros conectados (a) y elastómeros desconectados (b). 72
Figura 31. – Elementos que intervienen en la transmisión de la vibración. 74
Figura 32. – Modelo mecánico masa-muelle. 75
Figura 33. – Esquema del montaje elástico de una máquina. 77
Figura 34. – Aislador tipo cuenco no anclado. 79
Figura 35. – Aislador semiesférico. 79
Figura 36. – Aislador de compresión de uso general. 80
Figura 37. – Aislador anclado de uso general. 80
Figura 38. – Aislador completamente anclado de uso general. 81

Figura 39. – Aislador semianclado de uso general. 81
Figura 40. – Aislador de elastómero tipo sándwich. 82
Figura 41. – Aislador de elastómero con forma de placa. 82
Figura 42. – Aislador de elastómero para maquinaria. 83
Figura 43. – Aislador de malla metálica. 83
Figura 44. – Aislador de cable. 84
Figura 45. – Aislador de maquinaria de muelle de metal con amortiguamiento por rozamiento. 84
Figura 46. – Aislador de muelle de metal. 85
Figura 47. – Bancada anti vibratoria. 86
Figura 48. – PADS de caucho. 86
Figura 49. – Montaje directo. 87
Figura 50. – Montaje con bancada. 87
Figura 51. – Montaje mixto. 87
Figura 52. – Figura, esquema, tabla y curvas carga/flecha en compresión axial. 88
Figura 53. – Ejemplo del índice D. 91
Figura 54. – Ejemplo del índice R. 92
Figura 55. – Balance de energía acústica en un mamparo. 93
Figura 56. – Material absorbente poroso, espuma acústica. 94
Figura 57. – Material acústico flexible formado por dos capas. 94
Figura 58. – Material aislante para mamparos. 95
Figura 59. – Pérdida de aislamiento acústico debido a que un panel del cerramiento tiene como frecuencia de coincidencia la misma frecuencia que la fuente ruido. 97
Figura 60. – Esquema de un mamparo múltiple. 98
Figura 61. – Ondas estacionarias en el interior de la cavidad entre los dos mamparos. 99
Figura 62. – Sistema de acomodación flotante con techo soportado elásticamente. 103
Figura 63. – Ensayo del aislamiento acústico de lana mineral en espacios receptores. 105
Figura 64. – Soporte de elastómero de caucho natural. 107
Figura 65. – Soporte de elastómero de caucho natural. 109
Figura 66. – Máquina de impacto normalizada. 111
Figura 67. – Equipo de medición de ruido formado por el sonómetro Norsonic 118 y el resto de los accesorios. Lleva integrado el filtro de octavas. 117
Figura 68. – Ejemplo de no aplicación y aplicación de los requisitos de control de ruido y vibración establecido por la IMO A.468 (XII) entre un barco de 1987 que no se le aplica y uno de 2004 que si se le aplica. 125
Figura 69. – Zonas de división de un crucero según Germanischer Lloyd. 130
Figura 70. – Esquema motor eléctrico + bomba de pistones. 133
Figura 71. – Imagen real del motor eléctrico + bomba de pistones de la planta hidráulica a estudiar. 134
Figura 72. – Imagen real del conjunto motor eléctrico + bomba de pistones (siete pistones). 136
Figura 73. – Soporte elástico empleado, formado por 9 muelles. 137
Figura 74. – Disposición final de los soportes. 140
Figura 75. – Plano del equipo generador de energía. 141
Figura 76. – Esquema teórico del comportamiento elástico del equipo generador de energía. 143
Figura 77. – Panel individual estándar. 147

Figura 78. – Panel de ruido con cámara de aire. 147
Figura 79. – Panel doble..... 148
Figura 80. – Imagen ilustrativa sobre el montaje de los paneles descritos anteriormente. 148
Figura 81. – Imagen ilustrativa sobre la disposición de los suelos flotantes..... 150
Figura 82. – Ejemplo práctico de disposición del suelo flotante con el material SeaRox SL 436, 60 mm..... 151
Figura 83. – Disposición general de un techo flotante. 152
Figura 84. – Ejemplo práctico de disposición del techo flotante con el material SeaRox SL 340, 50 mm..... 152
Figura 85. – Esquema de las vías de propagación del sonido. 155
Figura 86. –Esquema de un cerramiento o cabina acústica..... 155
Figura 87. – Cerramiento típico de una máquina. 159
Figura 88. – Esquema básico de la generación de ruido en máquinas. 162

Índice de Gráficas

Gráfica 1. –En esta gráfica se aprecia que a bajas frecuencias le corresponden grandes longitudes de onda y viceversa. 8
Gráfica 2. -Límites de la percepción del sonido frente a la frecuencia y la amplitud del sonido. 8
Gráfica 3. – Curvas isofónicas a igualdad de sonoridad. 9
Gráfica 4. – Curva de ponderación A, a partir de la curva de 40 fonios. 10
Gráfica 5. – Curva de ponderación en frecuencias normalizadas A, B, C, D y B + C. 10
Gráfica 6. – Distintas zonas del campo sonoro generado en el entorno de una fuente acústica. 11
Gráfica 7. – Representación gráfica del nivel continuo equivalente y el máximo pico. 14
Gráfica 8. – Tiempo transcurrido en la caída de 60 dB, que define el grado de reverberación en un recinto determinado. 15
Gráfica 9. – Gráfica de un ciclo completo de un movimiento vibratorio. 18
Gráfica 10. – Gráfica del desplazamiento, velocidad y aceleración de un movimiento armónico simple. 24
Gráfica 11. – Parámetros utilizados para valorar una onda vibratoria. 25
Gráfica 12. – Gráfica tridimensional de la vibración respecto del tiempo y de la frecuencia. 27
Gráfica 13. – Representación gráfica del fenómeno de resonancia. 28
Gráfica 14. – Espectro acústico de una hélice sin cavitación (a), con cavitación en el extremo de las palas (b) y con una cavitación generalizada (c). 40
Gráfica 15. – Diagrama de cavitación de Burrill. 41
Gráfica 16. – Espectros sonoros de motores diésel lentos según Acton. 49
Gráfica 17. – Espectro sonoro en motores diésel medios (generadores auxiliares), según Acton. 53
Gráfica 18. – Variación de los niveles de ruido y vibración de un motor Diésel, según Chan. . 65
Gráfica 19. – Representación gráfica de un sistema anti vibratorio. 77
Gráfica 20. – Zonas características del comportamiento de un mamparo o pared simple y su capacidad de aislamiento. 96
Gráfica 21. – Esquema de la frecuencia de coincidencia. 97
Gráfica 22. – Comportamiento como aislante acústico de un panel doble en función de la frecuencia. 100
Gráfica 23. – Influencia del material del techo en la atenuación acústica en acomodaciones flotantes. 104
Gráfica 24. – Gráfica comparando el índice de reducción sonora (R) obtenido en una medida real y el índice de reducción sonora ponderado (Rw) obtenido mediante la curva normalizada. 110
Gráfica 25. – Curva de sensibilidad humana según la norma ISO 6954:1984. 126
Gráfica 26. – Curva de sensibilidad humana según la norma ISO 6954:2000. 127
Gráfica 27. – Curva que relaciona la velocidad, aceleración y la frecuencia de la vibración según la norma ISO 8528-9:1995. 128
Gráfica 28. – Gráfica de diferentes características para el soporte de 9 muelles. 139
Gráfica 29. – Gráfico general de las frecuencias naturales de un sistema doblemente elástico y con dos grados de libertad como en el caso de nuestro equipo generador de energía. 145
Gráfica 30. – Coeficientes de absorción del material SeaRox SL 740, 50 mm para diferentes frecuencias. 149
Gráfica 31. – Índice de reducción sonora ponderado Rw del acero en perfiles en L respecto del material SeaRox SL 740, 50/25 mm. 149
Gráfica 32. – Coeficientes de absorción del material SeaRox SL 436, 50 mm para diferentes frecuencias. 151
Gráfica 33. – Coeficientes de absorción del material SeaRox SL 340, 50 mm para diferentes frecuencias. 153
Gráfica 34. – Espectro en bandas de octava ponderado A del nivel de presión acústica en las proximidades de una máquina. 156

Índice de Tablas

Tabla 1. – Tabla de desplazamientos lineales y angulares. 21
Tabla 2. – Niveles medios de ruido en dB(A) obtenidos experimentalmente en motores marinos. 47
Tabla 3. – Noise limits in terms of sound presurre..... 48
Tabla 4. – Frecuencias centrales de banda en octava (Hz). 50
Tabla 5. – Frecuencias centrales de banda en octava (Hz). 51
Tabla 6. – Frecuencias centrales de banda en octava (Hz). 52
Tabla 7. – Frecuencias centrales de banda en octava (Hz). 54
Tabla 8. – Frecuencias centrales de banda en octava (Hz). 55
Tabla 9. – Intervalos de niveles de ruido por diferentes tipos de maquinaria auxiliar. 55
Tabla 10. – Frecuencias centrales de banda en octava (Hz). 56
Tabla 11. – Valores de corrección del paso de la pala. 57
Tabla 12. – Frecuencias centrales de banda en octava (Hz). 59
Tabla 13. – velocidades de la corriente en pies/minuto. 59
Tabla 14. – Velocidades del sonido en diferentes medios. 67
Tabla 15. – Curvas carga/deflexión para distintos tipos de solicitación en aisladores de elastómero. 73
Tabla 16. – Impedancia acústica específica de diferentes materiales. 76
Tabla 17. – Tabla comparativa de los niveles de ruido permitidos por la IMO A.468 (XII) de noviembre de 1981 y la nueva MSC-337 (91) de noviembre de 2012. 124
Tabla 18. – Valores máximos de aceleración y velocidad máximos según la norma ISO 6954:1984. 126
Tabla 19. – Valores máximos de aceleración y velocidad máximos según la norma ISO 6954:2000. 127
Tabla 20. – Normativas aplicada a lo largo de los años. 129
Tabla 21. – Límites de ruido permitidos en la zona de pasajeros que Germanischer Lloyd establece con respecto a la división que realiza de las diferentes zonas de un crucero. 131
Tabla 22. – Tabla de resultados finales de los cálculos realizados en el equipo generador de energía. 144
Tabla 23. – Fuentes de excitación y diferentes soluciones constructivas para atenuar el ruido aéreo y estructural que producen. 163

Capítulo 1. Introducción

Este trabajo fin de grado tiene como objetivo el estudio del control eficaz de ruido y vibraciones a bordo, específicamente en barcos de pasaje. Siendo motivo de estudio todas las fuentes de excitación existentes a bordo del buque, y las posibles soluciones constructivas que podemos aplicar para la atenuación, y en algunos casos, casi la desaparición del ruido y la vibración procedentes de estas fuentes. Otro motivo de estudio seria saber cómo y cuáles son las vías donde se transmiten el ruido (ruido aéreo) y la vibración (ruido estructural) por las diferentes zonas del buque, siendo necesaria la búsqueda de soluciones constructivas para combatir dichos fenómenos en las zonas más sensibles donde se han de cumplir una serie de requisitos acústicos, principalmente en las zonas ocupadas parcial o continuamente por personas.

La metodología empleada para el desarrollo de este proyecto fin de grado se basa en la localización de las fuentes de excitación y la aplicación de normativas ISO, reglas y recomendaciones de las sociedades de clasificación, además de las resoluciones de la Organización Marítima Internacional (IMO), más concretamente a las resoluciones de su Comité de Seguridad Marítima, el cual se encarga de dictaminar los requisitos o límites de ruido y vibraciones a los que las personas a bordo pueden estar expuestas, dependiendo de la zona del buque donde nos encontremos o la explotación que desempeñe el buque.

La estructura del trabajo consiste en primero establecer los fundamentos teóricos de los fenómenos del ruido y la vibración, indagando en conceptos básicos que debemos saber para poder dar el mejor tratamiento a estos dos fenómenos y saber cómo se comportan, posteriormente se exponen las distintas fuentes de excitación que están presentes a bordo en los barcos de pasaje, y la información correspondiente a las mismas, es decir, porque vía transmiten el ruido y la vibración y los puntos a atacar para poder atenuar estos fenómenos. En el capítulo 5 se exponen un gran catálogo de materiales aislantes del ruido y la vibración, donde se encuentra una amplia gama de soluciones, materiales de diferentes características, e indicaciones que nos dejan entrever algunas soluciones para determinados problemas, después de este capítulo indagamos en los que vienen siendo las medidas que se realizan y los instrumentos utilizados para comprobar que este tipo de aislamientos están hechos de la manera más optima posible, o al menos son una buena solución constructiva, ante el fenómeno del ruido y la vibración. En el capítulo 7 se muestran la gran cantidad de normativas relativas a este tema existentes, y profundizamos en las más importantes relacionadas directamente con el objetivo de este trabajo fin de grado, utilizando las resoluciones de la IMO, normativas ISO, normativa UNE-EN, normativa europea, reales decretos del estado español, reglas de las sociedades de clasificación y demás recomendaciones y directrices de buena práctica. En el capítulo 8 se realizan una serie de soluciones constructivas para casos prácticos reales en sistemas simple y doblemente elásticos con uno y dos grados de libertad para el fenómeno de la vibración, también se tratan las posibles soluciones constructivas que se pueden aplicar para mitigar los problemas acústicos que se pueden dar en el interior y en el exterior de

un camarote, y las diferentes construcciones que se pueden realizar tanto interior como exteriormente en los camarotes para mitigar el fenómeno del ruido aéreo en habilitación.

El último capítulo consta de las conclusiones a las que hemos llegado, el aprendizaje e investigación que hemos realizado durante el transcurso de este trabajo fin de grado.

Capítulo 2. Fundamentos teóricos del ruido

2.1 Conceptos básicos

El ruido se podría definir como un sonido inarticulado, sin ritmo ni armonía y confuso, con carácter generalmente desagradable para el oído humano.

El sonido es un fenómeno ondulatorio que interacciona con el oído humano, y que en ocasiones genera sensaciones agradables y otras especialmente molestas.

En las definiciones anteriormente mencionadas habría que tener en cuenta la componente subjetiva que supone tales definiciones, pues el ruido que genera un Lamborghini Aventador cuando acelera puede ser una sensación muy agradable para los ingenieros que lo han diseñado, y simple goteo de un grifo o una pequeña perdida de agua en la cisterna del cuarto de baño de la suite de lujo de un crucero puede suponer una pesadilla para un pasajero.

2.2 Presión sonora

Para que el sonido se propague se requiere de un medio fluido o sólido, es decir, un medio que posea masa y sea elástico. El sonido se puede cuantificar determinando la variación de presión sonora respecto de la presión atmosférica dependiendo de la posición en la que se mide.

Considerando que el movimiento se inicia mediante la vibración de un sólido, se podría decir, que el movimiento de este sólido imprime un impulso mecánico sobre las partículas más próximas del medio en el que se propaga, y a su vez estás partículas se desplazan a las más cercanas y retroceden. De tal manera que la energía acústica es transmitida a lo largo del espacio, hasta llegar a cierto límite, pues conforme avanza el sonido entre las partículas se va perdiendo parte de la energía acústica hasta que el sonido se apaga y desaparece. De esta forma cada choque la velocidad de las partículas va disminuyendo y su movimiento disminuyendo alrededor de la posición de equilibrio.

En consecuencia, se obtiene un movimiento ondulatorio sinusoidal amortiguado, tanto para una partícula concreta frente al tiempo, como de la onda en el espacio, que queda definida mediante la ecuación de la onda acústica de carácter bidimensional.

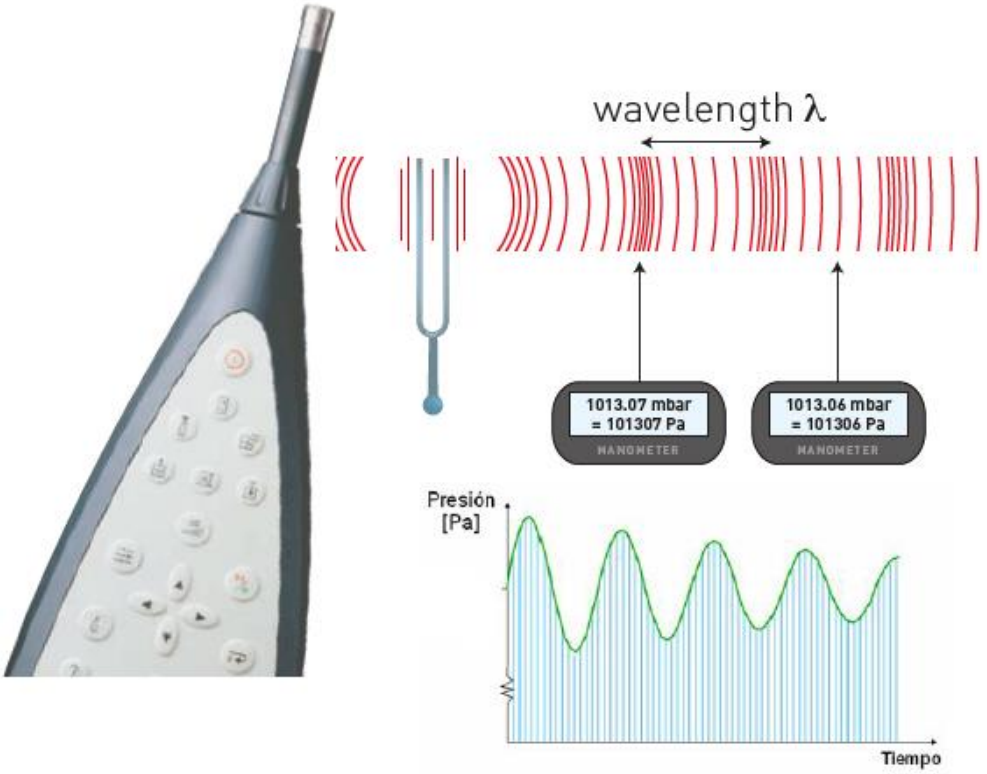


Figura 1. – Propagación de una onda sonora.

En consecuencia, el sonido se caracteriza porque en determinadas zonas existe, en un momento concreto, un aumento de partículas, por lo tanto, un aumento de la presión sonora respecto de la presión atmosférica, y a continuación una disminución de dicha presión sonora. Siendo la presión sonora un parámetro necesario a determinar para conocer la intensidad de un sonido.

2.3 Nivel y decibelio

El rango de presiones sonoras que podemos hallar en el campo de control del ruido es tan amplio que es más cómodo emplear el nivel de presión sonora, una cantidad que es proporcional logaritmo de la presión sonora. Esto es debido a que la escala logarítmica comprime el rango de presiones sonoras.

El nivel de presión sonora se expresa en decibelios (dB) de sonido o ruido a partir de la siguiente ecuación:

$$L_p = 10log\frac{p^2}{{p_0}^2}$$

Donde: $p = \ presión\ del\ sonido\ en\ pascales$

$p_0 = 20\mu Pa\ (nivel\ de\ referencia)$

La escala obtenida en decibelios no es lineal, por lo tanto, cuando haya que sumar o restar decibelios habrá que tener en cuenta su carácter logarítmico.

La escala de medida tiene como referencia 20 µPa que es la mínima variación de presión sonora que el oído humano puede captar, siendo el límite superior al umbral del dolor, es decir, una variación presión sonora que pone en riesgo el tímpano humano, es decir, presiones superiores a las 100 Pascales.

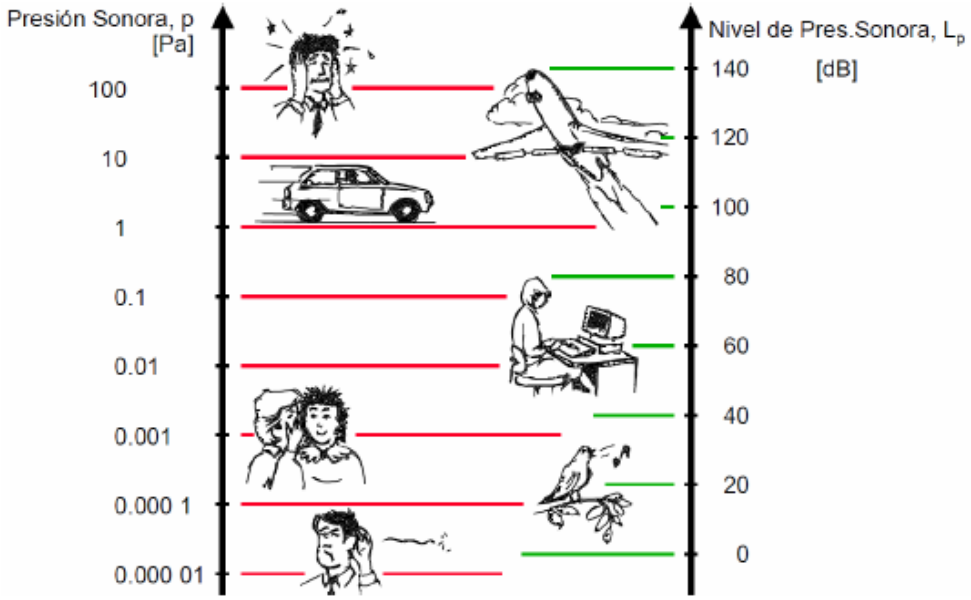


Figura 2. – Rango de niveles de presión sonora. Comparación entre distintas escalas de presión sonora en pascales y niveles de presión sonora en decibelios.

2.4 Operaciones con decibelios

Para poder sumar o restar decibelios de dos o más fuentes emisoras de sonido que tienen lugar en un espacio-tiempo es necesario adicionar parámetros que tengan carácter lineal. La presión sonora no tiene carácter lineal, pero su valor al cuadrado está relacionado con la potencia acústica, es decir, con la energía, y esa magnitud si tiene carácter lineal.

Para poder obtener la suma de dos o más fuentes emisoras es necesario conocer sus respectivos valores de presión sonora al cuadrado, ya que si conocemos estos valores podremos despejar el valor de la presión sonora al cuadrado de la ecuación del decibelio, sumarlos y volver a calcular el nivel de presión sonora resultante a través de dicha ecuación.

Para ello llevaremos a cabo un ejemplo con tres supuestas fuentes, siendo:

$L_1 = 75\ dB, L_2 = 70\ dB, L_3 = 65\ dB$

$$L_1 = 10 \cdot log \frac{{p_1}^2}{(20 \cdot 10^{-6})^2}$$

$$L_2 = 10 \cdot log \frac{{p_2}^2}{(20 \cdot 10^{-6})^2}$$

$$L_3 = 10 \cdot log \frac{{p_3}^2}{(20 \cdot 10^{-6})^2}$$

Despejando:

$$10^{L_1/10} = \frac{{p_1}^2}{(20 \cdot 10^{-6})^2}$$

$$10^{L_2/10} = \frac{{p_2}^2}{(20 \cdot 10^{-6})^2}$$

$$10^{L_3/10} = \frac{{p_3}^2}{(20 \cdot 10^{-6})^2}$$

Quedando una expresión en forma general para poder sumar decibelios:

$$L_t = 10log \sum_{i=1}^{n} 10^{L_i/10}$$

$$L_t = 10 \cdot log\left(10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} + 10^{L_3/10}\right) = 10 \cdot \log\left(10^{75/10} + 10^{70/10} + 10^{65/10}\right) =$$

$$= 76.51\ dB$$

En determinadas ocasiones es necesario restar los niveles de presión sonora en decibelios, por ejemplo, cuando se quiere medir el nivel de ruido emitido por una fuente frente a un ruido existente en su entorno. El proceso es similar a la suma de decibelios, hay que realizarlo en términos de energía, quedando la siguiente expresión:

$$L_S = 10log \sum_{i=1}^{n} 10^{L_{S+N}/10} - 10^{L_N/10}$$

Para ello llevaremos a cabo un ejemplo donde se requiere obtener el nivel de ruido aportado por una fuente sonora sabiendo que junto a otras fuentes sonoras el nivel de presión $L_{S+N} = 70\ dB$ y si se desconecta la fuente, el nivel que queda es de $L_N = 62\ dB$.

$$L_S = 10 \cdot log \sum_{i=1}^{n} 10^{70/10} - 10^{62/10} = 69.25\ dB$$

2.5 Amplitud, Frecuencia y Longitud de onda

Una onda acústica posee un carácter bidimensional que puede ser estudiado desde la variación de su amplitud respecto del tiempo en un punto determinado del espacio "x", o desde la variación de su amplitud en el espacio en un instante de tiempo determinado "t". Siendo la ecuación que rige dicho comportamiento:

$$y(x,t) = Asen(\omega t \pm kx + \varphi_0)$$

Donde: $k = número\ de\ onda\ que\ representa\ el\ número\ de\ ciclo\ que\ describe\ la\ onda\ en\ la\ distancia\ de\ un\ metro$

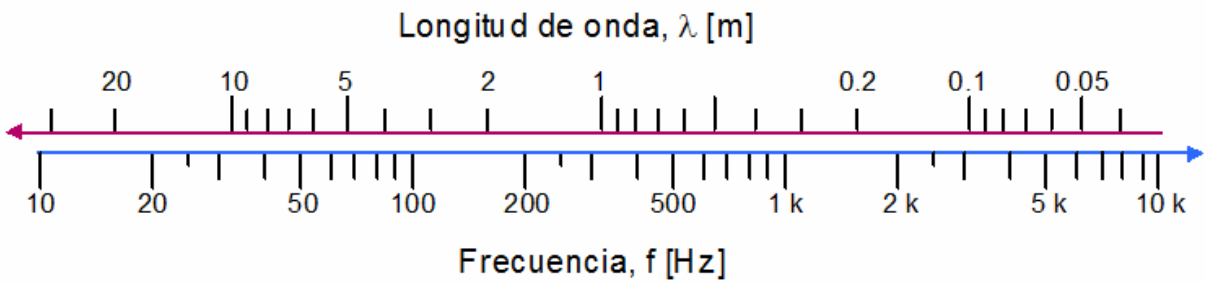
$\omega = frecuencia\ en\ rad/s$

$\varphi_0 = desfase\ inicial$

La onda acústica se caracteriza por su amplitud y la frecuencia a la que se genera. La amplitud viene definida por la presión sonora "p", es decir, por la variación de la presión local respecto de la presión atmosférica.

El sonido en un tono puro se propaga como una onda sinusoidal, que viene caracterizada por el tiempo transcurrido en un ciclo, es decir, por el periodo "T", la inversa de este periodo es la frecuencia "f". Donde la frecuencia se rige por la siguiente fórmula:

$$f = 2\pi\omega$$



Gráfica 1. –En esta gráfica se aprecia que a bajas frecuencias le corresponden grandes longitudes de onda y viceversa.

La longitud de onda "λ" se define como la distancia recorrida por la onda acústica en el tiempo de un periodo "T". El producto de la longitud de onda "λ" y frecuencia "f" es la velocidad de propagación de la onda en el medio en el que se encuentre, es decir, la velocidad del sonido "c".

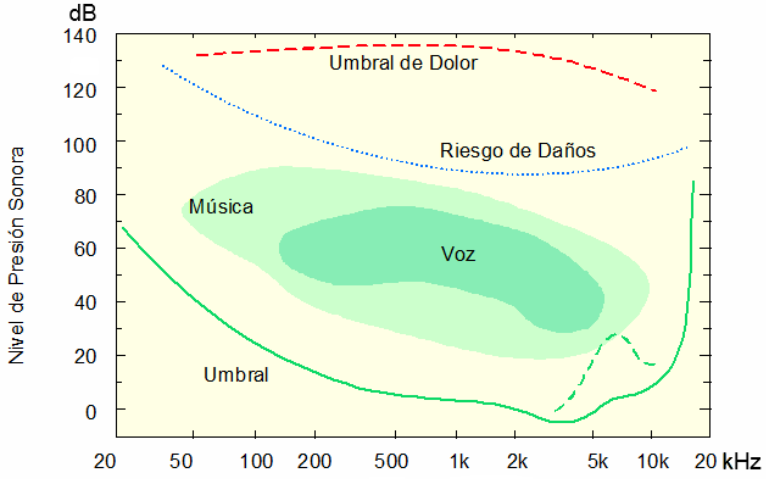
Donde la longitud de onda "λ" la inversa al número de onda "k"

$$\lambda = \frac{2\pi}{k}$$

2.6 Percepción del sonido, oído humano

El oído humano tan solo es capaz de percibir los sonidos que están comprendidos entre frecuencias que van desde los 20 Hz a los 20kHz, es decir, por encima o por debajo de estas frecuencias el oído humano no es capaz de percibir el sonido.

El oído humano tiene limitaciones en cuanto a frecuencia y amplitud de los sonidos que puede percibir.

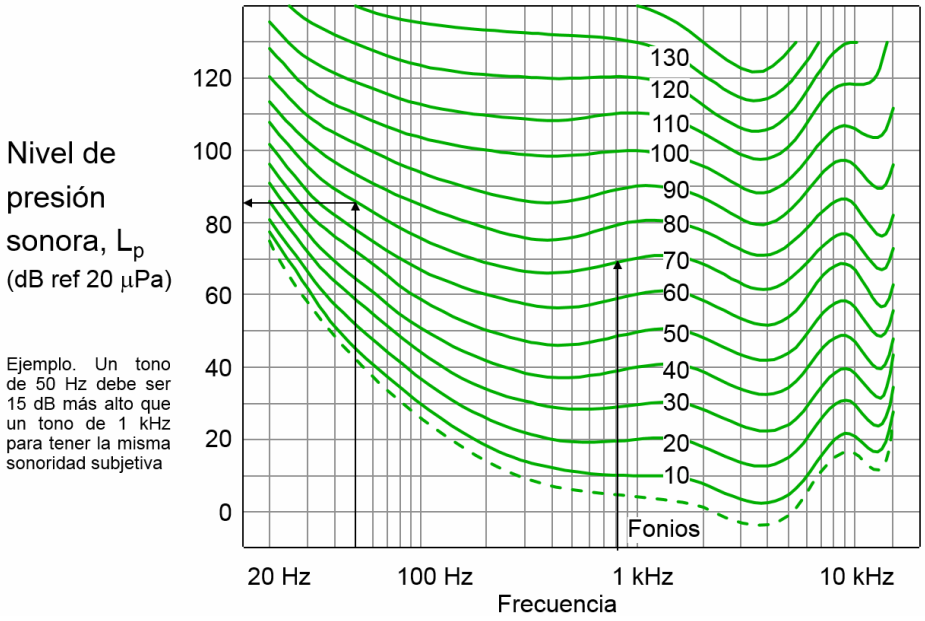


Gráfica 2. -Límites de la percepción del sonido frente a la frecuencia y la amplitud del sonido.

En la Gráfica 2 se representan umbrales de audición, dolor y de riesgo de daños fisiológicos. También se puede apreciar que cada umbral corresponde con nivel de presión sonora distinto en función de la frecuencia a la que se genera el sonido.

Los investigadores Fletcher y Munson en 1930 elaboraron unas curvas de igual sonoridad para el oído humano, dichas curvas poseen la misma amplitud percibida por el oído humano en todo el rango de frecuencias audibles, es decir, de 20Hz a 20kHz. De tal manera que las frecuencias más decibelios que las frecuencias medias para percibirse con la misma intensidad. Estas curvas, llamadas curvas isofónicas, fueron revisadas y ajustadas posteriormente por Robinson y Dadson.

Las curvas son ligeramente distintas según la intensidad del sonido, de forma que se hacen cada vez más planas, según aumenta el nivel de presión sonora. Esta colección de curvas representa como se percibe realmente el sonido en el oído humano.

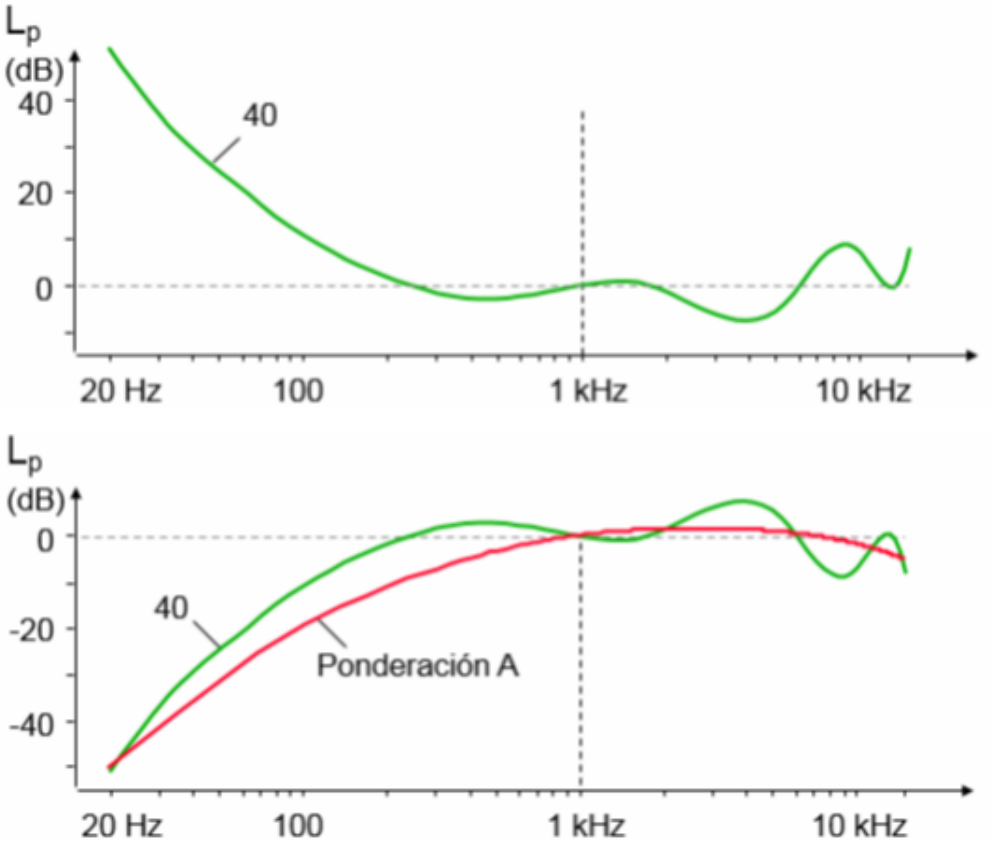


Gráfica 3. – Curvas isofónicas a igualdad de sonoridad.

Es necesario establecer una corrección en la medida cuando se mide el ruido si se quiere valorar su influencia sobre las personas.

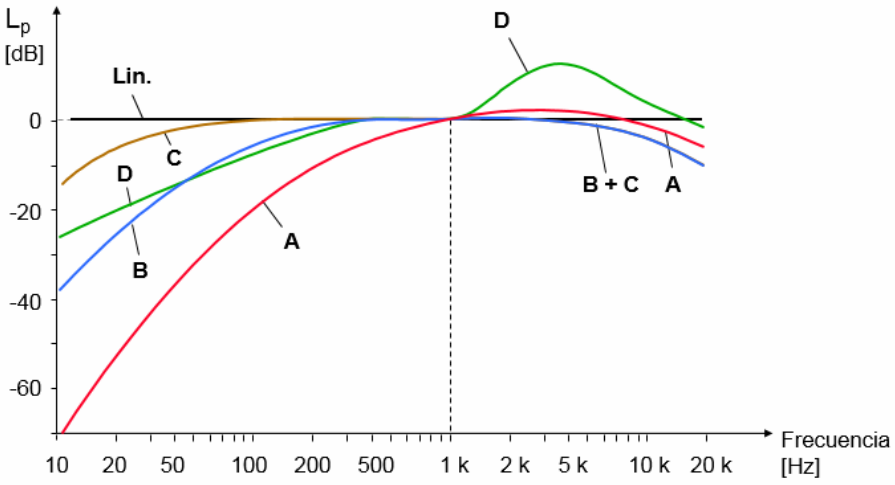
2.7 Ponderación frecuencial

Para normalizar la corrección de las medidas según el comportamiento del oído humano, se estableció a nivel internacional una curva obtenida a partir de la curva de 40 fonios. Dicha curva es conocida como la curva de ponderación A, se utiliza para ponderar la frecuencia de las medidas realizas con los equipos de medida e instrumentación.



Gráfica 4. – Curva de ponderación A, a partir de la curva de 40 fonios.

La curva de ponderación A no es la única curva que está normalizada, pues existen otras en función de la amplitud de los sonidos que se aplican, pudiendo destacar la curva de ponderación C, que se utiliza para valorar sonidos impulsivos en entornos de trabajo.



Gráfica 5. – Curva de ponderación en frecuencias normalizadas A, B, C, D y B + C.

Cuando se utilizan curvas de ponderación en frecuencias normalizadas los decibelios se expresan en función de la curva que utilizamos, por ejemplo, si utilizásemos la curva de ponderación A, los decibelios se expresarían como dBA.

2.8 Campo sonoro libre

La energía acústica al propagarse por espacio provoca una excitación en las partículas del medio donde se propaga, si dicho medio es el aire y el sonido se considera no deseado, este es conocido como ruido aéreo. La zona del espacio que se ve afectada por la inestabilidad generada por la onda acústica es el denominado como campo sonoro.

Los elementos que se encuentren que se encuentren en el espacio físico son los que determinarán la naturaleza del campo sonoro. Si existen obstáculos habrá zonas donde se produzca sombra acústica, y si existe un cerramiento parcial o completo de la zona espacial donde esté ubicada la fuente habrá innumerables reflexiones con los límites de dicho cerramiento.

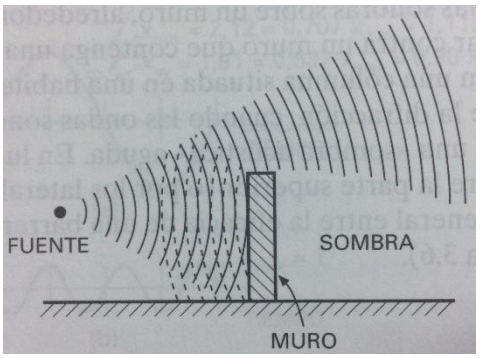
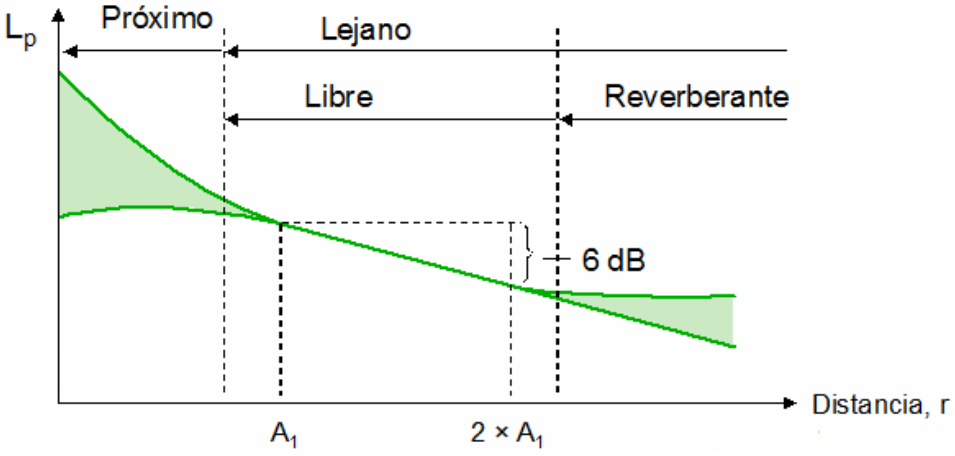


Figura 3. – Ondas acústicas chocando con un muro y produciendo una sombra acústica.



Gráfica 6. – Distintas zonas del campo sonoro generado en el entorno de una fuente acústica.

En la Gráfica 6 se aprecia las distintas condiciones de campo sonoro en función de la proximidad del punto a la fuente. Cuando se realiza una medida muy cerca de la fuente, la incertidumbre de la medida es importante. En esa zona las partículas de aire se mueven de forma turbulenta. Por el contrario, cuando la medida se hace suficientemente alejada de la fuente y fuera de la influencia de las reflexiones de los elementos próximos, el campo acústico se considera como libre, no existiendo incertidumbre de medida.

En la zona donde se dan las condiciones de campo libre se cumple que cuando se duplica la distancia a la fuente el nivel de presión sonora decrece 6 decibelios. Cuando la medida tiene lugar muy cerca de un obstáculo vertical se recibe energía directamente de la fuente y otra parte del reflejo del mamparo, siendo alta la incertidumbre de la medida, haciendo al campo sonoro en esa zona se dice que es reverberante.

Las condiciones de campo sonoro libre son fáciles de encontrar en espacios abiertos, pero cuando existen cerramientos, las zonas de campo libre son difíciles de conseguir, pero muy útiles para realizar ensayos de emisión acústica de máquinas o maquinaria.

2.9 Nivel de potencia e intensidad

La potencia sonora de una fuente se expresa en vatios o en alguna fracción de un vatio. A menudo, resuelta más cómodo expresar la potencia sonora sobre una escala logarítmica, es entonces cuando se emplea el nivel de potencia sonora. El nivel de potencia sonora L_w , de una fuente se expresa en decibelio y se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$L_w = 10\log(W/W_0)\ dB$$

Donde: $W = potencia\ de\ la\ fuente\ en\ vatios$

$W_0 = potencia\ de\ referencia\ en\ vatios$

La referencia habitual de la potencia sonora es 1 picovatio o 10^{-12} vatios, siendo el símbolo de la unidad pW, quedando la ecuación anterior como:

$$L_w = 10\log(W/10^{-12}) = (10logW\ + 120)\ dB$$

La intensidad del sonido en una dirección específica en un punto del campo sonoro es igual al flujo de energía sonora a través de una unidad de área en ese punto, siendo la unidad de área perpendicular a la dirección especificada.

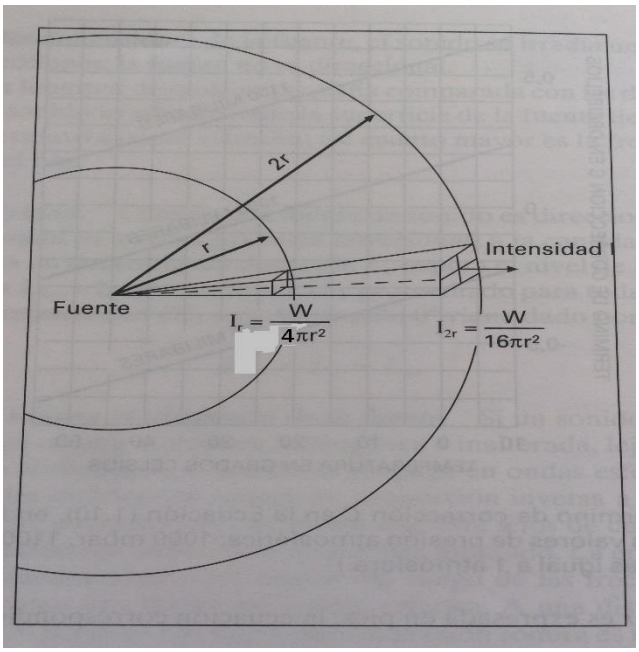


Figura 4. – Fuente puntual de potencia acústica en un campo libre.

La intensidad de cualquier punto varia inversamente al cuadrado de la distancia desde la fuente, de manera que cuando se dobla la distancia, la intensidad se reduce un cuarto de su valor, esto es igual a una reducción de 6 dB en el nivel de intensidad, por lo tanto, a una distancia r de la fuente, la intensidad es $I_r = W/4\pi r^2$, y a una distancia 2r, la intensidad es $I_{2r} = W/16\pi r^2$.

El nivel de intensidad sonora del sonido L_I , en decibelios, es igual a 10 veces la razón entre la intensidad de un sonido I y una intensidad de referencia I_0 de $10^{-12}\, W/m^2$ (1 $picovatio/m^2$):

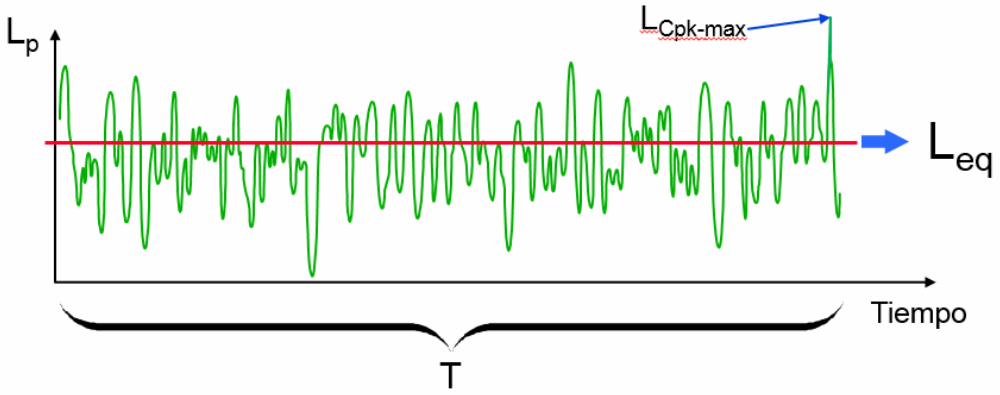
$$L_I = 10 \log(I/I_0)\ dB$$

2.10 Nivel continúo equivalente

En la medida del ruido se utilizan tres parámetros, el nivel de presión sonora, el nivel de intensidad sonora y el nivel de potencia sonora.

El parámetro más utilizado para la medida del sonido es el nivel continuo equivalente L_{eq} , que representa un ruido continuo que posee la misma energía acústica que la señal real. Es un valor que se integra en el tiempo y después transcurrido el tiempo T. La expresión que permite obtener el nivel continuo equivalente es:

$$L_{eq} = 10log\left[\frac{1}{T}\int_0^T \frac{p^2(t)}{p_0^2}dt\right]$$



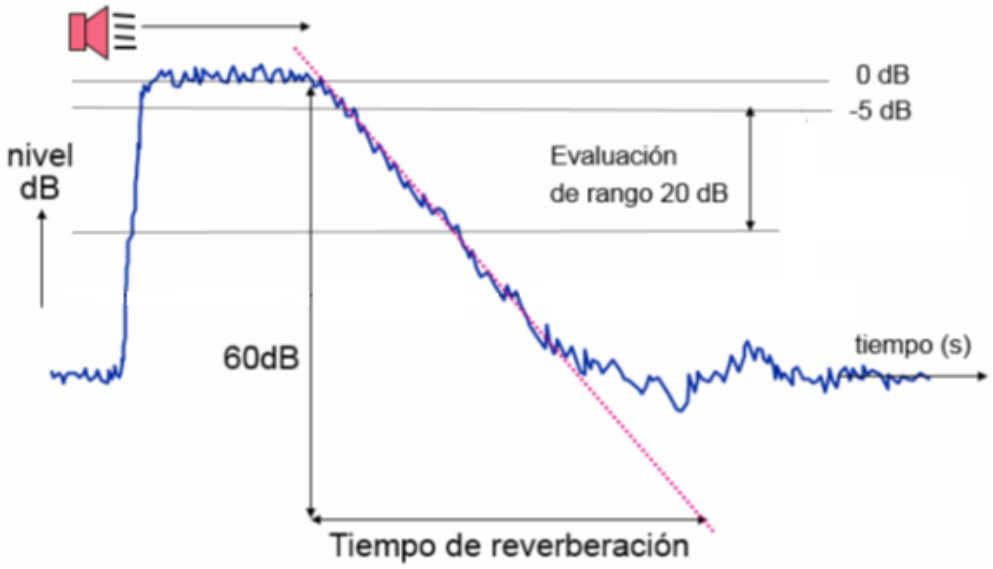
Gráfica 7. – Representación gráfica del nivel continuo equivalente y el máximo pico.

Si se tiene en cuenta la curva de ponderación A, la medida se escribiría como L_{Aeq}. Este parámetro es utilizado en la mayoría de medida, pues sirve además para valorar el riesgo de sordera profesional.

En el caso de querer valorar el nivel máximo de nivel sonoro soportado por un trabajador de un ruido debido a impactos, se utiliza el nivel de pico máximo $L_{Cpk-max}$, cuyo valor sirve para valorarla rotura del tímpano, ponderándose frecuencialmente con la curva C en este caso.

2.11 Tiempo de reverberación

El tiempo de reverberación se puede definir con el tiempo transcurrido en el interior de un recinto, donde se ha generado un campo de elevado nivel de presión sonora, en el que ese nivel de presión sonora decae 60 dB, justo cuando cesa la emisión de la fuente que genera el campo.



Gráfica 8. – Tiempo transcurrido en la caída de 60 dB, que define el grado de reverberación en un recinto determinado.

Dentro del concepto de tiempo de reverberación tenemos otro concepto que engloba, el denominado campo sonoro reverberante. Este campo sonoro se da siempre en recintos que están cerrados o semicerrados.

Cuando la fuente empieza a emitir decibelios el nivel de presión sonora corresponde con el que llega directamente a la fuente, cuando transcurre un breve espacio de tiempo, comienzan a producirse reflexiones en las pareces del recinto. Aumentando el nivel de presión sonora se consigue estabilizar el campo sonoro, es en este instante cuando el campo sonoro se considera reverberante, dependiendo también de la cantidad de energía acústica que se refleje, el campo se considerara más o menos reverberante, siendo también dependiente del tipo de materiales y paredes que se encuentren en el recinto.

Si en el reciento en que se encuentra la fuente no se produjeran reflexiones este se le denominaría un recinto anecóico, y si en este se produjeran infinitas reflexiones este se le denominaría un recinto reverberante.

Otro concepto que cabe destacar es el de la absorción sonora, que define la diferencia entre la energía incidente sobre un material concreto, y es reflejada por la superficie del material, es decir, la absorción sonora cuantifica la energía disipada, y, por ende, la no reflejada hacia el interior del recinto.

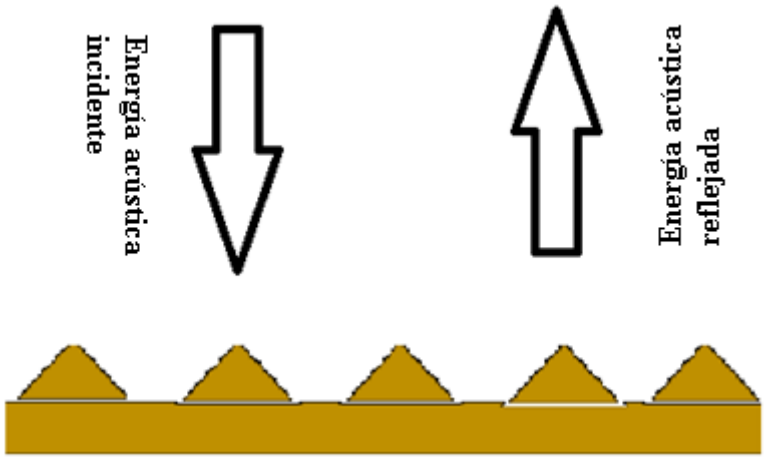


Figura 5. – Energía acústica incidente y reflejada.

Cada material tiene un coeficiente de absorción "α" característico, y se puede determinar con la siguiente expresión:

Siendo la absorción sonora:

$$A = \alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2 + \cdots + \alpha_3 S_3$$

Coeficiente de absorción:

$$\alpha_i = \frac{Energía\ absorbida}{Energía\ incidente}$$

Aunque actualmente es más sencillo determinar la absorción sonora midiendo el tiempo de reverberación que sumar todas las superficies del recinto y multiplicar por su coeficiente de absorción.

El tiempo de reverberación está relacionado con la absorción sonora y el volumen del reciento mediante la ecuación de Sabine:

Ecuación de Sabine:

$$Tr = \frac{0.16 \cdot V}{A}$$

Capítulo 3. Fundamentos teóricos de la vibración

3.1 Conceptos básicos

La vibración es un fenómeno físico que puede considerarse como un movimiento alrededor de una posición de equilibrio donde se produce la transformación de energía cinética en energía elástica y viceversa. El movimiento vibratorio puede ser definido a partir de un movimiento armónico simple.

Donde una partícula (P) rota con una velocidad angular constante (ω) alrededor del origen de coordenadas (O), es decir, un movimiento circular uniforme (MCU). Si se proyecta (P) sobre uno de los diámetros en una posición angular dada (θ) se obtiene un punto (P´). El movimiento que posee el punto (P´) sobre el diámetro de la circunferencia puede considerase como un movimiento armónico simple (MAS), siento "x" el valor de la amplitud en ese instante (t). El radio (A) de la circunferencia representa la máxima amplitud del movimiento del punto (P´).

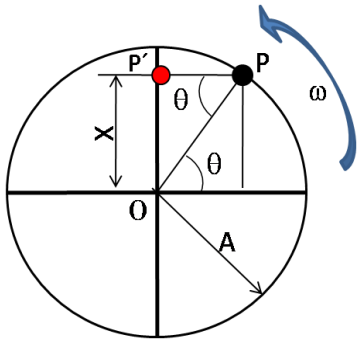


Figura 6. – Movimiento armónico de P´ obtenido a partir del movimiento circular uniforme de P.

Donde la coordenada angular (θ) es conocida como la fase del vector giratorio, que define la posición del punto (P) en ese momento respecto de una posición de referencia.

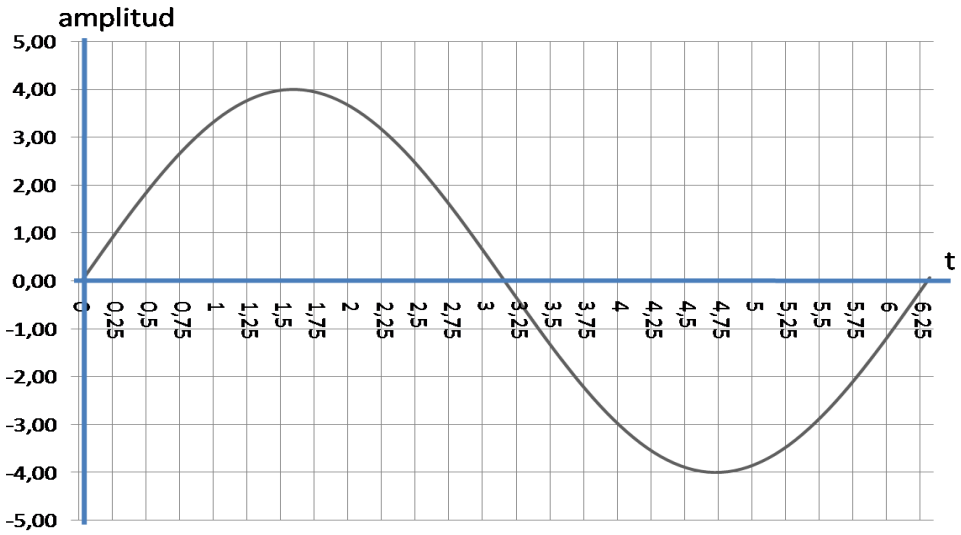
La ecuación que rige el movimiento del punto (P´), para el instante de tiempo inicial ($t = 0$) es:

$$x = A \cdot sen\,(\theta) = A \cdot sen\,(\omega \cdot t)$$

Donde (ω) representa la frecuencia de rotación en rad/s. La ecuación que la relaciona con la frecuencia de rotación en hercios (Hz) es:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$$

Siendo la representación gráfica de dicha ecuación, tal que así:



Gráfica 9. – Gráfica de un ciclo completo de un movimiento vibratorio.

El movimiento vibratorio frente al tiempo se representa mediante una sinusoide. Si derivamos la ecuación anteriormente mencionada respecto del tiempo dos veces, se obtiene:

$$x = A \cdot sen(\omega \cdot t)$$

Primera derivada: $\dot{x} = A \cdot \omega \cdot cos(\omega \cdot t)$

Segunda derivada: $\ddot{x} = -A \cdot \omega^2 \cdot sen(\omega \cdot t)$

Las tres ecuaciones anteriores mencionadas describen el movimiento vibratorio desde tres parámetros diferentes pero relacionados entre sí.

El primero representa el desplazamiento x, el segundo la velocidad $\dot{x}$ con la que vibra el sistema y el tercer término su aceleración $\ddot{x}$.

3.2 Clasificación de las vibraciones

Los fenómenos vibratorios dependen de las masas y fuerzan que intervengan en el movimiento, así como por las rigideces y amortiguamientos de las estructuras y

componentes de las máquinas por donde se propagan. Esto hace que las vibraciones se puedan clasificar en función de una serie de criterios.

Teniendo en cuenta las fuerzas que intervienen, las vibraciones pueden considerarse libres o forzadas.

- Vibración libre: puede considerarse vibración libre cuando un sistema mecánico que ha sido puesto en movimiento deja de oscilar sin la intervención de fuerza alguna a posteriori.
- Vibración forzada: puede considerarse vibración forzada a aquella que afecta a un sistema mecánico sometido a fuerzas externas, generalmente de carácter cíclico, que actúan a lo largo del tiempo.

Teniendo en cuenta la presencia de fuerzas atenuantes, las vibraciones se pueden clasificar como:

- Vibraciones amortiguadas: son aquellas donde una parte de la energía es evacuada del sistema por la acción de fuerzas atenuantes.
- Vibraciones no amortiguadas: son aquellas donde no se evacua ninguna porción de energía del sistema.

Las vibraciones también pueden ser consideradas como:

- Vibraciones deterministas: son aquellos fenómenos vibratorios donde el movimiento puede ser predicho utilizando datos del pasado anteriormente recopilados.
- Vibraciones aleatorias: son aquellos fenómenos vibratorios que no se pueden predecir, debido a su aleatoriedad y deben ser analizadas mediante métodos estadísticos.

Otras formas de clasificación de los fenómenos vibratorios:

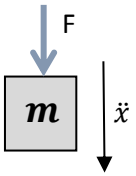
- Vibración simple o de tono puro: cuando el movimiento vibratorio se caracteriza por la presencia de una sola frecuencia.
- Vibración compuesta: si el movimiento vibratorio se caracteriza por la presencia de varias frecuencias que componen dicho movimiento.
- Vibración periódica: si el movimiento vibratorio completa un patrón dentro de un marco de tiempo y repite dicho patrón en periodos idénticos subsecuentes.
- Vibración no periódica: cuando no ocurre el fenómeno de vibración periódica.
- Vibración lineal: son aquellas en las que el comportamiento del movimiento vibratorio se puede analizar mediante ecuaciones diferenciales lineales.
- Vibración no lineal: cuando el comportamiento del movimiento vibratorio tiene un comportamiento no lineal.

3.3 Elementos básicos de un sistema vibratorio

Un sistema vibratorio se caracteriza por transformar la energía cinética en energía cinética en potencial y viceversa. Cuando la oscilación es libre, la energía transformada disminuye con el tiempo si el sistema posee amortiguamiento.

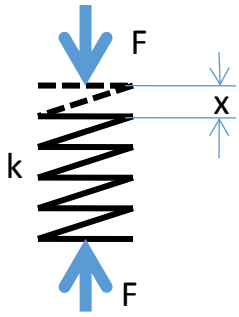
Si la oscilación es forzada existe simultáneamente, estaría presente la energía aportada al sistema en función del tiempo y la energía disipada por el amortiguamiento.

La masa: representa a un sólido rígido que sigue la segunda ley de Newton, donde "m" es la masa del cuerpo y $\ddot{x}$ la aceleración del cuerpo.



$$\sum F = m \cdot \ddot{x}$$

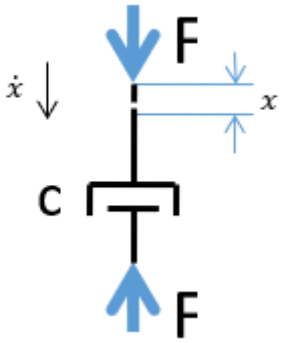
La rigidez: representa a un elemento capaz de almacenar energía potencial y devolverla. Se caracteriza por seguir la ley de Hooke.



$$\sum F = k \cdot x$$

Donde "k" es la constante de proporcionalidad, conocida como la constante elástica del muelle, siendo "x" la deformación provocada por la acción de la fuera (F) que actúa sobre elemento rígido.

El amortiguamiento: representa al elemento que absorbe o disipa energía al movimiento vibratorio. La fuerza ejercida por el elemento amortiguador se opone siempre ha dicho movimiento, y es proporcional a la velocidad ($\dot{x}$) del fenómeno vibratorio.



$$\sum F = c \cdot \dot{x}$$

La constante de proporcionalidad "c" se denomina constante de amortiguamiento.

Los fenómenos vibratorios pueden ser estudiados para desplazamientos lineales o desplazamiento angulares, donde podemos relacionar los conceptos de ambos tipos de desplazamiento en la siguiente tabla:

PARA DESPLAZAMIENTOS LINEALES	PARA DESPLAZAMIENTOS ANGULARES
Masa (**m**)	Momento de inercia (**I**)
Desplazamiento lineal (**x**)	Desplazamiento angular (**θ**)
Fuerza (**F**)	Par o momento de fuerzas (**M**)
Rigidez (**k**)	Rigidez a torsión ($\mathbf{k_t}$)
Coeficiente de amortiguamiento (**c**)	Coeficiente de amortiguamiento a torsión ($\mathbf{c_t}$)
2ª Ley de Newton $\sum F = m \cdot \ddot{x}$	2ª Ley de Newton $\sum M = I \cdot \ddot{\theta}$
Ley de Hooke $F = k \cdot x$	Ley de Hooke $M = k_t \cdot \theta$
Ley del amortiguador $F = c \cdot \dot{x}$	Ley del amortiguado $M = c_t \cdot \dot{\theta}$

Tabla 1. – Tabla de desplazamientos lineales y angulares.

3.4 Ecuaciones del movimiento

Teniendo en cuenta que el movimiento armónico simple se puede explicar a partir de un vector giratorio, el valor del vector desplazamiento $\vec{x}$, queda definido si se conoce su amplitud (A) y su fase (θ), igual que existe un vector giratorio asociado al desplazamiento, existen sendos vectores giratorios asociados a la velocidad y aceleración del movimiento armónico simple. El desfase entre dichos vectores giratorios es de $\frac{\pi}{2}$ en el sentido de giro positivo.

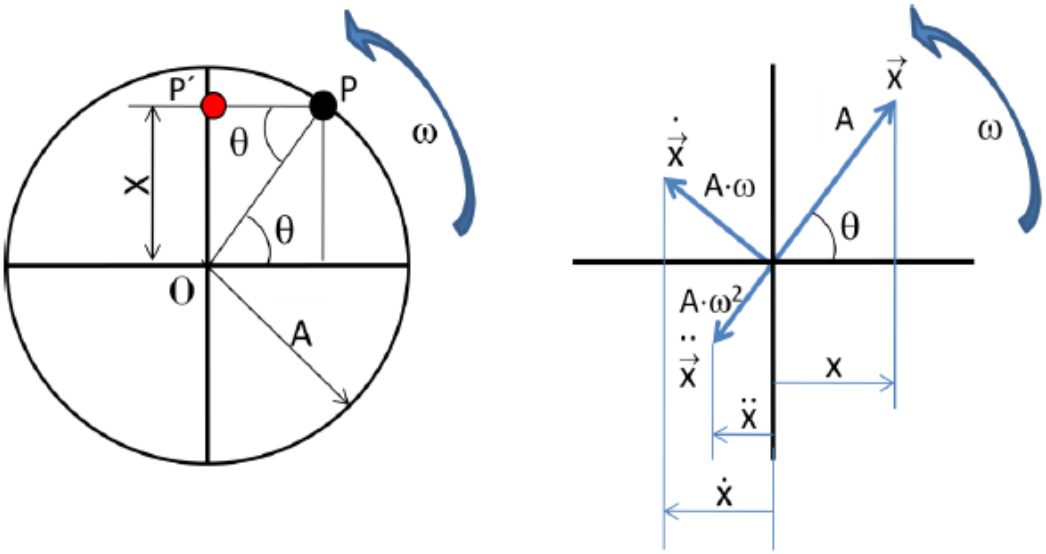
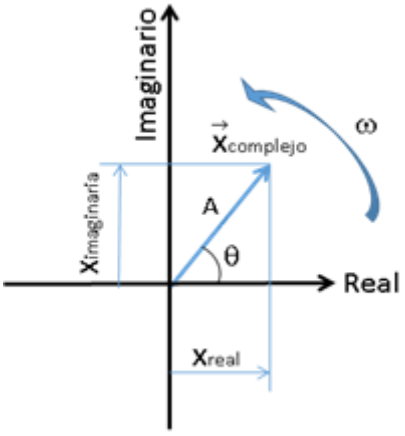


Figura 7. – Vectores giratorios que definen el movimiento armónico simple.

Un vector giratorio puede representarse en el plano complejo, donde el eje de abscisas representa la parte real y el eje de ordenadas la parte imaginaria. El vector queda siempre definido como la suma de ambas componentes.



Donde:

$$\vec{X}_{comp} = A \cdot cos(\omega \cdot t) + j \cdot A \cdot sen(\omega \cdot t)$$

Derivando:

$$\dot{\vec{X}}_{comp} = -A \cdot \omega \cdot sen(\omega \cdot t) + j \cdot A \cdot \omega \cdot cos(\omega \cdot t)$$

Sacando factor común "j·ω",

$$\dot{\vec{X}}_{comp} = j \cdot \omega\,[A \cdot cos(\omega \cdot t) + j \cdot A \cdot sen(\omega \cdot t)]$$

$$\dot{\vec{X}}_{comp} = j \cdot \omega \cdot \vec{X}_{comp}$$

El operador j·ω se utiliza habitualmente para derivar las ecuaciones del movimiento vibratorio. Para integrar se multiplica por la función inversa $\frac{1}{j \cdot \omega}$. Derivando nuevamente el vector velocidad:

$$\ddot{\vec{X}}_{comp} = (j \cdot \omega)\left(j \cdot \omega \cdot \vec{X}_{comp}\right) = -\omega^2 \cdot \vec{X}_{comp}$$

La formulación se hace más sencilla si se utiliza la notación exponencial de Euler. Sabiendo que:

$$e^{j \cdot \omega \cdot t} = \cos(\omega \cdot t) + j \cdot sen(\omega \cdot t)$$

Luego:

$$\vec{X}_{comp} = A \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t} = A\,[\cos(\omega \cdot t) + j \cdot sen(\omega \cdot t)]$$

Como las ecuaciones del movimiento armónico simple se pueden expresar de forma compleja, es posible utilizar también la forma binómica:

$$\vec{X}_{comp} = a + j \cdot b$$

Siendo: $a = A \cdot \cos(\omega \cdot t)$ y $b = A \cdot sen(\omega \cdot t)$

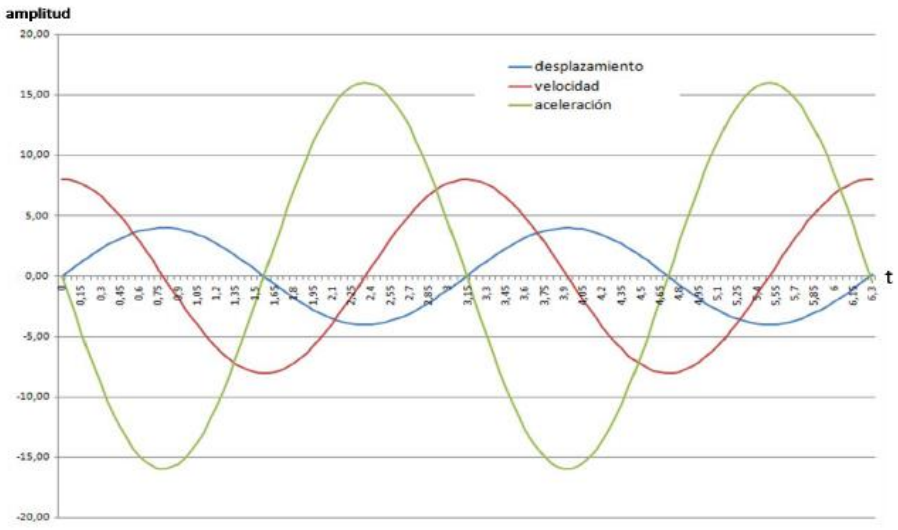
La forma polar es:

Módulo: $A = \sqrt{a^2 + b^2}$ y Argumento: $\theta = \tan^{-1}\left(\frac{b}{a}\right)$

Argumento: $\theta = \tan^{-1}\left(\frac{b}{a}\right)$

$$\vec{X}_{comp} = A_{\angle\theta}$$

En un fenómeno vibratorio muchas veces es tan importante conocer la amplitud del movimiento, que se corresponde con el módulo, como la fase, que se corresponde con el argumento.



Gráfica 10. – Gráfica del desplazamiento, velocidad y aceleración de un movimiento armónico simple.

Las amplitudes de la velocidad y la aceleración varían dependiendo de la frecuencia del movimiento y de la amplitud del desplazamiento.

3.5 Valor pico y valor eficaz de la vibración

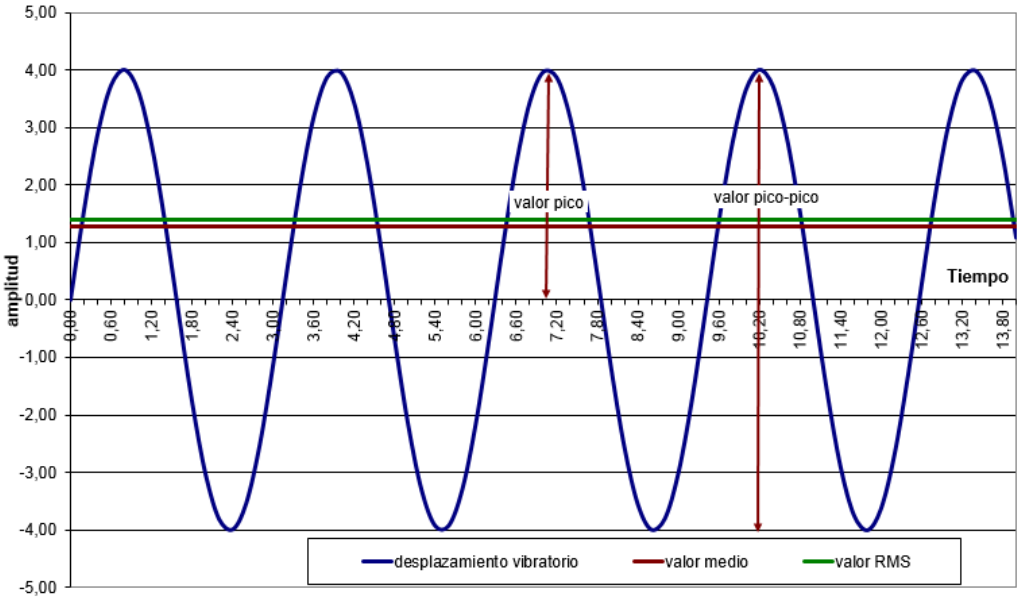
Los parámetros que definen la amplitud de un fenómeno vibratorio son el valor pico (peak), valor pico-pico (peak-peak), valor medio (average) y valor RMS (root mean square). El valor pico representa la amplitud de la sinusoide y el valor pico-pico representa la suma de la amplitud positiva y negativa de la sinusoide.

El valor medio o promedio para una variable continua se define como:

$$X_{average} = \frac{1}{T}\int_0^T |X(t)|\, dt$$

De la misma forma, el valor RMS se define como:

$$X_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T X(t)^2 dt}$$



Gráfica 11. – Parámetros utilizados para valorar una onda vibratoria.

El primero representa la amplitud de la vibración y el segundo está relacionado con el nivel de energía que posee la onda vibratoria, siendo este último el más significativo para cuantificar la severidad de la vibración.

La relación entre estos valores es la siguiente:

$$X_{RMS} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} X_{average} = \frac{1}{\sqrt{2}} X_{peak} = \frac{1}{2\sqrt{2}} X_{peak-peak}$$

Además de los valores anteriormente mencionados una onda se puede caracterizar con dos parámetros más: el factor de forma y el factor de cresta:

Factor de forma: $F_f = \frac{X_{RMS}}{X_{average}}$

Factor de cresta: $F_c = \frac{X_{peak}}{X_{RMS}}$

3.6 Señal temporal y espectro de frecuencia

La mayoría de los fenómenos vibratorios están formados por múltiples frecuencias, siendo la forma de onda, periódica o no periódica. Las ondas no periódicas cuya representación gráfica en un determinado intervalo de tiempo son muy parecidas, aunque no exactamente iguales, se denominan cuasi periódicas, considerándose ergódicas si en intervalos de tiempo consecutivos la media y la varianza permanecen constantes, independientemente del instante inicial tomado. Esta circunstancia se encuentra en multitud de situaciones objeto de estudio de la ingeniería, tales como: la vibración de una máquina rotativa con funcionamiento regular, el movimiento de una boya que mide la altura de ola de una mar plenamente formada, la firma acústica de un submarino, etc.

La información sobre las características físicas que definen una vibración se puede obtener tanto de la representación de la amplitud frente al tiempo como frente a la frecuencia. El matemático francés Jean-Baptiste Joseph Fourier demostró que las funciones periódicas o cuasi periódicas pueden descomponerse en funciones trigonométricas convergentes como combinación de funciones seno y coseno cuya frecuencia sea un número entero.

$$f(t) \cong \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left[a_n \cdot cos\, \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{T} \cdot t + b_n \cdot sen \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{T} \cdot t \right]$$

Siendo:

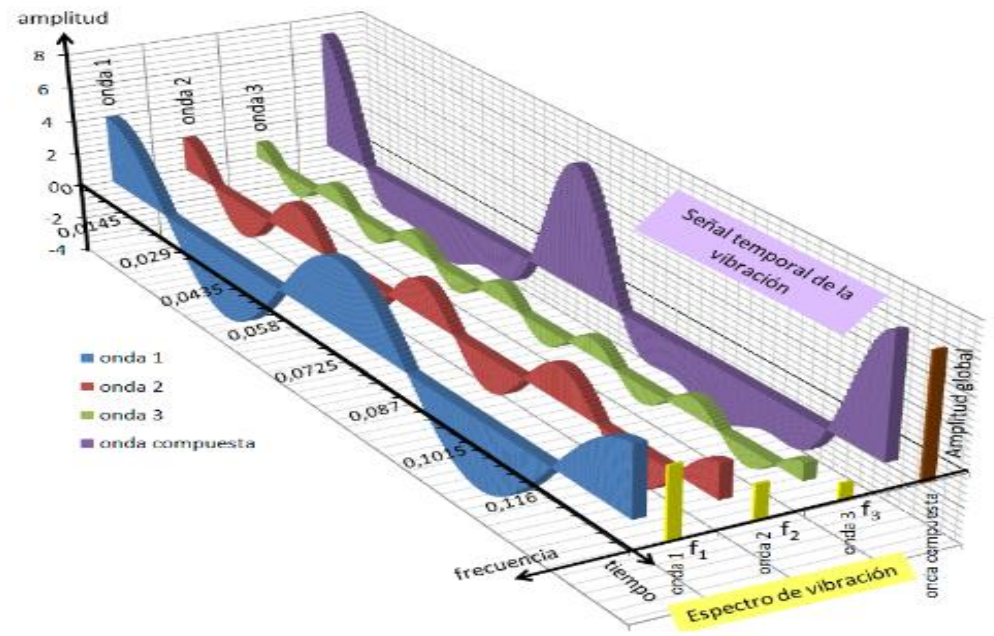
$$a_0 = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{+\frac{T}{2}} f(t) dt$$

$$a_n = \frac{2}{T}\int_{-\frac{T}{2}}^{+\frac{T}{2}} f(t)\cdot cos\left(\frac{2\cdot\pi\cdot n}{T}t\right)dt \qquad b_n = \frac{2}{T}\int_{-\frac{T}{2}}^{+\frac{T}{2}} f(t)\cdot sen\left(\frac{2\cdot\pi\cdot n}{T}t\right)dt$$

Por otra parte, la Transformada de Fourier permite convertir una señal vibratoria expresada en el dominio del tiempo (t) al dominio de la frecuencia (ω) y viceversa. Las expresiones matemáticas que permiten dicha transformación para funciones continuas son:

$$\hat{f}(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t)\cdot e^{-j\omega t}\,dt \qquad f(t) = \frac{1}{2\cdot\pi}\int_{-\infty}^{+\infty} \hat{f}(\omega)\cdot e^{j\omega t}\,d\omega$$

Para realizar la conversión de un dominio a otro, desde el punto de vista práctico del tratamiento de señal (datos discretos), se utiliza un algoritmo matemático llamado Transformada Rápida de Fourier (FFT).



Gráfica 12. – Gráfica tridimensional de la vibración respecto del tiempo y de la frecuencia.

Es un gráfico tridimensional, en el que se muestra una vibración compuesta o compleja por tres ondas de frecuencias y amplitudes distintas.

La onda compuesta, es la vibración que se percibe, y se obtiene sumando los valores que toma en un mismo instante la onda 1, la onda 2 y la onda 3. Como se puede apreciar la onda resultante es periódica pero no sinusoidal.

La amplitud de esta onda es la amplitud global de la vibración. Por otra parte, la representación de las amplitudes de las ondas 1, 2 y 3 frente a la frecuencia se denomina espectro de vibración. Son dos formas de expresar el fenómeno vibratorio: frente al tiempo o frente a la frecuencia. Por regla general la amplitud o nivel global de vibración se utiliza para valorar la severidad de la vibración o de una oscilación. Sin embargo, el espectro es fundamental conocerlo para tomar decisiones de control de ruido y vibraciones a bordo.

3.7 Fenómeno de resonancia

El fenómeno de resonancia se puede definir como el fenómeno físico que se manifiesta cuando la fuerza excitadora del movimiento forzado coincide con la frecuencia natural del sistema, es decir, cuando $\omega = \omega_n$.

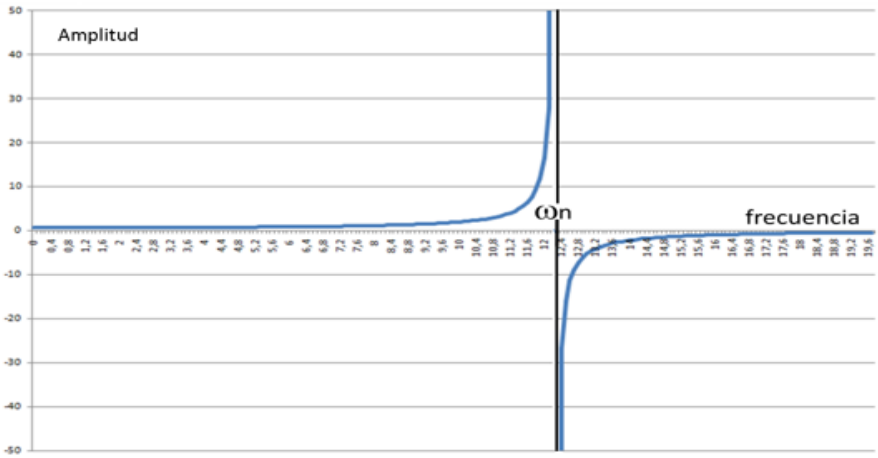
Al representar la amplitud máxima del movimiento respecto de la frecuencia:

$$|x| = \frac{F_0}{k - m\omega^2}$$

Siendo el valor de la rigidez $k = m\omega^2$

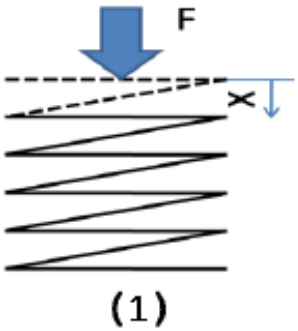
La amplitud de la vibración se hace infinita en el tiempo, y es este momento cuando se da el fenómeno de resonancia $(\omega = \omega_n)$.

Si representamos el valor de x respecto de la frecuencia cuando $\omega > \omega_n)$ la amplitud se hace negativo, y esto es debido a que a alta frecuencias la fuerza y el desplazamiento están en contrafase. Como se muestra en el siguiente gráfico:



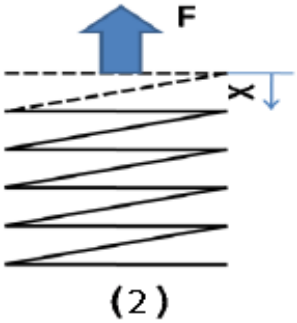
Gráfica 13. – Representación gráfica del fenómeno de resonancia.

En la parte izquierda de ω_n, donde las fuerzas elásticas predominan sobre las fuerzas inerciales dándose el Caso (1), donde la fuerza y el desplazamiento están en fase.



(1)

Una vez sobrepasada ω_n las fuerzas inerciales poseen mayor amplitud que las fuerzas elásticas dándose el Caso (2), donde la fuerza y desplazamiento están en contra fase.



(2)

Capítulo 4. Fuentes emisoras de ruido y vibración en barcos de pasaje y vías de transmisión

En los buques en general y en especial en los buques de pasaje existen numerosas fuentes de vibración y ruido, en la cuales deben tomarse medidas para atenuar los efectos que pueden provocar tanto estructuralmente al barco, como las molestias que pueden ocasionar al pasaje en este caso.

Debido a la importancia e influencia que tiene la generación y transmisión del ruido y la vibración, especialmente cuando se va a bordo, se deben saber dónde y cuáles son esas fuentes para poder tomar las medidas oportunas y que ocasionen el menor impacto vibro acústico posible.

Para evitar el problema que suponen estas fuentes de excitación vibro acústica se debe implementar con éxito cualquier sistema mecánico que este problema, se tendrán que adoptar medias de aislamiento y control vibro acústico de los elementos mecánicos en régimen dinámico que lo compongan, ya que en caso contrario alterarán las condiciones ambientales de confort.

Se puede decir que en la actualidad este tipo de patologías derivan de la adopción errónea o parcial de las medidas de aislamiento y control vibro acústico que da como resultado una carencia total de las mismas.

4.1 Tipos de fuerzas perturbadoras

- Fuerzas perturbadoras entre componentes: están se dan debido al asentamiento incorrecto de alguno de los apoyos de la maquina al suelo o base generando un problema tanto de ruido como de vibración.
- Fuerzas de rozamiento: la mala lubricación, mala colocación o malos ajustes generan fricciones, que en ocasiones producen vibraciones.
- Fuerzas electromagnéticas: están son generadas por los motores eléctricos o en centrales de producción de energía, provocando resonancias magnéticas en algunos casos o el fenómeno de magnetostricción.
- Fuerzas debidas a la interacción mecánica: este tipo de alteración de produce debido a fricciones en determinados engranajes o rodamientos de las máquinas.
- Fuerzas debido a la interacción de un fluido: están son fruto de la interacción de los movimientos estructurales con las fuerzas fluidas asociadas al movimiento de fluidos a través de conductos no aislados.
- Fuerzas debidas al envejecimiento, desalineaciones y desgaste de piezas: debido al funcionamiento continuo de la maquinaria, en esta se producen una serie de alteraciones, que hacen que la maquina trabaje con una menor eficacia, que emita una gran cantidad

de ruido y vibraciones, llegando incluso a la avería de esta si no se toman las medidas pertinentes de mantenimiento y reparación.

Todas estas fuerzas que se generan debido al funcionamiento de la maquinaria provocan cambios en sus propiedades dinámicas, lo que podemos denominar un proceso de envejecimiento generalizado.

Por lo tanto, los niveles de vibración y de ruido aumentarán progresivamente, que pueden derivar a una subida muy elevada de decibelios y provocar resonancias. Si se establece un símil, podríamos decir que una patología en la maquina se da cuando en esta se produce un incremento de la vibración, que sería equivalente como a la subido de fiebre de una persona al haber contraído una enfermedad.

Descritos todos estos fenómenos es necesario aplicar las técnicas de control y aislamiento adecuadas de control de vibraciones y ruido y asilamiento, así los niveles de ruido y vibración serán bajos si partimos de la base de un buen diseño y la elección de soportes ye elementos que disminuyen la vibración podremos aumentar la durabilidad de la maquinaria, sin descuidar la seguridad y la comodidad de los usuarios de esta.

4.2 Fuentes de excitación presentes a bordo en buques de pasaje

Las fuerzas descritas anteriormente son más difíciles de controlar cuando hablamos de un buque, pues en el caso de un buque de pasaje podríamos decir que es prácticamente un hotel que va por el mar a una velocidad considerable, esto es extrapolable también industrias, tanque de almacenamiento y diversas funciones de transporte que son capaces de realizar los diferentes tipos de buque, y las velocidades que desempeñan su transporte por el mar. Por ello podemos realizar una clasificación de las fuentes excitadores que más problemas vibro acústicos pueden provocar en un buque.

4.2.1 Excitaciones originadas por la hélice propulsora

La hélice es la principal fuente de excitación que produce vibraciones, ya que sus palas están continuamente atravesando un flujo no informe y las fuerzas que actúan sobre ella son variables.

Estas fuerzas variables son transmitidas a través del eje propulsor y distribuidas a la estructura el buque y la cámara de máquinas a través de los cojines de apoyo, soportes, y los cojinetes de la reductora, en el caso de llevar reductora. Estas fuerzas también pueden provocar variaciones en el empuje y par de la hélice propulsora.

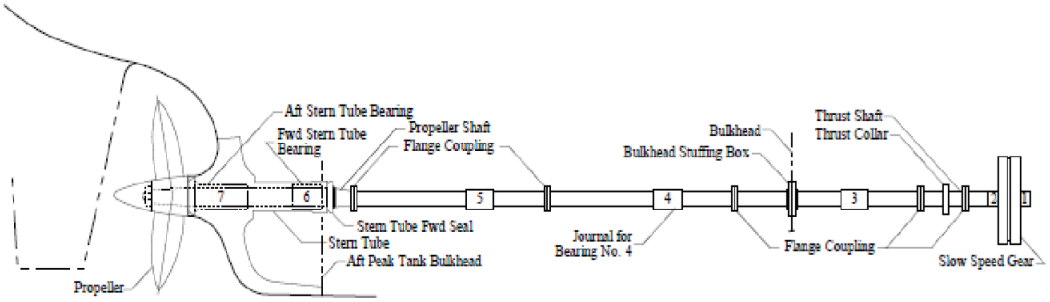


Figura 8. – Línea de ejes convencional.

Las fluctuaciones de presión en el agua son transmitidas al caso y producen la flexión de los elementos estructuras del buque, produciendo fenómenos de vibraciones.

La frecuencia y la magnitud de las fuerzas de excitación son factores muy importantes en el análisis de vibraciones del casco producidas por la hélice.

La hélice, desde las fases iniciales del proyecto, se debe establecer y requerir valores mínimos de estela, de acuerdo con 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, para determinar la estela y la cavitación. Con estos ensayos se asegura poner el propulsor que 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.

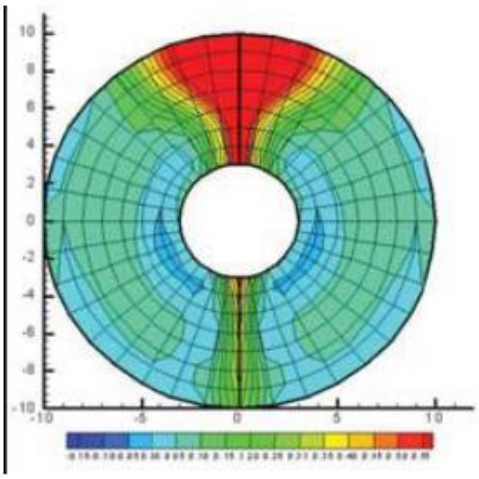


Figura 9. – Estela original del buque.

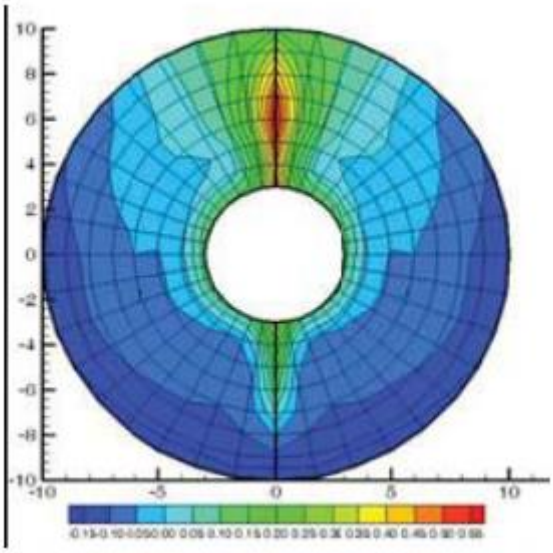


Figura 10. – Estela una vez modificado el propulsor o las formas del casco.

4.2.1.1 Presión hidrodinámica

Dentro del estudio de las fuentes de excitación en los buques de pasaje, dentro de la parte de la hélice propulsora, cabe destacar los efectos producido por las variaciones en la presión hidrodinámica, debiéndose tener en cuenta:

- La geometría de la hélice.
- Las formas de la carena en la zona de popa del buque.
- La geometría y tipo de timón.
- Las distancias en el vano del codaste entre la hélice y el timón.

Dentro del conjunto de las variaciones de presión hidrodinámica debidas a la acción de la hélice, los esfuerzos que esto provoca se pueden dividir en:

- Esfuerzo sobre la hélice.
- Esfuerzo sobre el casco.
- Esfuerzo sobre el timón.

Los esfuerzos de la hélice actuarán sobre el eje de cola y sobre la línea de ejes, dando origen a tres tipos de vibraciones.

- Vibraciones laterales.
- Vibraciones torsionales.
- Vibraciones axiales.

Como se puede ver en la siguiente figura:

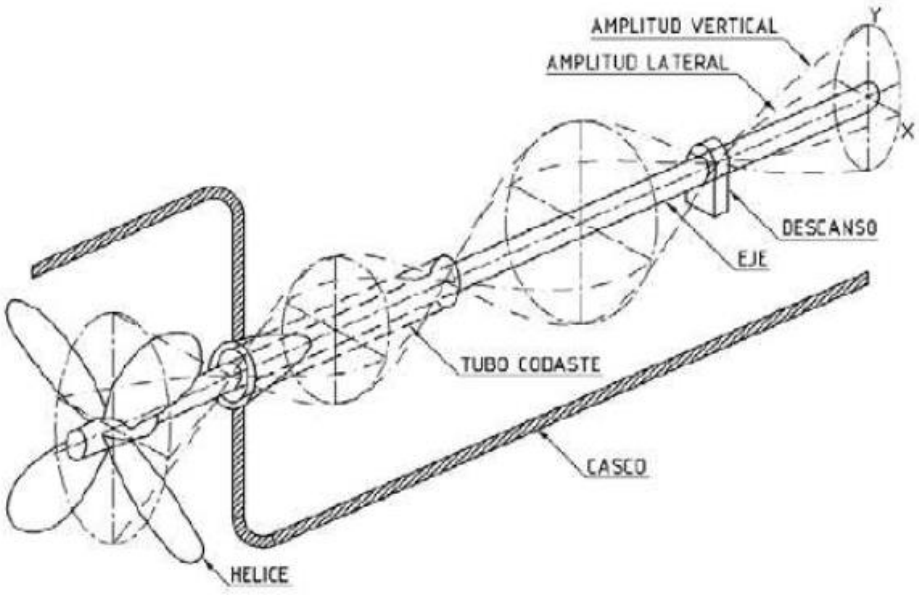


Figura 11. – Esquema general de una línea de ejes de un buque.

4.2.1.2 Reacciones en los cojinetes de apoyo de la línea de ejes y cojinetes de la bocina

La línea de ejes tanto en su zona intermedia como en la cola necesita de una serie de soportes par su apoyo, en estas zonas intermedias en donde se colocan los cojinetes de apoyo o alivio. Estos llevas en interior cojinetes, cuya función es absorber el desgaste que se producirá debido al roce cuanto el eje este en movimiento. Ya que en términos económicos es más barato cambiar unos cuantos cojinetes que arriesgarse a romper el eje o tener que cambiarlo debido al desgaste.

Figura 12. – Cojinete de apoyo del eje de una hélice.

La bocina es un tubo de acero, ubicado en un orificio seleccionado en el mamparo de pique de popa, la misión de la bocina es dar resistencia y apoyo al eje de cola entre el mamparo de pique de popa y el núcleo de codaste, haciendo a la salida del eje estanca.

Figura 13. – Bocina del eje de una hélice.

Estas reacciones son los efectos que se producen debido:

- Los esfuerzos laterales producidos por el empuje y el par que suministra la hélice
- De las condiciones de alineación que se den la línea de ejes
- De la relación entre las frecuencias propias de las vibraciones laterales del conjunto de la hélice y la línea de ejes y las frecuencias de excitación de la hélice

Todos estos inconvenientes se estudian en un canal de experiencias y en los túneles de cavitación. Para disminuir estos efectos de ha de efectuar una alineación correcta de la línea de ejes para asegurar el contacto permanente de las superficies de apoyo de la línea de ejes y la parte inferior de los cojinetes, para que se den un reparto correcto de las reacciones.

Las reacciones de los cojinetes de apoyo como de los cojinetes de la bocina son debidos a:

- La distribución del peso del conjunto de línea de ejes
- Deformaciones que se producen en el caso, más concretamente en el vano del codaste, es decir, donde está colocado el orificio de la bocina y la salida del eje, debido a las diferentes condiciones de carga y al estado del mar
- Las dilataciones térmicas de los polines y estructuras del motor principal
- Diversos fenómenos dinámicos y estáticos que se producen debido a la explotación del buque

4.2.1.3 Variaciones de empuje y par

Este tipo de vibraciones están asociadas a las variaciones de empuje y par de la hélice que corresponden al conjunto de vibraciones longitudinales que se producen. Este conjunto está constituido por:

- La hélice y la línea de ejes
- El eje, la chumacera de empuje y los polines de la chumacera de empuje
- La estructura que acoge a los polines de la chumacera de empuje
- Los cigüeñales de la maquinaria propulsora

Los tres grupos principales de efectos identificados como críticos, es decir, las variaciones en la presión hidrodinámica, las variaciones en las reacciones de los cojinetes de apoyo de la línea de ejes y en los cojinetes de la bocina y las variaciones del empuje y par, vienen provocados por dos tipos o conjuntos de excitación:

- El empuje alternativo: este tipo de excitación es la causante de provocar vibraciones longitudinales en el eje y en la maquinaria propulsora.
- Las fuerzas de presión verticales en el vano de la hélice: este tipo de excitación provoca la vibración del casco, pudiendo transmitir esta vibración a otras secciones del buque.

4.2.2 Niveles de ruido en la hélice

Las hélices suelen ser la causa principal de los elevados niveles de ruido a popa y de la mayoría de los ruidos de baja frecuencia en espacios alejados (entre 1Hz y 1kHz), que se propagan a las distintas zonas del buque por medio de las vibraciones que se transmiten a través de la línea de ejes y las superficies próximas al forro exterior y por los pulsos de presión generados por el paso de las palas de la hélice en la zona del codaste.

Cuanto más cargada esté y más deprisa gire una hélice, más ruidosa será. A mayor velocidad del buque, mayor será el ruido que genera y más grave se volverá, por lo que dominarán las bajas frecuencias, es decir, presentará niveles altos a bajas frecuencias y niveles bajos a altas frecuencias.

Las hélices de propulsión constituyen una de las mayores fuentes de ruido y una de las más difíciles de evaluar. El problema del ruido debido a la hélice se vuelve crítico en embarcaciones más pequeñas. En buques de pasaje, es el foco dominante de ruido para la acomodación situada a popa.

Las causas del ruido que produce la hélice son:

- El desequilibrio estático o dinámico
- Las turbulencias en el flujo de entrada de la hélice
- El campo de presiones generado por la hélice
- La cavitación
- El mal diseño de la hélice

La principal causa de la generación de ruido y vibraciones es la cavitación, ya que además del efecto directo que tiene, modifica el campo de presiones alrededor de la hélice, generando un efecto indirecto.

4.2.3 Cavitación

Cuando un perfil correspondiente a las palas de una hélice se mueve en el agua puede ocurrir que en determinados puntos sobre la superficie del mismo la velocidad local alcance valores elevados. Estas altas velocidades dan origen a bajas presiones. Si la presión local en esos puntos llega a hacerse igual a la presión de vapor correspondiente a la temperatura a la que se encuentra el agua, ésta se vaporiza en dichas zonas, formándose burbujas de vapor. Estas burbujas son arrastradas por el flujo y, al llegar a zonas de presiones más altas vuelve a presentarse el cambio de fase, esta vez en sentido inverso. El cambio de vapor a líquido tiene la particularidad de que, al ser el volumen específico del vapor mucho mayor que el del líquido, una burbuja se reduce a una gota de tamaño muchísimo más pequeño. Se produce en consecuencia una zona vacía (donde antes había vapor ahora no hay nada) que es rellenada rápidamente por el resto del líquido circundante, esto es, la burbuja se colapsa.

Este proceso de implosión se traduce en multitud de choques de energía cinética de magnitud no despreciable, actuantes cada uno de ellos sobre áreas de muy pequeña superficie, dando como resultado vibraciones, ruidos (como el típico de agua hirviendo) y deterioro superficial de las palas. En casos extremos han llegado a producirse roturas por fatiga del material.

Por todas estas consideraciones puede comprenderse que la cavitación es un fenómeno de todo punto indeseable y que ha de procurarse, mediante un proyecto adecuado de la hélice, que no aparezca o que alcance valores moderados y de escaso riesgo.

4.2.3.1 Condición hidrodinámica para que aparezca cavitación

Supongamos un perfil inmerso en un flujo que, por sencillez, supondremos uniforme y paralelo.

Aplicando el Teorema de Bernoulli entre el flujo en el infinito y un determinado punto sobre la superficie del perfil, tendremos:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 = P_0 + \frac{1}{2}\rho V_0^2$$

Si el punto 1 coincide con el A (punto de remanso), entonces $V_1 = 0$ y, por tanto:

$$P_1 - P_0 = \frac{1}{2}\rho V_0^2 = q$$

El valor q se le llama presión dinámica o presión de choque, tal y como se puede ver en la siguiente figura:

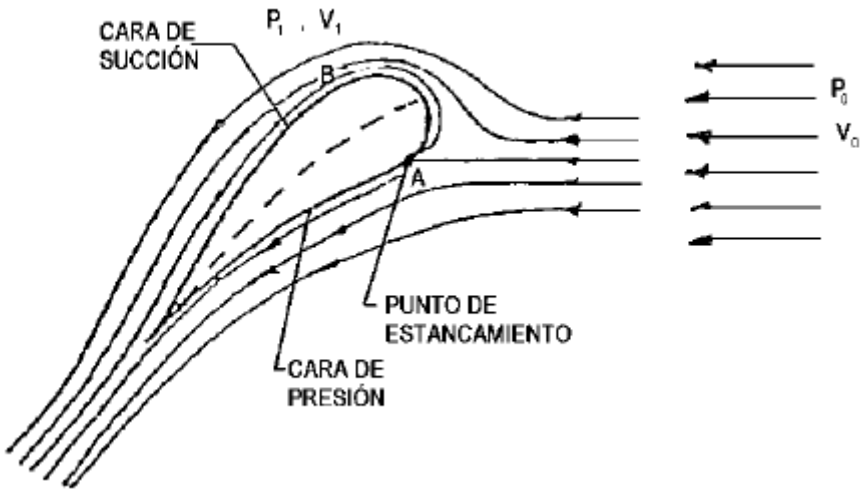


Figura 14. – Perfil de la pala de una hélice inmersa en un fluido.

Si el punto se encuentra en la cara dorsal del perfil, como el punto B, entonces obtenemos:

$$P_1 - P_0 = \frac{1}{2}\rho(V_0^2 - V_1^2) = \Delta p$$

En el punto B se cumple que $V_1 > V_0$, haciendo que $\Delta p < 0$, crenado una depresión en la cara de succión, por lo tanto $P_1 = P_0 + \Delta p$, y en consecuencia $P_1 < P_0$.

Puede ocurrir que P_1 llegue a igualarse a la presión de vapor P_V , es entonces cuando se produce la cavitación, siendo la condición de cavitación descrita con la siguiente expresión:

$$-\Delta p \geq P_0 - P_V$$

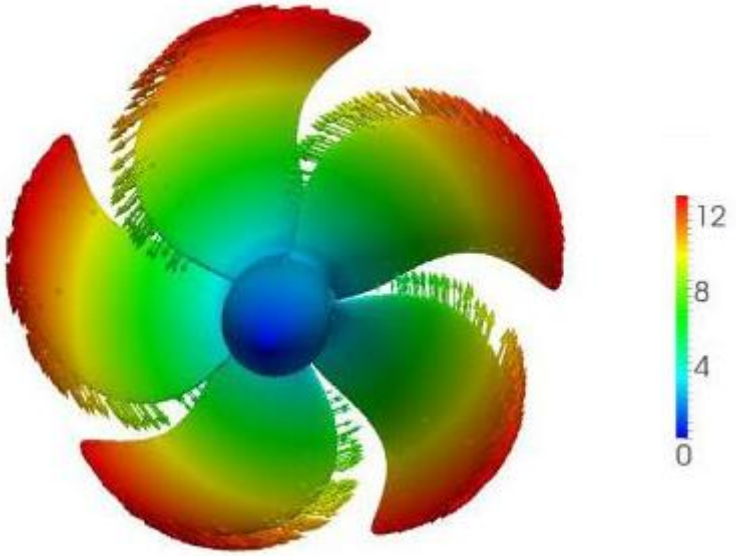
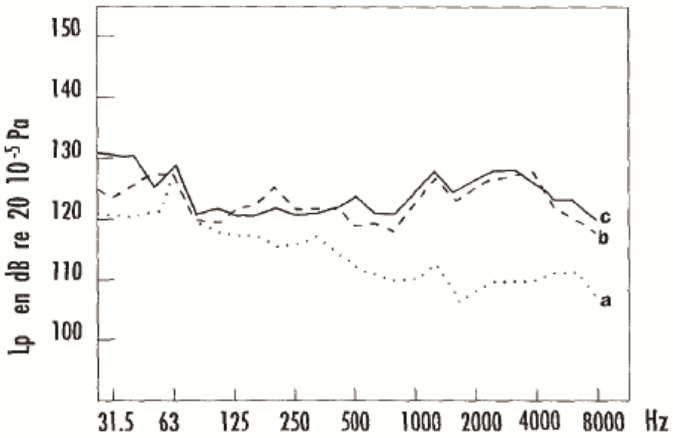


Figura 15. – Magnitudes de cavitación en las palas de una hélice.

Existen tres tipos de cavitación que puede clasificarse acústicamente de la siguiente forma:

- Cavitación parcial: se caracteriza debido a que en ella se genera el ruido tanto en la expansión como en la implosión de las burbujas. Dicha implosión es la responsable de los picos sonoros que aparecen en la misma frecuencia para todas las velocidades de la pala.
- Cavitación total: se da a lo largo de toda la superficie de la pala, y se caracteriza por tener un ruido de banda ancha y presentarse en buques con sustentación dinámica.
- Cavitación en el borde de salida: se produce a la salida del flujo de la pala, este es el fenómeno de cavitación que genera menor ruido genera con respecto a los dos otros tipos de cavitación anteriores.



Gráfica 14. – Espectro acústico de una hélice sin cavitación (a), con cavitación en el extremo de las palas (b) y con una cavitación generalizada (c).

4.2.3.2 Métodos para prevenir la cavitación

Existen determinados métodos para prevenir la cavitación, aunque el procedimiento primario más utilizado para prevenir la cavitación es la selección correcta de la relación de área-expandida y área-disco (A_E/A_0). Entre los varios métodos para elegir dicha relación podemos destacar el método de Burrill y el método de Keller.

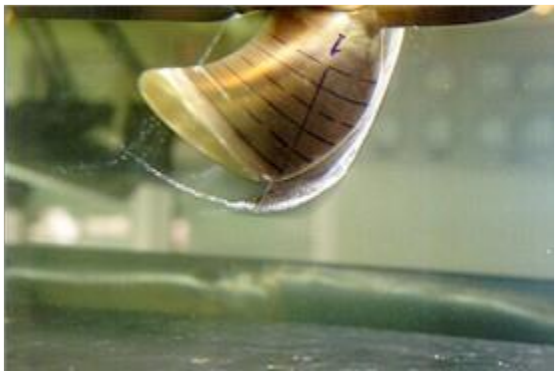
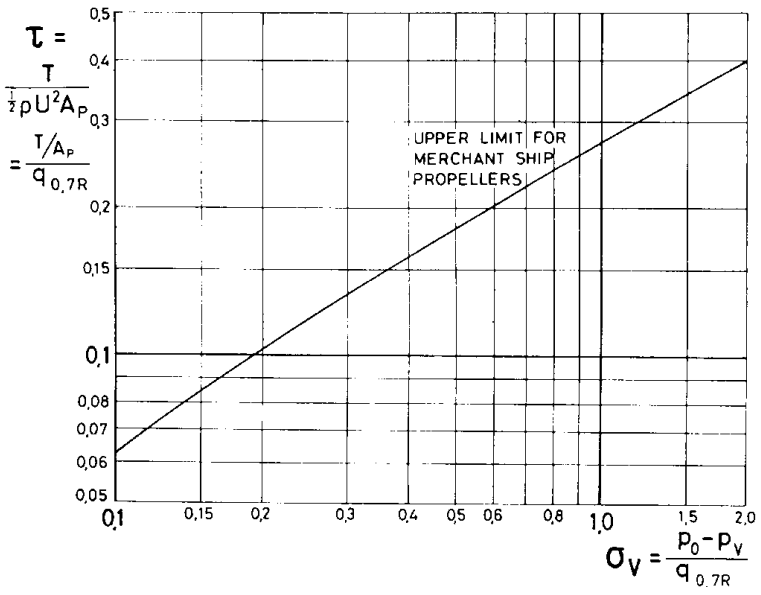


Figura 16. – Ensayo visual en el túnel de cavitación.

4.2.3.2.1 Método de Burrill

A partir de la experiencia obtenida en multitud de ensayos en túnel de cavitación, Burrill estimó el empuje máximo por unidad de área proyectada para que la hélice tuviera un grado de cavitación aceptable que fijó en que no cavitase más de un 5% de la pala.

Según el diagrama de cavitación de Burrill:



Gráfica 15. – Diagrama de cavitación de Burrill.

Donde en el eje de ordenadas el valor a determinar viene dado por la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{T/A_P}{q_{0,7R}} = \frac{T/A_P}{1/2\ \rho\ (V^2(1-w)^2 + (0.7\ \pi\ D\ n)^2)}$$

Y en el eje de abscisas donde se determina el número de cavitación local a 0,7R:

$$\sigma_{0,7R} = \frac{P_A + \rho\ g\ (h - 0.7R) - P_V}{1/2\ \rho\ (V^2(1-w)^2 + (0.7\ \pi\ D\ n)^2)}$$

La curva dibujada en el diagrama nos representa el límite superior para los buques mercante, es decir, una vez calculados los datos para poder entrar en el diagrama, el punto obtenido tiene que estar por debajo de esta curva o límite.

4.2.3.2.2 Método de Keller

Después de los datos obtenidos y a través de la experiencia en el canal de experiencias de Wageningen, Keller propone la siguiente expresión para el cálculo de la relación A_E/A_0 mínima necesaria:

$$\left(\frac{A_E}{A_0}\right)_{MIN} = \frac{(1{,}3 + 0.3Z)\ T}{(P_0 - P_V)\ D^2} + K$$

Donde:

$Z = Número\ de\ palas$

$T = Empuje\ de\ la\ hélice, en\ kg$

$P_0 = Presión\ estática\ en\ el\ eje = \ P_A + \rho gh, en\ \ kg/m^2$

$P_A = Presión\ atmosférica, en\ \ kg/m^2$

$h = Inmersión, en\ m$

$P_V = Presión\ de\ vapor, en\ \ kg/m^2$

$D = Diámetro\ de\ la\ hélice, en\ m$

$K = 0.10\ para\ los\ buques\ de\ 2\ hélices$

$= 0.20\ para\ los\ buques\ de\ 1\ hélice$

Debe tenerse en cuenta que estos métodos están basados en ensayos en flujo uniforme de velocidad V (1 – w). Si la estela es muy irregular la elección de A_E/A_0 por los métodos reseñados no asegura la no aparición de cavitación, y se hace necesario un estudio más profundo, por la teoría de la circulación, examinando todas las secciones de la pala.

4.2.3 Motor principal (Unidad Diésel)

Para potencias (BHP) por debajo de 3500 C.V la elección será de un motor de 4T y para potencias (BHP) de más de 13000 C.V la elección será un motor de 2T. Queda pues una zona donde ambos motores compiten en el mercado.

En el caso de los buques de pasaje grandes o en nuestro caso un crucero, llevara un motor de 2T, pues hablamos de barcos de grandes dimensiones con potencias requeridas mucho más altas que 13000 C.V.

El motor principal constituye una de las principales fuentes generadoras de vibraciones y ruido en los buques de pasaje, esto es debido a las masas rotativas alternativas y a la combustión. Estas excitaciones se transmiten al polín o bancada del motor, es por ello por lo que se realiza un diseño previo con unas determinadas estimaciones y cálculos sobre el asiento del motor.

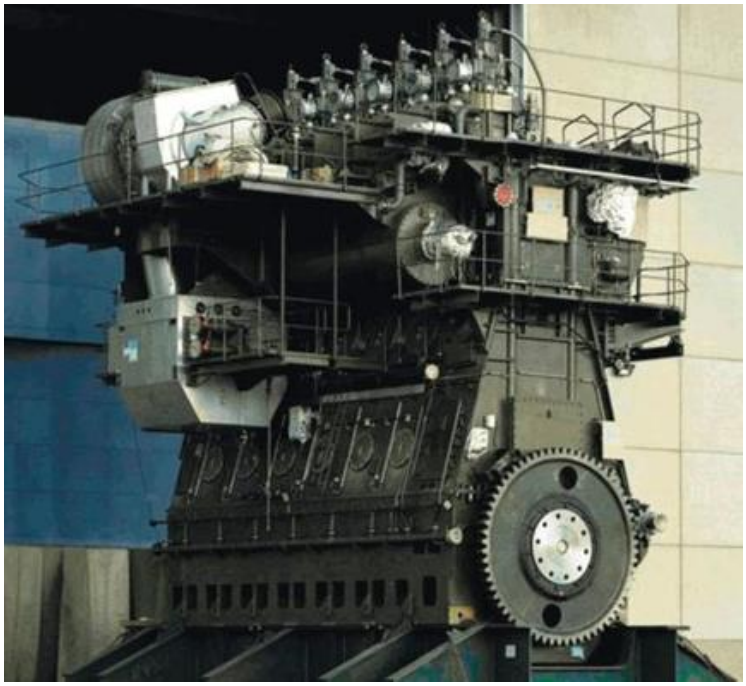


Figura 17. – La Unidad diésel marina más potente del mundo, desarrolla 107.400 CV.

4.2.3.1 Vibraciones en el motor principal

Las vibraciones generadas por el motor principal se consideran que están formadas por tres componentes de fuerza y tres componentes de momentos, ambos periódicos y que actúan durante el funcionamiento de la maquinaria.

La componente de la fuerza a lo largo del eje del motor se puede despreciar, y algunas de los otros componentes se pueden anular dependiendo de las características del motor, por lo tanto, podemos asociar dos tipos de fuerzas a los motores o máquinas de combustión interna alternativa, una las fuerzas de presión y otra la fuerza de inercia.

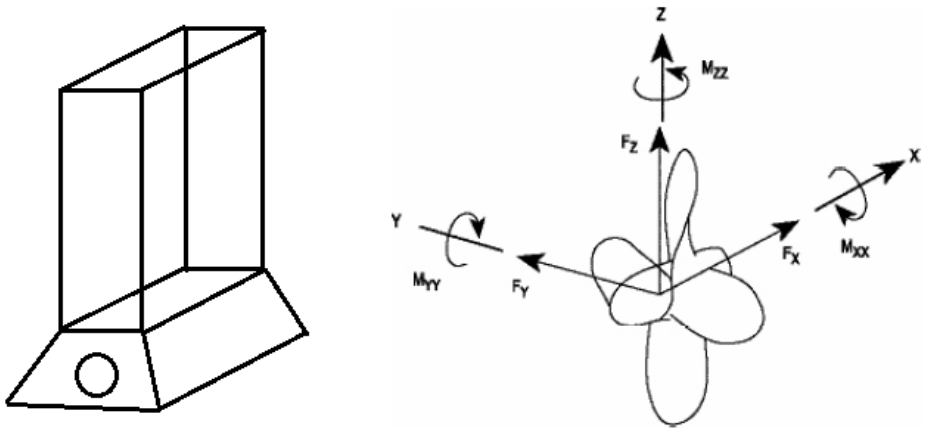


Figura 18. – Fuerzas y momentos externos.

Los momentos verticales de segundo orden son los que tienen una mayor contribución a la vibración del casco. Su potencial de destrucción se encuentra en la resonancia con los modos de vibración más bajos de los refuerzos del casco.

Estas excitaciones actúan sobre la estructura del casco y pueden dividirse en tres tipos:

- Excitaciones transversales
- Excitaciones longitudinales
- Excitaciones verticales

Excitaciones transversales

Este tipo de excitaciones están provocadas por las vibraciones transversales del conjunto formado por el motor principal y la estructura del doble fondo de la sala de máquinas, de la que forman partes sus polines. Están originadas del propio proceso de admisión, compresión, expansión y exhaustación que produce cambios de presión y por las irregularidades generadas por el par motor.

El conjunto del motor y de sus polines puede ser considerado como una viga que trabaja en voladizo. Las frecuencias propias de este conjunto dependen de las características elásticas de sus diferentes elementos.

Para que no se produzca amplificación dinámica por resonancia, se debe cumplir la siguiente relación:

$$F_t < 0.7F_{ex} \quad \text{ó} \quad F_t > 1.3F_{ex}$$

Siendo: $F_t =$ La frecuencia propia, según el modo vibratorio más próximo a cada frecuencia de excitación F_{ex} .

Las condiciones de la unión entre el motor y sus polines son de suma importancia en este tipo de vibraciones. Se pueden emplear tirantes de unión entre la bancada del motor y la estructura rígida del casco, lo cual servirá para aumentar la rigidez del conjunto.

4.2.3.2 Excitaciones longitudinales

Estas excitaciones que proceden del motor principal y repercuten en la estructura del casco, resultan de las vibraciones longitudinales del conjunto constituido por:

- El cigüeñal.
- El eje y la chumacera de empuje y sus polines.
- La estructura del doble fondo, en la que están empotrados los polines de la chumacera de empuje.
- La línea de ejes y la hélice.

En el origen de estas excitaciones se encuentran las vibraciones longitudinales del conjunto constituido por el cigüeñal que, a su vez, son debidas a los efectos de combustión y a los efectos de elasticidad del cigüeñal.

Se producirá una superposición de las vibraciones longitudinales del motor principal, con las de torsión y con las vibraciones longitudinales producidas por la hélice.

Se deberá calcular la frecuencia natural del sistema formado por chumacera de empuje, polines y estructura del doble fondo.

Para evitarlo se deben instalar dispositivos de sincronización del número de revoluciones del motor o motores propulsores y de la línea de ejes y dispositivos de protección como limitadores de revoluciones.

4.2.3.2 Excitaciones verticales

Estas excitaciones, que se transmiten a la estructura del casco a través de la estructura del doble fondo, están originadas por:

- Las fuerzas y los pares libres exteriores del motor principal.
- Las vibraciones de los cigüeñales.
- Las vibraciones de torsión del motor según el segundo modo vibratorio.

Para evitar la aparición de una amplificación dinámica, es necesario evitar el fenómeno de resonancia en las proximidades de la velocidad de servicio.

Se debe realizar el equilibrado del motor. Si aún existiese resonancia entre las frecuencias naturales y las frecuencias de excitación habría que reequilibrar el motor o instalar dispositivos que actúen sobre las fuerzas y los pares exteriores libres.

Para evitar las excitaciones producidas por las vibraciones del cigüeñal hay que asegurar la unión del cigüeñal línea de ejes y realizar una alineación del cigüeñal.

4.2.3.4 Ruido en el motor principal

Desde las tres últimas décadas la potencia de la maquinaria propulsora usada para la navegación de buques se ha duplicado para el mismo tamaño de buque, esto es debido a que los motores presentan una gran variabilidad en aspectos como la velocidad de giro, potencia efectiva, el número de cilindros, funcionamiento de dos o cuatro tiempos y otros aspectos.

La configuración más popular y extendida en los buques comerciales está compuesta por un motor rígidamente montado en el casco con o sin reductor, dependiendo del tipo de motor que montemos, en las mismas condiciones de sustentación, que a su vez acciona una hélice de paso variable.

Los motores o unidades diésel son fuentes de ruido enormes, debido a las siguientes causas:

- El propio proceso de admisión, compresión, combustión, expansión y exhaustación que produce cambios de presión y turbulencias bruscas en el flujo de los gases.
- El movimiento alternativo de varios de los componentes móviles del motor, que puede incluir cierto golpeteo (válvulas, eje de levas, etc.).
- Algunos elementos auxiliares incorporados en el propio motor, tales como las bombas de inyección del combustible y las turbo soplantes del sistema de sobrecarga.
- El engranaje reductor en los motores engranados para adecuar la velocidad de giro del motor a la velocidad de giro de la hélice, que generan componentes discretas en el espectro global del ruido.

El ruido de los motores diésel ha sido motivo de numerosos estudios con mucho detalle, tanto en el banco de pruebas como una vez instalado a bordo.

Se caracteriza el espectro de ruido de los motores diésel por ser de banda ancha con tonos puros superpuestos a determinadas frecuencias, así, es muy frecuente que se produzca un sonido agudo a la frecuencia de paso de las palas del rotor del turboso plante, frente a las palas del estator de esta o a una frecuencia múltiplo de ella, en las siguientes se muestran

los resultados del análisis frecuencial en bancos de pruebas de algunos motores diésel marinos. Como se pone en ellas de relieve, el espectro sonoro de los motores diésel marinos es de banda ancha, con componentes discretas en determinadas frecuencias.

Tipo de motor	Lento	Rápido
r.p.m.	110-200	1.000-1.800
valores máximos	95-110	105-122
valores medios	89-100	97-113
valores en cámara de control	69-80	87-88

Tipo de motor	Medio Grupo 1	Medio Grupo 2	Medio Grupo 3
r.p.m.	200-400	400-600	600-1.000
valores máximos	95-110	98-115	99-117
valores medios	90-107	95-110	97-112
valores en cám.contr.	70-80	74-80	80-86

Tabla 2. – Niveles medios de ruido en dB(A) obtenidos experimentalmente en motores marinos.

En general y anteriormente mencionado para potencias (BHP) por debajo de 3500 C.V la elección será de un motor de 4T (motores rápidos) y para potencias (BHP) de más de 13000 C.V la elección será un motor de 2T (motores lentos).

En la tabla se puede observar que la emisión de ruido es proporcional a la velocidad de giro del motor y que los valores están, en general, por encima de 90 dB(A). Podemos observar que en todos los buques con propulsión diésel se sobrepasa el límite admisible de exposición continua en la cámara de máquinas y es necesario disponer de una cámara

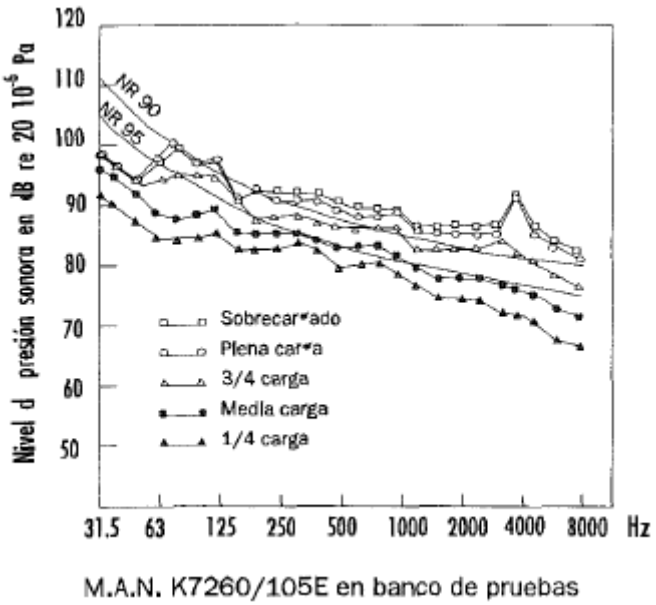
de control que no supere los 75 dB(A), tal y como dice la Organización Marítima Internacional (OMI).

The first difference between both resolutions: A. 468(XII) and MSC-337(91) is found in the division of vessels according to ship size. Where as the first one is applicable for vessels whose tonnage is equal or larger than 1600GT's, there are two sub-groups in the second one: Vessels whose tonnage goes from 1600GT's to 10000GT's and another group for those vessels whose tonnage is above 10000GT's.

NOISE LEVEL LIMITS- dB(A)				
IMO A.468(XII) November 1.981		MSC-337(91) November 2012.		
Designation of Room and Spaces	SHIP SIZE ≥ 1.600 GT	Designation of Room and Spaces	SHIP SIZE 1.600 up to 10.000GT	SHIP SIZE ≥ 10.000 GT
WORK SPACES		WORK SPACES		
Machinery spaces(continuously manned)**	90	Machinery Spaces *	*110*	*110*
Machinery spaces (not continously manned)**	110			
Machinery Control Room	75	Machinery Control Room	75	75
Workshops	85	Workshops other tan those forming part of the Machinery spaces.	85	85
Non.specific work spaces **	90	Non.specific work spaces **(other work áreas)	90	[85]
NAVEGATION SPACES		NAVEGATION SPACES		
Navigation bridge and chartrooms	65	Navigation bridge and chartrooms	65	65
Listening post, including navigation bridge wings* and windows	70	Look-out posts, incl. navigation bridge wings*** and windows	70	70
Radio rooms (with radio equipment operating but not producing audio signal)	60	Radio rooms (with radio equipment operating but not producing audio signal)	60	60
Radar rooms	65	Radar rooms	65	65
ACCOMMODATION SPACES		ACCOMMODATION SPACES		
Cabins and hospitals	60	Cabins and hospitals****	60	[55]
Messrooms	65	Messrooms	65	[60]
Recreation rooms	65	Recreation rooms	65	[60]
Open recreation areas	75	Open recreation areas (external recreation areas)	75	75
Offices	65	Offices	65	[60]
SERVICES SPACES		SERVICES SPACES		
Galleys, without food processing equipment Operating	75	Galleys, without food processing equipment operating	75	75
Serveries and pantries	75	Serveries and pantries	75	75
NORMALLY UNOCCUPIED SPACES		NORMALLY UNOCCUPIED SPACES		
Spaces not specified	90	Spaces referred to in section 3.14 (measurements shall be taken in all location with unusually high noise levels where seafarers may be exposed, even for relatively short periods, and at intermittently used machinery locations)	90	90
(*) Reference is made to resolution A.343 (IX) which also applies. (**) Ear protectors should be worn when the noise level is above 85 dB(A).		(*) If the maximum noise levels are exceeded when machinery is operating (only permitted if dispensation is granted in accordance with paragraph 1.3.6), stay should be limited to very short periods or not allowed at all. The area should be marked according to section 7.4. (**) Examples are open deck workspaces that are not machinery spaces, and open deck work spaces where communication is relevant. (***) Reference is made to the Recommendation on methods of measuring noise levels at listening post (resolution A.343 (IX)) which also applies. (****) Hospitals: Treatment room with bed.		

Tabla 3. – Noise limits in terms of sound presurre.

Los motores diésel lentos como fuente de ruido y vibraciones presentan a igual potencia, los ruidos aéreos más elevados cuanto mayor es la velocidad de giro de los motores y la presión de combustión es máxima. Todos estos ruidos proceden de la radiación de barrido, colector de escape como del cárter. Los ruidos generados por el turbo soplante son añadidos como ruidos de combustión, aunque este equipo auxiliar emite en el rango de alas frecuencias.



Gráfica 16. – Espectros sonoros de motores diésel lentos según Acton.

En el espectro sonoro de la figura anterior, podemos observar que a medida que se incrementa el nivel de carga de motor, y, por ende, el nivel de presión de combustión, el nivel de emisión sonora se incremente, observando también que las bandas en octava con mayor nivel de presión sonora son las de baja frecuencia.

4.2.4 Ruido producido por los gases de escape

Para incrementar la presión del aire de admisión y poder quemar más combustible y por tanto, aumentar la potencia sin variar el volumen de cilindrada del motor, se emplea la sobrealimentación mediante turbo soplantes.

Los motores se equipan con un receptor de gas entre las salidas de gas de los cilindros y el propio turbo soplante. Con esta disposición cerca de la fuente de ruido, el receptor funciona como silenciador de los gases de escape.

Para mantener el ruido en el alerón por debajo de un nivel máximo permitido será necesario instalar un silenciador de los gases de escape con el que se consigue una atenuación del ruido de 20 a 25dB(A).

El tipo más usado es el silenciador de flujo de tipo absorbente, que se basa en un recubrimiento de lana o fibra mineral alrededor de los conductos de escape. También se recomienda que el silenciador se inserte en una o varias etapas a lo largo de la chimenea, o tan cerca como sea posible de la parte alta de esta.

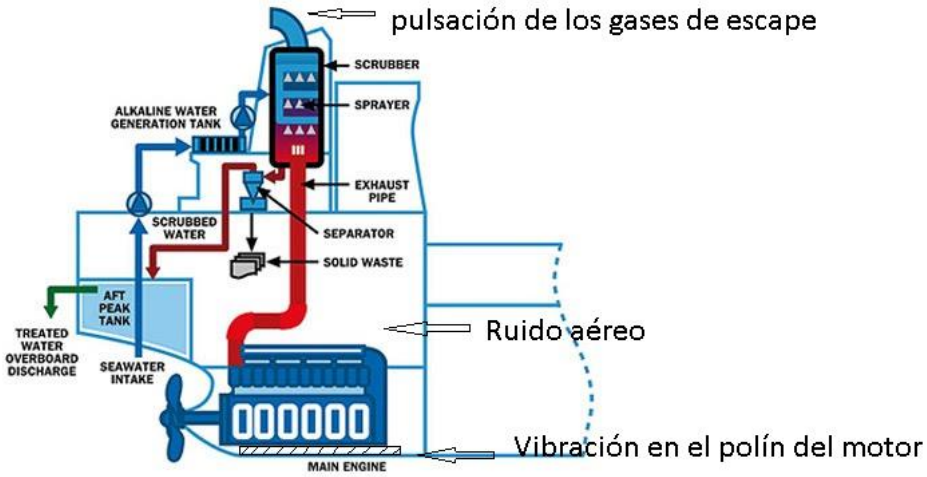


Figura 19. – Emisión de ruidos generados por el sistema de exhaustación.

4.2.5 Grupos generadores diésel y generadores eléctricos

El ruido estructural que generan los grupos generadores diésel depende principalmente de la carga que arrastre, la velocidad de giro y de las horas de servicio acumuladas.

SNAME recomienda tomar como base los valores dados por la expresión:

$$L_{aB} = -20\log(w) + 20\log(hp) + 30\log\left(rpm/rpm_0\right) + 124\ dB$$

Siendo: $w = peso\ del\ motor\ en\ libras$

$hp = potencia\ nominal\ del\ motor$

$rpm = velocidad\ de\ giro\ a\ medir$

$rpm_0 = velocidad\ de\ giro\ nominal$

A partir de este valor, se puede determinar los valores espectrales sumándoles lo valores de la siguiente tabla experimental:

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
0	5	11	16	21	27	29	27	22

Tabla 4. – Frecuencias centrales de banda en octava (Hz).

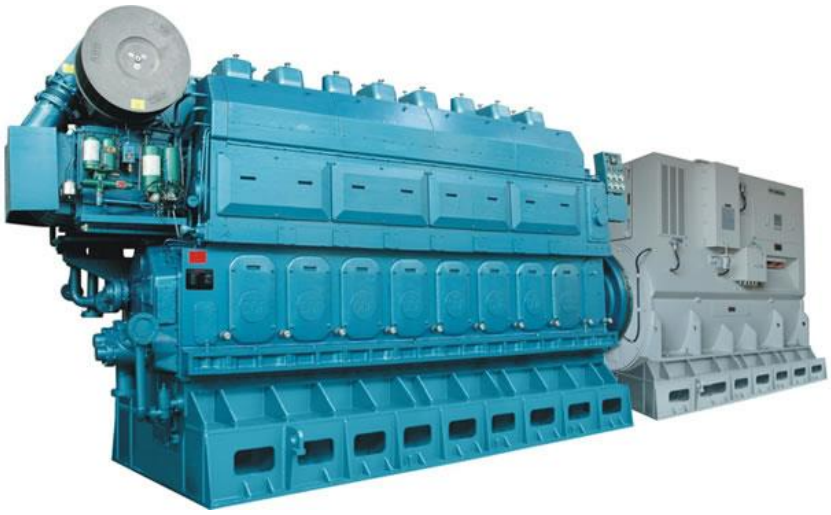


Figura 20. – grupo electrógeno accionado por un motor en línea vertical con carcasa con integral.

.

Los generadores eléctricos emiten una potencia acústica relacionada no solo con la potencia mecánica del motor, sino también con el número de revoluciones y grados de protección.

El ruido aéreo de estos motores suele ser una componente importante del ruido total que se produce en la cámara de máquinas, pero el componente principal de estos que genera una gran fuente de ruido son los ventiladores para la refrigeración de los mismos, pues si están refrigerados por aire los ventiladores pueden operar en torno a unos 3600 rpm.

Los niveles de ruido aéreo de los generadores eléctricos con excitación estática de campo se evalúan con la siguiente expresión:

$$L_{WB} = 34 + 10\log(kW) + 7\log(rpm)\,dB$$

Siendo: $kW = la\ potencia\ del\ generador$

$rpm = velocidad\ de\ giro$

Los niveles de frecuencia de bandas de octavas corresponden a:

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
8	11	12	13	13	10	8	5	0

Tabla 5. – Frecuencias centrales de banda en octava (Hz).

Los niveles de ruido aéreo tanto de los motores de corriente alterna como de los motores de corriente continua varían fuertemente con la carga del motor, la velocidad de giro y el tipo de motor. Para motores con ventilador de refrigeración bien aislados, los niveles de ruido se pueden medir mediante la siguiente expresión:

$$L_{WB} = 5 + 13\log(hp) + 15\log(rpm)\, dB$$

Siendo: $hp = la\ potencia\ del\ motor$

$rpm = velocidad\ de\ rotación$

Los niveles en bandas de octava se obtienen sumando los valores de la siguiente tabla:

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	5	6	10	14	15	15	14	8	1
B	0	0	5	10	15	15	14	8	1

A = Motor de corriente alterna

B = Motor de corriente continua

Tabla 6. – Frecuencias centrales de banda en octava (Hz).

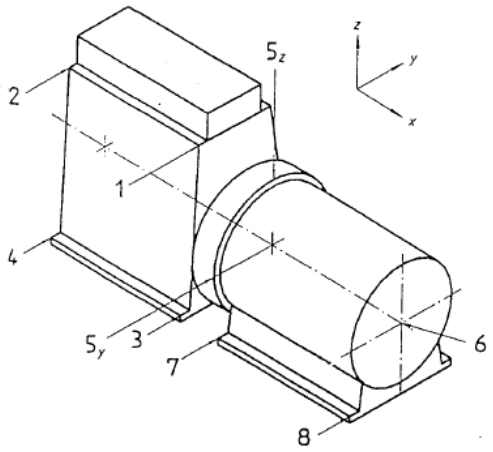
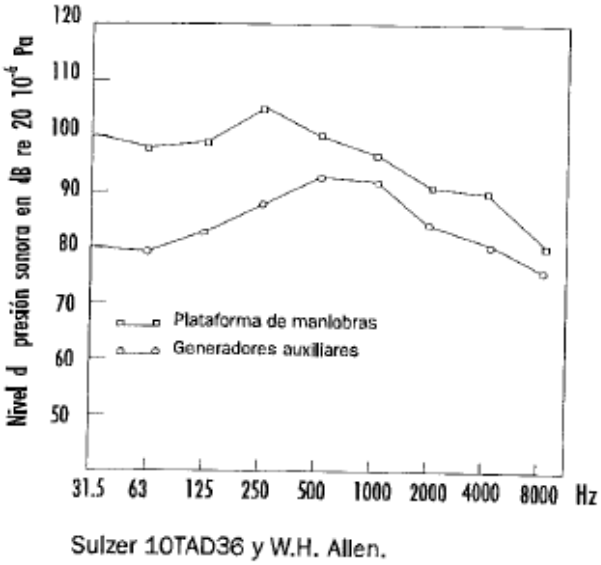


Figura 21. – grupo electrógeno accionado por un motor en línea vertical con carcasa con integral en forma esquemática.



Gráfica 17. – Espectro sonoro en motores diésel medios (generadores auxiliares), según Acton.

4.2.6 Ruido de los engranajes

La calidad en el diseño y la fabricación de los engranajes, ya que para una misma potencia el nivel de ruido radiado puede ser una diferencia de hasta 15 dB(A) entre un equipo bien diseñado y otro mal diseñado y fabricado.

Uno de os principales inconvenientes en los engranajes reductores en los buques es que son prácticamente imposibles de aislar estos del casco con suficiente efectividad.

El ruido radiado por los engranajes reductores puede ser debido a varios factores, como:

- Rugosidad superficial en los dientes
- Desequilibrio estático o dinámico
- Irregularidades en la forma de los dientes

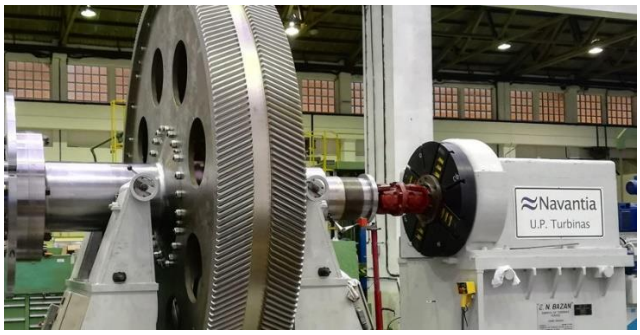


Figura 22. – Engranaje reductor de la fábrica de turbinas de Navantia en Ferrol.

Los engranajes reductores son una fuente de ruido de la máxima importancia en los buques. El ruido aéreo que emiten los engranajes se debe fundamentalmente a la interacción rueda de engrane-piñón. El ruido se caracteriza por presentar contribuciones importantes en la frecuencia de rotación del árbol. Las frecuencias de paso de los dientes y sus armónicos, así como las determinadas por modulación en el engrane, se observan casi siempre en los engranajes reductores.

Según SNAME, para el ruido aéreo de los engranajes reductores se determinan por:

$$L_{WB} = 69 + 3.4\log(hp) + 3.4\log(rpm)\ dB$$

Siendo: $hp = potencia\ nominal\ del\ motor$

$rpm = velocidad\ de\ giro\ del\ árbol$

Los niveles en las bandas de octava se obtienen añadiendo a la línea base anterior los valores de la tabla siguiente:

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
8	9	10	12	14	15	16	12	0

Tabla 7. – Frecuencias centrales de banda en octava (Hz).

En el Handbook for Shipboard Airborne Noise Control (1974) se estima por separado el ruido radiado al aire y el nivel de vibración del reductor, tal que así:

$$L_W = 77 + 3.4logP_t + 3.4logN_r\ \ dB$$

Siendo: $P_t = potencia\ nominal\ del\ motor$

$N_r = velocidad\ de\ giro\ del\ árbol$

Para hallar los niveles espectrales se aconseja añadir los valores:

31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
2	5	8	8	8	8	8	8	8

Tabla 8. – Frecuencias centrales de banda en octava (Hz).

4.2.7 Maquinaria auxiliar

Entre la maquinaria auxiliar dentro de un buque, nos podemos encontrar compresores, bombas, grupos generadores, calderas, ventilación, e infinidad de elementos.

Se deben aplicar las recomendaciones, tanto en el diseño como en su posterior colocación, tanto en los soportes de los grupos electrógenos y sus motores accionadores como del resto de maquinaria auxiliar para evitar resonancias entre las frecuencias propias entre los conjuntos de maquinaria.

Los grupos generadores accionados por motores diésel deben montarse sobre tacos elásticos, para aislarlos de la estructura del casco, y si varios de estos grupos se encuentran en la misma plataforma es necesario sincronizarlos tanto en velocidad como en la fase para poder compensar en la medida de lo posible las excitaciones debidas a cada grupo.

Maquinaria Auxiliar	Nivel de ruido en dB(A)
Bombas de carga	115
Bombas	90-105
Diésel generadores	95-105
Turbogeneradores	90-95
Calderas principales	90-95
Calderas auxiliares	95
Compresores	80-95
Motores eléctricos	89-95

Tabla 9. – Intervalos de niveles de ruido por diferentes tipos de maquinaria auxiliar.

4.2.8 Ruido en los equipos de ventilación

Los ventiladores son una fuente importante de ruido, pues en los sistemas de ventilación o de aire acondicionado, dependiendo del tamaño, potencia, velocidad, número de palas y demás aspectos, el espectro sonoro de un ventilador es de banda ancha, con varios picos superpuestos que corresponden a la frecuencia de giro, paso de la pala y armónicos.

Los equipos de ventilación son una fuente de ruido aéreo de gran importancia en muchos tipos de buque.

Según SNAME el nivel de ruido se puede en los ventiladores se puede evaluar con la siguiente expresión:

$$L_{WB} = 10\log(cfm) + 20\log(sp)\ dB$$

Siendo: $cfm = caudal\ del\ ventilador\ en\ pies\ cúbicos\ por\ minuto$

$sp = la\ caida\ de\ presion\ estática\ del\ ventilador\ en\ pulgadas\ de\ agua$

Los niveles de ruido en bandas de octava se obtienen adicionando los valores recogidos en la siguiente tabla:

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	36	39	38	36	30	27	24	19	15
B	36	41	37	37	36	35	30	26	21
C	42	50	46	41	36	31	28	26	23
D	51	55	50	48	41	40	36	36	35
E	50	46	39	40	37	37	33	32	26
F	44	46	47	48	48	48	46	42	41
G	45	42	44	45	47	45	45	40	37
H	53	50	49	48	47	45	44	42	31

Tabla 10. – Frecuencias centrales de banda en octava (Hz).

Siendo:

A = Sección de la pala en el ala de un avión

B = Línea media encorvada hacia atrás

C = Línea media encorvada hacia delante

D = Pala radial

E = Pala tubular

F = Vane axial

G = Tubo axial

H = Propulsor

Además, ha de tenerse en cuenta como valores de corrección del paso de la pala:

A	B	C	D	E	F	G	H
5	5	0	6	5	4	4	5

Tabla 11. – Valores de corrección del paso de la pala.

Estos valores correctores del paso de la pala han de sumarse a la banda que contenga la frecuencia de paso de la pala, que puede considerarse si coincide con la velocidad de giro del ventilador dividida entre 60.

Según Beranek el nivel de potencia sonora de un ventilador puede estimarse con la siguiente expresión:

$$L_W = 115 + 17.7\log(P_t/Z) + 15\log(Z/6)\ \ dB$$

Donde: L_W $= nivel\ de\ potencia\ acústica\ del\ ventilador$

$sp = potencia\ en\ el\ eje\ en\ CV$

$Z = número\ de\ palas$

Otra fórmula aconsejada para este cálculo es la NTNF de Oslo en 1975:

$$L_W = 10\log(P_t \cdot P_d) + 76\ \ dB$$

Siendo: $P_d = presión\ de\ descarga\ en\ mm\ columna\ de\ agua$

El Handbook for Shipboard Airborne Noise Control da también la siguiente expresión:

$$L_W = 10 \log Q + 20 \log P_d + 5 \ \ dB$$

Siendo: $Q = caudal\ del\ ventilador$

4.2.8.1 Ruido del flujo de los equipos HVAC (Heating, Ventilating and Air Conditioning)

Se genera ruido en el interior de los conductos HVAC cuando éstos giran, se ramifican, llevan insertos algún sistema de amortiguamiento, o cambian de tamaño. También se genera ruido cuando una corriente de aire pasa por un silenciador o atraviesa una tobera o emerge al exterior desde una conducción.

Se recomienda que la velocidad en los ramales principales no exceda de 5 m/s y en los secundarios de 3,5 m/s. Al salir por las bocas de descarga, el aire produce un cierto ruido, que es proporcional a la velocidad de la corriente de aire.

A la hora de seleccionar una rejilla, hay que tener en cuenta diversos parámetros entre los que se encuentra el nivel de ruido.

Al cerrar la regulación, el nivel de ruido aumentará. El nivel de ruido que produce el aire a su paso por la rejilla o difusor se ve modificado por dos factores: La posición más o menos abierta de la regulación, y la absorción acústica del local en el que se sitúan las rejillas o difusores.

Según SNAME el nivel de ruido aéreo en este caso se puede obtener con la siguiente expresión:

$$L_{WB} = 188 + 10logS + 30 \log(\Delta P) - 60logV \ \ dB$$

Siendo: $S = área\ de\ la\ seccion\ en\ pies\ cuadrados$

$\Delta P = \ caída\ de\ presion\ en\ el\ difusor\ en\ pulgaas\ de\ columna\ de\ agua$

: $V = velocidad\ de\ la\ corriente\ de\ aire\ en\ pies\ por\ minuto$

Los niveles en bandas de octava del ruido aéreo se obtienen sumando los siguientes niveles de bandas de octava:

	315	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
A	33	38	41	43	43	38	34	27	21
B	38	43	48	51	53	50	46	41	34
C	44	51	56	59	61	60	56	51	45
D	47	54	61	65	67	67	64	59	53
E	50	57	64	69	73	74	71	67	62
F	54	60	68	73	77	79	78	74	69
G	57	65	72	77	83	85	85	82	78
H	59	67	74	80	85	88	89	87	81
I	61	79	78	84	89	93	95	93	89
J	68	73	80	88	94	98	101	99	97

Tabla 12. – Frecuencias centrales de banda en octava (Hz).

Para velocidad de la corriente en pies/minuto de:

A	B	C	D	E
400	600	800	1000	1250
F	G	H	I	J
1600	2000	2500	3200	4000

Tabla 13. – velocidades de la corriente en pies/minuto.

4.2.9 Ruido debido al efecto de las olas, golpes de mar y ruido

La acción de la ola puede manifestarse de dos formas diferentes. En primer lugar, las variaciones de desplazamiento y de presión hidrodinámica que resultan de ella, y que se ejercen a lo largo de la eslora del buque, pueden dar lugar a una vibración notable del conjunto de la viga-buque, especialmente si las solicitaciones debidas a la ola se producen con una frecuencia que difiera poco de una de las frecuencias propias del casco.

Tales vibraciones de la viga-buque pueden hacer vibrar ciertos elementos de la estructura. Para que desaparezcan es suficiente variar el estado relativo del mar respecto al buque.

Se estudian dos tipos de fenómenos:

- La vibración excitada por un tren de olas continúo.
- La respuesta transitoria de un tren de olas corto.

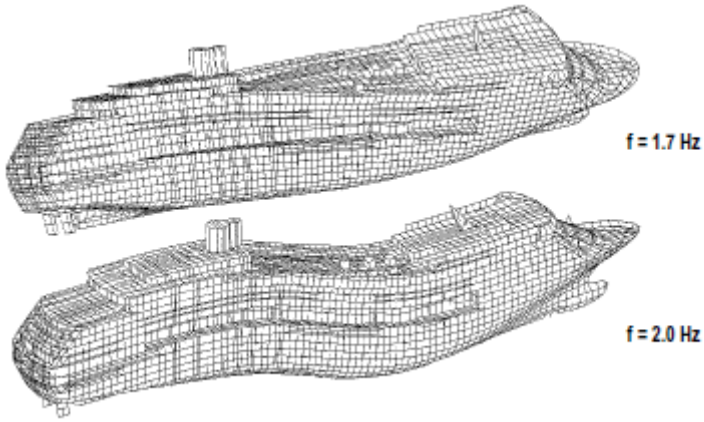


Figura 23. – Modos de flexión torsionales y verticales naturales.

Se denominan golpes de mar a todas las acciones del mar que provoquen sacudidas transitorias del casco, tanto si estas resultan del golpeteo de la roda con las olas, del slamming (golpeteo lateral) o de masas de agua que caigan sobre la cubierta.

Las sacudidas crean un aumento transitorio de del nivel de energía del casco, que se disipa esencialmente en forma hidrodinámica y en forma vibratoria, haciendo que la estructura vibre con sus frecuencias propias. Estas vibraciones desaparecen en algunos segundos, salvo que la periodicidad de las solicitaciones las haga permanecer.

Las vibraciones producidas por los efectos del mar dependen de un gran número de parámetros como pueden ser:

- Velocidad del buque
- Estado del mar y la velocidad de propagación de la ola
- Dirección relativa del buque y el ángulo de incidencia de la ola
- Calados del buque
- Trimado de proa y popa
- Velocidad, fuerza y dirección del viento

El afinamiento de las formas de proa y un desarrollo del forro de la roda disminuyen las posibilidades de que se produzcan sacudidas del casco y favorecen la disminución del nivel vibratorio.

La acción del viento solamente ha de tenerse en cuenta cuando alcanza una velocidad de 60 km/h en relación con el buque. Por la acción del viento aparecen fenómenos como

silbidos a nivel de la barandilla de la cubierta de intemperie, perceptibles en el puente de gobierno, habitáculos y zonas de acomodación.

Las condiciones de generación de este no permiten su transmisión a la estructura del buque, por lo que su incidencia se ve reducida.

4.3 Vías de transmisión del ruido y la vibración

4.3.1 Ruido transmitido por el aire (Ruido aéreo) y Ruido transmitido por la estructura (Ruido estructural)

El ruido generado por un foco determinado se propaga bien directamente por el aire, en forma de sucesivas compresiones y enrarecimientos, o bien por la estructura a partir de las vibraciones que pueda generar, que se transmiten a puntos alejados del foco que las irradian acústicamente al exterior.

En general el nivel de ruido en un punto de un buque depende del nivel de los focos sonoros que lo causan y de la atenuación que experimenta el sonido al desplazarse desde éstos a él.

A fin de predecir el nivel de ruido se distingue entre los focos de ruido aéreo y los focos de ruido estructural.

El Ruido aéreo es el que se propaga a través del aire. Como éste se comporta como un fluido ideal, las ondas de propagación del sonido en el aire son ondas longitudinales.

El ruido estructural se propaga a merced de las vibraciones mecánicas de baja frecuencia que aparecen en los sólidos y que generan sobrepresiones y perturbaciones en el aire que las rodea.

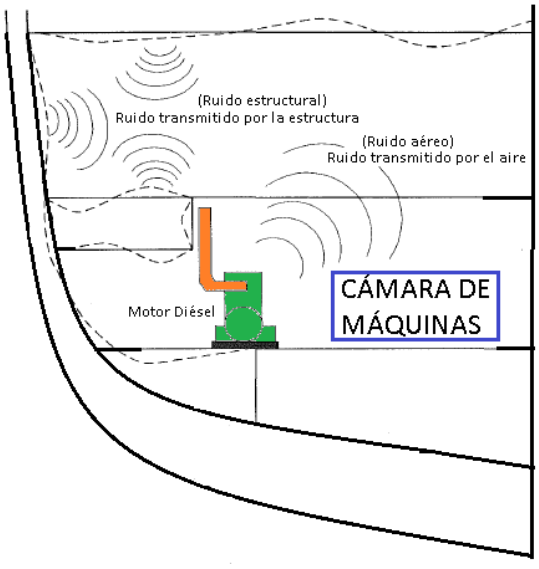


Figura 24. – Vías de transmisión de ruido, debido al motor principal en la cámara de máquinas.

Esta distinción es una conveniencia para facilitar los cálculos, pues un foco sonoro real genera, por regla general, tanto ruido aéreo como ruido estructural, el primero, amortiguado por la impedancia acústica del aire, que alcanza en su mayor parte directamente al receptor, en tanto que el resto excita vibraciones mecánicas en los sólidos que lo rodean que pueden volver a irradiarlo al receptor por vía aérea.

Del mismo modo el ruido estructural se propaga en su mayor parte en forma de vibración en sólidos, pudiendo alcanzar el receptor parte de la fracción restante como ruido aéreo.

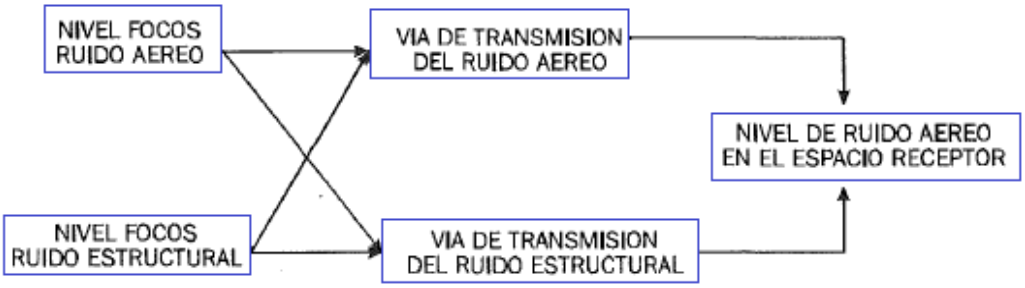


Figura 25. – Vías de propagación de la vibración y el ruido.

4.3.2 Ruido aéreo en la cámara de máquinas

El ruido en la cámara de máquinas se genera mediante la composición energética de cada uno de los componentes individuales que conforman del motor y de sus superficies, lo que provoca que el aire entre la pulsación.

Los niveles de ruido medios medidos en el motor, se usan para expresar el nivel de presión sonora aéreo típico del motor. El valor medio calculado de nivel sonoro corresponde al valor medio de la intensidad sonora medida desde diferentes puntos alrededor del motor. Los puntos de medición se sitúan entre dos o tres alturas alrededor del motor y a una distancia aproximadamente de un metro de la superficie de este. A lo largo de cada lado del motor, el número de puntos de medida de cada nivel debe ser igual a la mitad del número de cilindros.

El nivel de ruido aéreo medio de un motor funcionando a su potencia nominal está, en general, y dependiendo del tipo de motor, alrededor de 105 dB(A), que es nivel máximo medido alrededor del motor, y cerca del turbo soplante, se encuentra sobre los 110 dB(A). En motores más grandes y de mayor volumen estos valores son más altos y viceversa.

Cuando se emplean turbo soplantes de alta eficiencia, en lugar de turbocompresores convencionales, el nivel de ruido es mayor, pues la emisión de ruido la produce el turbo y el motor

Por otra parte, debido a las reverberaciones del sonido en la cámara de máquinas, el nivel de ruido medido en el buque puede ser entre 1dB a 5dB más alto que la intensidad del sonido medida o calculada en el banco de pruebas.

Las mediciones muestras que el ruido del turbo soplante tiene una influencia dominante en el ruido aéreo total medio, y esta influencia se hace cada vez mayor al incrementarse la potencia de los motores demandados por los astilleros y armadores y del incremento de la eficiencia.

El nivel de ruido medido cerca del turbo soplante es normalmente entre 3dB a 5dB más alta que el nivel de ruido medio del motor, y es este el que tiene que someterse a unos requerimientos de límites de ruido específicos.

Especialmente en los grandes motores o unidades diésel, en el que superan ampliamente los límites requeridos, es necesario tomar medidas adicionales para reducir el ruido, consiguiéndose reducciones de entre 3dB a 5dB, y algunas veces superiores.

Entre las medidas para disminuir el ruido aéreo cabe destacar:

- El uso de resonadores de Helmholtz en las tuberías de aire de barrido
- Aislamiento exterior de los receptores de aire de barrido
- Materiales aislantes adicionales para el motor o para los mamparos de la cámara de maquinas
- Silenciadores adicionales atenuantes en la entrada del turbo soplante
- Difusores de ruido para el compresor del turbo

Resulta muy difícil conseguir los estrictos requerimientos de niveles de ruido máximos permitidos en la cámara de máquinas, en especial el debido a las reverberaciones del sonido emitido por el resto de maquinaria que se encuentra en la cámara de máquinas. Debido a esto, la posibilidad de reducir el ruido de un motor es altamente limita, pues la existencia de múltiples y diferentes fuentes sonoras y por los numerosos caminos de transmisiones que existen.

A pesar de lo anteriormente mencionado, la transmisión del ruido aéreo en la cámara de máquinas a otros locales, como los destinados a la acomodación, como pueden ser los camarotes o lo espacios de ocio, como un cine, un teatro o un comedor, no suele provocar problemas, ya que el ruido que más importancia toma o el que más problemas puede causar a la hora de aislar un crucero como es nuestro caso es el ruido estructural.

4.3.3 Ruido estructural en la cámara de máquinas

El ruido estructural es el tipo de ruido que más problemas causa en zonas de alojamiento y acomodación del buque. Las vibraciones del motor se propagan estructuralmente a los laterales de los polines y desde aquí, se va transmitiendo al resto de la estructura del buque, la cual comienza a vibrar y a emitir ruido.

La propagación de este tipo de ruido depende sobre todo de la amplitud, por lo que se empleará como unidad de medida la velocidad de la vibración. La velocidad, al igual que el nivel de presión sonora puede expresarse en decibelios, tomando una velocidad de referencia. Esta velocidad es de $10^{-9}\, m/s$ según la norma ISO.

La velocidad de vibración en los motores de dos tiempos está entre los 15 a 20 dB(A), más bajo que en los motores de cuatro tiempos, pues estos últimos suelen ir montados con aisladores especiales de vibración, entre los polines del motor y el techo de los tanques del buque, en cambio los motores de dos tiempos suelen ir con un montaje rígido a la estructura, debido a su volumen y peso.

Existen muchas expresiones empíricas para evaluar el ruido generado por los motores diésel, entre las cuales cabe destacar las siguientes:

- Para motores diésel medios y rápido, tenemos la fórmula del Institute of Sound and Vibration Research, para motores de cuatro tiempos (4T) y dos tiempos ¨(2T):

(4T) sin sobrealimentación:

$$L_P = 20 \log D - 15 \log C + 106{,}5 \;\; dB(A)$$

Siendo: $D = diámetro\ del\ cilindro\ en\ metros$

$C = carrera\ del\ pistón\ en\ metros$

(4T) con sobrealimentación:

$$L_P = 10 \log D - 20 \log C + 91 \;\; dB(A)$$

Siendo: $D = diámetro\ del\ cilindro\ en\ metros$

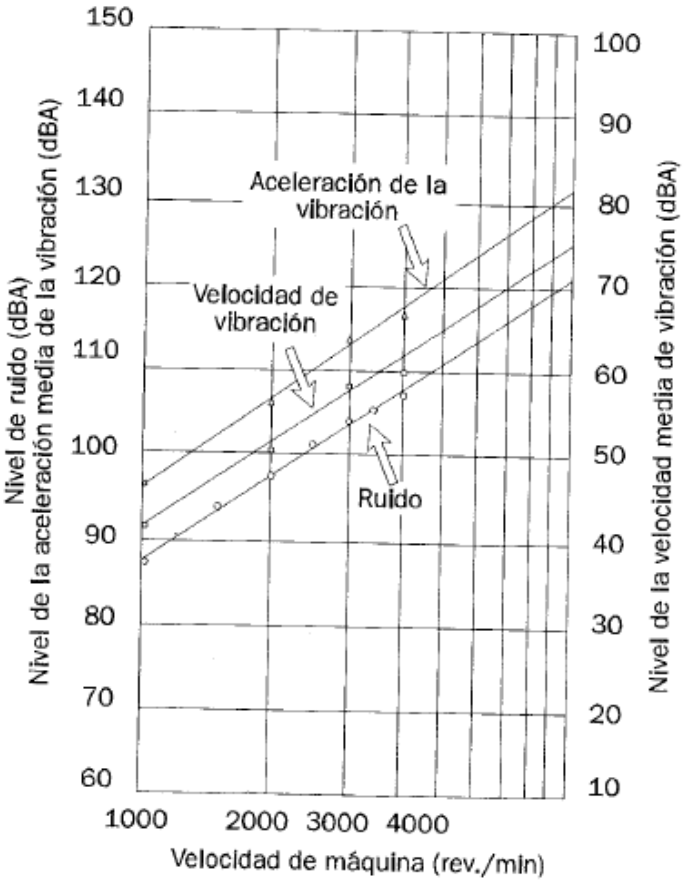
$C = carrera\ del\ pistón\ en\ metros$

(2T) con sobrealimentación:

$$L_P = 10 \log D - 20 \log C + 103 \;\; dB(A)$$

Siendo: $D = diámetro\ del\ cilindro\ en\ metros$

$C = carrera\ del\ pistón\ en\ metros$



Gráfica 18. – Variación de los niveles de ruido y vibración de un motor Diésel, según Chan.

- Para motores lentos y medios, podemos emplear la fórmula de Slawin-Janssen:

$$L_P = 30 \log N_r + 12 \log P - 6 \;\; dB(A)$$

Siendo: $N_r = velocidad\ de\ giro\ real\ en\ rpm$

$P = potencia\ del\ motor\ en\ CV$

- Para todo tipo de motores podemos utilizar la fórmula de Zincenko:

$$L_P = 15.8 \log \left(N \cdot (D \cdot C)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\left(\frac{Z}{6}\right)^{\frac{1}{2}}}{k} \right) + 75.5 \;\; dB(A)$$

Siendo: $Z = número\ de\ cilindros$

$D = diámetro\ del\ cilindro\ en\ metros$

$C = carrera\ del\ pistón\ en\ metros$

$k = parámetro\ que\ toma\ como\ valor\ 1\ para\ motores\ de\ cuatro\ tiempos\ y\ 1{,}3\ para\ motores\ de\ dos\ tiempos$

4.3.4 Diferencias entre ruido aéreo y ruido estructural

La transmisión de vibraciones se manifiesta en forma de ruido estructural que se transmite a través de todos los paramentos horizontales y verticales de una estructura. Por tanto, el sonido, al viajar a través de la vía sólida, se encontrará con la más variada tipología de materiales constructivos de naturaleza y características muy heterogéneas de manera que se propagará de forma distinta dependiendo del medio en el que se encuentre, siendo muy difícil predecir su comportamiento.

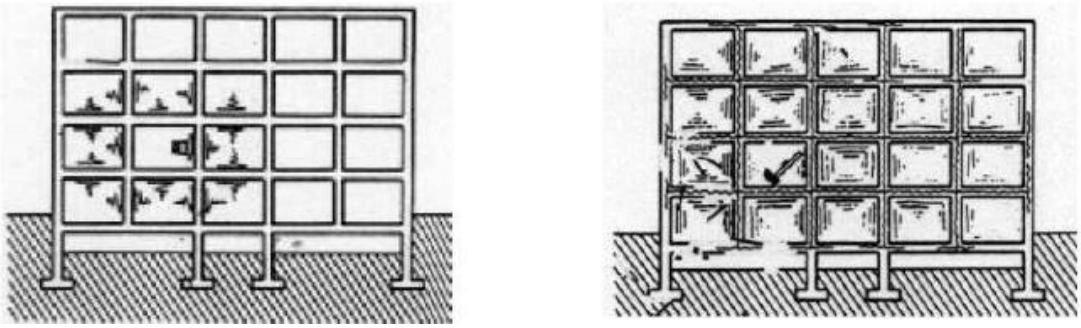


Figura 26. – Transmisión del ruido aéreo y ruido estructural

Cuando este mismo sonido cambie del medio sólido al aéreo, se transmitirá más lento, pero con la notable diferencia de que en éste podrá propagarse uniforme y omnidireccionalmente por ser homogéneo.

Las únicas pequeñas variaciones que presenta la propagación del sonido en el aire son debidas al cambio de la humedad y el gradiente de temperatura ambiental. Por tanto, se puede predecir su comportamiento a partir de las leyes de propagación del sonido en el aire.

Por establecer un ejemplo, cuando damos un fuerte martillazo en el suelo de un edificio lo podrán sentir casi todos los vecinos de este. En cambio, cuando subimos el volumen del televisor quienes se verán más afectados son los vecinos de al lado.

Como se observa en el cuadro adjunto, puede observarse la notable diferencia entre la velocidad de propagación del sonido en el acero frente a la del aire. Esta gran diferencia

de velocidad del sonido en diferentes medios determina la mayor o menor capacidad de transmisión del ruido de cada medio.

MATERIAL	VELOCIDAD DEL SONIDO en m/s
Acero	5.010
Vidrio	5.000
Cobre	3.500
Hormigón	3.100
Ladrillo	2.500
Madera	1.500
Plomo	1.320
Aire (condiciones Normales)	340
Caucho 70º ShA	230
Caucho 60ºShA	100
Caucho 50ºShA	64
Caucho 40ºShA	50
Caucho 30ºShA	35

Tabla 14. – Velocidades del sonido en diferentes medios.

Las diferencias fundamentales del ruido estructural originado por vibraciones frente al ruido aéreo son básicamente:

Su propagación es más rápida y puede llegar a mayor distancia.

Las vibraciones generan ondas de flexión que son más complejas que las ondas de presión del sonido en el aire. Se caracterizan por propagarse proporcionalmente con la raíz cuadrada de la frecuencia, así a altas frecuencias la velocidad es mayor que en bajas frecuencias y es por ello por lo que sentimos antes las primeras

Su espectro muestra que es ricos en bajas frecuencias y además son ondas más complejas que las ondas longitudinales o de presión, por tanto, las técnicas de aislamiento acústico basado en la ley de masas son poco efectiva y se han de tratar técnicas específicas al respecto.

Consecuencia del punto anterior los ruidos estructurales dan la sensación de ruido envolvente y los ruidos aéreos, al ser más ricos en medias y alta frecuencias, son más direccionales (se focalizan en una dirección determinada) por poseer longitudes de onda más pequeñas.

Su respuesta no es uniforme en todas sus direcciones como en el caso del medio aéreo. El medio sólido posee unas fuerzas de cohesión a nivel molecular más fuertes que las de cualquier gas, con la particularidad que pueden ser mayores o menores según en qué

sentido de su cadena molecular sean más intensas, por ello su respuesta frente a la propagación de las vibraciones mecánicas no es igual.

Por ello el tratamiento de las vibraciones en una instalación es prioritario frente a tratamientos acústicos y más dependiendo de si la ubicación de la instalación está cercana a zonas críticas de la estructura (Sea un local, un edificio, un rack de tuberías, un buque, una planta industrial, etc.).

Capítulo 5. Aislamiento de la vibración y acústico

5.1 Aislamiento de la vibración

En esta parte del capítulo se describen los distintos tipos de soportes elásticos o aisladores de la vibración, así como sus características. Comentando los aspectos de los aisladores, incluyendo lo aisladores de elastómero, plásticos y metálicos. Cada tipo se describe según sus configuraciones típicas y sus aplicaciones características.

Los soportes de elastómero tienen muchas aplicaciones debido a que pueden moldearse adecuadamente con muchas formas y rigideces distintas, ya que estos poseen más amortiguamiento interno que los soportes de muelles de metal, suele precisar de espacios y pesos mínimos y además pueden unirse a piezas metálicas adaptadas para simplificar la conexión con estructuras aisladas.

Los soportes plásticos, aunque poseen características de rendimiento parecidas a los soportes de elastómero y metal utilizados en configuraciones equivalentes, tienen una temperatura máxima de funcionamiento que ronda los 29ºC, aunque tiene un bajo coste y buena uniformidad son los menos utilizados de los tres anteriormente mencionados.

5.1.1 Características de los soportes de elastómero

El tipo de soporte elástico comúnmente utilizado es el soporte de elastómero, más concretamente los formados por cauchos naturales o materiales de tipo caucho. Estos pueden soportar grandes deformaciones y volver a su estado original sin sufrir virtualmente ningún daño. Los soportes de elastómero son mejores que otros tipos de aisladores, pues para una determinada cantidad de elasticidad, la capacidad de deflexión, almacenamiento de energía y disipación precisan de un menor espacio y peso. Además, poseen un gran número de configuraciones con diferentes materiales con un coste inferior a la de otros tipos de soportes.

Los elastómeros tienen una capacidad de deformación excepcionales, pues pueden utilizarse con elongaciones de hasta un 300%, existiendo en algunos casi elongaciones de hasta un 1000%, ya que su capacidad de almacenamiento y disipación de energía les permite soportar mucha tensión. Cuando esta tensión desaparece se produce una recuperación prácticamente completa de la deformación. El amortiguamiento inherente de los elastómeros resulta muy útil para prevenir la excesiva amplitud y resonancia de la vibración, una amplitud menor que la que se producirían si se utilizasen soportes de muelles metálicos. Los soportes de elastómeros proporcionan una excelente resistencia a la transmisión de ruido estructural debido a su impedancia acústica relativamente baja, ya que es una consideración importante cuando los requisitos acústicos son un factor clave.

Entre los diferentes elastómeros, está el caucho natural, que posee una buena combinación de propiedades mecánicas, como mínima plasticidad, máxima tensión y elongación

máxima en rotura. Su utilidad se encuentra limitada por sus limitaciones en cuanto a la resistencia, pues presenta un gran deterioro cuando está bajo la influencia de hidrocarburos, ozono y temperaturas ambientales altas.

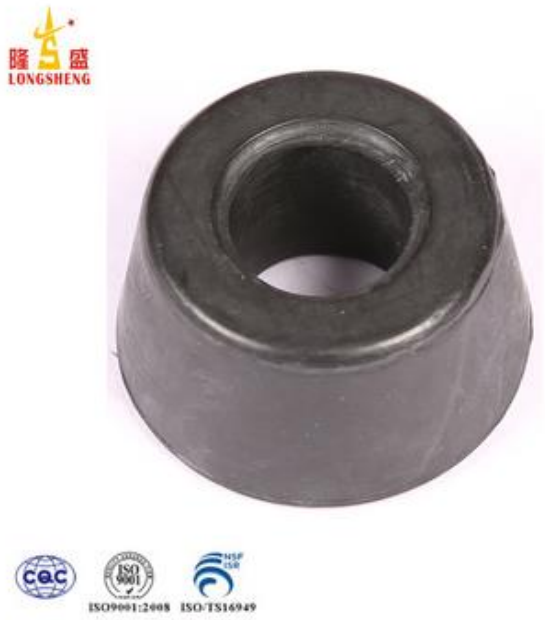


Figura 27. – Soporte de elastómero de caucho natural.

El neopreno y el caucho de nitrilo Buna-N (NBR) poseen una resistencia mayor que los de caucho natural a los hidrocarburos y al ozono, siendo el NBR muy recomendado para aplicaciones donde las temperaturas ambientales sean relativamente altas. El nitrilo o conocido como Buna-N o NBR, es comúnmente usado en productos de sellado. Tiene un rango de temperatura que va desde los – 40ºC a los 120ºC. Es muy utilizado en motores hidráulicos y neumáticos, cilindros, bombas y válvulas.

Figura 28. – Plancha de NBR.

El Nitrilo Buna-S o conocido como SBR también es un buen caucho sintético de uso general para soportes elásticos.

La silicona es uno de los elastómeros más caros, pues sus propiedades con muy estables y tienen un aislamiento muy efectivo para un rango de temperaturas muy amplio, que van desde los – 54ºC hasta los 177ºC. En comparación con el neopreno que tiene un rango de temperaturas más limitado que va desde los – 40ºC hasta los 93ºC. El límite de temperatura de cada tipo de elastómero depende de las propiedades de sus componentes, del grado de deterioro como de la exposición continuada a temperaturas elevadas y a la duración de la exposición. La silicona puede alcanzar una temperatura superior a 149ºC durante varias horas, aunque esta propiedad se contrapone en la reducida capacidad de aguantar tensiones, resistencias al desgarro y a la abrasión.

En general los aisladores fabricados con elastómeros tienen un comportamiento complejo y en ocasiones difícil de predecir, pues debido a su naturaleza viscoelástica, su límite elástico no queda bien definido y presenta una variación de sus propiedades físicas dependiendo del tiempo, la temperatura o el ambiente donde se encuentren.

Figura 29. – Soporte anti vibratorio cilíndrico metálico de silicona y caucho.

5.1.1.1 Soportes conectados y desconectados

Los soportes de elastómero pueden diseñarse con configuraciones conectadas y desconectadas. En el aislador conectado las piezas metálicas están conectadas a los elastómeros en todas las superficies que soportan la carga, en cambio en el soporte desconectado o semiconectado la superficie de elastómero que soporta la carga descansa directamente sobre la estructura de apoyo. Las partes conectadas suelen resultar más caras

debido a la preparación química especial que se requiere para lograr una buena unión. Suelen tener preferencia las partes conectadas, pues puede soportar más tensión para una determinada deflexión, ya que con altas tensiones tienen altas rigideces y una gran capacidad de almacenamiento de energía.

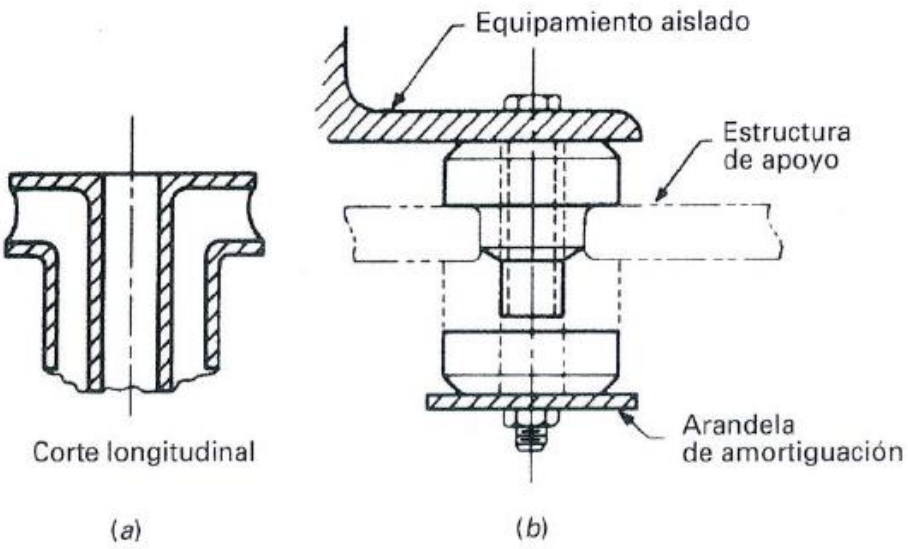


Figura 30. – Elastómeros conectados (a) y elastómeros desconectados (b).

Los soportes conectados se diseñan para que tengan una buena distribución de la carga a cortadura, compresión, tracción o cargas combinadas. En cambio, las partes desconectadas no suelen distribuir la carga de manera uniforme, lo que provoca concentración de tensiones en áreas locales en el cuerpo del elastómero, con el consiguiente acortamiento de su vida útil.

La diferencia más significativa entre los soportes de elastómero conectados y desconectados es su comportamiento cuando está sometida a una carga. Cuando el elastómero se comprime debido a la influencia de una carga, su volumen permanece constante pero su forma cambia.

En un aislador conectado las superficies que soportan la carga poseen un grado fijo de deformación porque el elastómero no se puede mover a lo largo de la línea de conexión, permaneciendo en su posición fija sea cual sean las cargas y condiciones ambientales que tenga que soportar. El en el caso del aislador desconectado, cuando la superficie de contacto entre el elastómero y el metal comienza a llenarse de aceite, arena u otros residuos, su capacidad para deformarse aumenta notablemente, provocando una variación de sus características iniciales de deflexión estática de un 50% menor que en sus condiciones iniciales. Esto puede provocar en muchos casos un funcionamiento defectuoso, por lo tanto, cuando se precisan características consistentes de deflexión estática durante la vida del aislador, deben utilizarse soportes conectados. Aunque el coste inicial de los soportes desconectados es inferior, el proceso de adaptación, el coste de la

mecanización a la estructura de apoyo y la reducción de la vida de la vida de servicio pueden convertirlo en una elección inadecuada.

5.1.2 Tipos de carga

Los aisladores de elastómero pueden utilizarse bajo la influencia de distintos tipos de cargas: compresión, a cortadura, tracción o pandeo o cualquier combinación de ellas.

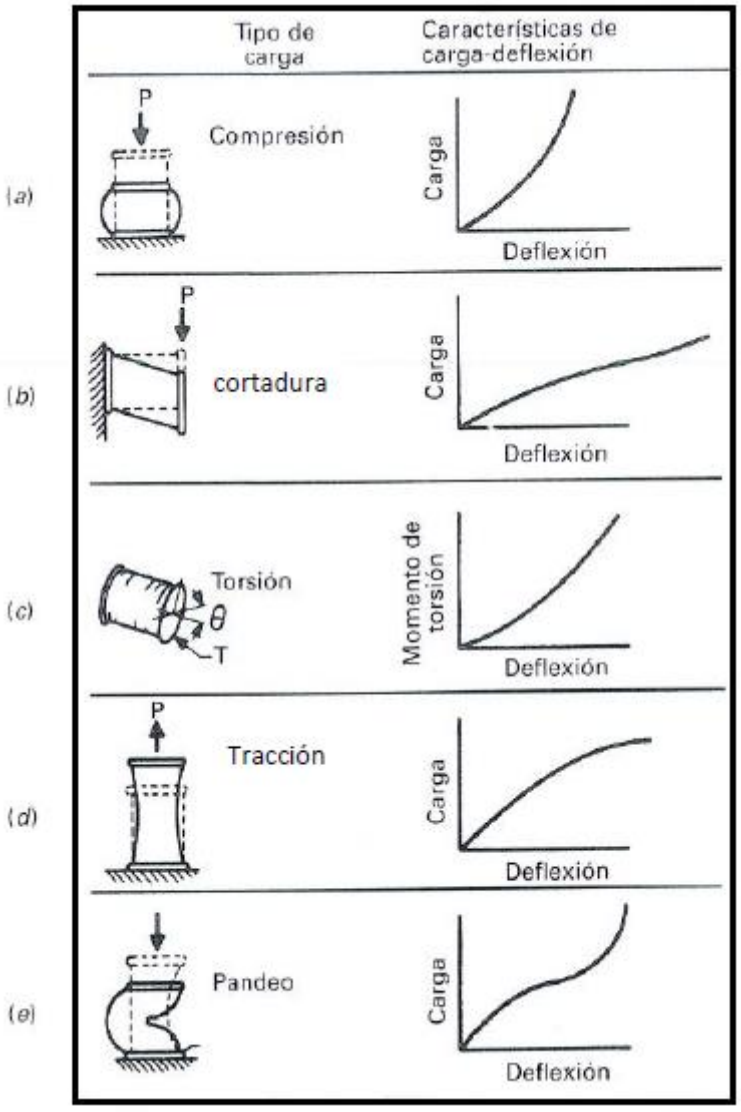


Tabla 15. – Curvas carga/deflexión para distintos tipos de solicitación en aisladores de elastómero.

5.1.3 Interacción con la estructura de apoyo

Un aislador tiene que deformarse para poder aislar de la vibración, por regla general, cuanto mayor es la deflexión, mayor es el aislamiento. El aislador es lo suficientemente

blanco como para permitir amplitud de vibración relativa, sin transmitir una fuerza excesiva a la estructura de apoyo. En realidad, la estructura de apoyo es un muelle colocado en serie con el aislador, donde lo muelles transmiten la misma fuerza y deforman proporcionalmente las constantes del muelle.

Si el aislador tiene una rigidez elevada en comparación con la rigidez de su base, esta se deformará más que el aislador y en limitará o anulará el aislamiento necesario desde el aislador. Para obtener la máxima eficiencia en el aislador seleccionado, la rigidez de la estructura de apoyo debe ser al menos unas 10 veces la rigidez del aislador conectado a la estructura de apoyo. Esto garantiza al menos en un 90% de la rigidez del sistema total es aportada por los aisladores y solo el 10% restante por la estructura de apoyo.

5.1.4 Estrategias para el aislamiento de vibraciones

Las técnicas de aislamiento de vibraciones se basan en realizar uniones elásticas entre las máquinas y cualquier componente de la instalación forjado a la estructura del buque, con la particularidad de que la rigidez y la masa de los elementos elásticos anti vibratorios sean completamente diferentes de los que posee la instalación en general y la estructura de poyo.

El cálculo y selección adecuada del montaje anti vibratorio podrá conseguir que la discontinuidad creada sea más o me os grande en función de la efectividad de la degradación por los fenómenos de disipación de energía vibratoria incidente o bien por la interposición de las fuerzas periódicas perturbadoras a partir de los sistemas de almacenamiento de energía, que retornará a su origen.

En el problema de la transmisión de las vibraciones se pueden contemplar tres elementos que intervienen en dicha transmisión en el siguiente esquema:

Figura 31. – Elementos que intervienen en la transmisión de la vibración.

Esto adaptado al modela mecánico masa-muelle sería:

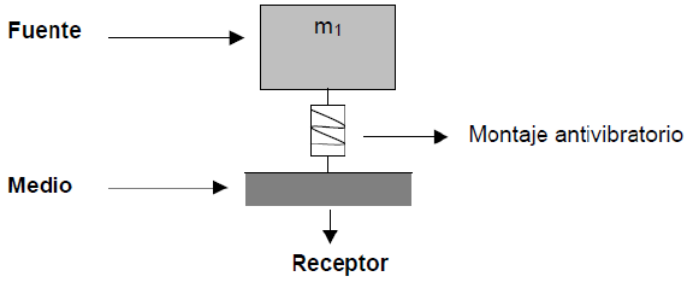


Figura 32. – Modelo mecánico masa-muelle.

5.1.5 Interacción entre la fuente y el medio

La máquina es una fuente generadora de las vibraciones, que está unida al suelo o a la estructura de apoyo, mediante elementos de fijación o apoyos, por lo tanto, para maximizar la eficacia del aislamiento vibratorio debemos actuar lo más cercano posible. Podemos deducir que es desacertado o ineficaz plantear el diseño de una instalación teniendo en cuanto solo la búsqueda de los niveles de potencia y sonora y vibratorio más bajos posibles, descuidando el diseño de los emplazamientos adecuados para evitar transmisiones indeseadas. Es necesario saber buscar un equilibrio donde estén los dos elementos (fuente y medio) controlados en la medida de lo posible, pues aplicar medidas correctoras después del diseño puede suponer que no obtengamos los resultados esperados y además haber ocasionado un coste más elevado por no haber previsto el diseño correctamente.

5.1.6 Interacción entre el medio y el receptor

Cuando más alejado se encuentre el receptor, el camino de la transmisión se extiende más desde la fuente, favoreciendo la dispersión de la energía vibratorio y por lo tanto lo alcanzará con menos energía. Por ello conviene colocar las maquinas lo más alejado posible de las zonas potencialmente susceptibles (receptor) para conseguir una mayor atenuación de la vibración.

La cámara de máquinas no suele ser homogénea y por lo tanto pueden aparecer fenómenos de resonancia estructural con algún modo de vibración. Esto dependerá de la manera en que las estructuras se hallen, ancladas a sus extremos, simplemente apoyadas, empotradas o ambos tipos de anclaje.

5.1.7 Técnicas del aislamiento de vibraciones

El tipo de técnica más utilizada y extendida es aislar la transmisión de las vibraciones en las instalaciones de maquinaria es el aislamiento por discontinuidad. Se basa en realizar toda la unión de las máquinas y cualquier componente de la instalación a la estructura principal, interponiendo un elemento de rigidez y masa completamente diferente de los que posee la instalación en general y la estructura de apoyo (montaje anti vibratorio).

Puesto que las impedancias mecánicas son muy diferentes, se producen fenómenos de disipación de energía por reflexión y fricción, provocando que se produzca una atenuación de la energía transmitida al entorno. En la siguiente tabla se muestras las impedancias de distintos materiales y la capacidad que tiene algunos con respecto a otros para absorber las vibraciones:

MATERIAL	Impedancia acústica específica (ρc) en gr/cm^2 (Ω acústicos)
Hierro forjado	400×10^4
Acero	391×10^4
Hierro fundido	270×10^4
Cinc	240×10^4
Granito	162×10^4
Plomo	150×10^4
Vidrio	140×10^4
Hormigón	$100\text{-}81 \times 10^4$
Marmol	99×10^4
Madera(cedro)	20×10^4
Agua	14×10^4
Corcho-caucho	$1,2 \times 10^4$
Caucho 70 °ShA	$2,87 \times 10^4$
Corcho-caucho	$1,2 \times 10^4$
Caucho 60 °ShA	$1,18 \times 10^4$
Caucho 50 °ShA	$0,71 \times 10^4$
Caucho 40 °ShA	$0,53 \times 10^4$
Caucho 30 °ShA	$0,35 \times 10^4$

Tabla 16. – Impedancia acústica específica de diferentes materiales.

5.1.8 Eficacia del aislamiento anti vibratorio

Para poder comprobar la eficiencia de nuestro aislamiento anti vibratorio deberemos comprobar como de buena es la atenuación de la vibración que nos ofrece, para ello vamos a suponer un sistema que pasa de esta de un estado en reposo a un movimiento periódico debido a la aplicación de una fuerza determinada en una única dirección:

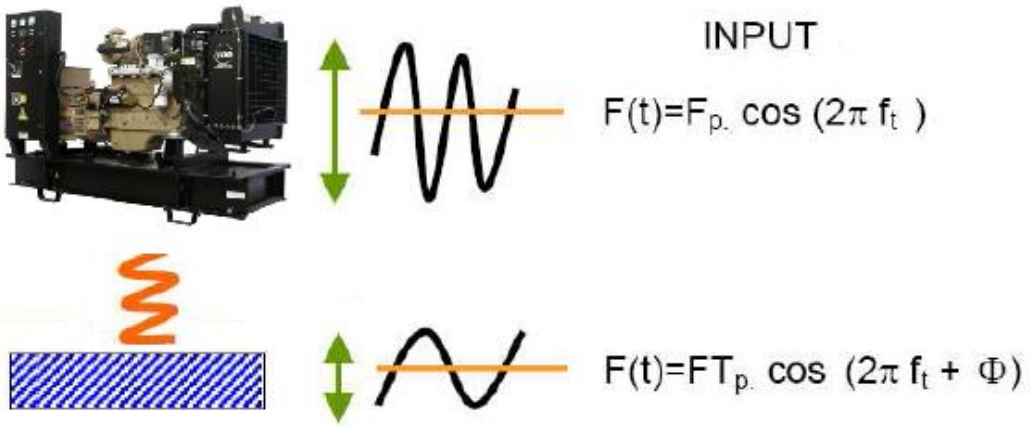
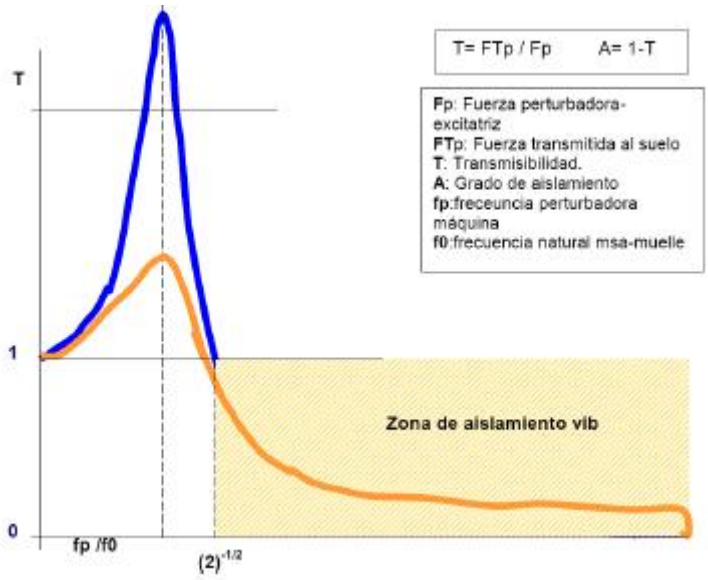


Figura 33. – Esquema del montaje elástico de una máquina.

La consecuencia más inmediata es que oscilará libremente a una frecuencia propia denominada frecuencia natural, que dependerá únicamente de su masa y de la rigidez del montaje anti vibratorio. Este movimiento oscilatorio comenzará a disminuir por efectos de disipación hasta que se pare, debido a que la amortiguación interna ha convertido toda la energía mecánica en calor. Cuando los mecanismos internos de la máquina funcionen generarán una fuerza que obligue al sistema a vibrar forzadamente a una frecuencia denominada frecuencia perturbadora, es decir, se le obliga a vibrar a una frecuencia diferente a la suya propia.

Para poder comprobar el rendimiento del aislamiento anti vibratorio se procederá a realizar un cálculo mediante una función de transferencia que relacionará la señal de salida (output) con la señal de entrada (input).



Gráfica 19. – Representación gráfica de un sistema anti vibratorio.

Con esta representación gráfica podemos definir la transmisibilidad (T), como la capacidad que posee un sistema mecánico para facilitar el paso de vibración a la estructura y dependerá de su modulación (relación cuadrática entre la frecuencia perturbadora y la frecuencia natural). Cuando la modulación se iguale a la unidad, el sistema estará en una situación poco deseable, pues entraría en resonancia, siendo la amplitud del sistema muy elevada. A medida que vaya aumentando el valor de la modulación aumente, la transmisibilidad disminuirá, es decir, el sistema dejara cada vez menos energía vibratoria a la estructura de apoyo, haciendo al montaje anti vibratorio cada vez más efectivo.

5.1.9 Soporte anti vibratorio y montaje

El soporte anti vibratorio es la componente principal del montaje anti vibratorio, y se caracteriza por tener dos funciones principales:

- La función de aislante
- La función amortiguadora

La función de aislante o aislar, consiste en oponer resistencia a la propagación del movimiento oscilatorio producido por la fuerza de naturaleza periódica generada por la máquina.

La función amortiguadora, consiste en la transformación de la energía vibratoria incidente en calor, debido a la acción de las fuerzas de disipación intrínsecas en los anti vibradores.

Los anti vibradores que se basan en aislar un 99% y apenas amortiguan (disipan), se les denomina aisladores, como es el caso de los anti vibradores metálicos de muelles, por el contrario, los amortiguadores se caracterizan por que su función disipadora puede ser de más del 90%.

5.1.10 Tipos de soportes anti vibratorios o aisladores de la vibración

Los anti vibradores o aisladores de vibración están presentes en el mercado en multitud de formas, tamaños, características y distintos tipos de materiales flexibles. El número de fabricantes de aisladores de elastómero es muy superior al de aisladores de plástico, metal, neumáticos o de otros materiales.

Las propiedades de un aislador dependen del material empleado en su fabricación, su configuración, de su proceso de fabricación y del material estructural utilizado en el interior del cuerpo del aislador.

En este apartado del capítulo vamos a exponer diferentes tipos de aisladores que se encuentran en el mercado:

- Aisladores tipo cuenco no anclado: tiene un diseño compacto de perfil bajo, rendimiento en todos los modos. Puede utilizarse en tracción, compresión o cortadura manteniendo su rendimiento. Tiene un diseño seguro en todas direcciones, una frecuencia natural inferior a 12 Hz y una relación entre la rigidez dinámica radial y axial de aproximadamente a la unidad. Sus aplicaciones típicas dentro del ámbito naval son: unidades de refrigeración,

aire acondicionado, motores auxiliares, generadores, ventiladores, bombas, plantas eléctricas, equipamiento hidráulico y neumático e instalaciones que esperan cargas transitorias (impactos)

Figura 34. – Aislador tipo cuenco no anclado.

- Aislador semiesférico: tiene una construcción anclada, características no lineales de deflexión de la carga, excelente capacidad de almacenamiento de energía, alta capacidad de deflexión, buen aislador de impactos y de vibraciones. Su frecuencia natural es inferior a 12 Hz y una relación entre la rigidez radial y axial aproximadamente a la unidad. Sus aplicaciones típicas dentro del ámbito naval son: componentes electrónicos, ventiladores, generadores portátiles de aire acondicionado, centrifugadoras, equipamiento de comunicación, ordenadores y aplicaciones donde requiere un gran almacenamiento de energía.

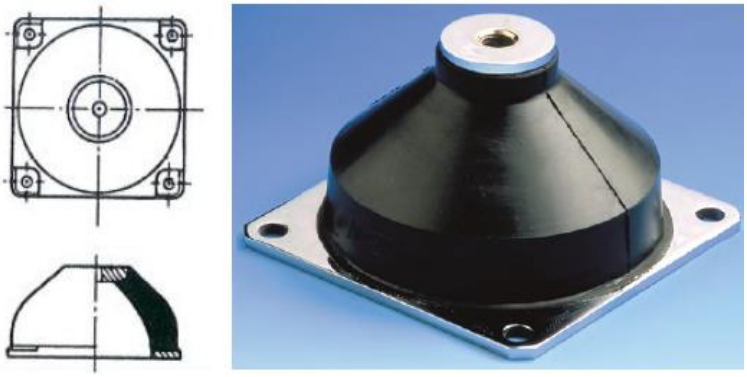


Figura 35. – Aislador semiesférico.

- Aislador de compresión de uso general: tiene un diseño seguro contra los fallos, amortiguamiento en todas las direcciones, una frecuencia natural inferior a 8 Hz y una relación de rigidez radial y axial aproximadamente de 0,3. Sus aplicaciones típicas dentro del ámbito naval son: máquinas de combustión interna, transmisiones, bombas, motores, generadores, compresores, instalaciones en las que se esperan cargas transitorias (impactos) en la dirección axial.

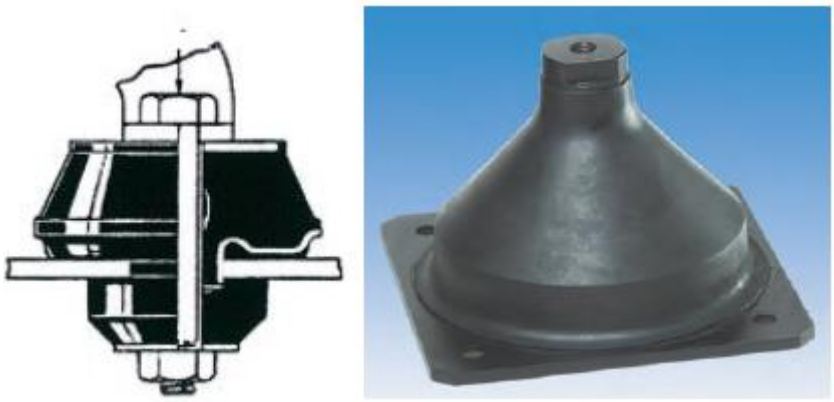


Figura 36. – Aislador de compresión de uso general.

- Aislador anclado de uso general: tiene un diseño compacto de perfil bajo, puede suministrarse seguro contra fallos con una arandela especial, su frecuencia natural es inferior a 7 Hz y su relación radial y axial es igual a la unidad. Sus aplicaciones en el ámbito naval son: máquinas de combustión interna, compresores, bombas, prensas pequeñas, ventiladores, fuelles, máquinas, herramientas, laminadoras, instalación que no esperan cargas altas transitorias (impactos), salvo que se incluyan arandelas de amortiguamiento.

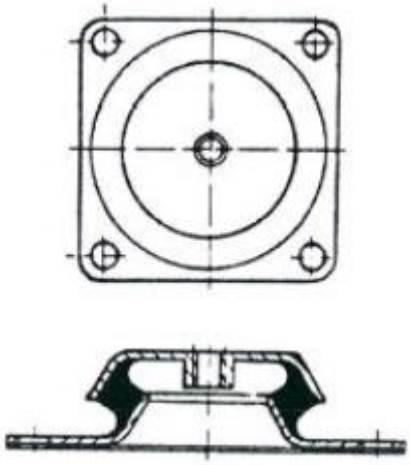


Figura 37. – Aislador anclado de uso general.

- Aislador completamente anclado de uso general: tiene un tamaño compacto, diseño seguro contra fallos, amortiguamiento en todas las direcciones e igual rigidez radial y axial. Sus aplicaciones en el ámbito naval son: máquinas de combustión interna, transmisiones, acondicionadores de aire, bombas, radiadores, generadores, motores, compresores e instalaciones que esperan cargas transitorias (impactos).

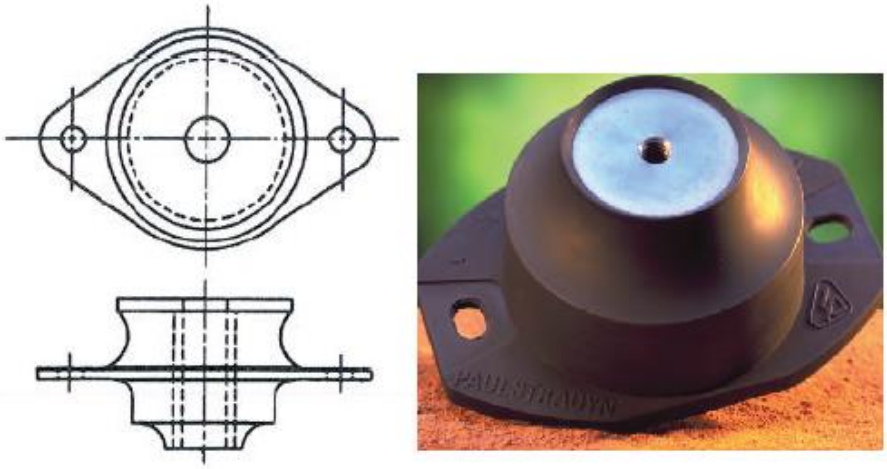


Figura 38. – Aislador completamente anclado de uso general.

- Aislador semianclado de uso general: apto para todas las solicitudes, tiene un diseño seguro contra fallos, con una frecuencia natural inferior a 10 Hz y una relación entre la rigidez radial y axial aproximadamente igual a la unidad. Sus aplicaciones en el ámbito naval son: motores de combustión interna, transmisiones, acondicionadores de aire, bombas, radiadores, generadores, motores, compresores e instalaciones donde se esperan cargas transitorias altas (impactos).

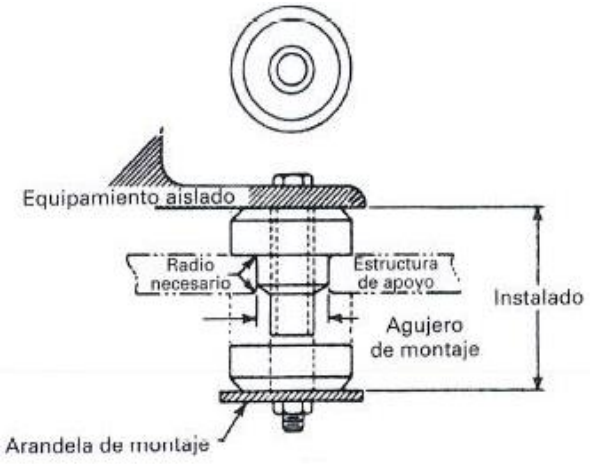


Figura 39. – Aislador semianclado de uso general.

- Aislador de elastómero tipo sándwich: tiene una construcción compacta de tres piezas, un diseño seguro contra fallos, una frecuencia natural inferior a 13 Hz y una relación entre la rigidez axial y radial desde 4:1 hasta 7:1. Aislador ideal para sistemas centrados. Sus aplicaciones en el ámbito naval son: motores de combustión interna, transmisiones,

bombas, radiadores, generadores, motores e instalaciones donde se esperan cargas transitorias altas (impactos).

Figura 40. – Aislador de elastómero tipo sándwich.

- Aislador de elastómero con forma de placa: su construcción es compacto, tiene un diseño seguro contra fallos, rendimiento en todas las solicitudes, puede utilizarse en tracción, compresión o cortadura con igual rendimiento, su instalación es sencillas, arandelas de amortiguamiento incluidas, su frecuencia natural es inferior a 15 Hz y su relación entre la rigidez radial y axial varía desde 1:1 para unidades de baja frecuencia hasta 2:1 para unidades normalizadas. Sus aplicaciones dentro del ámbito naval son: componentes electrónicos y ordenadores, ventiladores, bombas, unidades de refrigeración e instalaciones que esperan cargas transitorias altas (impactos).

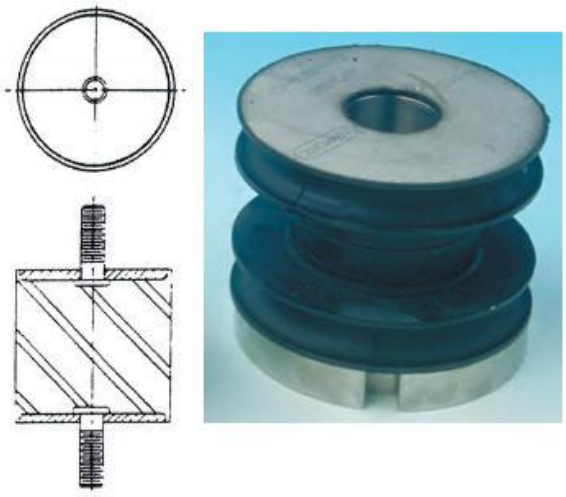


Figura 41. – Aislador de elastómero con forma de placa.

- Aislador de elastómero para maquinaria: tiene un perfil bajo, diseño compacto, conexión con tornillo nivelador, no requiere de una base especial ni aislar térmicamente la máquina

de la base, su frecuencia natural es inferior a 12 Hz. Sus aplicaciones en el ámbito naval serían para la instalación de maquinaria para la realización de una determinada explotación en concreto dentro del buque.

Figura 42. – Aislador de elastómero para maquinaria.

- Aislador de malla metálica: tiene un diseño a prueba de fallos, una alta capacidad de sobrecarga puede soportar cargas de impacto, tiene una frecuencia natural inferior a 14 Hz y un rango amplio de temperatura de funcionamiento de – 90ºC a + 190ºC. Sus aplicaciones en el ámbito naval son: motores móviles, generadores, bombas, compresores, aplicaciones pesadas con fuertes cargas transitorias (impactos).

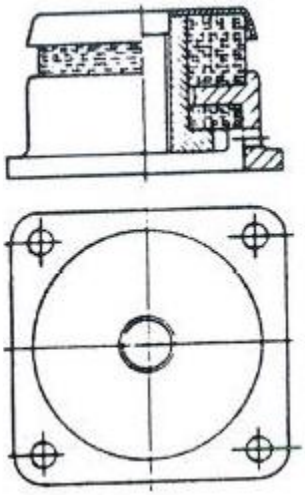


Figura 43. – Aislador de malla metálica.

- Aislador de cable: tiene una construcción compacta, diseño a prueba de fallos, una transmisibilidad de resonancia aproximadamente de 3:1 a entradas dinámicas altas, su frecuencia natural es inferior a 8 Hz, protección contra impactos en todas direcciones y un amplio rango de temperatura de funcionamiento que van desde los – 73ºC a los 260ºC.

Sus aplicaciones en el ámbito naval son: comunicaciones, instrumentación, contenedores de embarque, condiciones ambientales severas e instalaciones donde se esperen cargas transitorias (impactos).

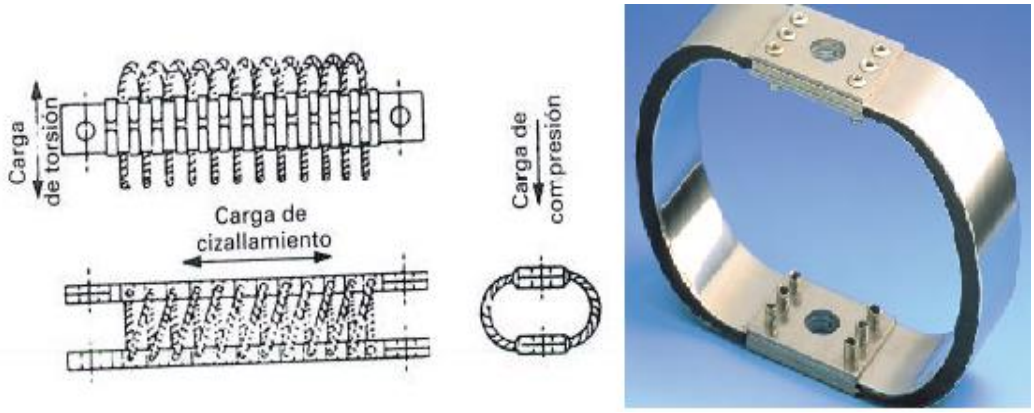


Figura 44. – Aislador de cable.

- Aislador de maquinaria de muelle de metal con amortiguamiento por rozamiento: tiene amortiguamiento de fricción ajustable, su frecuencia natural es inferior a 2,5 Hz y una conexión de tornillo nivelada. Sus aplicaciones en el ámbito naval son: bombas, fuelles, compresores, generadores auxiliares de potencia, cortadores de metal e instalaciones estacionarias.

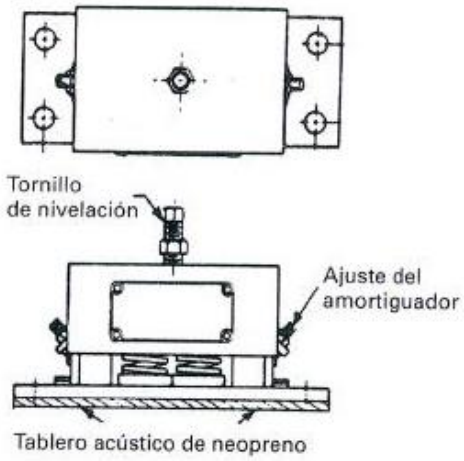


Figura 45. – Aislador de maquinaria de muelle de metal con amortiguamiento por rozamiento.

- Aislador de muelle de metal: tiene un bajo coste, una frecuencia natural inferior a 2,5 Hz y una conexión de tornillo de nivelación. Sus aplicaciones en el ámbito naval son: bombas, ventiladores, compresores, generadores auxiliares de potencia e instalaciones estacionaras que operan próxima a una velocidad constate.

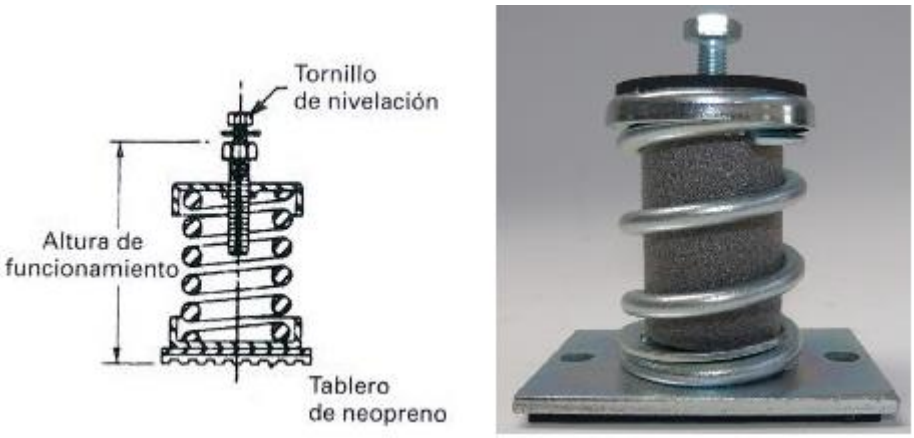


Figura 46. – Aislador de muelle de metal.

En este apartado se recoge una pequeña parte de todos los tipos de aisladores y su aplicación en el ámbito naval y maquinaria asociada a este ámbito, pues existen muchos tipos y una gran variedad de estos, que nos hace imposible recogerlos a todos. Se han mostrado los más relevantes dentro del ámbito naval.

Cada tipo de aislador satisface un rango distinto de cargas, tamaño, estabilidad, amortiguamiento y eficacia de aislamiento.

5.1.11 Otros tipos de tipos de soportes anti vibratorios

Existen muchos tipos y variaciones de aislantes anti vibratorios además de los aislantes de elastómero, metal y plástico:

- Muelles de aire: formados por un cilindro o saco lleno de aire presurizado que actúa como muelle, siendo muy utilizados en los amortiguadores de motos.
- Tacos de fibra de vidrio preformados: son tacos de fibra de vidrio comprimida y envueltos en neopreno. El aire queda atrapado dentro de la fibra, proporcionando un grado de amortiguación bueno.
- Rellenos elásticos como corchos, fieltros, panales de fibra minera, amortiguadores de masilla, etc.
- Absorbedores dinámicos: se caracterizan por tener una masa interna con una frecuencia de excitación próxima a la de trabajo de la máquina, provocando la entrada en resonancia de dicha masa y disipando la energía en el interior del amortiguador.

5.1.11.1 Bancadas y suelos flotantes

Las bancadas y los suelos flotantes se pueden considerar como otro elemento más del aislamiento anti vibratorio, pues aportan propiedades extra, es decir, le dan un plus de efectividad al aislamiento anti vibratorio. Entre sus beneficios cabe destacar:

- Bajan el centro de gravedad y aumentan la estabilidad, están diseñados para equipos con momentos de inercia elevados, y en equipos que generan amplitudes importantes en el arranque o parada.
- Disminuyen la amplitud de la vibración debido a lo anteriormente mencionado.
- Reducen los efectos de fuerzas externas originadas por las vibraciones procedentes de la estructura de apoyo (vibraciones pasivas).

Cabe destacar que las bancadas no aíslan, si no que ayudan a aislar, pues proporcionan un lastre adicional al conjunto del montaje anti vibratorio al reducir los fenómenos de amplitud.

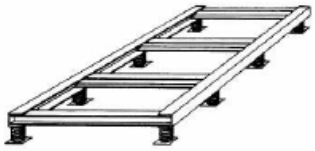


Figura 47. – Bancada anti vibratoria.

La configuración más utilizada cuando las bancadas son flotantes es el PADS de caucho, formadas por dos bandas de caucho dentadas que se enfrentan y encajas entre sus dientes de forma consistente.

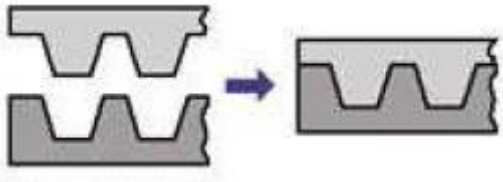


Figura 48. – PADS de caucho.

5.1.12 Distintos sistemas de montajes anti vibratorios

Existen diferentes configuraciones para realizar un montaje anti vibratorio, siendo las más destacables:

- Montaje directo: se suele utilizar para pequeños equipos, compactos y de poco peso.

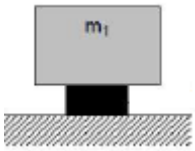


Figura 49. – Montaje directo.

- Montaje con bancada: se caracteriza por añadir un lastre inercial de hormigón o perfiles estructurales de acero. Es de mucha utilidad para equipos formados por componentes o módulo diferenciados de montaje. También se utiliza en equipos que, debido a sus necesidades de linealidad en la transmisión del eje, precisan de la mayor estabilidad posible.

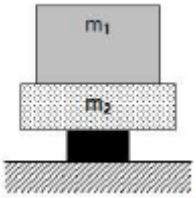


Figura 50. – Montaje con bancada.

- Montaje mixto: se utilizar para grandes equipos que pesen más de 1000 kg de carga puntual. Este tipo de montaje es de dos grados de libertad, por lo tanto, da dos frecuencias naturales, su rendimiento es mejor que los anteriormente mencionados. La condición que se ha de cumplir en este tipo de montaje anti vibratorio es que la relación de las frecuencias naturales entre los dos montajes anti vibratorios intercalados ha de ser de 1 a 3 veces para imposibilitar los fenómenos de resonancia. En la mayoría de los casos la primera capa (entre la máquina y la bancada) está constituida por aisladores metálicos de mulles y la segunda capa (entre el lastre inercial y la base o estructura de apoyo) está formada mediante alfombrillas anti vibratorias de caucho (PADS).

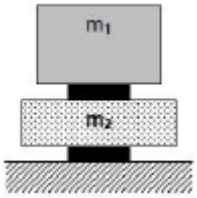


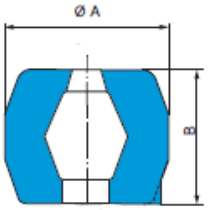
Figura 51. – Montaje mixto.

5.1.13 Selección adecuada del aislamiento anti vibratorio

Para una correcta selección del aislador, en imprescindible establecer la deflexión y calcular el peso del equipo que actúa sobre el mismo. Con estos datos podemos entrar a las tablas que proporciona el fabricante y elegir el tipo de soporte o aislamiento anti vibratorio que, bajo ese peso, tenga una deflexión igual o superior a la requerida.

En la mayoría de los casos los apoyos de la maquina son siempre diferentes e incluso sucede que algunos apoyos guarden una relación del doble respecto a otros. En el caso de un soporte anti vibratorio deberá seleccionarse en función de las cargas puntuales de cada apoyo, dato que deberá facilitar el fabricante o distribuidor del equipo, en el caso contrario deberemos de hacer el trabajo sucio nosotros y calcular la distribución de cada apoyo.

Debemos elegir el modelo adecuado de anti vibrador de forma que las deflexiones producidas a diferentes cargas han de ser iguales en todos los apoyos para conseguir una misma frecuencia natural en todos los apoyos. Esta es la condición que garantiza que el grado de aislamiento obtenido se corresponde con el esperado.



Gama de utilización (daN)	Flecha bajo carga máx. mm	Ø A mm bajo carga nominal	Altura B (mm)
5-15	5	40	25
10-40	11	50	55
20-80	14	63	70
15-60	10	80	40
25-100	15	105	70
35-150	18	124	90
100-400	20	136	90
100-390	23	134	110
150-600	24	175	120

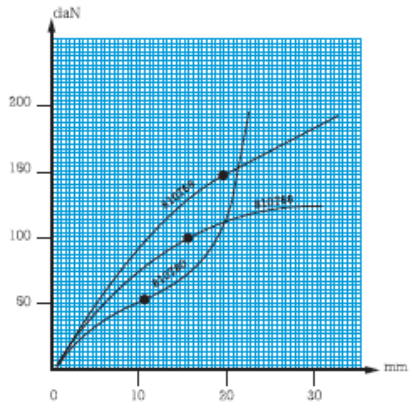


Figura 52. – Figura, esquema, tabla y curvas carga/flecha en compresión axial.

La deflexión media obtenida entre todos los apoyos no debe sobrepasar el rango de $\pm 5\ mm$, siendo lo óptimo una deflexión media de $\pm 2\ mm$. Ha de ser siempre igual o superior a la deflexión marcada en la norma en función del equipo a aislar y del tipo de estructura de apoyo.

Para profundizar y optimizar en una elección lo más aproximada posible, necesitaremos obtener una serie de parámetros para poder realizar una correcta selección:

- Determinar la frecuencia mínima de la fuerza vibratoria
- Escoger un valor de la frecuencia natural que satisfaga el factor de transmisión que se desea conseguir (generalmente del 5% al 10% en zonas críticas y del 15% en zonas no críticas)
- Se determina la deflexión estática que han de tener los anti vibradores cuando están bajo la influencia de una carga
- Se elige el número de soportes anti vibratorios y la carga estática soporta cada uno
- Se selecciona el modelo de soporte sobre la base de datos del fabricante

5.1.14 Comprobación de la instalación de aislamiento

Son dos las causas básicas del rendimiento insatisfactorio de un sistema de aislamiento: se ha seleccionado el aislador inadecuadamente o no se ha tenido en cuenta algún parámetro importante del sistema y el aislador no ha sido instalado correctamente. Los siguientes criterios pueden ayudar a evitar problemas que, en caso contrario, producirían un mal rendimiento.

1) No se debe sobrecargar el aislador.

- Si se ha empleado un muelle en espiral, las espirales adyacentes no deben entrar en contacto, ni estar muy próximas. Ha de existir un espacio adecuado entre espirales para la carga estática normal, sin posibilidad de tocar la base bajo carga máxima, ni superar el límite de fluencia del muelle.
- Si se ha utilizado un aislador de elastómero de compresión, no debe haber evidencia de deformación excesiva. Como criterio general, la tensión de compresión con carga estática no debe superar un valor de 0,15. La sobrecarga puede acortar la vida del aislador y afecta a su rendimiento. Dado que un elemento de elastómero cargado en compresión posee una rigidez no lineal, la sobrecarga provoca que la constante dinámica efectiva del soporte será más alta de lo deseado. Esto eleva la frecuencia natural del sistema y reduce la eficacia del aislamiento.
- Si se utiliza un aislador elastómero a cortadura, la relación de tensión estática a cortadura no debe superar un valor de 0,30. La unidad suspendida no debe tocar el suelo bajo condiciones de impacto.

2) Los aisladores y el equipamiento aislado han de poder moverse libremente bajo excitación de impacto y vibración.

- Ninguna parte del sistema de aislamiento ha de estar anulada por una conexión directa en lugar de tener un apoyo flexible.
- Hay que instalar conductos flexibles, donde sea preciso, en máquinas vibratorias. Los conductos y tuberías no deben anular o limitar el funcionamiento del sistema de aislamiento.

- El equipo que vibra no debe entrar en contacto con el equipamiento adyacente o con los elementos estructurales. Hay que dejar espacio para evitar el contacto.
- No debe haber contactos de metal a metal entre los componentes móviles desconectados dentro del aislador. El uso de un elemento de elastómero puede resultar beneficioso en este caso, si no puede dejar el espacio adecuado.
- Si se ha instalado un tablero de elastómero debajo de la máquina, el tablero flexible no debe anularse al atornillar fuertemente la máquina a su base.
- Si se utilizan varillas para limitar el desplazamiento, las tuercas de seguridad han de aflojarse para permitir que el muelle funcione como se desea.
- Si el aislador tiene un tornillo de ajuste, éste no debe tocar ningún objeto sólido que impida que el aislador se mueva libremente.

3) Los aisladores deben estar colocados adecuadamente. Hay que seguir exactamente la especificación con respecto a la orientación de los aisladores.
- La carga sobre el aislador debe estar a lo largo del eje designado para soportarla. No se debe distorsionar el aislador.

4) Si se utiliza un montaje de elastómero, hay que dejar espacio para que ningún objeto sólido corte el elastómero.

- No debe existir separación del nexo entre las partes de elastómero y de metal en el aislador.
- Los cortes y desgarros en la superficie del elastómero pueden propagarse durante el funcionamiento y destruir el elemento elástico.
- La deflexión estática de todos los aisladores debe ser aproximadamente igual. No debe existir una distribución inadecuada del peso.
- La inclinación excesiva del equipamiento montado puede afectar a su rendimiento.
- Por razones económicas y sencillez de instalación, es deseable utilizar el mismo aislador en todos los puntos del sistema.
- No suele haber problemas si los distintos aisladores poseen deflexiones estáticas ligeramente distintas. Sin embargo, si uno o varios aisladores exhiben una deflexión excesiva, serán precisas medidas correctoras.
- Si la distancia entre los aisladores se ha determinado inadecuadamente, puede bastar una corrección de las distancias para igualar la carga. Si esto no puede llevarse a cabo, puede usarse un aislador que tenga una rigidez más alta en los puntos que soportan la carga estática más alta. Con ello, la deflexión tenderá a igualarse.

5.2 Aislamiento acústico

En esta parte del capítulo trataremos los distintos tipos aislamiento acústicos que se pueden emplear en el ámbito naval y como poder solventar o atenuar los problemas acústicos a bordo provenientes de las fuentes de ruido.

Es necesario atenuar el efecto del ruido a bordo sobre las personas, especialmente en los barcos de pasaje donde el confort juega un papel esencial en la calidad del barco. Por lo tanto, los yates de lujo y cruceros especialmente deben diseñarse con un adecuado aislamiento acústico de los camarotes y dependencias en general que requieran bajo nivel de ruido. Los barcos de defensa y oceanográficos también deben emitir bajo nivel de ruido al mar, ya que podrían afectar a los equipos sonar inutilizándolos o disminuyendo su umbral de captación de señales acústicas.

Incluso para barcos mercantes es necesario disminuir sus niveles interiores de ruido en las cámaras de máquinas para proteger a la tripulación, sobre todo a los maquinistas. Y también los ruidos emitidos al mar, ya que, en las rutas frecuentadas por cetáceos, cada vez más, se está siendo más sensible a favor del control de la contaminación acústica marina.

5.2.1 Índices del aislamiento acústico

Existen varios índices para poder representar un mismo aislamiento acústico. Los índices medidos en laboratorio se denotan usando la letra correspondiente al índice que queremos medir. Sin embargo, cuando el elemento se mide en el lugar, la influencia del resto de materiales presentes en paredes, suelo y techo tienen influencia en el resultado final de la medición. Por ello es necesario distinguir estas mediciones de las de laboratorio. Para ello, se le añade el adjetivo de "aparente" refiriéndose a que el resultado no es del material a ensayo, sino con la contribución vibracional del resto de superficies al índice medido:

- Índice D: es la diferencia entre los niveles de aislamiento o aislamiento bruto. Se define como la resta de niveles entre el recinto de emisión y el recinto de recepción cuando medimos entre los dos recintos, y se puede obtener de la siguiente expresión:

$$D = L_1 - L_2$$

Siendo: $L_1 = nivel\ de\ presión\ sonora\ en\ el\ recinto\ emisor\ en\ dB$

$L_2 = nivel\ de\ presión\ sonora\ en\ el\ recinto\ receptor\ en\ dB$

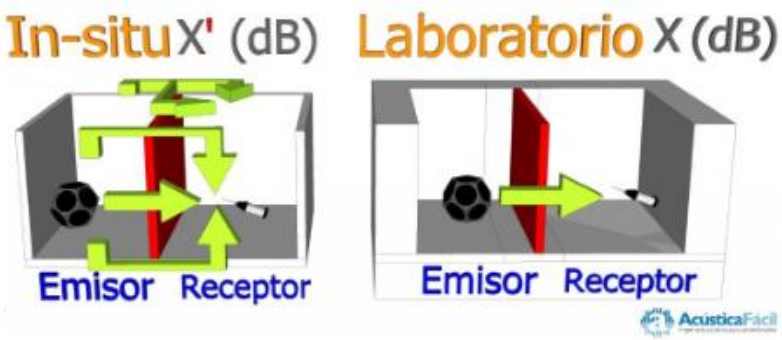


Figura 53. – Ejemplo del índice D.

- Índice R: es el índice de reducción sonoro, se usa para la caracterización de materiales en mediciones de laboratorio. Es de utilidad para los fabricantes, sirve para comparar materiales entre sí y ofrecer datos del aislamiento acústico de sus productos, y se puede obtener de la siguiente expresión:

$$R = L_1 - L_2 + 10\log\left(\frac{S}{A}\right) = D + \log\left(\frac{S}{A}\right)$$

Siendo: $S = superficie\ del\ elemento\ separador\ a\ ensayo\ en\ m^2$

$A = absorción\ del\ recinto\ receptor\ en\ m^2$

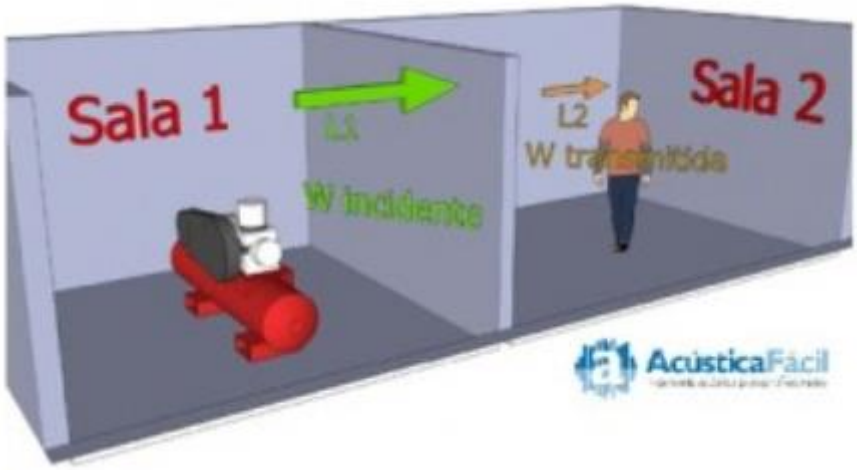


Figura 54. – Ejemplo del índice R.

- Índice DnT: es la diferencia de niveles estandarizada, este índice se usa para mediciones en el lugar, ya que es el más sencillo de realizar y medir, pudiéndose obtener con la siguiente expresión:

$$DnT = L_1 - L_2 + 10\log\left(\frac{T}{T_0}\right) = D + \log\left(\frac{T}{T_0}\right)$$

Siendo: $T = tiempo\ de\ reverberacion\ en\ el\ recinto\ receptor\ en\ segundos$

$T_0 = tiempo\ de\ reverberacion\ de\ referencia = 0.5\ segundos$

5.2.2 Balance de energía acústica sobre un material

Cualquier material que se utiliza para compartimentar un barco posee unas características acústicas determinadas, desde los elementos estructurales como los elementos decorativos, sin embargo, su comportamiento frente al ruido difiere bastante dependiendo de sus características físicas. Para conocer la eficiencia de un material u otro para una

determinada aplicación, es necesario conocer su capacidad de absorber o aislar ruido. La energía que índice sobre un mamparo o pared se divide en tres partes: reflejada, disipada y transmitida.

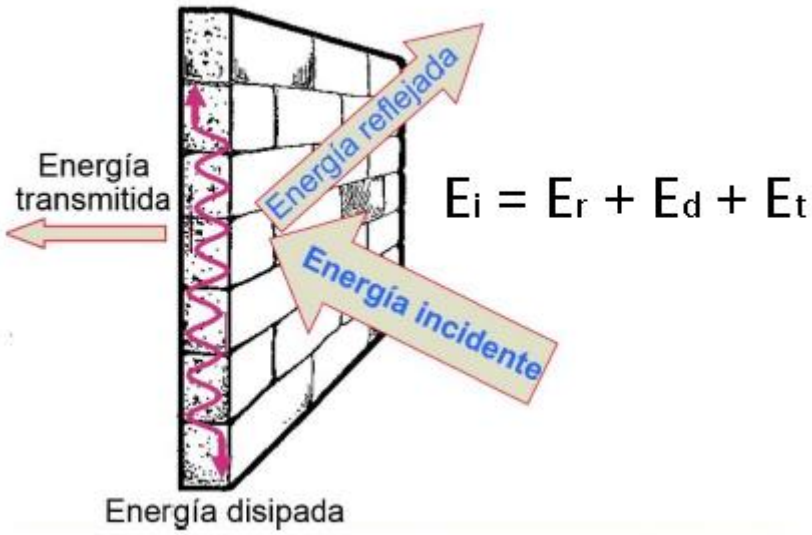


Figura 55. – Balance de energía acústica en un mamparo.

La energía acústica que llega al mamparo se conoce como energía incidente, mientras que la energía que retorna al recinto, se denomina energía reflejada. La energía disipada es aquella energía que se pierde por la fricción interna de las moléculas del material del que está fabricado el mamparo o por la atenuación de las partículas del aire que son atrapadas debido a la porosidad del material. Este tipo de comportamiento es el que hace que se clasifiquen los materiales según la funcionalidad que se les exige.

Para acondicionar un recinto y que posea buenas condiciones acústicas se requiere de poca energía reflejada, por el contrario, para evitar que el ruido llegue a un camarote o espacios de ocio se requiero de poca energía transmitida por el mamparo.

5.2.3 Materiales absorbentes y aislantes

Los materiales se pueden dividir en absorbentes y aislantes, siendo los materiales absorbentes los que se caracterizan por retener la energía reflejada sobre la superficie de un mamparo o pared, mientras que los materiales aislantes se caracterizan por no dejar que dicha energía atraviese el mamparo.

Los materiales absorbentes acústicos tienen como finalidad evitar la reflexión del sonido que incide sobre ellos, absorbiendo la mayor cantidad de energía de la onda sonora que incidente.

Los materiales absorbentes se pueden dividir en dos tipos:

- Materiales absorbentes porosos: están constituidos por un medio sólido recorrido por cavidades porosas comunicadas con el exterior del material, es decir, son materiales con una estructura poroso, donde las cavidades están interconectadas formando una red tridimensional. Es imprescindible que el material presente una porosidad abundante, que los poros estén interconectados y sea permeable al movimiento de la masa de aire. Los materiales absorbentes pueden ser rígidos o estáticos, según sea su microestructura.

Figura 56. – Material absorbente poroso, espuma acústica.

- Materiales acústicos flexibles: estos materiales están compuesto por dos capas: una primera capa compuesta por una superficie no porosa muy ligera cuya densidad superficial sea baja y una segunda capa que actúe como núcleo interior del material, compuesto por un material poroso que dota de la flexibilidad deseada.

Figura 57. – Material acústico flexible formado por dos capas.

Los materiales aislantes son los materiales cuyo objetivo es dificultar en el mayor grado posible el ingreso de las ondas acústicas en el material, protegiendo al recinto de la penetración de ruido. La forma de conseguirlo depende de la vía por la cual está llegando el ruido al panel aislante.

Figura 58. – Material aislante para mamparos.

5.2.4 Ley de masas y frecuencia de coincidencia

La ley de masas nos indica, que el aislamiento en dB es proporcional al cuadrado de la masa por unidad de superficie del mamparo o pared simple y también al cuadrado de la frecuencia. El aislamiento aumenta con la densidad superficial del mamparo y si la frecuencia del sonido es mayor.

Considerando una onda acústica que índice perpendicularmente sobre una pared simple, el aislamiento de esta puede estimarse por medio de sus propiedades mecánicas, pudiéndose calcular mediante la ley de masas para una incidencia normal el índice de reducción sonoro para un mamparo simple con la siguiente expresión:

$$R = 10 \log \left(\frac{\pi M f}{Z} \right)^2$$

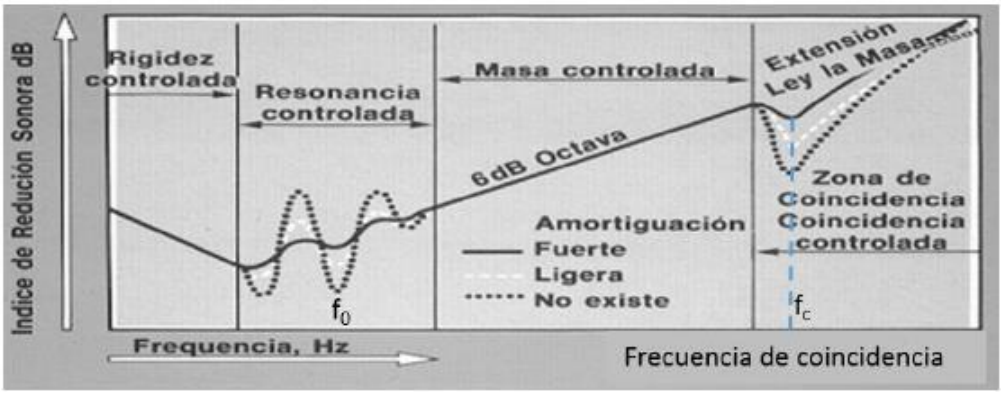
Siendo: $R = indice\ de\ reducción\ sonoro$
$M = masa\ por\ unidad\ de\ superficie$
$f = frecuencia\ de\ la\ onda\ incidente$
$Z = impedancia\ acústica\ del\ medio\ que\ rodea\ la\ pared$

Esta relación se cumple siempre que la frecuencia d la onda incidente sea mucho mayor que la de los modos propios de vibración del mamparo y la incidencia del sonido sea

perpendicular al mamparo. En condiciones normales con cierta reverberación en el recinto donde evaluamos el aislamiento habría que adaptar dicha relación teniendo en cuenta más parámetros.

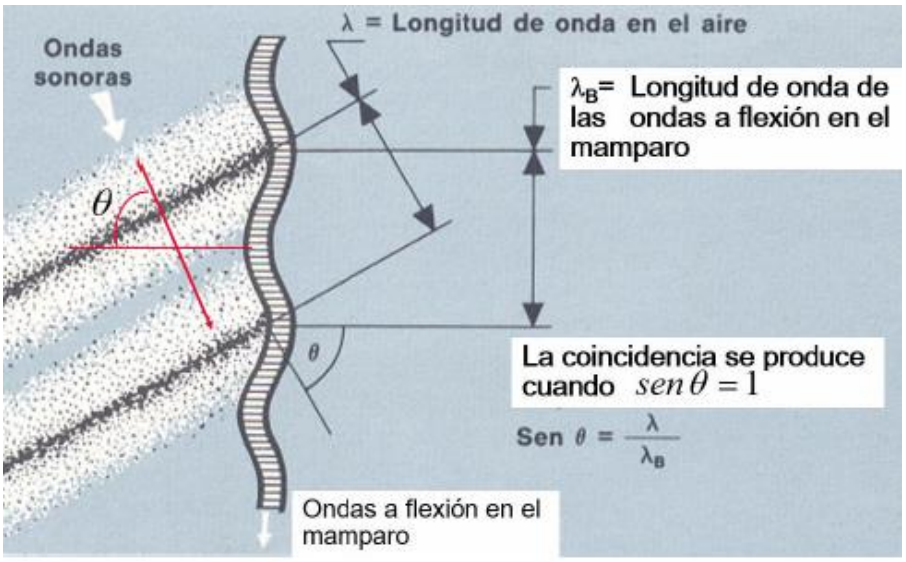
Aplicando la ley de masas para un mamparo o pared simple se pueden apreciar cuatro zonas en las que el aislamiento acústico está gobernado por diferentes factores:

- Zona de rigidez gobernada por frecuencia muy bajas
- Zona de resonancia ($f = f_0$), se produce en la zona de bajas frecuencias donde el aislamiento desciende a la frecuencia f_0, que representa la frecuencia de resonancia del primer modo vibratorio del mamparo o pared simple, siendo el asilamiento prácticamente nulo.
- Zona de masa ($f_0 < f < f_c$) esta zona es gobernada por la masa, es decir, gobernada por la ley de masas.
- Zona de extensión de masas y frecuencia de coincidencia ($f < f_c$)



Gráfica 20. – Zonas características del comportamiento de un mamparo o pared simple y su capacidad de aislamiento.

La frecuencia de coincidencia f_c , representa la perdida de aislamiento de un mamparo o pared. Esta frecuencia tiene lugar cuando coincide la longitud de onda del movimiento vibratorio a flexión del mamparo con la longitud de onda incidente.



Gráfica 21. – Esquema de la frecuencia de coincidencia.

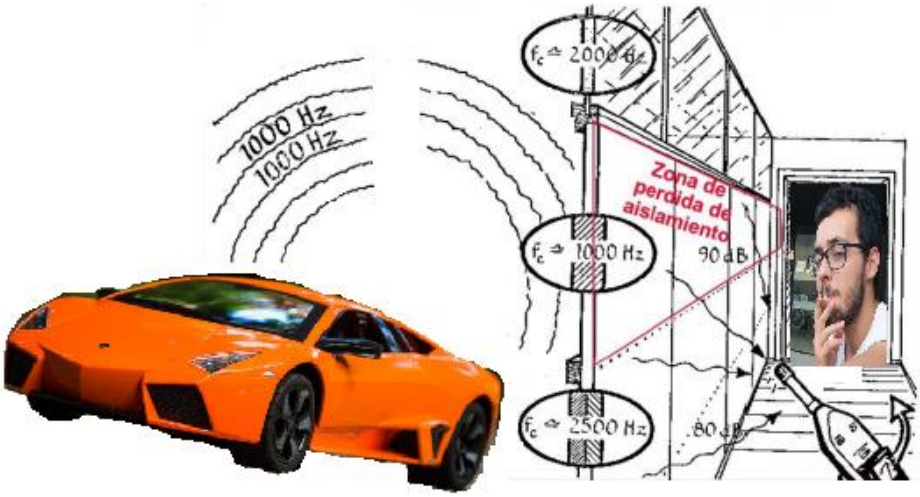


Figura 59. – Pérdida de aislamiento acústico debido a que un panel del cerramiento tiene como frecuencia de coincidencia la misma frecuencia que la fuente ruido.

5.2.5 Aislamiento de mamparos o paredes simples

Un mamparo o pared simple es aquel en el que todas sus partículas de masa sobre la misma normal no varían con su distancia entre si cuando el mamparo vibra. El mamparo simple podría estar formado por una pared homogénea o formada por varias capas de distintos materiales, mientras cumpla con la condición anteriormente mencionada se le considerar como un mamparo o pared simple.

La teoría que sigue el aislamiento de un mamparo simple es la ley de masas, dicha ley dice que conforme doblamos la frecuencia, el aislamiento acústico se va incrementando 6 dB, aunque en realidad no ocurre, ya que a una determinada frecuencia la curva del aislamiento acústico cae considerablemente. Esta frecuencia que hace que la curva del

aislamiento acústico caiga se conoce como frecuencia critica o frecuencia de coincidencia.

Generalmente se combinan materiales con distintas frecuencias de coincidencia de manera que actúen complementariamente cubriéndose de la mejor manera posible el espectro acústico, siendo habitual el uso de paredes o mamaros dobles o múltiples.

5.2.6 Aislamiento de paredes o mamparos múltiples

En el aislamiento de mamparo o paredes simple, según la ley de masas, se puede mejorar el aislamiento en 6dB siempre y cuando se duplique la masa, lo que implica que cada vez que queramos mejorar un aislamiento tendremos que multiplicar su masa. Esto es claramente inviable pues incrementaría tanto el precio como el peso muerto del buque. Una solución ante este problema es la utilización de paneles múltiples.

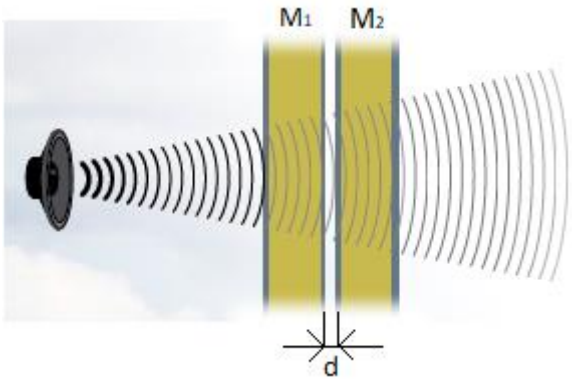


Figura 60. – Esquema de un mamparo múltiple.

En los mamparos o paredes múltiples se pueden distinguir varias zonas en función de su frecuencia:

- Zona de dominio de la frecuencia de resonancia f_0 , si en la cavidad entre los dos mamparos solo hay aire, la frecuencia de resonancia se puede calcular con la siguiente expresión:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c^2\rho}{d}\left(\frac{1}{M_1}+\frac{1}{M_2}\right)}$$

Siendo: $d = distancia\ de\ la\ cavidad\ entre\ los\ dos\ mamparos$

- Zona controlada por las resonancias de la cavidad, esta zona se caracteriza por la generación de ondas estacionarias f_n . Se dan múltiples frecuencias de resonancia en la cavidad. La distancia "d", determinará las frecuencias cuyo periodo puede generar ondas estacionarias en el interior de la cavidad. Se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$f_n = n\frac{c}{2d}$$

Siendo: $n = múltiplo\ del\ periodo\ de\ la\ onda, toma\ valores\ enteros$
$f_n = frecuencia\ de\ resoncia\ para\ distintos\ valores\ de\ n$
$d = distancia\ entre\ los\ mamparos\ en\ metros$
$f_n = velocidad\ del\ sonido$

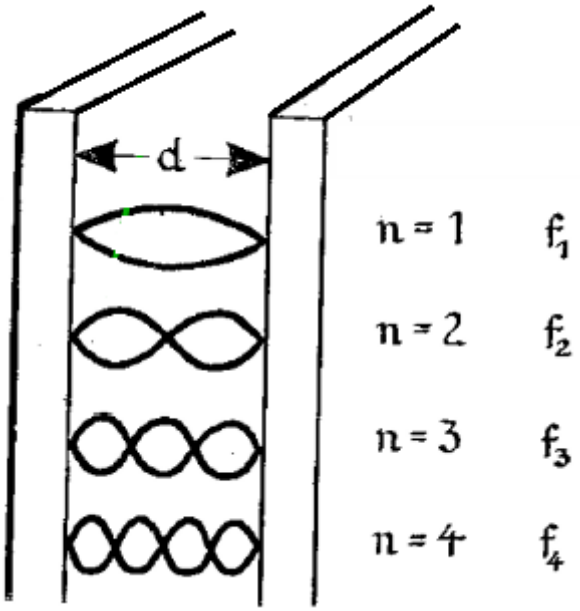


Figura 61. – Ondas estacionarias en el interior de la cavidad entre los dos mamparos.

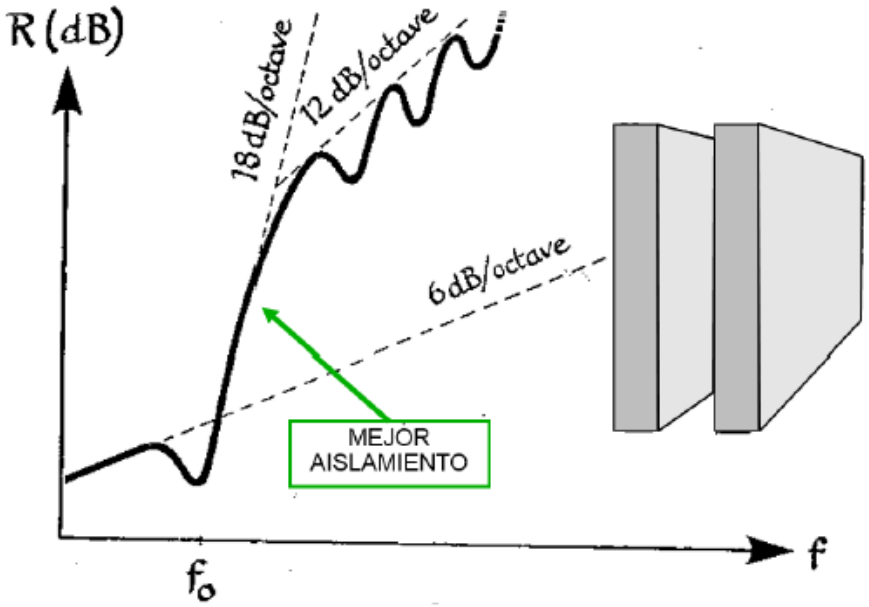
Una vez delimitadas las zonas donde se ubican las distintas resonancias que se dan en este tipo de mamparos, quedan por describir dos zonas más, es decir, las zonas del aislamiento exterior de los mamparos múltiples.

- Zona de rigidez controlada $(f < f_0)$, el panel se comporta exactamente igual que en el caso de un mamparo simple de masa igual a la suma de las masas de ambas hojas.
- Zona entre f_0 y la primera resonancia de la cavidad f_1 , esta es la zona donde realmente presenta ventajas la utilización de los mamparos múltiples, consiguiendo un incremento de 18 dB cada vez que se duplica la frecuencia. El valor del aislamiento en este rango de frecuencia puede calcularse median la siguiente expresión:

$$R = 10 \log \left[(2\pi f)^3 \frac{M_1 M_2}{2\rho c^2} \right]^2$$

Siendo: $\rho = densidad\ del\ aire$

$f_n = velocidad\ del\ sonido\ en\ el\ aire$



Gráfica 22. – Comportamiento como aislante acústico de un panel doble en función de la frecuencia.

Todos estos valores teóricos con orientativos, pues en la práctica se puede producir desviaciones o errores del resultado esperado, debido a errores de montaje del aislamiento o el estado del material de aislamiento.

5.2.7 Aislamiento del ruido aéreo y ruido estructural

El ruido aéreo se propaga por el aire del recinto hasta llegar a las paredes que lo limitan, los aislantes para atenuar el ruido aéreo tienen como objetivo ejercer un papel reflector y devolver las ondas acústicas al recinto de donde provienen, sin que exista apenas absorción. Se trata de paneles duros y pesados que reflejan el sonido sin absorberlo.

Para poder evaluar y comparar la capacidad de aislamiento del ruido aéreo de los distintos tipos de materiales que existen para dicho propósito es necesario establecer un cierto orden de relación entre ellos, y se emplea en relación con dos tipos de energía: la energía que transmite el recinto E_t , y la que incide sobre el emisor E_i , a este coeficiente se le denomina coeficiente de transmisión sonora τ . Los materiales con mayores valores de este índice de aislamiento acústico proporcionan un mayor aislamiento sonoro.

El ruido estructural es un tipo de vibración que se transmite por la propia estructura, pasando de un recinto a otro. Las características de esta forma de propagación de ruido y las formas de controlarlo difieren con las empleadas para atenuar el ruido aéreo. En ocasiones el ruido estructural puede convertirse en ruido aéreo por radiación de los mamparos del recinto.

Las fuentes que originan la aparición y propagación del ruido estructural son diversas. En general los sistemas de propulsión, las fuerzas hidrodinámicas generadas por la hélice y transmitidas al casco, creando un nivel de vibratorio generalmente de baja frecuencia, los motores de propulsión y la maquinaria auxiliar transmiten la vibración es al caso a trapes de los polines o las estructuras de apoyo o soporte. En definitiva, las vibraciones mecánicas se propagan por la estructura en forma de ondas de compresión, flexión o torsión.

Dependiendo del tipo de material, en unos las vibraciones se amortiguan rápidamente y su energía disminuye en proporción a la inmersa del cuadrado de la distancia, en cambio en otros materiales la amortiguación es muy lenta y la energía se propaga a grandes distancias de la estructura, llegando en proporción apreciable a recintos muy alejados de la fuente de vibración. Para proteger al buque de la propagación del ruido estructural se usan varios procedimientos:

- Reducir la amplitud de las vibraciones en el punto donde aparecen, en la medida de lo posible, es el procedimiento más directo.
- Los recintos donde se pretenda conseguir un nivel de ruido más bajo deben estar lo más alejado posible de las fuentes de vibración.
- Las paredes que se encuentras en el camino de conexión entre las fuentes de ruido y el recinto a aislar han de ser materiales que atenúen en gran medida la propagación de las ondas.
- Cuando la estructura está fabricada con materiales de escasa atenuación de vibraciones, las paredes deben estar recubiertas con materiales que no transmitan dichas vibraciones, o que dificulten a menos el paso de parte de la energía que se radiada como ruido aéreo al interior del recinto.

En las fuentes de ruido estructural, con el fin de conseguir un buen aislamiento, la frecuencia del sistema deber ser tan baja como sea posible. Esto se puede conseguir aumentando la masa del soporte de la máquina, aumentando el espesor de la capa elástica que se interpone entre la máquina y la estructura, y usando un material elástico que sea capaz de amortiguar las vibraciones que le llegan y que conserve sus propiedades mecánicas con el tiempo.

Los motores de propulsión y lo motores auxiliares transmiten vibraciones a la estructura del buque, estas vibraciones emiten de manera ruido directa e indirectamente al aire por vía sólida, ya que sus estructuras como en el caso del motor propulsor en un buque de pasaje o en un crucero, están unidas a la propia estructura del buque rígida y directamente, originando ruido estructural.

En el caso de los motores auxiliares o maquinaria auxiliar la interposición de elementos de suspensión entre la estructura y los motores garantiza una reducción de las vibraciones que se transmiten por vía sólida. En el cálculo de la suspensión de los motores marinos intervienen gran cantidad de parámetros para su correcto cálculo y selección.

5.2.8 Aislamiento acústico de espacios receptores

Para aislar acústicamente un determinado recinto de un buque, hay que evitar el ruido aéreo y estructura que llega a su interior alcanzando niveles excesivos. Para evitar esto el suelo, techo y paredes laterales han de construirse con la ayuda de los materiales adecuados, interponiendo en las partes en contacto con la estructura que los soporta materiales de impedancia acústica alta.

Como hemos mencionado en anteriores apartados de este capítulo sobre la colocación de mamparos múltiple, la predicción del aislamiento acústico de paneles múltiples puede discrepar mucho del valor experimental a causa de los puentes acústicos y de la formación de micro cavidades resonantes.

En paramentos formados por hojas separadas entre sí por una capa de aire, se originan resonancias cada vez que la distancia entre hojas es múltiplo de la semilongitud de onda, siendo la transmisión prácticamente total, pudiendo disminuirse los efectos colocando un material absorbente en la cámara formada por ambas hojas. Si los elementos están formados por dos hojas rígidamente unidas a un bastidor común, el proceso se complica porque el sonido se transmite por el aire y por las paredes, debiendo recurrirse a la medida directa.

Para lograr un aislamiento más alto conviene forrarlos con un material absorbente. Así con un material de absorción media de 25 mm de espesor el aislamiento aumenta en 10 dB a 125 Hz. En los buques los mamparos de separación no juegan sólo un papel pasivo como elementos absorbentes, sino que vibran ante el campo acústico aéreo del mismo modo que el elemento separador, al cual transmiten sus propias vibraciones, produciéndose así una transmisión indirecta.

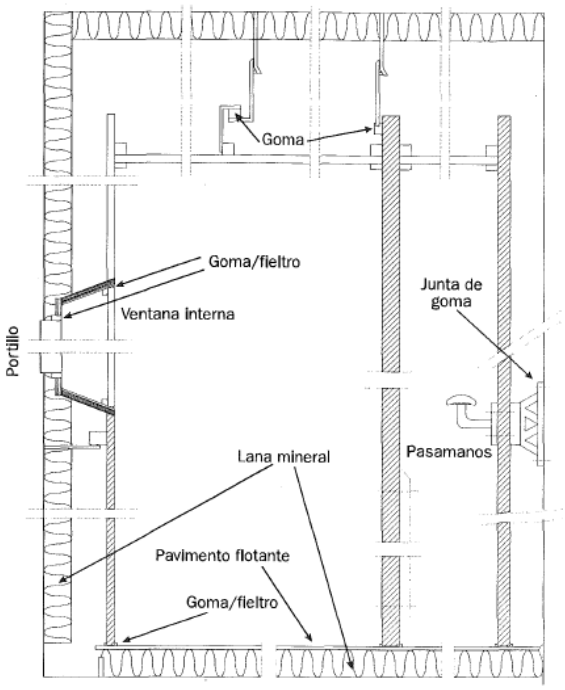


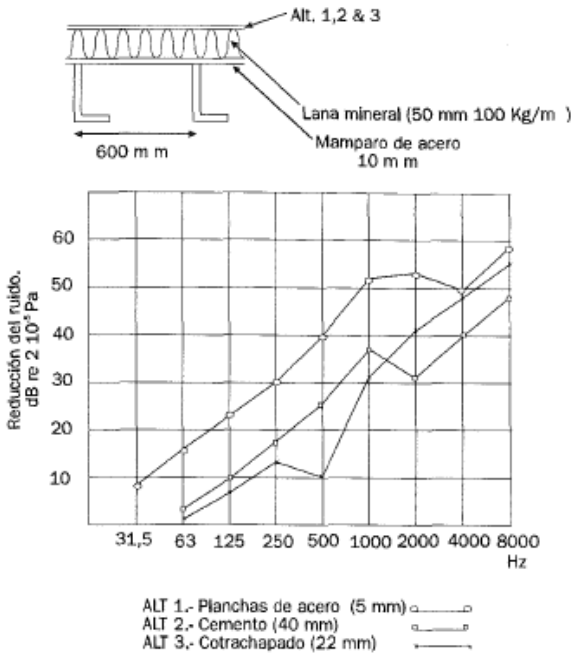
Figura 62. – Sistema de acomodación flotante con techo soportado elásticamente.

La importancia de estas transmisiones indirectas es muy difícil de establecer, pudiéndose estimar de la siguiente forma:

1) En construcciones homogéneas, es decir, cuando el elemento separador y los adyacentes son de la misma masa, las transmisiones por vía indirecta reducen el aislamiento del elemento separador en unos 5 dB.
2) En construcciones no homogéneas, cuando el elemento tiene una masa sensiblemente superior a la de los adyacentes, la reducción es netamente superior a 5 dB.

En construcciones no homogéneas, cuando el elemento separador es ligero en comparación con los adyacentes, las transmisiones por vía indirecta son despreciables ante la magnitud de la transmisión directa. Además de estar construidos los recintos con elementos que proporcionen un aislamiento acústico alto, es muy importante que, para reducir en la medida de lo posible las vibraciones y el ruido estructural, se adosen a la estructura del buque de forma conveniente.

El sistema más efectivo para ello es el que se conoce como de sistema de acomodaciones flotantes, este se caracteriza porque carece totalmente de conexiones rígidas con la estructura, llevando en el suelo una placa soportada por una capa de lana mineral. Las paredes laterales van flotantes y el techo está suspendido elásticamente. Utilizando acomodaciones flotantes el nivel de ruido se reduce hasta en más de 20 dB(A).



Gráfica 23. – Influencia del material del techo en la atenuación acústica en acomodaciones flotantes.

La atenuación sonora que se alcanza es función de la frecuencia, según de qué tipo de material sea la lámina superior: acero, cemento o contrachapado, suponiendo que la única superficie radiante es la cubierta, una lámina de acero de 5 mm de espesor proporciona una atenuación de unos 10 a 15 dB más que una capa de hormigón de 40 mm de espesor o una capa de contrachapado de 22 mm de espesor, destacando el hecho de que, a bajas frecuencias, el contrachapado es superior al hormigón, pero a altas frecuencias ocurre lo contrario, es más eficiente el hormigón. El modo de colocación del suelo flotante es menos importante que la dotación de conexiones elásticas en las paredes laterales del recinto al falso techo y a la estructura del buque. Los mejores son los sistemas autoportantes, en los que mamparos y techo se apoyan directamente en el suelo flotante, sin conexión alguna a la estructura.

El suelo consiste en una placa superior, soportada por una capa de lana mineral. Los mamparos van flotantes y su parte superior encaja en un perfil en U recubierto con un fieltro o goma. Como regla práctica se admite que a medida que se duplica la densidad de la lana disminuye en 10 dB el aislamiento a altas frecuencias. Si se dobla el espesor de la lámina aumenta en 6 dB.

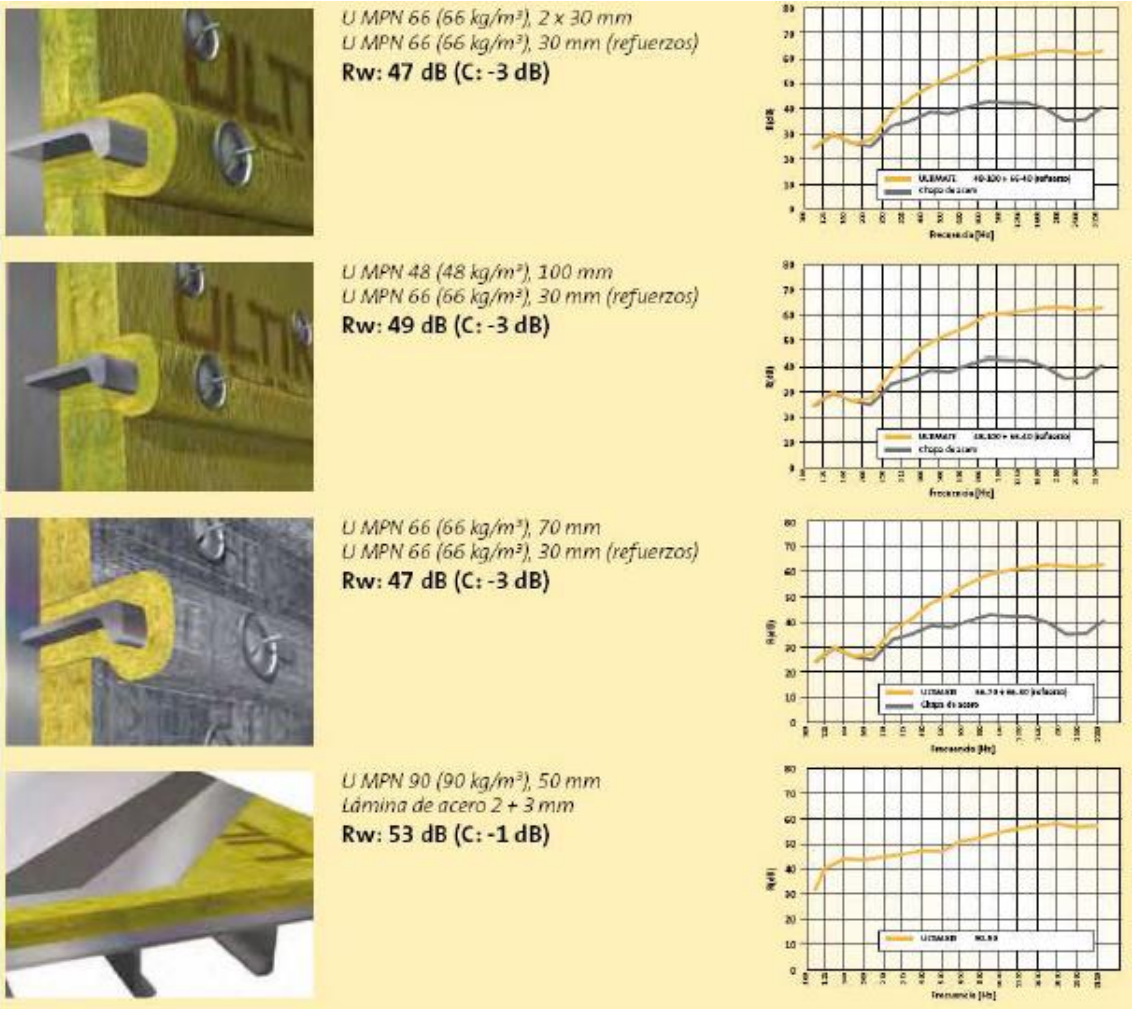


Figura 63. – Ensayo del aislamiento acústico de lana mineral en espacios receptores.

5.2.9 Índice de insonorización

Las propiedades de aislamiento contra un sonido propagado por vía aérea que deben reunir los mamparos y cubiertas dentro de los alojamientos de ajustaran se ajustaran al siguiente índice ponderado de reducción acústica (R_W) que cumpla con los requisitos de la norma ISO 717-1:1996 revisada y corregida en el año 2006. Siendo para las diferentes distancias entre unas estancias y otras los siguientes valores:

- Entre camarotes: $R_W = 35$
- Entre comedores, zonas de ocio y entrenamiento: $R_W = 45$
- Entre el pasillo y el camarote: $R_W = 30$
- Entre camarotes con la puerta de comunicación: $R_W = 30$

Para una instalación y posterior funcionamiento correcto de los materiales aislantes se deberán tomar una serie de consideraciones en cuenta:

- Se tomarán las medidas necesarias para la instalación de los materiales de aislamiento durante las construcciones de los alojamientos.

- El índice ponderado de reducción acústica aparente (R'_W) se ajustará a lo prescrito en este punto con tolerancias de hasta 3 dB.
- Las mediciones se efectuarán con respecto a los requisitos de la norma ISO 140-4:1998.
- Cuando la superficie de los materiales a medir sea inferior a 10 m^2 se considerar un valor mínimo de 10 m^2 para el cálculo de R'_W.

Capítulo 6. Medidas e Instrumentación

Dependiendo del tipo de barco que se diseñe, el aislamiento de las fuentes de ruido es fundamental. En un crucero no solamente será necesario aislar el ruido de las máquinas, además habrá que atenuar otras fuentes difícilmente cuantificables como en el caso del ruido que puedan originar los usuarios de un camarote respecto al colindante. También hay que tener en cuenta el acondicionamiento acústico mediante materiales absorbentes en aquellas zonas del crucero destinadas a espacios de ocio, como pueden ser teatros, salas de cine, comedores, etc.

Dependiendo del tipo de buque y la explotación que vaya a realizar habrá que tener en cuenta que aislamiento habrá que seleccionar y seleccionarlo de la manera óptima y correcta, teniendo en cuenta los requisitos de atenuación de ruido que se tienen que cumplir.

Dentro del campo de mediciones que podemos realizar para determinar la selección de un tipo de aislante u otro y los requisitos de atenuación que debemos de cumplir, podemos destacar una serie de medidas a realizar para obtener un resultado satisfactorio en lo anteriormente mencionado.

6.1 Tipos de medidas

6.1.1 Medida del aislamiento del ruido aéreo en el laboratorio y en el recinto

La medida del aislamiento acústico de un mamparo se puede realizar en un laboratorio o en el recinto en cuestión. En laboratorio es donde el fabricante realiza sus propias medias de diversos mamparos o soluciones constructivas para describir las características de sus productos. Las medidas se realizan exactamente igual en un laboratorio que en el recinto en cuestión, pero la diferencia radica en que en el laboratorio se tiene controlado el ruido y las reflexiones en el interior de la sala de ensayo.

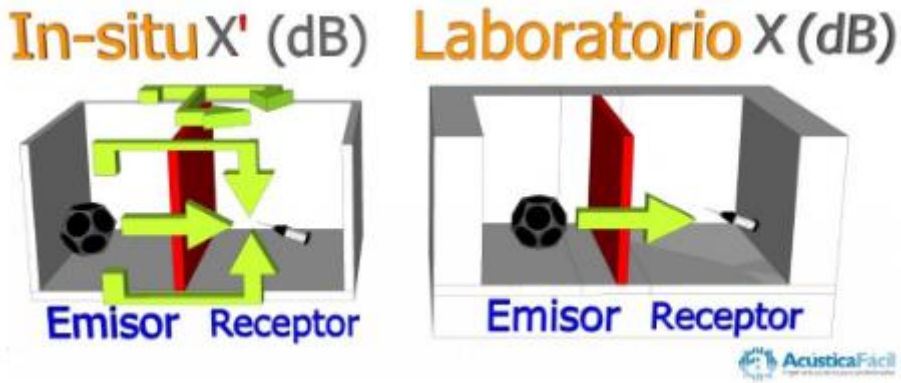


Figura 64. – Soporte de elastómero de caucho natural.

$$R = L_1 - L_2 + 10\log\left(\frac{S}{A}\right) = D + \log\left(\frac{S}{A}\right)$$

Siendo: $S = superficie\ del\ elemento\ separador\ a\ ensayo\ en\ m^2$

$A = área\ de\ absorción\ equivalente\ del\ recinto\ receptor\ en\ m^2$

$L_1 = nivel\ de\ presion\ sonora\ en\ la\ sala\ emisora\ en\ dB$

$L_2 = nivel\ de\ presion\ sonora\ en\ la\ sala\ receptora\ en\ dB$

El procedimiento se realiza de forma secuencial cuando se mide in situ, es decir, a bordo. En primer lugar, se define cual será la sala emisora y cual la receptora. A continuación, se coloca la fuente sonora en la sala emisora y se genera un ruido patrón con volumen suficiente. Se mide el nivel de ruido en la sala emisora con un sonómetro (L_1). En el siguiente paso se traslada el sonómetro a la sala receptora y con la fuente sonora funcionando se mide el nivel (L_2). La diferencia entre estos niveles se conoce como el nivel de aislamiento bruto (D). Hay que tener en cuenta que esta resta de decibelios si es lineal, ya que define la atenuación.

$$D = L_1 - L_2$$

Dado que al medir L_2 es posible que el ruido de fondo que llega a la sala receptora sea significativo, se apaga la fuente y se mide el nivel de fondo (B_2) existente en la sala receptora, restándose al nivel L_2. Esta resta no es lineal, es logarítmica.

Por último, queda corregir el error de medida que se comete al no considerar las reflexiones de la sala receptora, por ello, se mide el tiempo de reverberación (T_2) trasladando la fuente sonora a la sala receptora. Mediante la ecuación de Sabine se obtiene la absorción sonora (A).

$$A = \frac{0{,}162\ V}{T_2}$$

Siendo: $V = el\ volumen\ de\ la\ sala\ receptora\ en\ m^3$

$T_2 =\ tiempo\ de\ reverberación\ transladando\ la\ fuente\ a\ la\ sala\ receptora$

Todos los demás parámetros se sustituyen en la ecuación del índice de reducción sonora (R) y se obtiene este parámetro que caracteriza la capacidad de aislamiento de un mamparo.

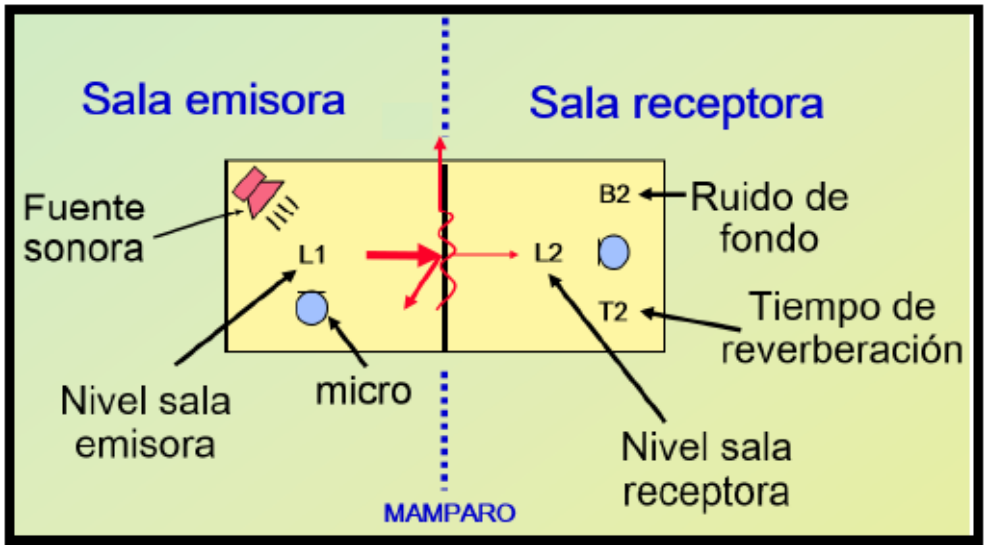


Figura 65. – Soporte de elastómero de caucho natural.

6.1.2 Medida del ruido de fondo y tiempo de reverberación

La medida del ruido de fondo es necesaria para poder corregir la medida en la sala receptora, cuando el ruido exterior afecta a la medida L_2 . Esta corrección exige una recta logarítmica, salvo que la diferencia entre el nivel B_2 y L_2 sea mayor de 15 dB, en cuyo caso no se hace corrección alguna.

El tiempo de reverberación se mide para determinar la absorción sonora (A). Teniendo en cuenta la expresión del índice de reducción sonora (R) y la ecuación de Sabine.

$$R = L_1 - L_2 + 10\log\left(\frac{S}{A}\right) = D + \log\left(\frac{S}{A}\right)$$

$$A = \frac{0{,}162\ V}{T_2}$$

Despejando, la ecuación queda:

$$R = D + \log\left(\frac{S\ T_2}{0.162\ V}\right)$$

Siendo: $V = el\ volumen\ de\ la\ sala\ receptora\ en\ m^3$

$$S = \ la\ superficie\ del\ mamparo\ en\ \ m^2$$

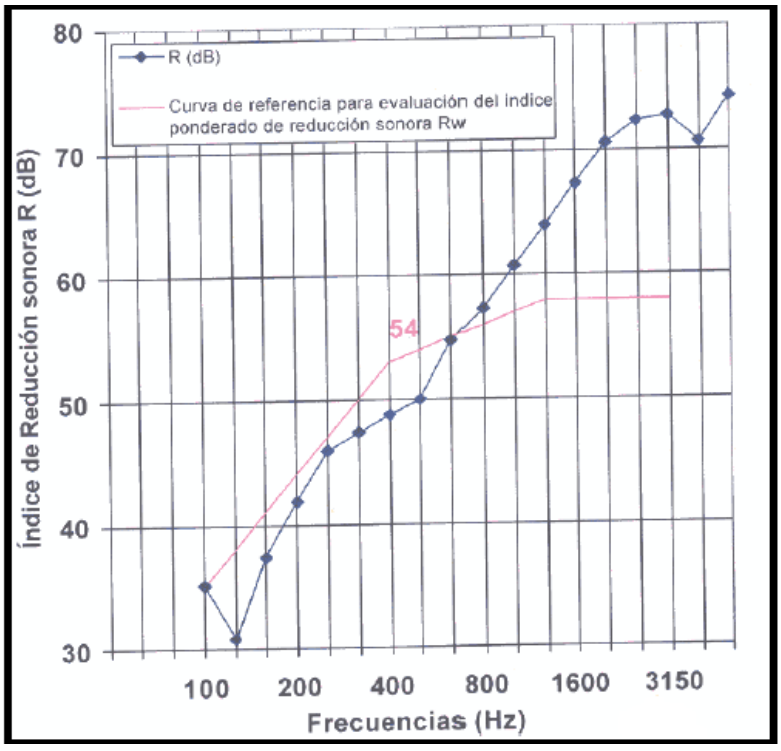
6.1.3 Indicadores de medida del aislamiento del ruido aéreo

El índice de reducción sonora (R) no es el único parámetro que define la capacidad como aislante de un mamparo o material. También se utiliza la diferencia de nivel estandarizado (DnT), que se define con la siguiente expresión:

$$DnT = L_1 - L_2 + 10\log\left(\frac{T}{T_0}\right) = D + \log\left(\frac{T}{T_0}\right)$$

Siendo: $T = tiempo\ de\ reverberacion\ en\ el\ recinto\ receptor\ en\ segundos$

$T_0 = tiempo\ de\ reverberacion\ de\ referencia = 0.5\ segundos$



Gráfica 24. – Gráfica comparando el índice de reducción sonora (R) obtenido en una medida real y el índice de reducción sonora ponderado (Rw) obtenido mediante la curva normalizada.

A baja frecuencia se produce una caída de la capacidad de aislamiento debido a la frecuencia de resonancia del mamparo y a alta frecuencia se produce otra perdida de aislamiento debido a la frecuencia de coincidencia del mamparo.

Cuando es necesario expresar el grado de aislamiento acústico de un mamparo con un solo valor se utiliza el índice de reducción sonora ponderado (Rw). La forma de obtener este valor esta especificada en la norma UNE EN ISO 717. El valor se obtiene mediante una curva de referencia que se va desplazando de decibelio en decibelio hasta que se cumplen unas determinadas condiciones. En ese instante el valor del índice de reducción sonora ponderado se corresponde con el valor de la curva normalizada a la frecuencia de 500 Hz.

6.1.4 Medida del aislamiento en cargas transitorias (ruido de impacto)

Se entiende por ruido de impacto el que se transmite por vía estructural debido a golpes o cargas sobre los paramentos horizontales y verticales. Un ejemplo obvio es el ruido generado por las pisadas entre camarotes ubicados en distintas cubiertas de un crucero.

Para determinar el aislamiento a ruido de impacto se utiliza una máquina de golpeteo estandarizada que golpea con una intensidad concreta en la sala emisora. Mientras que con un sonómetro se mide el nivel de presión sonora que llega a la sala receptora. Como medidas correctoras es necesario medir el ruido de fondo de la sala receptora y el tiempo de reverberación para determinar la absorción sonora.

Figura 66. – Máquina de impacto normalizada.

Para realizar las mediciones de ruido de impacto se sigue la metodología detallada en la norma UNE-EN ISO 140-7. Para ello hay que colocar una máquina de impactos normalizada en cuatro puntos aleatorios de la estancia donde se pueden originar estos ruidos. En las estancias donde se puede transmitir el ruido realizamos al menos seis mediciones con un micrófono homologado que recoge una serie de parámetros acústicos.

Una vez determinadas las características exactas del problema dimensionamos las soluciones acústicas correctoras para proceder a la insonorización.

Existen diferentes parámetros utilizados para realizar la medida del nivel de presión sonora, dependiendo de dónde se realicen:

- Aislamiento del ruido de impacto en el laboratorio: Nivel de presión sonora de impacto normalizado.

$$L_n = L_i + 10\log\left(\frac{A}{A_0}\right)\ dB$$

Siendo: $A_0 = área\ de\ absorcion\ de\ referencia = 10\ m^2$

$A =$ $área\ de\ absorcion\ equivalente\ (sala\ receptora)\ m^2$

$L_i = nivel\ de\ presión\ sonora\ de\ impacto\ en\ la\ sala\ receptora$

- Aislamiento del ruido de impacto in situ: Nivel de presión sonora de impacto estandarizado (protección aportada).

$$L_{nT} = L_i + 10\log\left(\frac{T}{T_0}\right)\ dB$$

Siendo: $T_0 = tiempo\ de\ reberberacion\ de\ referencia = 0.5\ s$

$T =$ $tiempo\ de\ reverberación\ en\ la\ sala\ receptora$

- Aislamiento del ruido de impacto normalizado: Nivel de presión sonora de impacto normalizado (para las propiedades de aislamiento del ruido de impacto de un elemento).

$$L'_n = L_i + 10\log\left(\frac{A}{A_0}\right)\ dB$$

6.2 Protocolo de medición

El protocolo de medición a seguir debe estar siempre de acuerdo con las instrucciones indicadas en el capítulo 2 de la Resolución A 468 (XII) de IMO, más concretamente hasta la adopción por el Comité de Seguridad Marítima en noviembre de 2012 de la Resolución MSC 337(91), y que actualmente está aún en vigor, bajo error u omisión, es el código de niveles de ruido a bordo de los barcos. Este código afecta al nivel de ruido máximo que puede haber en el interior de un barco, dependiendo de la zona del barco en cuestión. Como principales puntos de este protocolo cabe destacar:

6.2.1 Condiciones operacionales en la mar

- Las mediciones se efectuarán con el buque tanto en la condición de carga como en la de lastre. Generalmente se realizan con el buque en lastre, considerando ésta como la peor condición de medida. Si midiendo en lastre no hay problemas, se suelen aceptar las medidas, pues cuanto más calado lleve el buque, generalmente, se comporta mejor en cuanto a la aparición de ruidos y, sobre todo vibraciones, especialmente las generadas por la acción de las hélices.
- Se harán funcionar las máquinas propulsoras principales a la velocidad del eje en servicio normal prevista durante el proyecto del buque. Las hélices de paso controlable y las hélices Voith-Schneider, si las hay, se hallarán en la posición normal de navegación.
- Todas las máquinas auxiliares, los instrumentos de navegación y equipos radioeléctricos que se utilicen normalmente o que sean susceptibles de utilización en cualquier momento estarán funcionando durante todo el periodo de medición.
- En los espacios que contienen los generadores de emergencia accionados por motores diésel, las bombas contraincendios u otro equipo para casos de emergencia que en general sólo se hace funcionar en tales casos, o para la realización de pruebas, las mediciones se harán con el equipo funcionando. Sin embargo, no será necesario medir el ruido en espacios adyacentes cuando dicho equipo esté funcionando, a menos que quepa la posibilidad de que éste haya de funcionar durante otros períodos.
- El equipo de ventilación mecánica y de climatización se hallará funcionando normalmente, teniendo en cuenta que su capacidad habrá de corresponder a las condiciones previstas en la fase de proyecto.
- Las puertas y ventanas estarán cerradas en general.
- Los buques provistos de hélices laterales de proa, estabilizadores, etc., pueden estar sujetos a elevados niveles de ruido cuando ese equipo esté funcionando. Entonces las mediciones se harán en puntos situados alrededor de la maquinaria de que se trate, con ésta funcionando, y en los espacios de alojamiento y los puestos de servicio adyacentes.

6.2.2 Condiciones ambientales de la mar

- La profundidad del agua bajo la quilla y la presencia de grandes superficies reflectantes en las cercanías del buque pueden afectar a las lecturas obtenidas; por tanto, se tendrán en cuenta estos factores en el informe sobre el estudio del ruido a bordo.
- Las condiciones meteorológicas tales como las relativas al viento Y a la lluvia, además del estado de la mar, deberán ser tales que no influyan en las mediciones., se informará acerca de las condiciones reinantes.
- Se evitará que el ruido procedente de fuentes externas, como el originado por personas y por trabajos de construcción y reparación, influya en el nivel de ruido a bordo del buque en los lugares de medición. Si es necesario, las lecturas podrán corregirse en cuanto al ruido de fondo permanente, conforme al principio de la suma de energía.

6.2.3 Procedimientos de medición

- Durante la medición del nivel de ruido sólo se hallarán presentes en el espacio de que se trate los hombres de mar necesarios para las operaciones del buque y las personas que efectúen las mediciones.
- Las lecturas del nivel de la presión acústica deberán aparecer expresadas en decibelios utilizando un filtro de ponderación A dB(A) y, si es necesario, también en bandas de octava de entre 31,5 y 8000 Hz, a fin de determinar el número ISO NR tal como se prescribe en el Capítulo 4 de la Resolución A 486 (XII) de OMI.
- Se ajustará el sonómetro a la modalidad de respuesta "lenta" y se anotarán las lecturas del aparato correspondientes al decibelio más próximo. El tiempo de medición será de 5 segundos por lo menos. Si el nivel indicado por el aparato fluctúa en una gama de valores no superior a 5 dB(A) entre el máximo y el mínimo, se hará un cálculo del nivel promedio.
- Si las fluctuaciones exceden de 5 dB(A), o si el sonido es de carácter cíclico, irregular o intermitente, se utilizará un sonómetro integrador ajustado para ponderación A. La integración se efectuará durante un periodo mínimo de 30 segundos.
- Salvo indicación expresa en otro sentido, las mediciones se harán con el micrófono colocado a una altura de entre 1,2 m y 1.6 m sobre cubierta. La distancia mínima entre dos puntos de medición será de 2 m, y en los espacios grandes en que no haya máquinas las mediciones se efectuarán en puntos cuya distancia intermedia no exceda de 7 m, incluidos los caracterizados por tener niveles de ruido máximos. En las bodegas de carga de grandes dimensiones no será necesario efectuar más de tres mediciones. En ningún caso se efectuarán éstas a menos de 0,5 m de los mamparos límite del espacio.

6.2.3.1 Espacios de alojamiento

Se hará una medición en medio del espacio. Se desplazará el micrófono lentamente en sentido horizontal y/o vertical una distancia de 1 m y se anotará la media registrada. Se realizarán mediciones adicionales en otros puntos si hay diferencias considerables, es decir, de más de 10 dB(A), entre niveles acústicos dentro del alojamiento, especialmente a la altura de la cabeza de una persona sentada o echada.

6.2.3.2 Espacios de máquinas

- Se efectuarán mediciones en los puestos principales de trabajo y de mando que la gente de mar ocupa en los espacios de máquinas y en las cámaras de mando adyacentes, si las hubiere, prestando especial atención a los lugares en que haya teléfonos y a los puestos en que la comunicación hablada y las señales acústicas sean importantes.
- Normalmente no se tomarán lecturas a menos de 1 m de máquinas en funcionamiento, o de cubiertas, mamparos u otras superficies grandes, ni tampoco de conductos de admisión de aire. Cuando esto no sea posible, las mediciones se efectuarán en un punto que equidiste de las máquinas y las superficies reflectantes adyacentes.
- Las mediciones correspondientes a las máquinas que constituyen una fuente de sonido se harán a 1 m de estas. Se efectuarán mediciones a una altura de 1,2 m a 1,6 m por encima

de cubiertas, plataformas o pasillos, del modo siguiente: o A 1 m de fuentes de ruido como las indicadas a continuación, y a intervalos que no excedan de 3 m alrededor de ellas:

- Turbinas o motores principales a cada nivel.
- Engranajes principales.
- Turbo soplantes.
- Purificadores.
- Alternadores y generadores eléctricos.
- Plataforma de encendido de calderas.
- Ventiladores de tiro forzado o ventiladores extractores.
- Compresores.
- Bombas de carga (incluidos sus motores o turbinas de accionamiento).
- En puestos de control locales, como el de maniobra principal o el de maniobra de emergencia de la máquina principal, y en las cámaras de mando de máquinas.
- En todos los demás lugares que habitualmente se visitarían durante la inspección ordinaria y las operaciones corrientes de ajuste y mantenimiento.
- En puntos de todas las vías de acceso normalmente utilizadas, a menos que ya quedaran comprendidos en las posiciones antes indicadas, a intervalos que no excedan de 10 m.
- En recintos situados dentro del espacio de máquinas.

Con el fin de evitar una serie innecesariamente larga y poco práctica de mediciones y registros del ruido en el caso de máquinas grandes y de espacios de grandes dimensiones para máquinas en los que el nivel de la presión acústica medido en dB(A) a los intervalos que se han señalado no varíe considerablemente, no será necesario registrar el valor correspondiente a cada posición. No obstante, se efectuarán y se registrarán las mediciones correspondientes a posiciones representativas y a las caracterizadas por un nivel de presión acústica máximo, y en todo caso se registrarán no menos de cuatro mediciones de cada nivel.

6.2.3.3 Puestos de servicio

Se medirá el nivel del ruido en todos los puntos en que se realizan trabajos. Se efectuarán otras medidas en los espacios en que se hallen los puestos de servicio si se sospecha que hay variaciones en los niveles de ruido en las proximidades de dichos puestos de servicio.

6.2.3.4 Espacios no ocupados habitualmente

- Además de los espacios a que se hace referencia en los puntos anteriores se efectuarán mediciones en todos los puntos en los que la gente de mar pueda estar expuesta a niveles de ruido extremadamente elevados, aunque sea durante períodos relativamente cortos, y en los lugares de emplazamiento de máquinas que se utilicen sin continuidad, como los correspondientes a las bombas de descarga.

- A fin de limitar el número de mediciones y de registros, no será necesario medir los niveles del ruido en espacios, bodegas y zonas de cubierta no ocupados habitualmente ni en otros espacios muy alejados de las fuentes de ruido o en los que una investigación preliminar muestre que los niveles son claramente inferiores al límite especificado.

6.2.3.5 Orificios de admisión y escape.

Cuando se midan los niveles de ruido en los orificios de admisión y escape de motores y cerca de los sistemas de ventilación, climatización y refrigeración, el micrófono se colocará, si es posible, apartado del chorro de gases, a 1 m del borde del orificio de admisión o de escape y a un ángulo de 30° con respecto a la dirección del chorro de gases, y lo más lejos posible de las superficies reflectantes.

6.2.4 Equipo de medición

El equipo que se usa para la medición del ruido radiado en los buques es el siguiente.

- Sonómetros: Los niveles de presión acústica se medirán utilizando sonómetros integradores de precisión sujetos a lo prescrito en el presente capítulo. Tales sonómetros se fabricarán con arreglo a la norma del tipo/clase 1 de la IEC 61672-1(2002-05), según proceda, o a una norma equivalente que la Administración considere aceptable.
- Dispositivo de filtro de octava: Cuando se utilice independientemente, o en combinación con un sonómetro, según proceda, el dispositivo de filtro de octava se ajustará a lo dispuesto en la norma IEC 61260 (1995), o a una norma equivalente que la Administración considere aceptable.

Para el correcto desempeño del equipo de medición debemos de tener en cuenta una serie tareas para realizar una correcta medición

- Calibración: Los calibradores de sonido deberán satisfacer la norma IEC 60942 (2003-01) y estarán aprobados por el fabricante del sonómetro de que se trate.
- Verificación de instrumentos de medición y calibradores: Al menos cada dos años, un laboratorio nacional de normas o un laboratorio competente acreditado de conformidad con la norma ISO 17025 (2005) que verificará el calibrador y el sonómetro.
- Pantalla paravientos para el micrófono: Se utilizará una pantalla paravientos para micrófono cuando se efectúen mediciones de ruido en el exterior. En la medición de sonidos análogos esta pantalla no debería provocar una discrepancia de más de 0,5 dB(A) por comparación con las que se efectúen "sin viento".

Figura 67. – Equipo de medición de ruido formado por el sonómetro Norsonic 118 y el resto de los accesorios. Lleva integrado el filtro de octavas.

Capítulo 7. Normativa aplicable y sociedades de clasificación

El ruido estructural y aéreo producido por las distintas fuentes sonoras que se encuentran a bordo incide en los diferentes espacios en los barcos de pasaje, cada uno de los cuales tiene un límite máximo de ruido, que hay que evitar sobrepasar para conseguir el confort deseado.

Los espacios que estudiaremos, al ser lo más problemáticos en términos de ruido y vibración en los barcos de pasaje son:

- Cámara de máquinas

- Espacios destinados a la habilitación y acomodación (camarotes)

- Espacios recreativos y de ocio

Prácticamente la totalidad de las fuentes de ruido principales se encuentran en la cámara de máquinas, por lo que los máximos niveles de ruido a bordo se van a encontrar lógicamente en este espacio. Por si fuera poco, la hélice se encuentra en la zona de popa, por lo que su influencia sobre el nivel de ruido en la cámara de máquinas es directa.

En la cámara de máquinas domina fundamentalmente el ruido de tipo aéreo, en las zonas de habilitación domina el ruido de tipo estructural, aunque en cualquier espacio del buque se va a producir una combinación de los tipos de transmisión de ruido.

7.1 Tipos de normativas

Pueden distinguirse tres tipos de normativas, según el ámbito de aplicación y desarrollo:

- Normas Internacionales (ISO): son en la practica el punto de partida para valorar la severidad de las vibraciones, aunque su principal inconveniente es que presentan un carácter muy general.
- Normas Europeas (EN): Dentro del ámbito de la Unión Europea, también existen normas o directrices que se han ido constituyendo a lo largo de estos últimos años, y sirven como referencia para adecuar las normas nacionales.
- Normas Nacionales (UNE): Por ejemplo, en España la norma para evaluar la vibración es la norma UNE 20-180-86, esta norma debería de ser la más usada en este país para poder determinar la severidad de la vibración de un determinado tipo de máquina, aunque más que una norma de mandato legal se considera como una recomendación.

7.2 Normativa aplicable para el control de ruido y vibración

En cuanto a la normativa aplicable para el control del ruido y la vibración en barcos de pasaje podemos destacar que se rigen por los tres diferentes tipos de norma mencionados anteriormente, es decir, tanto por normas internacionales, europeas y nacionales.

Existen un gran abanico de normativas aplicables para el control del ruido y de la vibración, no solo en buque, si no para cualquier máquina, edificio e instalación, es decir, cualquier cosa u objeto que pueda provocar ruido o vibraciones y que esta afecte al ámbito de la vida humana, además de notas técnicas recomendadas y en particular aquí en España lo reales decretos.

A continuación, nombraremos una serie de normativas aplicables, reales decretos y notas técnicas tanto para controlar y en la medida de los posible atenuar, los fenómenos de ruido y vibración y cómo medirlos, para después dar paso a la normativa específica para buques, que trataremos en este trabajo fin de grado, y que, además, por lo general son las más aceptadas dentro del ámbito naval.

Estos son los criterios de exposición al ruido, normas más importantes y legislación aplicada y vigente en la actualidad, bajo error u omisión, aunque algunas están derogadas, han tenido una gran importancia y peso en referencia al tema de protección laboral y de diseño, respecto a la exposición y transmisión de ruido y vibraciones.

7.3 Normativa sobre la exposición, control, prevención y medición de ruido y vibraciones

Diferentes tipos de normativas internacionales ISO, aplicadas al control de ruido y vibraciones, evaluación, prevención y medición:

- Norma ISO-1999 de 1990 Acústica: Determinación de la exposición a ruido laboral y estimación de la pérdida auditiva inducida por ruido.
- Norma ISO-10844 de 2011 Acústica: Especificación para la medición de ruidos emitidos por vehículos en carretera y sus neumáticos.
- Norma ISO-12001 de 1997 Acústica: Ruido emitido por máquinas y equipos. Incluye reglas para la preparación y presentación de un código de ensayo de ruido.
- Norma ISO-10816 de 1995 Vibraciones mecánicas: Evaluación de las vibraciones de las máquinas por medio de mediciones sobre partes no giratorias.
- Norma ISO-2372 de 1974 Vibraciones mecánicas: Normas de evaluación para las vibraciones de las máquinas rotativas con velocidades comprendidas entre los 10 a 200 RPM.
- Norma ISO-3945 de 1985 Vibraciones mecánicas: Normas de evaluación para las vibraciones de las grandes máquinas rotativas con velocidades comprendidas entre los 10 a 200 rpm.
- Norma ISO-7919 de 2005 Vibraciones mecánicas: Normas de evaluación para las vibraciones de los grandes ejes rotativos. Para grandes potencias y altas rpm.

- Norma ISO-2631 de 2011 Vibraciones y choques mecánicos: Evaluación de la exposición humana a las vibraciones de cuerpo entero.

Diferentes tipos de normativas nacionales UNE, aplicadas al control de ruido y vibraciones, evaluación, prevención y medición:

- Norma UNE-EN ISO 4869-2 de 1996 Acústica: Protectores auditivos contra el ruido. Estimación de los niveles efectivos de presión sonora ponderados A cuando se utilizan protectores auditivos.
- Norma UNE-EN ISO 458 del 10 de marzo de 2005: Protectores auditivos contra el ruido. Recomendaciones relativas a la selección, uso, precauciones de empleo y mantenimiento.
- Norma UNE-EN ISO 354:2004 Acústica: Medición de la absorción acústica en una cámara reverberante. Esta norma regula, para los materiales más utilizados en construcción y acondicionamiento acústico de recintos, la obtención de sus diferentes coeficientes de absorción acústica
- Norma UNE-EN ISO 11690-2 de 1997 Acústica: Práctica recomendada para el diseño de puestos de trabajo con bajo nivel de ruido que contienen maquinaria. Medidas de control del ruido.
- Norma UNE 74-023-92: Acústica: Determinación de la exposición al ruido en el trabajo y estimación de las pérdidas auditivas inducidas por el ruido.

Diferentes tipos de normativas internacionales ISO, aplicadas al control de ruido y vibraciones, evaluación, prevención y medición:

- Real Decreto 1311/2005 del 4 de noviembre de 2005: sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores frente a los riesgos derivados o que puedan derivarse de la exposición a vibraciones mecánicas.
- Real decreto 1316/1989 del 27 de octubre de 1989: sobre protección de los trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido durante el trabajo.
- Real Decreto 286/2006 del 10 de marzo de 2006: sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido, que deroga el Real Decreto 1316/1989: Este real decreto tenía una moratoria para entrar en vigor que afectaba a los lugares de música y ocio que expiró el 15 de febrero de 2008 y otra moratoria que afectaba al personal de los buques de navegación marítima que expiró el 15 de febrero de 2011, es decir, actualmente esta norma tiene vigencia plena y es de obligado cumplimiento. Actualmente este real decreto es la disposición fundamental en España en lo referente a ruido en el trabajo y establece las responsabilidades del empresario en este campo.
- Real Decreto 486/1997 del 14 de abril de 1997: se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo.
- Real Decreto 485/1997 del 14 de abril de 1997: sobre disposiciones mínimas en materia de señalización de seguridad y salud en el trabajo, se recomienda que sobrepase los 120 dBA en periodos muy cortos.
- Real Decreto 488/1997 del 14 de abril de 1997: sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas al trabajo que incluye pantallas En la guía del INSHT incluida en este Real Decreto se recomienda que el nivel sonoro en los puestos de trabajo con pantallas

de visualización sea lo más bajo posible. Para ello, es preciso utilizar equipos con una emisión sonora mínima, unido al acondicionamiento de la acústica del local. Para tareas difíciles y complejas que requieren concentración, el nivel sonoro continuo equivalente, L_{Aeq}, que soporte el usuario, no debería exceder los 55 dBA.

- Real Decreto 1215/1997 del 18 de Julio de 1997: por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo.
- Real Decreto 1435/1992 del 27 de noviembre: por el que se dictan las disposiciones de aplicación de la directiva del consejo 89/392/CEE, relativa a la aproximación de las legislaciones de los estados miembros sobre máquinas. La normativa aplicable a máquinas nuevas exige que el fabricante aplique las medidas adecuadas en el diseño, de manera que los riesgos que resulten de la emisión de ruido o de las vibraciones producidas se reduzcan al nivel más bajo posible. Además, debe indicar en el manual de instrucciones los niveles de emisión de ruido y, en el caso particular de las máquinas portátiles o guiadas a mano, las informaciones relativas a las vibraciones producidas durante su funcionamiento habitual.
- Real Decreto 1371/2007 del 19 de octubre de 2007: por el que se aprueba el Documento Básico "DB-HR Protección frente al ruido" del Código Técnico de la Edificación (CTE). De obligado cumplimiento para todos los edificios que se comiencen a construir en España a partir del 29 de marzo de 2007.

7.4 Normas y estándares específicos para los equipos de medida y mediciones

- IEC Estándar 60651 de 1979: Especificaciones para medidores de sonido (reemplazada por la IEC 61672 del 2002).
- IEC Estándar 60804 de 2000: Especificaciones para medidores de sonido integrados (reemplazada por la IEC 61672 del 2002).
- IEC Estándar 61260 de 1995: Electroacústica. Filtros de banda de octava y de una fracción de banda de octava.
- IEC Estándar 61672 de 2002 Electroacústica: Medidores de sonido.
- IEC Estándar 60942 de 2002 Electroacústica: Calibradores de sonido.
- ANSI Estándar S1.4A revisión del 2006: Especificaciones de la American National Standard para Sonómetros.
- ANSI Estándar S1.43 revisión del 2007: Especificaciones de la American National Standard para Sonómetros integrados.
- ANSI S12.2 revisión de 2008: Criterios para la evaluación de ruido en locales.
- ANSI S2.27-2002 revisión de 2007: Evaluación de las vibraciones de la maquinaria buque de propulsión.
- SNAME T&R 2-29A de 2004: Medición y Evaluación de la vibración de la estructura y las máquinas en los buques.

7.5 Normativa específica para buques sobre el control de ruido y vibraciones a bordo

- Resolución 468 (XII) de la Organización Marítima Internacional (OMI) del 19 de noviembre 1981 Código sobre niveles de ruido a bordo de los buques.
- Resolución A.343 (IX) de la Organización Marítima Internacional (OMI) del 12 de noviembre 1975 Recomendación sobre métodos para medir niveles de ruido en los puestos de escucha de los buques.
- ISO 6954 (1984) e ISO 6954 (Revisión del 2000) Vibraciones mecánicas: Directrices para la medición, notificación y evaluación de las vibraciones con respecto a la habitabilidad de los buques mercantes y de pasaje.
- ISO 8528-9:1995: Grupos electrógenos de corriente alterna alternativos impulsados por motores de combustión interna alternativos Parte 9: medición y evaluación mecánica.

La normativa con la que hemos trabajo en este trabajo fin de grado, además de ser normativa específica aplicable a los buque, son la norma ISO 6954:2000, esta abarca todo lo relacionado con límites y parámetros que se deben cumplir en los buques a bordo, es decir, el límite velocidad, aceleración y desplazamiento producido por la vibraciones a bordo de los buques y la Resolución A.468 (XII) de la IMO que lleva en vigor desde el año 1981, en específico la resolución del comité de seguridad que elaboro una modificación del mismo MSC. 337. (91), que comenzó a elaborarse en noviembre 2012 y entro en vigor en julio de 2014 después de su posterior revisión en julio del año 2014 por el congreso internacional del ruido y la vibración de buque celebrado en Beijín /China.

7.5.1 Normativa aplicable para el control y atenuación del ruido a bordo

La normativa aplicable al ruido más usada y aceptada es la Resolución A.468 (XII) de la IMO, con su posterior revisión y modificación MSC 337. (91). Este código va destinado a proporcionar normas para evitar que se produzcan niveles de ruido potencialmente peligrosos para los trabajadores y las personas que van a bordo de los buques. Tiene como finalidad limitar los niveles de ruido en los buques y reducir la exposición que pueden sufrir tanto trabajadores como personas a bordo.

En los límites de ruido revisados se distinguen dos categorías de buques:

- Para buque entre 1600 – 10000 GT
- Para buques con más de 10000 GT

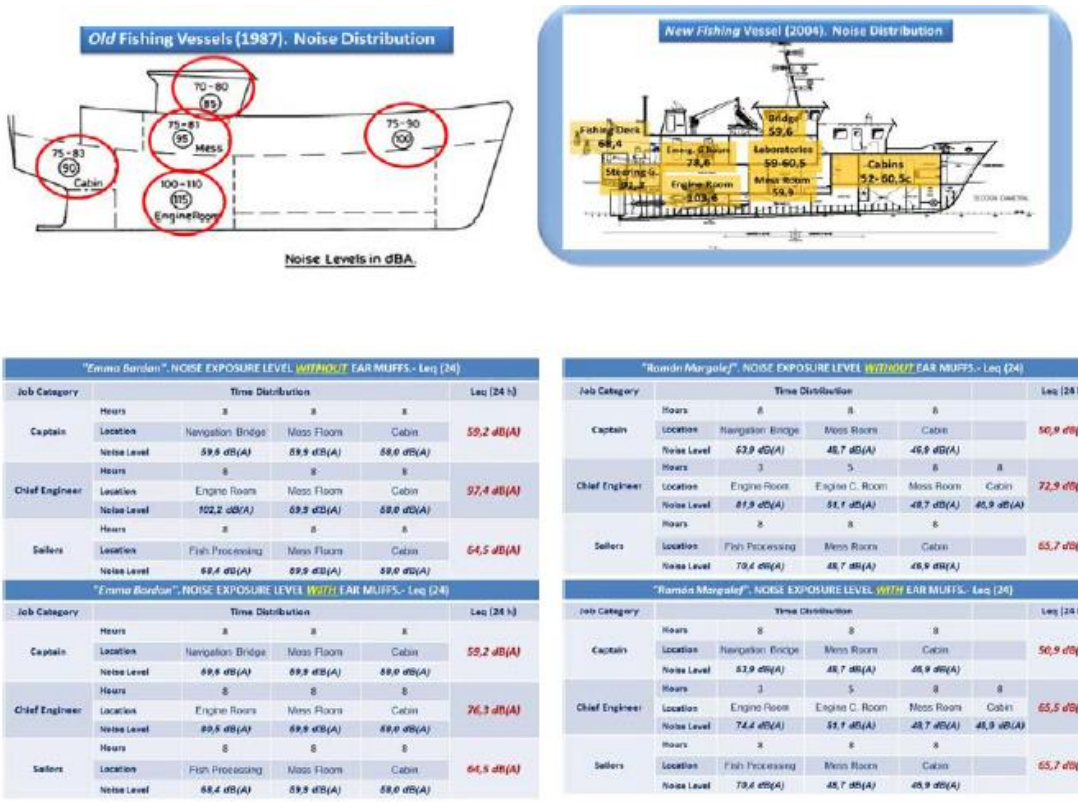
Disminuyendo el nivel de ruido permitido en las zonas más sensibles del barco, es decir, donde el ser humano puede está más expuesto al ruido: espacios de trabajo, espacios de navegación, espacios de acomodación, espacios de servicio e incluso espacio no ocupados habitualmente.

Quedando reflejados en la siguiente tabla los límites establecidos por esta resolución, y comparándolos con la resolución IMO A.468(XII) de noviembre de 1981:

NOISE LEVEL LIMITS- dB(A)				
IMO A.468(XII) November 1.981		MSC-337(91) November 2012.		
Designation of Room and Spaces	SHIP SIZE ≥ 1.600 GT	Designation of Room and Spaces	SHIP SIZE 1.600 up to 10.000GT	SHIP SIZE ≥ 10.000 GT
WORK SPACES		WORK SPACES		
Machinery spaces(continuously manned)**	90	Machinery Spaces *	*110*	*110*
Machinery spaces (not continously manned)**	110			
Machinery Control Room	75	Machinery Control Room	75	75
Workshops	85	Workshops other tan those forming part of the Machinery spaces.	85	85
Non.specific work spaces **	90	Non.specific work spaces **(other work áreas)	90	[85]
NAVEGATION SPACES		NAVEGATION SPACES		
Navigation bridge and chartrooms	65	Navigation bridge and chartrooms	65	65
Listening post, including navigation bridge wings* and windows	70	Look-out posts, incl. navigation bridge wings*** and windows	70	70
Radio rooms (with radio equipment operating but not producing audio signal)	60	Radio rooms (with radio equipment operating but not producing audio signal)	60	60
Radar rooms	65	Radar rooms	65	65
ACCOMMODATION SPACES		ACCOMMODATION SPACES		
Cabins and hospitals	60	Cabins and hospitals****	60	[55]
Messrooms	65	Messrooms	65	[60]
Recreation rooms	65	Recreation rooms	65	[60]
Open recreation areas	75	Open recreation areas (external recreation areas)	75	75
Offices	65	Offices	65	[60]
SERVICES SPACES		SERVICES SPACES		
Galleys, without food processing equipment Operating	75	Galleys, without food processing equipment operating	75	75
Serveries and pantries	75	Serveries and pantries	75	75
NORMALLY UNOCCUPIED SPACES		NORMALLY UNOCCUPIED SPACES		
Spaces not specified	90	Spaces referred to in section 3.14 (measurements shall be taken in all location with unusually high noise levels where seafarers may be exposed, even for relatively short periods, and at intermittently used machinery locations)	90	90
(*) Reference is made to resolution A.343 (IX) which also applies. (**) Ear protectors should be worn when the noise level is above 85 dB(A).		(*) If the maximum noise levels are exceeded when machinery is operating (only permitted if dispensation is granted in accordance with paragraph 1.3.6), stay should be limited to very short periods or not allowed at all. The area should be marked according to section 7.4. (**) Examples are open deck workspaces that are not machinery spaces, and open deck work spaces where communication is relevant. (***) Reference is made to the Recommendation on methods of measuring noise levels at listening post (resolution A.343 (IX)) which also applies. (****) Hospitals: Treatment room with bed.		

Tabla 17. – Tabla comparativa de los niveles de ruido permitidos por la IMO A.468 (XII) de noviembre de 1981 y la nueva MSC-337 (91) de noviembre de 2012.

Un ejemplo de la efectividad de la normativa al seguir sus indicaciones para atenuar la exposición al ruido que podemos sufrir los humanos es comparar un buque que cumple con la normativa respecto de uno que no la cumple



"Emma Bardan". NOISE EXPOSURE LEVEL WITHOUT EAR MUFFS.- Leq (24)

Job Category	Time Distribution				Leq (24 h)
Captain	Hours	8	8	8	59,2 dB(A)
	Location	Navigation Bridge	Mess Room	Cabin	
	Noise Level	59,6 dB(A)	59,5 dB(A)	58,0 dB(A)	
Chief Engineer	Hours	8	8	8	97,4 dB(A)
	Location	Engine Room	Mess Room	Cabin	
	Noise Level	102,2 dB(A)	59,5 dB(A)	58,0 dB(A)	
Sailors	Hours	8	8	8	64,5 dB(A)
	Location	Fish Processing	Mess Room	Cabin	
	Noise Level	68,4 dB(A)	59,5 dB(A)	58,0 dB(A)	

"Emma Bardan". NOISE EXPOSURE LEVEL WITH EAR MUFFS.- Leq (24)

Job Category	Time Distribution				Leq (24 h)
Captain	Hours	8	8	8	59,2 dB(A)
	Location	Navigation Bridge	Mess Room	Cabin	
	Noise Level	59,6 dB(A)	59,5 dB(A)	58,0 dB(A)	
Chief Engineer	Hours	8	8	8	76,3 dB(A)
	Location	Engine Room	Mess Room	Cabin	
	Noise Level	89,5 dB(A)	59,5 dB(A)	58,0 dB(A)	
Sailors	Hours	8	8	8	64,5 dB(A)
	Location	Fish Processing	Mess Room	Cabin	
	Noise Level	68,4 dB(A)	59,5 dB(A)	58,0 dB(A)	

"Ramón Margalef". NOISE EXPOSURE LEVEL WITHOUT EAR MUFFS.- Leq (24)

Job Category	Time Distribution					Leq (24 h)
Captain	Hours	8	8	8		50,9 dB(A)
	Location	Navigation Bridge	Mess Room	Cabin		
	Noise Level	53,9 dB(A)	48,7 dB(A)	46,9 dB(A)		
Chief Engineer	Hours	3	5	8	8	72,9 dB(A)
	Location	Engine Room	Engine C. Room	Mess Room	Cabin	
	Noise Level	81,9 dB(A)	51,1 dB(A)	48,7 dB(A)	46,9 dB(A)	
Sailors	Hours	8	8	8		65,7 dB(A)
	Location	Fish Processing	Mess Room	Cabin		
	Noise Level	70,4 dB(A)	48,7 dB(A)	46,9 dB(A)		

"Ramón Margalef". NOISE EXPOSURE LEVEL WITH EAR MUFFS.- Leq (24)

Job Category	Time Distribution					Leq (24 h)
Captain	Hours	8	8	8		50,9 dB(A)
	Location	Navigation Bridge	Mess Room	Cabin		
	Noise Level	53,9 dB(A)	48,7 dB(A)	46,9 dB(A)		
Chief Engineer	Hours	3	5	8	8	65,5 dB(A)
	Location	Engine Room	Engine C. Room	Mess Room	Cabin	
	Noise Level	74,4 dB(A)	51,1 dB(A)	48,7 dB(A)	46,9 dB(A)	
Sailors	Hours	8	8	8		65,7 dB(A)
	Location	Fish Processing	Mess Room	Cabin		
	Noise Level	70,4 dB(A)	48,7 dB(A)	46,9 dB(A)		

Figura 68. – Ejemplo de no aplicación y aplicación de los requisitos de control de ruido y vibración establecido por la IMO A.468 (XII) entre un barco de 1987 que no se le aplica y uno de 2004 que si se le aplica.

Como validación de la herramienta utilizada, los valores calculados y experimentales obtenidos en los ensayos de mar del barco pesquero del año 2004 son una reducción significativa del ruido apreciable para este tipo de embarcaciones. De hecho, en la figura se muestra la distribución de los niveles de ruido de un barco pesquero de los años 80, donde no se nada había hecho nada debido a la ausencia de requisitos, y los correspondientes al barco pesquero construido del año 2004, buque donde se aplicó la metodología adecuada.

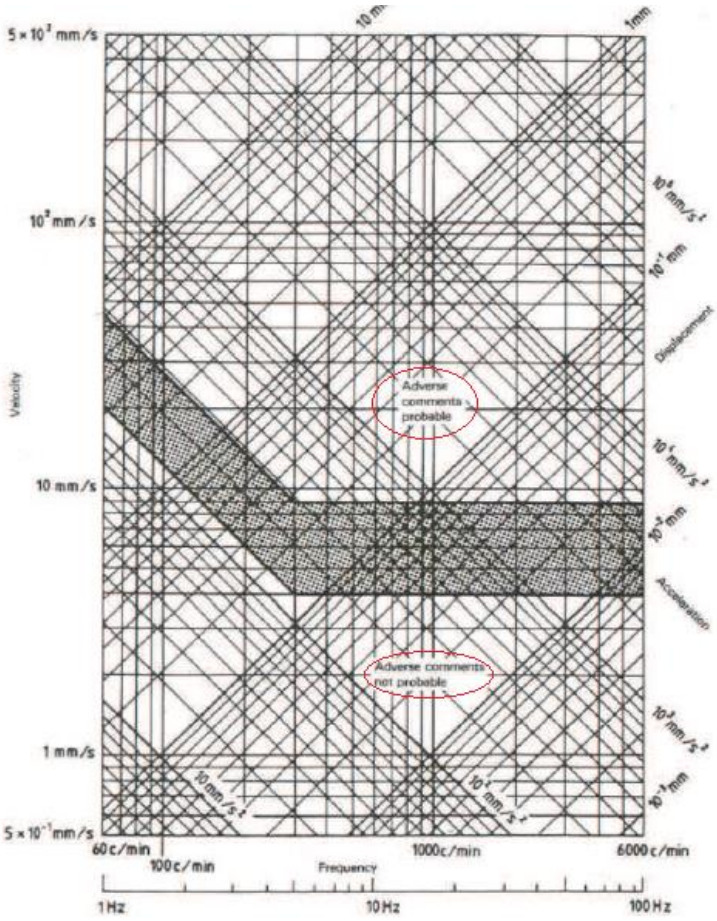
Basado en los niveles experimentales de ruido obtenidos a bordo de los dos barcos, durante sus diferentes situaciones de explotación o trabajo, los niveles de exposición al ruido durante 24 horas para una muestra representativa de la tripulación

7.5.2. Normativa aplicable para el control y atenuación de la vibración a bordo

La normativa aplicable a la vibración más usada y aceptada es la ISO 6954: 2000. Esta norma ISO es la versión corregida en el año 2000 de la norma ISO 6954:1984, donde están los datos obtenido de acuerdo con los procedimientos enunciados en las normas ISO 2631/1, ISO 4867 e ISO 4868, son la base para la curva de evaluación presentada, y que se encuentra en la ISO 6954:1984.

La norma ISO 6954:1984 establece una serie de parámetros y limitaciones en cuanto a la vibración permitida a bordo, en función de la banda de frecuencia entre 1 y 100 Hz. Las ordenadas representan los valores de la velocidad, en esta norma tenemos un valor de 4mm/s, el cual, por debajo de este, no habrá problemas y un valor de 9 mm/s que si es sobrepasado puede producir problemas. Las líneas con pendiente positiva representan los desplazamientos, mientras que la línea con pendiente negativa representa la aceleración, lo límites establecidos en los valores de la vibración son entre 200 y 400 mm/s^2, hablando en materia de vibraciones, pues esta norma es aplicable para el fenómeno de la vibración en buques.

Siendo según la norma ISO 6954:1984 la curva de sensibilidad humana:



Gráfica 25. – Curva de sensibilidad humana según la norma ISO 6954:1984.

	1 - 5 Hz	5 - 100 Hz
	mm/s^2	mm/s
Values above which adverse comments are probable	285	9
Values below which adverse comments are not probable	126	4

Tabla 18. – Valores máximos de aceleración y velocidad máximos según la norma ISO 6954:1984.

La versión de la norma ISO 6954 del año 2000 se aplica tanto para las zonas de pasaje como para las zonas de tripulación y de trabajo

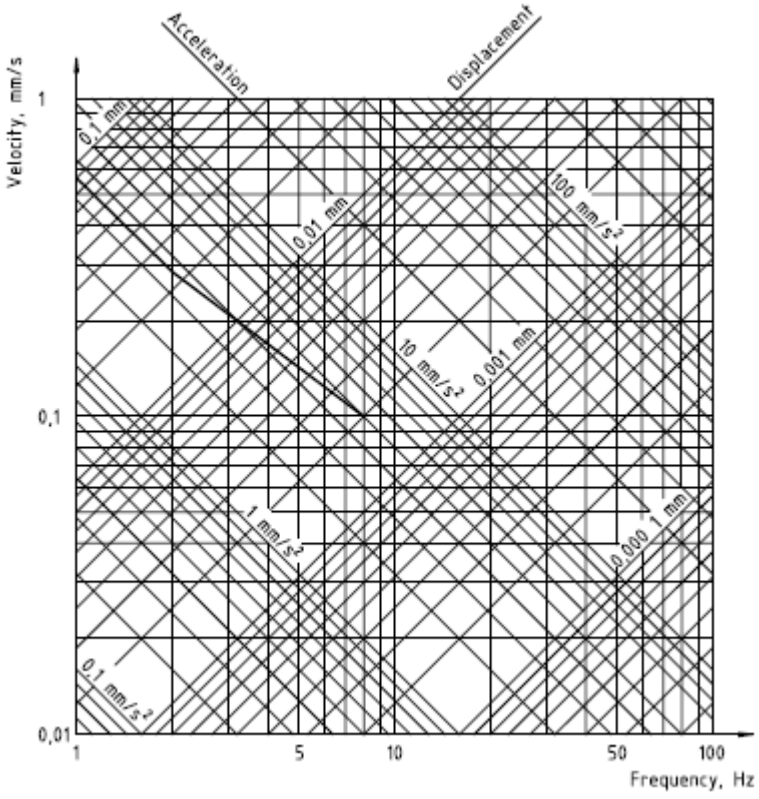
Clasificando esta normativa ISO, los espacios entres zonas:

- Zona A: pasaje
- Zona B: tripulación
- Zona C: espacios de trabajo

	Area classification					
	A		B		C	
	mm/s^2	mm/s	mm/s^2	mm/s	mm/s^2	mm/s
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.						

Tabla 19. – Valores máximos de aceleración y velocidad máximos según la norma ISO 6954:2000.

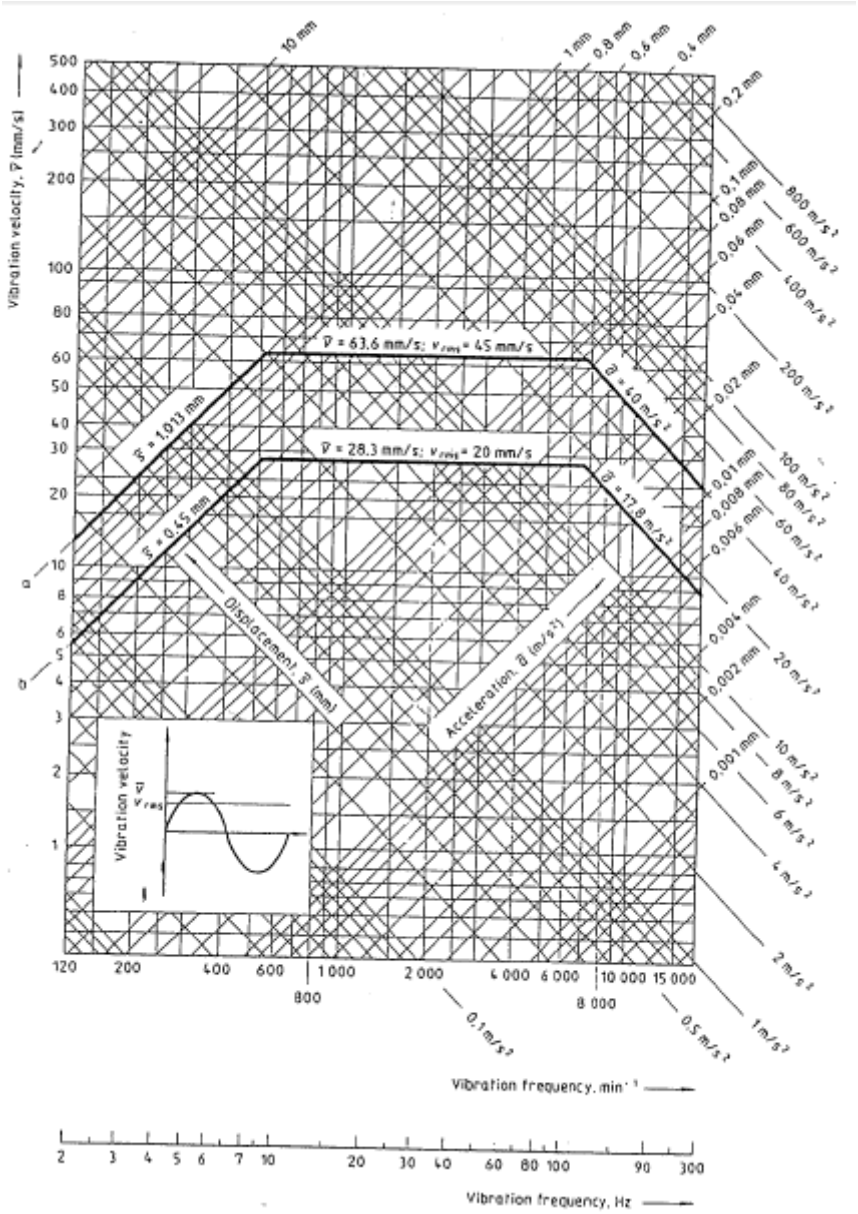
Siendo según la norma ISO 6954:2000 la curva de sensibilidad humana:



Gráfica 26. – Curva de sensibilidad humana según la norma ISO 6954:2000.

La norma ISO 8528-9:1995 es para Grupos electrógenos de corriente alterna alternativos impulsados por motores de combustión interna alternativos en particular su Parte 9 para la medición y evaluación mecánica, ya que en los buques la maquinaria utilizada para la generación de electricidad y corriente alterna son los diésel generadores o alternadores impulsados por motores de combustión interna.

Teniendo dicha norma, su correspondiente curva que relaciona la velocidad, aceleración y la frecuencia de la vibración.



Gráfica 27. – Curva que relaciona la velocidad, aceleración y la frecuencia de la vibración según la norma ISO 8528-9:1995.

7.6 Normativa aplicable para el control de ruido y vibración en los buques a lo largo de los años

En la siguiente tabla se puede observar las diferentes normativas que se han ido formulando y aplicando en el ámbito del control de ruido y vibraciones en los buques a lo largo de los años:

	Ruido	Vibración	Ruido radiado	Ruido radiado al agua
	A bordo (Interior del buque)		(Exterior del buque)	
1974	SOLAS (Protección contra el ruido)			
1975	IMO A.343 (XII)			
1981	**IMO A.468 (XII)**			
1984		**ISO 6954:1984**		
1990-1999	**Comfort Class Notations**	**Comfort Class Notations**		
2000		**ISO 6954:2000**		International Union for Conservation of Nature RESWCC3-0638
2001			ISO 2922:2000	
2002		Directiva 2002/44/CE [10]	**Directiva 2002/49/EC**	
2003	**Directiva 2003/10/EC** ILO Maritime Labour Convention	ILO Maritime Labour Convention		
2006	**Directiva 2006/87/EC** ILO Convention Nº 188 (Sector pesquero) ILO Recomendation WFS		**Directiva 2006/87/EC**	**ICES Nº 209**
2007	Revisión IMO A.468 (XII)		**ISO 14509-2:2007**	
2008				Directiva2008/56/CE
2009	Revisión IMO A.468 (XII)		ISO 14509-1:2009	
2010				**Silent Class DNV**
2011	**R.D. 286/06**			
2012	**MSC 337(91)**			

Tabla 20. – Normativas aplicada a lo largo de los años.

.

7.7 Sociedades de clasificación

Podemos destacar como los Reglamentos de las sociedades de clasificación internacionales

de buques más importante:

- Bureau Veritas (belga)
- Lloyd´s Register of Shipping (inglesa)
- Det Norske Veritas (DNV) (Noruega)
- Germanischer Lloyd (GL) (alemana)
- RINA (italiana)
- American Bureau of Shipping (americana)

Los requerimientos de las Clasificadoras en cuanto a vibraciones son bastante dispares (aunque inferiores al estándar ISO, que fija un límite máximo de 9 mm/s), se ponen bastante de acuerdo en los requerimientos de ruido. Los límites más restrictivos de las

Clasificadoras están por debajo de los límites fijados por la IMO entre 5 y 10 dB(A), y siguen distinguiendo entre espacios de maquinaria atendidos y no atendidos. Los límites más permisivos son casi coincidentes con el estándar IMO.

7.7.1 Germanischer Lloyd

He dispuesto de la normativa de la sociedad de clasificación Germanischer Lloyd, que tiene una sección bastante interesante para barcos de pasaje, en particular una sección de que habla sobre las reglas de clasificación del ruido y la vibración para la comodidad o confort en cruceros con una velocidad de servicio superior a los 25 nudos.

La tabla de esta sociedad de clasificación da unos límites de ruido permitidos, como se ha mencionado anterior mente basados en los límites de las normas ISO y la resolución de la IMO, dividiendo al crucero en diferentes zonas, como se puede apreciar en la siguiente figura

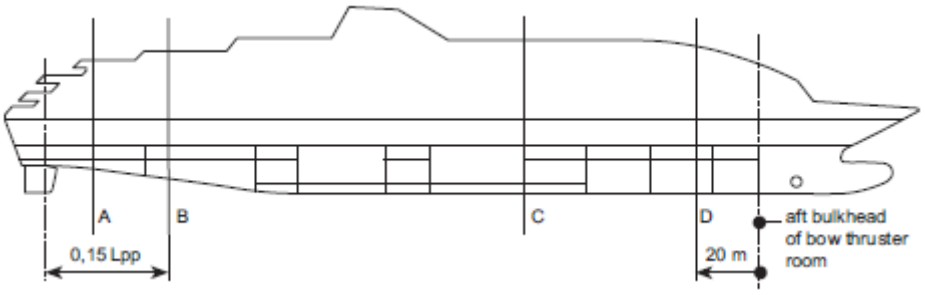


Figura 69. – Zonas de división de un crucero según Germanischer Lloyd.

hc = E	≙	*****	excellent comfort
hc = 1	≙	****	very high comfort
hc = 2	≙	***	high comfort
hc = 3	≙	**	moderate comfort
hc = 4	≙	*	acceptable comfort

La tabla de límites de ruido permitidos en la zona de pasajeros que Germanischer Lloyd establece con respecto a la división que realiza de las diferentes zonas de un crucero es:

Noise level limits [dB(A)]	Sea Mode [1,2]					Harbour Operation [1,2]					Thruster Operation [2,3,4]				
	hc					hc					hc				
	E	1	2	3	4	E	1	2	3	4	E	1	2	3	4
Indoor spaces aft of frame A															
First-class cabins	50	52	54	56	58	44	46	48	50	52	52	54	56	58	60
Standard cabins	54	56	58	60	60	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64
Public spaces, type 1 and 2	56	58	60	62	64	52	54	56	58	60	60	62	64	66	68
Corridors, staircases	58	60	62	64	64	54	56	58	60	62	—	—	—	—	—
Indoor spaces between frame A and C															
First-class cabins	46	48	50	52	54	44	46	48	50	52	52	54	56	58	60
Standard cabins	50	52	54	56	58	46	48	50	52	54	54	56	58	60	62
Public spaces, type 1 and 2	54	56	58	60	62	52	54	56	58	60	58	60	62	64	66
Corridors, staircases	56	58	60	62	64	54	56	58	60	62	—	—	—	—	—
Indoor spaces between frame C and D															
First-class cabins	44	46	48	50	52	44	46	48	50	52	52	54	56	58	60
Standard cabins	48	50	52	54	56	46	48	50	52	54	54	56	58	60	62
Public spaces, type 1 and 2	52	54	56	58	60	52	54	56	58	60	58	60	62	64	66
Corridors, staircases	54	56	58	60	62	54	56	58	60	62	—	—	—	—	—
Indoor spaces forward of frame D															
First-class cabins	44	46	48	50	52	44	46	48	50	52	52	54	56	58	60
Standard cabins	46	48	50	52	54	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64
Public spaces, type 1 and 2	52	54	56	58	60	52	54	56	58	60	60	62	64	66	68
Corridors, staircases	54	56	58	60	62	54	56	58	60	62	—	—	—	—	—
Outdoor spaces															
Open deck recreation areas	64	66	68	70	75	64	66	68	70	72	64	66	68	70	72
Exhaust/supply air openings in open deck recreation areas [5]	68	70	72	75	80	68	70	72	75	80	68	70	72	75	80

1 In each space the noise level generated only by air-conditioning and mechanical ventilation systems must be at least 4 dB(A) below the required noise limit value for harbour operation.

2 In each sanitary cell the noise level generated only by air-conditioning exhaust air systems at full capacity must not be more than 5 dB(A) above the required noise limit value for harbour operation.

3 To be verified by measurements in the vicinity of thrusters only. Passenger indoor spaces aft of Frame A shall be considered during stern thruster operation only. All thrusters running at not less than 70 % of full load. The noise limits shall be maintained also in standby operation of thrusters.

4 Limit values valid, provided that thrusters are in operation for a maximum of 4 hours out of 24 hours.

5 At a distance of 1,5 m.

Tabla 21. – Límites de ruido permitidos en la zona de pasajeros que Germanischer Lloyd establece con respecto a la división que realiza de las diferentes zonas de un crucero.

Capítulo 8. Casos prácticos

En este capítulo estudiaremos los distintos casos a resolver para aislar de la vibración y el ruido los diferentes sistemas que hacen posible el correcto funcionamiento, y que están presentes en los buques de pasaje.

8.1 Casos para resolver el aislamiento de la vibración

8.1.1 Sistema simplemente elástico con dos grados de libertad

En este caso práctico estudiaremos un sistema simplemente elástico con dos grados de libertad, con movimiento vertical y de balance. Se pretende aislar una planta hidráulica destinada al gobierno de los timones con soportes elásticos, un equipo que está formado por una bomba de pistones que es accionada por un motor eléctrico dispuesto verticalmente, cuyos pesos son de 40 kg y 80 kg respectivamente. El motor gira a 1500 rpm. El eje del motor eléctrico está conectado rígidamente al de la bomba y pasa a través de la bancada por un orificio que posee está. Su momento de inercia respecto del centro de gravedad es 11,2 $kg.m^2$

Se pretende determinar las frecuencias naturales del sistema si se permite como grado de libertad el giro respecto de un eje perpendicular al plano (eje z). Conseguir que el sistema tenga una transmisibilidad inferior al 10% y que los soportes estén situados a 400mm entre sí.

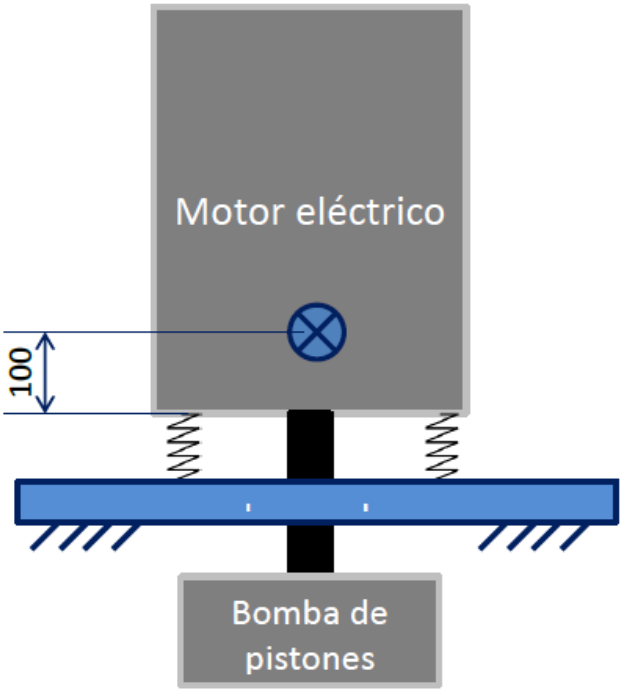


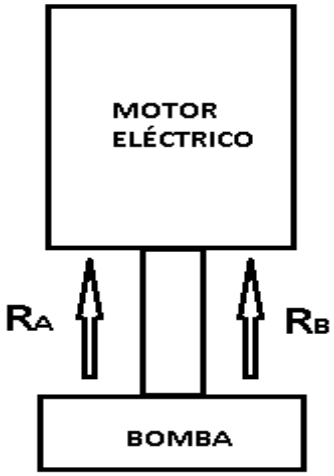
Figura 70. – Esquema motor eléctrico + bomba de pistones.

Datos:

$T_r = 10\%$

$n = 1500\, rpm$

$\omega = \frac{2\pi}{60} \cdot 1500 = 157.08\, rad/s$



Cálculos:

Masa total del sistema:

$$M_T = 80 + 40 = 120\ kg$$

Utilizando 4 soportes:

$$Q_{soporte} = \frac{120}{4} = 30kg$$

Figura 71. – Imagen real del motor eléctrico + bomba de pistones de la planta hidráulica a estudiar.

Frecuencia natural para el desplazamiento vertical:

$$T_r = \frac{1}{1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad \rightarrow \quad 0.1 = \frac{1}{1-\left(\frac{157.08}{\omega_n}\right)^2}$$

$\omega_n = 47.361\, rad/s$

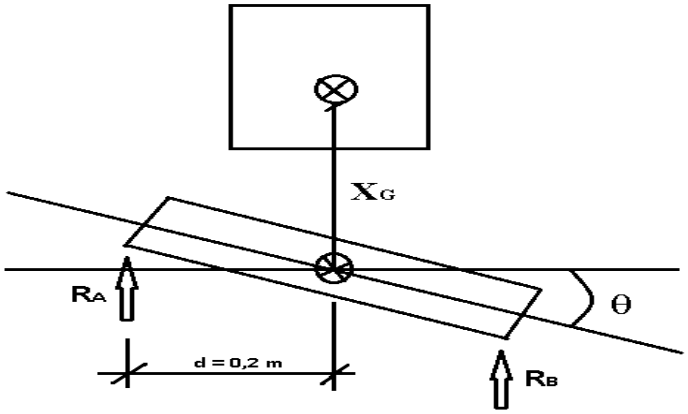
Deflexión estática:

$$\delta_{st} = \frac{g}{{\omega_n}^2} = \frac{9.81}{47.361^2} = 4.373 \cdot 10^{-3}\, m$$

Rigidez estática para cada soporte:

$$K_{soporte} = \frac{30 \cdot 9.81}{4.373 \cdot 10^{-3}} = 67299.337\ N/m$$

Cálculo de las frecuencia naturales para dos grado de libertad, ademas del desplazamiento vertical el sistema tambien se puede balancear:



Equilibrio estático de fuerzas:

$$\uparrow + \sum F = 0 \quad \rightarrow \quad 2K(X_G - \theta_d) + 2K(X_G + \theta_d) = m(\ddot{X}_G)$$

$$4KX_G = -m\ddot{X}_G \quad \rightarrow \quad m\ddot{X}_G + 4KX_G = 0$$

Equilibrio dinámico de momentos:

$$\circlearrowright + \sum M = 0 \quad \rightarrow \quad 2K(X_G - \theta_d)d - 2K(X_G + \theta_d)d = I_G\ddot{\theta}$$

$$-4Kd^2\theta = I_G\ddot{\theta} \quad \rightarrow \quad I_G\ddot{\theta} + 4Kd^2\theta = 0$$

Siendo las frecuencias naturales del sistema:

$$\omega_{n1} = \sqrt{\frac{4K}{m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 67299.337}{120}} = 47.364\, rad/s$$

$$\omega_{n2} = \sqrt{\frac{4Kd^2}{I_G}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 67299.337 \cdot 0.2^2}{11.2}} \cong 31\, rad/s$$

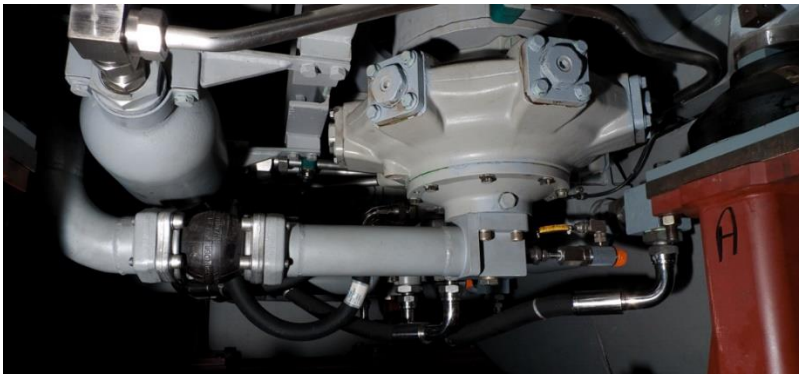
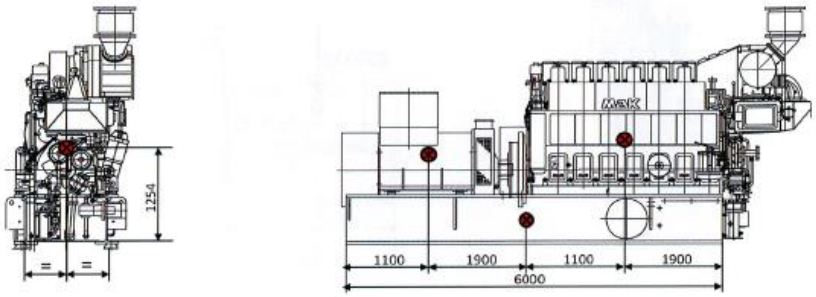


Figura 72. – Imagen real del conjunto motor eléctrico + bomba de pistones (siete pistones).

8.1.2 Sistema simplemente elástico con un grado de libertad

En este caso práctico seleccionaremos los soportes elásticos y su ubicación, para un equipo de generación de energía auxiliar que a gira a 1000 rpm y está compuesto por un motor de combustión de 9 cilindros (motor de 4 tiempos), un alternador (50 Hz) y una bancada común. Teniendo que ser la transmisibilidad inferior al 8%. El peso del motor con fluidos es de 16500 kg, el peso del alternador es de 8000 kg y el peso de la bancada es de 1500 kg.



Generador Auxiliar Caterpillar 9M 20C Potencia al freno = 1710 kw

Hemos considerado utilizar soportes formados por 9 muelles, considerando que la carga máxima es la fluencia del material, esta se debe limitar en un 30% y la diferencia de carga entre soportes debe ser menor del 5%.

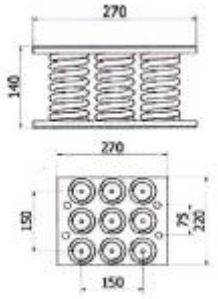
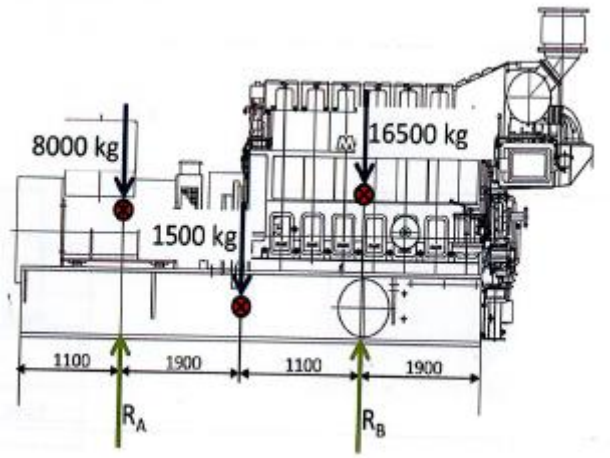


Figura 73. – Soporte elástico empleado, formado por 9 muelles.

La solución del problema para que la diferencia de cada soporte no sea superior al 5% requiere de una distribución no uniforme de los soportes, es decir, en la zona del motor tiene que disponerse un mayor número, ya que la diferencia de peso con respecto al alternador es considerable. Suponemos el sistema isostático, y colocamos la reacción debajo de los centros de gravedad del motor y del alternador.

Equilibrio estático de fuerzas:



Equilibrio estático de fuerzas:

$$\uparrow + \sum F = 0 \quad \rightarrow \quad R_A + R_B - 8000 - 1500 - 16500 = 0$$

Equilibrio dinámico de momentos:

$$\circlearrowright + \sum M_A = 0 \quad \rightarrow \quad 1500 \cdot 1.9 + 16500 \cdot 3 - R_B \cdot 3 = 0$$

Siendo:

$$R_B = \frac{1500 \cdot 1.9 + 16500 \cdot 3}{3} = 17450\ kg$$

$$R_A = 26000 - 17450 = 8550\ kg$$

Quedando la proporción 2:1 a favor de la que está bajo el motor, teniendo que poner para soportes iguales el doble en el lado del motor respecto del alternador. Al existir simetría en cuanto al peso en cada lado de la bancada en sentido longitudinal, podemos trabajar con la mitad de las reacciones. Siendo estas:

$$\overline{R_A} = \frac{R_A}{2} = \frac{8550}{2} = 4275\ kg$$

$$\overline{R_B} = \frac{R_B}{2} = \frac{17450}{2} = 8725\ kg$$

Ahora aplicamos un reparto de fuerzas para la reacción en A, que tienen que ser equidistantes, de tal manera que los pares de fuerza que se generan se anulen. De forma análoga se aplica para la reacción en B.

$$\frac{R_A}{soporte} = \frac{\overline{R_A}}{2} = \frac{4275}{2} = 2137.5\ kg$$

$$\frac{R_B}{soporte} = \frac{\overline{R_B}}{4} = \frac{8725}{4} = 2181.25\ kg$$

Comprobamos cual es la diferencia de carga por soporte:

$$\frac{R_B - R_A}{R_B} = \frac{2181.25 - 2137.5}{2181.25} = \frac{8725}{4} = 0.02 = 2\%$$

Se cumple que la diferencia de carga entre soportes es menor del 5%.

La frecuencia de excitación del conjunto motor-alternador, girando a 1000 rpm es:

$$\omega = \frac{2\pi}{60} \cdot 1000 = 104.72\, rad/s$$

La frecuencia natural del sistema queda:

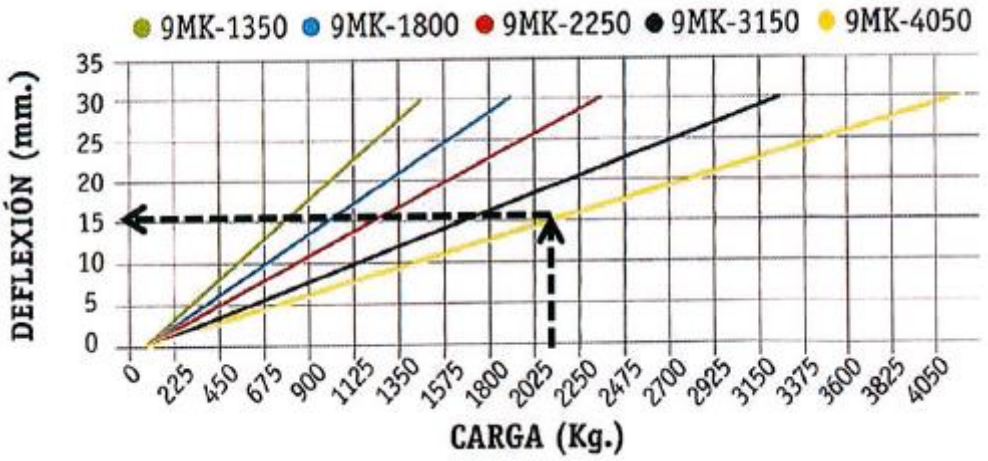
$$T_r = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad \rightarrow \quad 0.08 = \frac{1}{1 - \left(\frac{104.72}{\omega_n}\right)^2}$$

$\omega_n = 28.5\, rad/s$

La deflexión estática es:

$$\delta_{st} = \frac{g}{{\omega_n}^2} = \frac{9.81}{28.5^2} = 12.08 \cdot 10^{-3}\, m$$

Dentro de los soportes formados por 9 muelles, seleccionamos el que mejor se adapte para nuestro caso, es decir, para una carga de 2150 kg aproximadamente y una deflexión estática de 12 mm. Utilizando la gráfica para diferentes valores de carga y deflexion estática para este tipo de soportes, seleccionamos:



Gráfica 28. – Gráfica de diferentes características para el soporte de 9 muelles.

Seleccionamos el soporte 9MK- 4050, seleccionamos este soporte debido a las características que nos ofrece, pues la carga máxima del soporte tiene que ser un 30% menos de 4050 kg, ya que el material del muelle entraría en la zona de fluencia, es decir, 2835 kg. Esto no supone un problema, pues la cargas que recaen sobre los soportes son de 2137,5 kg y 2181,5 kg.

Al seleccionar este soporte, para los requerimientos de carga que necesitamos, la deflexión estática obtenida es de 15 mm, siendo la transmisibilidad:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{\delta_{st}}} = \sqrt{\frac{9.81}{0.015}} = 25.573\, rad/s$$

$$T_r = \frac{1}{1 - \left(\frac{104.72}{25.573}\right)^2} = \ 0.063 = 6.3\%$$

La transmisibilidad es del 6.3%, por lo tanto, se cumple la condición de que sea menor del 8%.

La disposición de los soportes quedaría con 6 soportes a cada banda, es decir, un total de 12 soportes, distribuidos como se muestra en la siguiente figura:

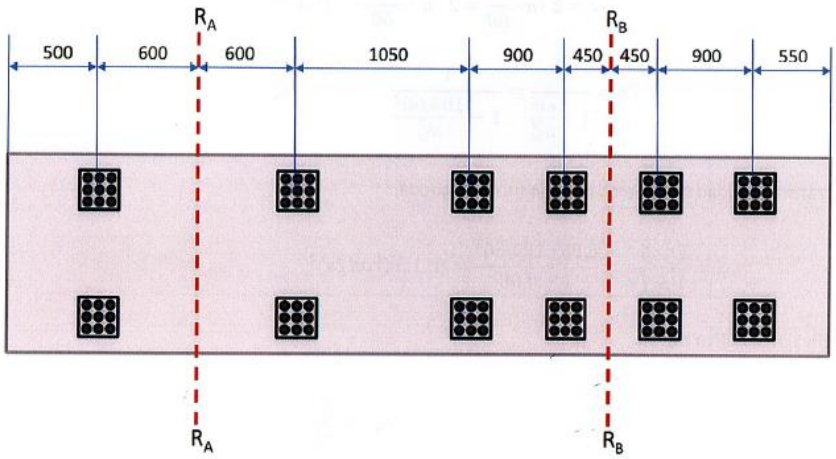


Figura 74. – Disposición final de los soportes.

8.1.3 Sistema doblemente elástico con dos grados de libertad

En este caso práctico determinaremos las características de los soportes elásticos y las frecuencias naturales del sistema, para equipo generador de energía formado por un motor de combustión interna alternativa (motor de 4 tiempos), y un alternador (50 Hz) que giran a 1500 rpm montados sobre una bancada común. Teniendo en cuenta que la transmisibilidad de be ser inferior al 5%. Según el plano adjunto, las características y medidas del equipo generador de energía son:

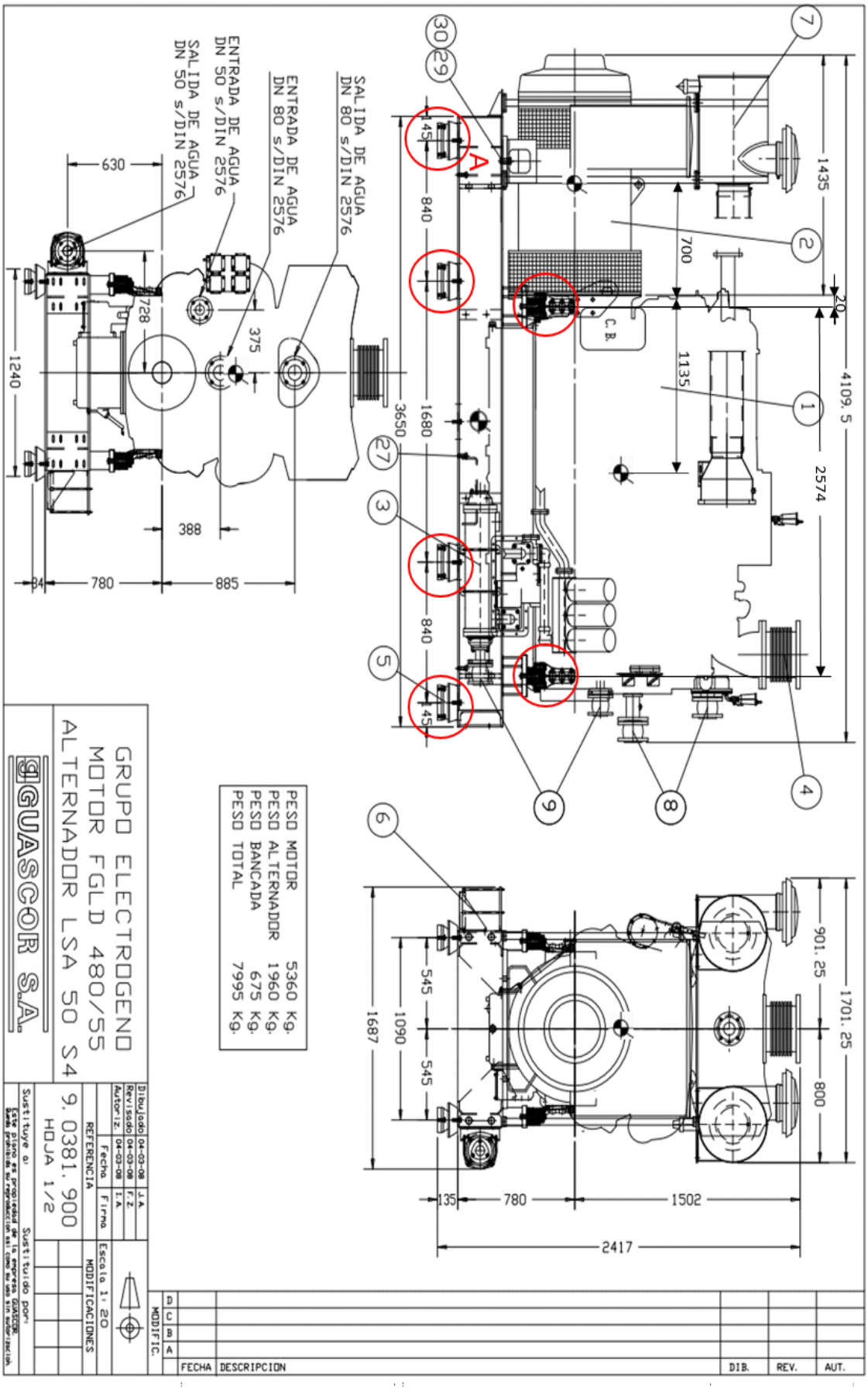
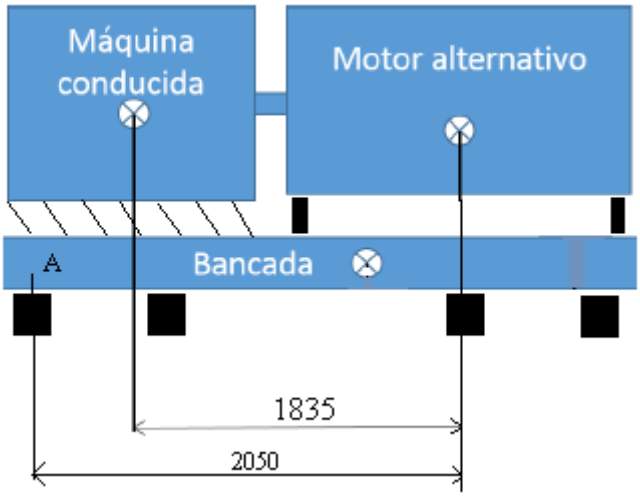


Figura 75. – Plano del equipo generador de energía.



Determinamos la carga por soporte del motor:

$$Q_{1/soporte} = \frac{5360}{4} = 1340\ kg \text{ ó } 13.145\ kN$$

Determinamos la rigidez de los soportes del motor:

Frecuencia de excitación: $\omega = \frac{2\pi}{60} \cdot 1500 = 157.08\ rad/s$

Frecuencia natural de la sustentación para una transmisibilidad arbitraria del 15%:

$$\omega_n = 157.08 \cdot \sqrt{\frac{0.15}{0.15+1}} = 56.73\, rad/s$$

Deflexión estática de los soportes:

$$\delta_{st1} = \frac{g}{{\omega_n}^2} = \frac{9.81}{56.73^2} = 3.048 \cdot 10^{-3} m$$

Rigidez por soporte:

$$k_{sop1} = 1340 \cdot 56.73^2 = 4.312 \cdot 10^6\ N/m$$

Simplificamos el sistema para poder trabajar con un modelo en base a rigideces equivalentes:

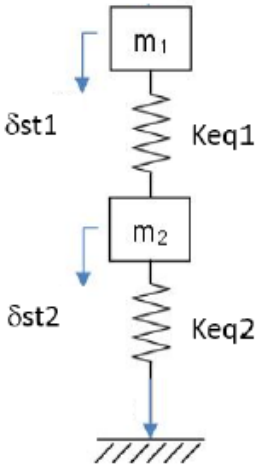


Figura 76. – Esquema teórico del comportamiento elástico del equipo generador de energía.

Rigidez equivalente en el motor:

$$k_{eq1} = \frac{5360 \cdot 9.81}{3.048 \cdot 10^{-3}} = 1.725 \cdot 10^{7}\ N/m$$

Determinamos la carga por soporte en la bancada, suponiendo que las reacciones se dan en los respectivos centros de gravedad de las dos máquinas que componen el sistema, es decir, el alternador y el motor de combustión interna alternativa, siendo la sección A, la correspondiente al plano que contiene el centro de gravedad del alternador y la sección B, correspondiente al plano que contiene el centro de gravedad del motor de combustión interna alternativa.

Ambas reacciones son perpendiculares al plano que contiene los centros de gravedad de las dos máquinas que componen el sistema.

Equilibrio estático de fuerzas:

$$\uparrow + \sum F = 0 \quad \rightarrow \quad R_A + R_B - 5360 - 1960 - 675 = 0$$

Equilibrio dinámico de momentos:

$$\circlearrowright + \sum M_A = 0 \quad \rightarrow \quad 675 \cdot 1.465 + 5360 \cdot 1.835 - R_B \cdot 1.835 = 0$$

Siendo:

$$R_B = \frac{675 \cdot 1.465 + 5360 \cdot 1.835}{1.835} = 5898.9\ kg$$

$$R_A = 7995 - 5898.9 = 2096.1\ kg$$

Carga en cada sección por soporte:

$$Q_{A/soporte} = \frac{2096.1}{4} = 524.025\ kg \text{ ó } 5.14\ kN$$

$$Q_{B/soporte} = \frac{5898.9}{4} = 1474.725\ kg \text{ ó } 14.467\ kN$$

Suponiendo que las deflexiones estáticas van a ser las mismas para los soportes del motor de combustión interna alternativa y para los soportes de la bancada:

$$\delta_{st1} \cong \delta_{stA} = \delta_{stB} = 3.048 \cdot 10^{-3} m$$

Al tener una diferencia de pesos en la sección A con respecto a la sección B de la bancada, los soportes tendrán la misma deflexión estática, pero distinta rigidez, es decir, una mayor rigidez en la sección B y una menor rigidez en la sección A, debido a que en la sección B es donde la carga que recae sobre los soportes es mayor.

$$k_{sop\ A} = \frac{5.14 \cdot 10^3}{3.048 \cdot 10^{-3}} = 1.686 \cdot 10^6\ N/m$$

$$k_{sop\ B} = \frac{14.467 \cdot 10^3}{3.048 \cdot 10^{-3}} = 4.746 \cdot 10^6\ N/m$$

Rigidez equivalente en la bancada:

$$k_{eq2} = \frac{(5360 + 1960 + 675) \cdot 9.81}{3.048 \cdot 10^{-3}} = 2.573 \cdot 10^7\ N/m$$

Tabla de resultados:

$Q_{1/soporte}$	$13.145\ kN$
$Q_{A/soporte}$	$5.14\ kN$
$Q_{B/soporte}$	$14.467\ kN$
δ_{st1}	$3.048 \cdot 10^{-3} m$
δ_{stA}	$3.048 \cdot 10^{-3} m$
δ_{stB}	$3.048 \cdot 10^{-3} m$
k_{sop1}	$4.312 \cdot 10^6\ N/m$
$k_{sop\ A}$	$1.686 \cdot 10^6\ N/m$
$k_{sop\ B}$	$4.746 \cdot 10^6\ N/m$

Tabla 22. – Tabla de resultados finales de los cálculos realizados en el equipo generador de energía.

Comprobamos que la transmisibilidad del sistema cumple con la condición de que sea menor al 5% con las características de los soportes que hemos calculado:

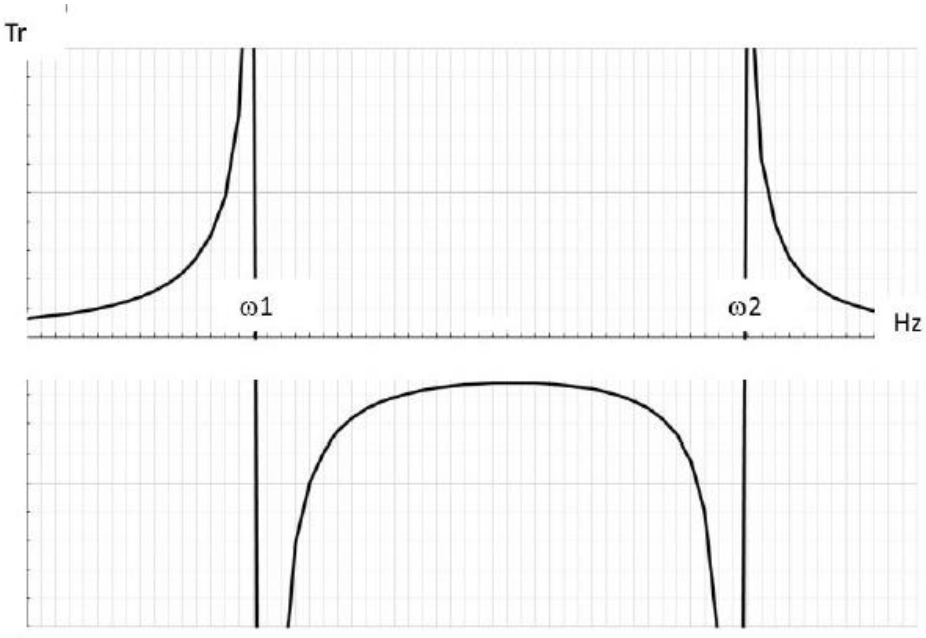
$$Tr = \frac{k_{eq1}K_{eq2}}{(k_{eq1} - m_1\omega^2)[(k_{eq1} + k_{eq2}) - m_2\omega^2] - {k_{eq1}}^2}$$

$$Tr = \frac{1.725 \cdot 10^7 \cdot 2.573 \cdot 10^7}{(1.725 \cdot 10^7 - 5360 \cdot 157.08^2) \cdot [(1.725 \cdot 10^7 + 2.573 \cdot 10^7) - 7995 \cdot 157.08^2] - (1.725 \cdot 10^7)^2} \cong 0.02544$$

Como se puede ver la transmisibilidad del sistema es 2,544%, por lo tanto, cumple con la condición de una transmisibilidad menor al 5%.

Cálculo de las frecuencias naturales del sistema:

El sistema al ser de dos grados de libertad tiene dos frecuencias naturales, que se pueden obtener haciendo nulo el denominador de la ecuación de la transmisibilidad, ya que cuando entra en resonancia el sistema, la vibración se hace infinita e igualmente la transmisibilidad.



Gráfica 29. – Gráfico general de las frecuencias naturales de un sistema doblemente elástico y con dos grados de libertad como en el caso de nuestro equipo generador de energía.

$$(k_{eq1} - m_1\omega^2)[(k_{eq1} + k_{eq2}) - m_2\omega^2] - {k_{eq1}}^2 = 0$$

$$(1.725 \cdot 10^7 - 5360 \cdot \omega^2) \cdot [(1.725 \cdot 10^7 + 2.573 \cdot 10^7) - 7995 \cdot \omega^2] - (1.725 \cdot 10^7)^2 = 0$$

Operando y simplificando la ecuación quedaría tal que así:

$$4.285 \cdot 10^7 \cdot \omega^4 - 3.683 \cdot 10^{11} \cdot \omega^2 + 4.438 \cdot 10^{14} = 0$$

Siendo las frecuencias naturales del sistema:

$$\omega_{n1} \cong 84.5248\, rad/s$$

$$\omega_{n2} \cong 38.0749\, rad/s$$

8.2 Casos para resolver el aislamiento del ruido en camarotes

Para resolver el problema del aislamiento del ruido en camarotes, hay que tener en cuenta el ruido que se puede producir en el exterior y en el interior de este, ya que si no se aísla correctamente tanto exterior como interiormente, un camarote podría no recibir ruido del exterior, pero transmitir ruido a los camarotes aledaños, es decir, podemos no oír el ruido de una mala mar o el ruido en el pasillo de los camarotes pero oír al vecino usando el secador y al vecino de arriba andando con tacones.

La propagación del ruido dentro de una habitación o camarote depende del reflejo, absorción y difusión de las ondas sonoras en todas las superficies y objetos de la habitación. El parámetro más importante para describir la acústica de la habitación es el tiempo de reverberación, pues es un factor importante para medir la calidad o bienestar del sonido dentro de la regulación del sonido en el ámbito marino.

Existen posibles soluciones para mitigar el ruido que entra y sale en los camarotes, usando diferentes disposiciones del aislamiento. Podemos utilizar construcciones de pared o mamparo simple, construcciones de pared o mamparos dobles, utilizar techos y suelos flotantes para mitigar el ruido de impacto, usar aislamiento para el ruido estructural, es decir, existe diferentes posibilidades dependiendo de los requisitos de ruido a cumplir.

8.2.1 Aislamiento de las paredes en un camarote (Mamparos verticales)

Para aislar los mamparos verticales de los camarotes utilizares los denominados Marine Panels (Paneles Marinos). Este tipo de paneles tiene un abanico de posibilidades, pues existen diferentes combinaciones a la hora de diseñar el aislamiento, dependiendo de los requisitos del aislamiento de ruido que se tienen que cumplir.

Para ello seleccionaremos del catálogo de ROCKWOOL® el panel marino tipo Sándwich, este tipo de panel es conocido y recomendado para espacios de acomodación, aislamiento de ruido, además de cumplir los requisitos de protección contra incendios. Este tipo de asilamiento proporciona una alta resistencia al fuego, fuerza mecánica y reducción del ruido y peso, ya que existen diferentes espesores de este tipo de panel.

El diseño del aislamiento para este tipo de paneles proporciona diferentes soluciones a la hora de implementarlos. Para un correcto desempeño del aislamiento debe realizarse un correcto diseño y una posterior instalación precisa según las indicaciones del diseño. Pues un mal diseño o instalación puede producir un mal aislamiento del camarote, dando lugar al paso del ruido al interior y a la emisión del ruido producido en este al exterior.

Existen diferentes soluciones de diseño e instalación para elegir el número de paneles, su peso y los requisitos de aislamiento de ruido que debe cumplir:

- Panel individual estándar de 25 mm con láminas de acero de 0,8 mm en cada lado con material aislante en el núcleo con una densidad de 160 kg/m^3. Con un R_w que estará entre los 30-38 dB. Este tipo de configuración son adecuados cuando el rango de reducción de ruido es bajo, dando un buen resultado para una construcción tan delgada.

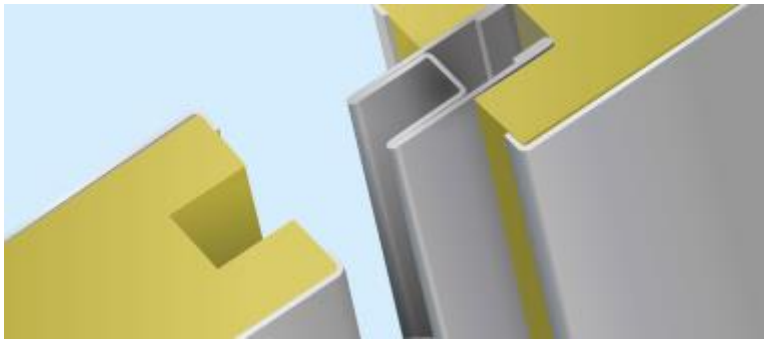


Figura 77. – Panel individual estándar.

- Panel de ruido con cámara de aire, es una construcción utilizadas cuando el panel simple no cubre las necesidades de aislamiento ruido en los camarotes. Con esta construcción se obtiene una mayor reducción del ruido, pues hay una cámara de aire en el medio de este panel, aunque requiere de una construcción más especializada, con este tipo de paneles de 50 mm es posible alcanzar un R_w entre los 42-50 dB. Dentro de la gama de construcciones de paneles con cámara de aire, las cámaras de aire de 3 mm son las que mejor cumplen la función de amortiguación en términos generales. En el caso de necesitar una amortiguación más específica se puede utilizar otro tamaño de cámara de aire.

Figura 78. – Panel de ruido con cámara de aire.

- Paneles dobles: cuando la necesidad de reducción del ruido sea mayor, se requerirá de un sistema de panales dobles, donde podrá crear un cierto punto de amortiguación para una frecuencia especifica dependiendo de la distancia entre los dos panales. También será una ventaja llenar el vacío entre los dos paneles con algún material aislante de densidades ligeras, como por ejemplo el SeaRox SL 740, para evitar las ondas estacionarias. Dependiendo del tipo de panel, distancia y relleno, es posible obtener unos valores de reducción altos R_w que van desde 48-70 dB.

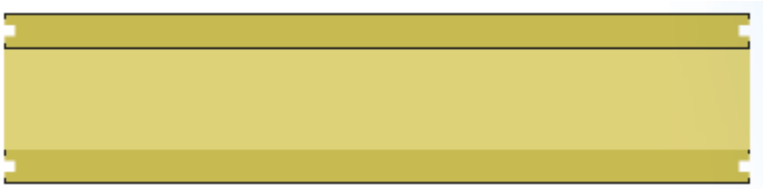


Figura 79. – Panel doble.

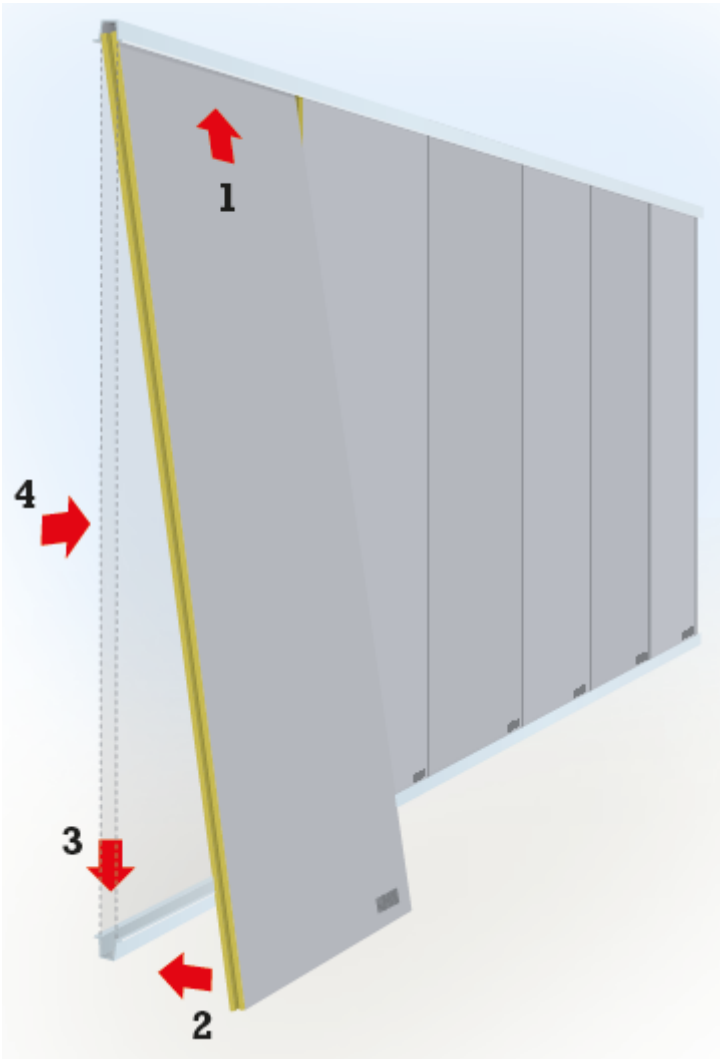


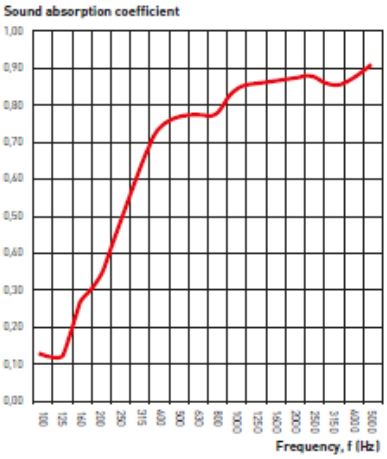
Figura 80. – Imagen ilustrativa sobre el montaje de los paneles descritos anteriormente.

Para los diferentes tipos de materiales y combinaciones descritos, se han realizado una serie de pruebas para comprobar que cumplen con los datos de absorción y reducción sonora mencionados anteriormente.

Frequency [Hz]	α_s	α_p
100	0.12	
125	0.11	0.15
160	0.27	
200	0.33	
250	0.47	0.45
315	0.63	
400	0.73	
500	0.77	0.75
630	0.77	
800	0.77	
1000	0.85	0.80
1250	0.86	
1600	0.86	
2000	0.87	0.85
2500	0.88	
3150	0.85	
4000	0.87	0.85
5000	0.90	

Sound Absorption Coefficient
SeaRox SL 740, 50 mm
(Direct mounted)

$\alpha_w = 0,75$
Calculated to EN ISO 11654:1997

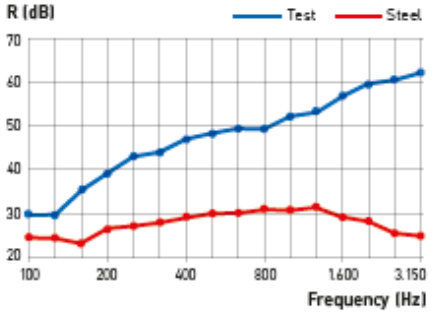


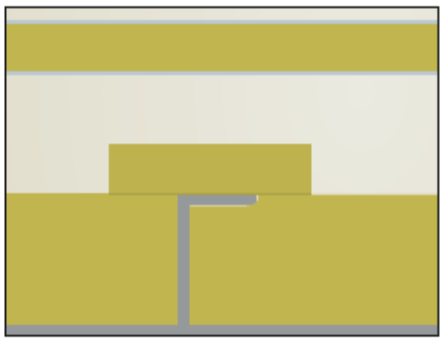
Gráfica 30. – Coeficientes de absorción del material SeaRox SL 740, 50 mm para diferentes frecuencias.

	Test	Steel
Hz	dB	dB
100	36.6	29.4
125	36.4	29.2
160	43.9	27.9
200	48.9	32.5
250	53.9	33.0
315	55.3	34.1
400	59.2	35.5
500	61.0	36.7
630	62.6	37.0
800	62.4	38.0
1000	66.1	37.9
1250	67.3	38.8
1600	72.2	35.9
2000	76.2	34.5
2500	77.2	31.0
3150	79.4	30.1
R_w	62	36

Test specimen 5 mm steel plate

SeaRox SL 740, 50/25 mm strips on L-profiles and 25 mm panel





Gráfica 31. – Índice de reducción sonora ponderado Rw del acero en perfiles en L respecto del material SeaRox SL 740, 50/25 mm.

8.2.2 Aislamiento del suelo y techo en un camarote (Suelo y techo flotantes)

8.2.2.1 Suelo flotante

El catálogo de ROCKWOOL® ofrece dos tipos de suelo flotante dedicados y probados para construcciones para la protección contra incendios Clase A-60. Este tipo de soluciones constructivas se usan en áreas donde la reducción de ruido es un factor importante, ya que es una buena solución para aislar el ruido estructural, ya sea aislando la fuente de sonido colocada en el suelo flotante o reducir el ruido transmitido desde el camarote de abajo o el de arriba. Para suelos flotantes con una carga de alojamiento normal se puede utilizar el SeaRox SL 436, este material está diseñado para la máxima absorción de ruido y vibraciones. Para alojamientos destinados a albergar una carga normal o alto podemos utilizar el SeaRox SL 480.

La rigidez dinámica del material central del sistema de suelo flotante debe ser los mas bajo posible, aunque sin olvidar que el suelo flotante va a soportar una carga, y este debe ser dimensionalmente estable y tener una fuerza de compresión los suficientemente alta. Para un camarote la mejor opción es el material SeaRox SL 436, pues proporciona una buena distribución de los requisitos mencionados anteriormente, y además se pueden crear sistemas de división contra incendios (cubierta A-60). La acumulación de fibra y los métodos de producción de este tipo de material hace posible crear un sistema de acomodación de carga normal en el que se puedan adaptar los parámetros deseados.

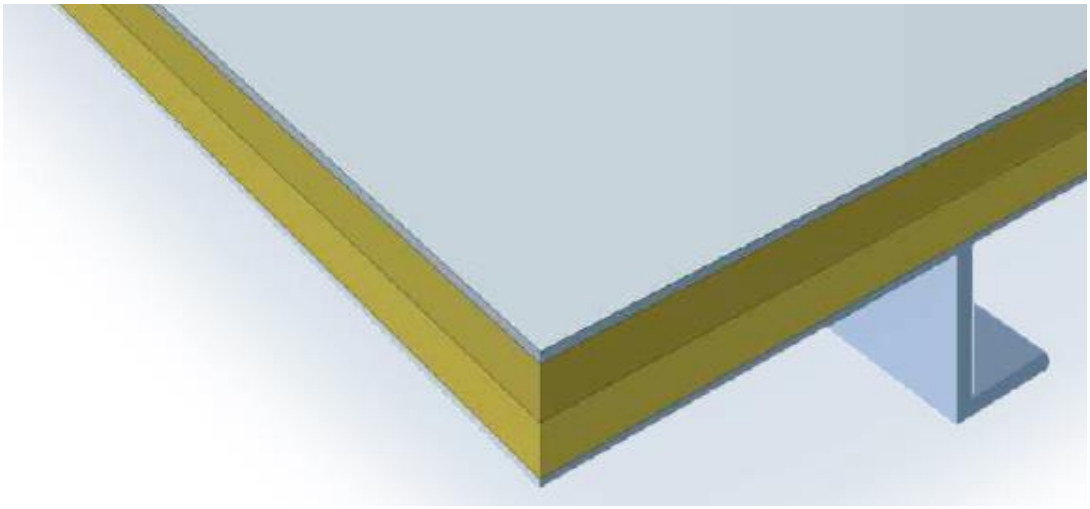


Figura 81. – Imagen ilustrativa sobre la disposición de los suelos flotantes.

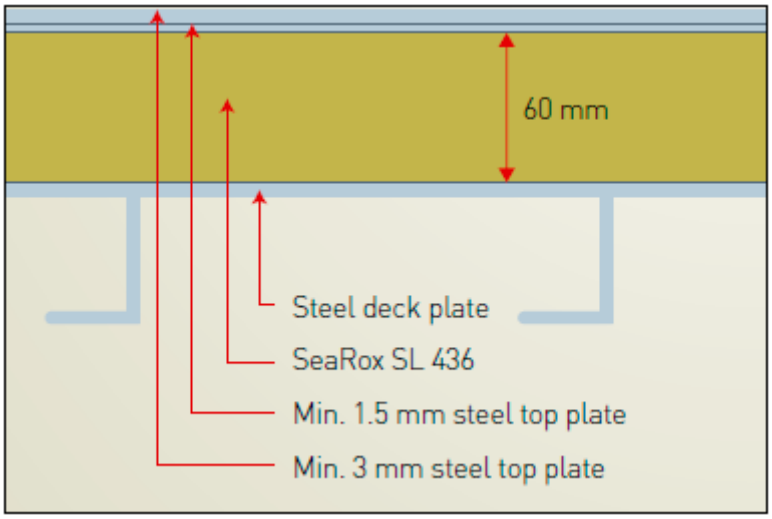
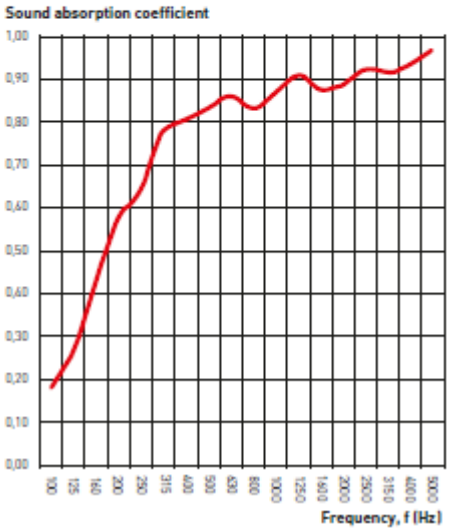


Figura 82. – Ejemplo práctico de disposición del suelo flotante con el material SeaRox SL 436, 60 mm.

Frequency [Hz]	α_s	α_p
100	0.17	
125	0.26	0.30
160	0.42	
200	0.58	
250	0.63	0.65
315	0.78	
400	0.80	
500	0.82	0.85
630	0.86	
800	0.82	
1000	0.86	0.85
1250	0.91	
1600	0.87	
2000	0.88	0.90
2500	0.92	
3150	0.91	
4000	0.93	0.95
5000	0.96	

Sound Absorption Coefficient
SeaRox SL 436, 50 mm

$\alpha_w = 0.85$
Calculated to EN ISO 11654:1997



Gráfica 32. – Coeficientes de absorción del material SeaRox SL 436, 50 mm para diferentes frecuencias.

8.2.2.2 Techo flotante

Una solución constructiva para el techo flotante es combinar varios métodos para combatir el ruido aéreo como el ruido estructural, es decir, dentro de la acción aislante que desempeña el techo flotante va influenciada por la acción aislante que realiza el suelo flotante de la cubierta superior. Por ejemplo, podemos combinar aislamientos que proporcionen una buena amortiguación estructural para frecuencia más bajas con estructuras suspendidas con aislamiento que atacan a las frecuencias altas.

Para un mejor aislamiento del techo flotante podemos añadir resinas especiales resistentes al fuego, que además atenúan el ruido estructural y el ruido aéreo debido a su buena absorción. En el caso de que no se usen resinas podemos utilizar el material aislante SeaRox SL 340, ya que proporciona unas buenas características y una buena relación absorción/reducción del ruido y una buena relación peso/resistencia mecánica.

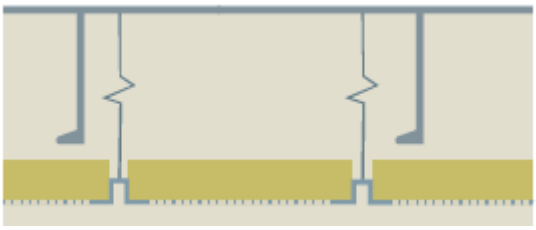


Figura 83. – Disposición general de un techo flotante.

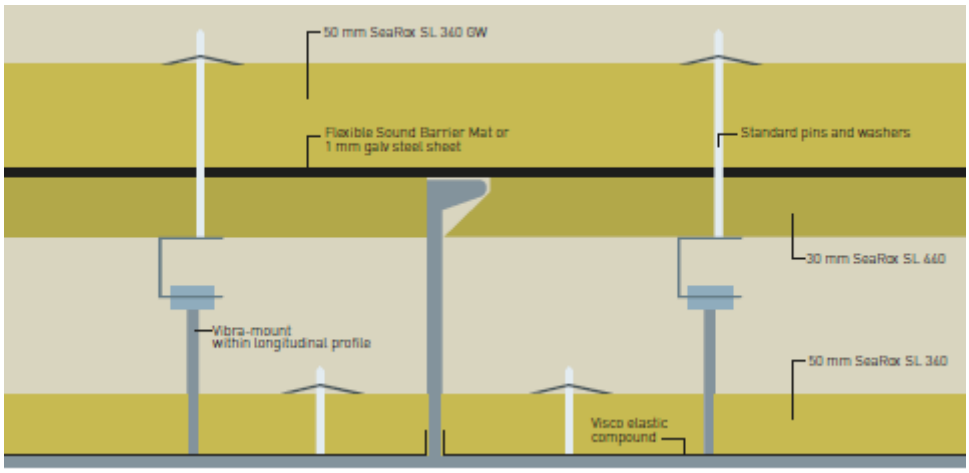
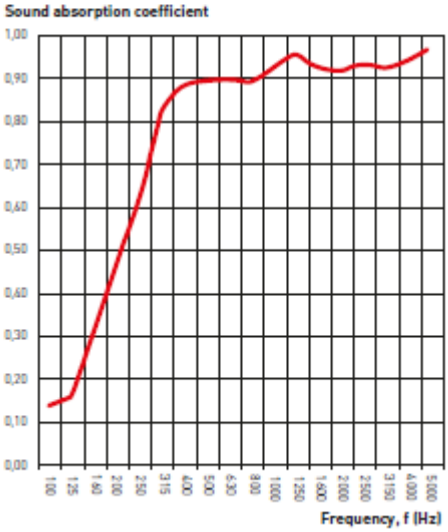


Figura 84. – Ejemplo práctico de disposición del techo flotante con el material SeaRox SL 340, 50 mm.

Frequency [Hz]	α_s	α_p
100	0.14	
125	0.15	0.20
160	0.31	
200	0.47	
250	0.60	0.65
315	0.82	
400	0.88	
500	0.89	0.90
630	0.90	
800	0.89	
1000	0.92	0.90
1250	0.95	
1600	0.92	
2000	0.91	0.90
2500	0.93	
3150	0.92	
4000	0.93	0.95
5000	0.96	

Sound Absorption Coefficient
SeaRox SL 340, 50 mm
(Direct mounted)

$\alpha_w = 0,90$
Calculated to EN ISO 11654:1997



Gráfica 33. – Coeficientes de absorción del material SeaRox SL 340, 50 mm para diferentes frecuencias.

8.3 Directrices para el control de ruido por medio de cerramientos y cabinas según la norma UNE-EN ISO 15667:2000

8.3.1 Objetivo y campo de aplicación

Esta norma internacional trata sobre los rendimientos de cerramientos y cabinas diseñados para el control de ruido, donde destacan los requisitos acústicos y operativos que se acuerden entre el proveedor o fabricante y el usuario de estos cerramientos y cabinas.

- Cabinas para la protección de operarios contra el ruido: cabinas móviles y las cabinas fijas a las máquinas.
- Cerramientos móviles que cubren o envuelven maquinas: el principal objetivo son los cerramientos, con una fracción inferior al 10% de su superficie total abierta o no tratada acústicamente.

En esta normal se pone especial énfasis en construcciones ligeras, sin embargo, no se excluyen las estructuras gruesas o masivas. Los cerramientos y cabinas con más de un 10% de su superficie abierta o no tratada acústicamente pertenecen a la categoría de cerramientos parciales, los cuales no incluye esta norma. Un tercer tipo de cerramiento, son los cerramientos integrales que forman parte de la maquina y que esta sólidamente fijos a ellas, los cuales tampoco son objeto de esta norma.

8.3.2 Normas para consulta

Las normas para consulta más relevantes dentro de esta norma son la ISO 11200 – Acústica. Ruido emitido por máquinas y equipos, ISO 9614 (todas las partes) – Acústica. Determinación de los niveles de potencia acústica emitidos por las fuentes de intensidad del ruido y la norma ISO 14163:1999 – Acústica. Directrices para el control del ruido por medio de silenciadores.

8.3.3 Términos y definiciones sobre el aislamiento

- Aislamiento en potencia acústica del cerramiento; pérdida por inserción del cerramiento D_W. Diferencia entre los niveles de potencia acústica emitidos por la fuente sonora (máquina) con y sin el cerramiento, en bandas de un tercio de octava o en bandas de octavas, medida de acuerdo con la Norma ISO 11546-1 o ISO 11546-2.
- Aislamiento en potencia acústica ponderado del cerramiento $D_{W,w}$: el valor único determinado según el método indicado en la Norma ISO 717-1, excepto que el índice de reducción sonora (o pérdida por transmisión) es sustituido por la pérdida de inserción, D_W.
- Pérdida por transmisión de paneles R: Índice de reducción sonora (o pérdida por transmisión) de los paneles individuales que componen el cerramiento según las Norma ISO 140-3.
- Aislamiento en presión sonora para el cerramiento D_p: Diferencia entre los niveles de las presiones sonoras para una determinada posición con y sin cerramiento, en bandas de un tercio de octava o en bandas de octava
- Aislamiento en presión sonora para cabinas D_p: Diferencia entre los niveles de las presiones sonoras acústicas en un campo sonoro difuso externo y en una cabina situada en este campo, en bandas de un tercio de octava o en bandas de octava.
- Aislamiento en presión sonora ponderado A D_{pA}: Valor único determinado para el espectro real de la fuente sonora, que describe la reducción del nivel de presión sonora ponderado A, en una determinada posición del cerramiento o en una cabina situado en un campo sonoro difuso.
- Aislamiento acústico estimado del cerramiento $D_{pA.e}$: Valor único determinado para un espectro de fuente sonora determinado, describiendo la reducción del nivel de presión sonora ponderado A del cerramiento, es una posición determinada.
- Coeficiente de fuga θ: Relación entre el área de todas las aberturas del cerramiento no tratadas acústicamente, y el área de la superficie interior total del cerramiento (incluidas aberturas).

8.3.4 Principios generales y consideraciones operativas

Existen diversas vías de propagación del sonido desde una fuente sonora situada dentro de un cerramiento al entorno, pueden agruparse en cuatro categorías, tal y como se muestra en la figura:

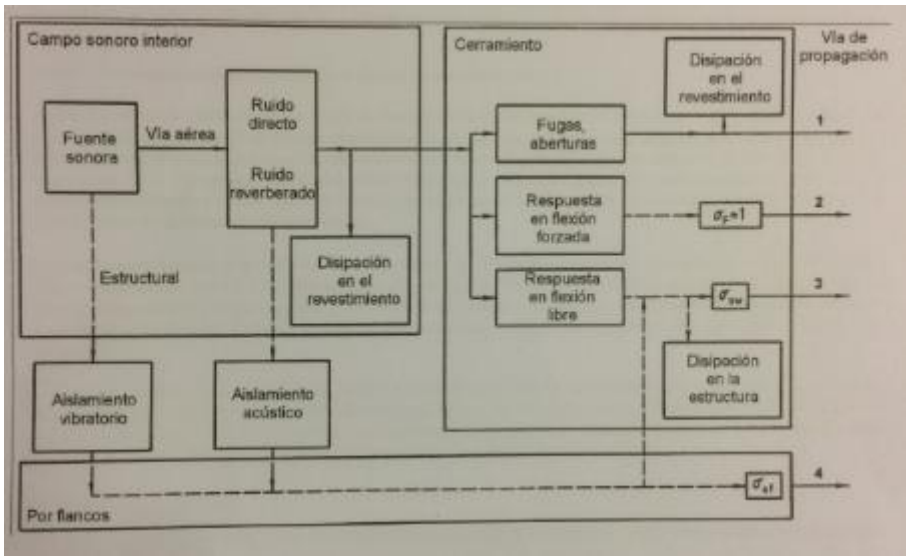


Figura 85. – Esquema de las vías de propagación del sonido.

8.3.4.1 Control eficaz del ruido

- Seleccionar un cerramiento o cabina adaptada a la función determinada de cerrar una máquina o de proteger un puesto de trabajo según los criterios generales de funcionamiento.
- Conocer el rendimiento acústico de los paneles montados en términos de absorción y de índice de reducción acústico (o por perdida por transmisión).

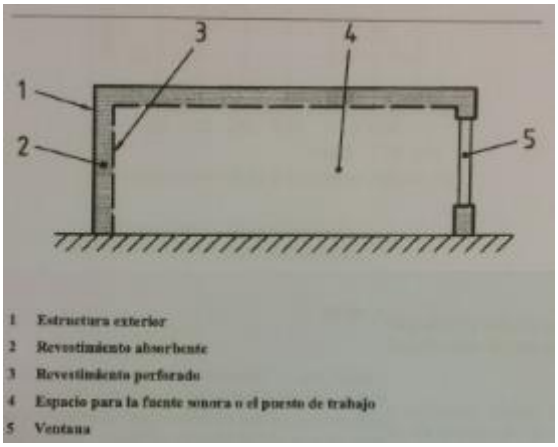
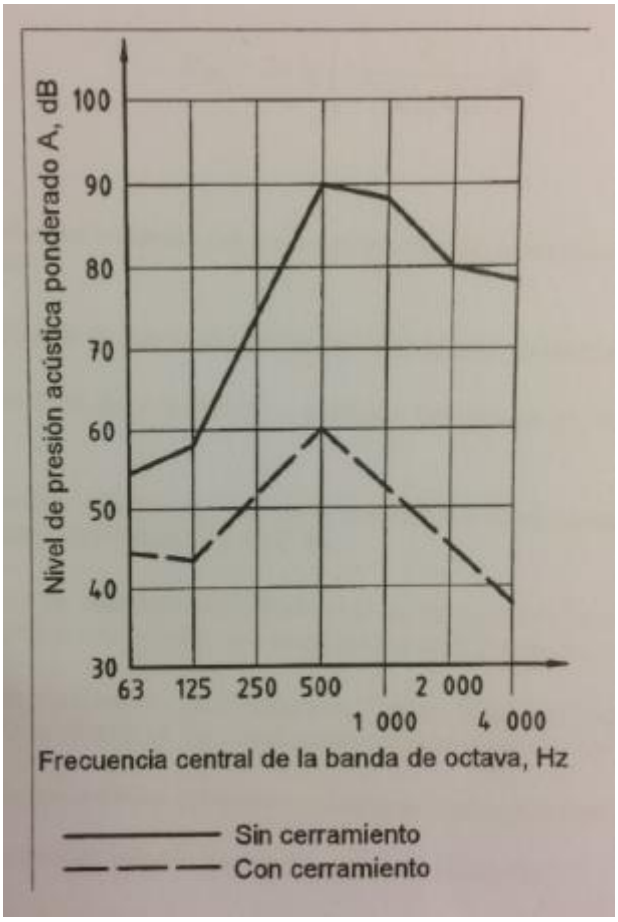


Figura 86. –Esquema de un cerramiento o cabina acústica.



Gráfica 34. – Espectro en bandas de octava ponderado A del nivel de presión acústica en las proximidades de una máquina.

8.3.5 Tipos de cerramientos

- Cerramientos pequeños (cápsulas): Los cerramientos pequeños pueden considerarse como pequeños para bajas frecuencias cuando la dimensión mayor es inferior a un cuarto de la longitud de onda del ruido aéreo. Las paredes de baja masa y las paredes transparentes permiten una fácil manipulación, uso adecuado y tienen una larga duración. La estructura de soporte a menudo es la propia estructura de la máquina.

  A bajas frecuencias, la pérdida por inserción de un cerramiento hermético es:

$$D_W = 20 \log\left(1 + \frac{C_v}{\sum_{i=1}^{n} C_{wi}}\right) dB$$

  Donde:

  $C_v = V_0/kP_0$ es la elasticidad del volumen del gas en el interior del cerramiento, en metro a la quinta potencia por newton m^5/N

V_0 es el volumen de gas en el interior del cerramiento, en metro cúbicos, m^3

k es el cociente de los calores específicos del gas en el interior del cerramiento; para el aire $k = 1.4$

P_0 es la presión estática del gas en el interior del cerramiento, en pascales, Pa ; par el aire en condiciones ambientales $P_0 = 10^5\ Pa$

$C_{wi} = \Delta Vp_i/p$ es la elasticidad de volumen del panel del cerramiento en respuesta a la presión acústica en el interior del cerramiento, en metros a la quinta potencia por newton, m^5/N

ΔVp_i es el desplazamiento de volumen del panel del cerramiento en respuesta a la presión acústica en el interior del cerramiento, en metro cúbicos, m^3

p es la presión acústica uniforme en el interior del cerramiento, en pascales, Pa

n es el número de paneles que componen el cerramiento.

Para el caso especial de un cerramiento cúbico con paneles planos embutidos, la perdida de inserción es:

$$D_W = 20\log\left[1 + 41\left(\frac{h}{a}\right)^3 \frac{E}{kP_0}\right]\ dB$$

Donde:

h es el espesor del panel del cerramiento, en metros, m

a es la longitud del borde del cerramiento, en metros, m

E es el módulo de Young del material que constituye los paneles, en pascales, Pa

kP_0 como en la anterior ecuación.

Excepto para construcciones especiales, todos los cerramientos pequeños son susceptibles de tener fugas y no tienen una perdida por inserción positiva a frecuencias inferiores a $1.4f_L$, donde, para un cerramiento cúbico con una abertura redonda:

$$f_L = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{\theta}{(h+\Delta h)a\left(1 + \frac{\sum_{i=1}^{n} C_{wi}}{C_v}\right)}}$$

Donde:

c es la velocidad del sonido en el volumen de aire en el interior del cerramiento, en metros por segundo, m/s

θ es el cociente de fuga

a, h son como en la anterior ecuación

$\Delta h \approx 1{,}6a_L$, es la corrección de terminación de las dos extremidades de la abertura del cerramiento, en metros, m

a_L es el radio de la abertura del cerramiento, en metros, m

C_{wi} , C_v son como en la ecuación para pequeños cerramientos (cápsulas).

A frecuencias superior a f_L , la perdida por inserción del cerramiento con fugas esta cercana a la del cerramiento sellado. Las fugas entre el cerramiento y la estructuras deberían sellarse mediante bandas elásticas adecuadas para un uso frecuente, ya que no pueden instalarse silenciados eficaces debido a la falta de espacio y conviene que las aberturas sean lo más pequeñas posibles.

Cerramientos para máquinas fijas individuales

- En talleres: el tamaño de un cerramiento a menudo está determinado por espacio disponible en torno a la máquina, a veces puede considerarse que un cerramiento parcial, que envuelve a la fuente acústica dominante, es más adecuado. El tamaño y construcción del cerramiento deberá escogerse en función de varios aspectos entre lo que se incluyen la facilidad de acceso, el mantenimiento, los ajustes, la retirada y sustitución de las herramientas.
- En el exterior: además de los requisitos referentes a los cerramientos acústicos en talleres, se debe prestar especial atención a la protección de los materiales contra la climatología, a las aberturas, a las sobrecargas por viento y a la protección contra el agua de mar, si se requiere
- Cerramientos con acceso para personas, para máquinas grandes grupos de máquinas: además de los requisitos propios de los cerramientos acústicos utilizados en talleres, conviene que el interior del cerramiento tenga ventilación e iluminación y que se prevean las medidas de seguridad adecuadas. Se debe prestar especial atención a la transmisión sonora a través de los espacios que rodean las puertas, y esto depende del tipo de puerta y cierre de la puerta. Se distinguen tres tipos de puertas:

a) Puertas correderas, de acordeón y basculantes.
b) Puerta de bisagras (con o sin marco).
c) Puertas de compresión.

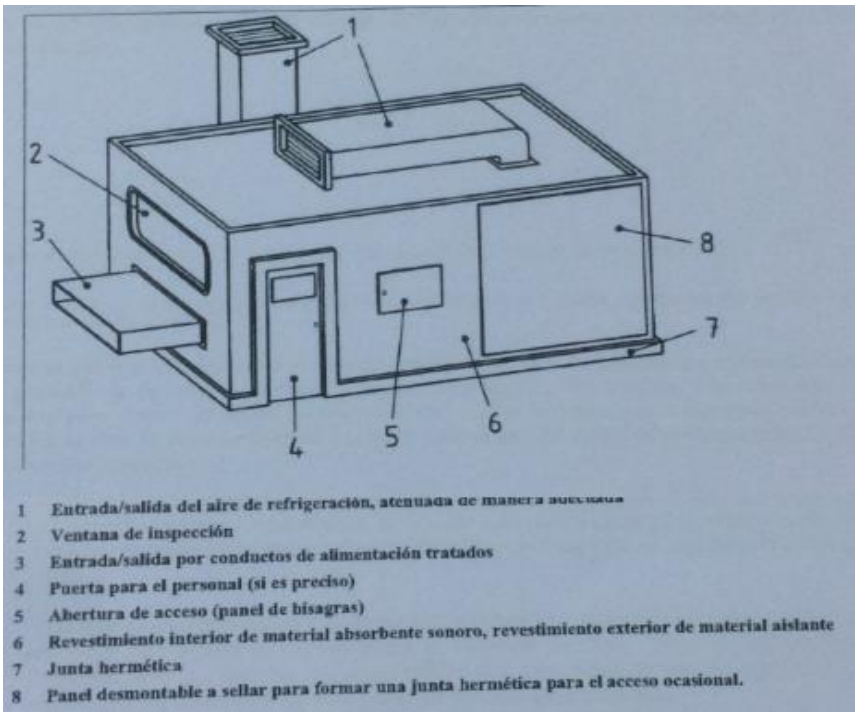


Figura 87. – Cerramiento típico de una máquina.

- Cerramientos de alto rendimiento: este tipo de cerramientos se utilizan para bancos de ensayos de motores, en transformadores, en compresor y máquinas de corrugación. Cuando se utilizan en el exterior este tipo de cerramientos requieren de una protección especial contra la climatología y las tormentas.
- Cerramientos móviles y cerramientos montados sobre vehículos: se utilizan cuando la maquinaria va montada sobre vehículos, y se requieren cerramientos para operar en obras de construcción y otras instalaciones temporales.

8.3.5.1 Cabinas

- Cabinas de control y vigilancia: las paredes con puertas y ventanas, el techo y, si se especifica, el suelo, se presentan como elementos prefabricados, aunque para uso industrial lo normal es que las puertas requieran de juntas adaptadas. El aislamiento en presión acústica ponderado de una cabina acústica es de aproximadamente 30 dB.
- Cabinas fijas para operarios. Estas cabinas requieren de un volumen mínimo para poder desempeñar el trabajo, con especial atención a la ventilación y al puesto sentado, ya que se requieres reducir la cantidad de polvo en su interior, conviene este tipo de cabinas este equipada de un extractor mejor que de un ventilador aspirador. Además, también es necesario iluminación artificial. Los mandos deben situarse en el interior de la cabina para limitar la necesidad de penetrar zonas ruidosas.
- Cabinas montadas sobre vehículos: en este tipo de cabinas es necesario reducir el ruido y las vibraciones, además de los requisitos generales aplicables a las cabinas fijas, hay que tener en cuenta la visibilidad en un gran ángulo, limitaciones de peso y tamaño, la climatización y los aspectos particulares en materia de seguridad.

8.3.6 Requisitos acústicos y verificación del control de la vibración

En base a los niveles de presión acústica existentes sin cerramiento o cabina, los usuarios o planificadores de cerramientos y cabinas acústicas necesitan conocer, por regla general, los valores máximos permitidos de:

a) Los niveles globales de presión acústica ponderados A o los datos en bandas de octava en posiciones determinadas, tales como:

- El valor máximo a una distancia de 1 m del cerramiento
- El valor medio sobre una superficie envolvente, en el puesto de trabajo, en el interior de la cabina o en un punto determinado de las proximidades

b) Los niveles globales de potencia acústica ponderados A o lo datos en bandas de octava de la emisión sonora emitidos por el cerramiento (o el equipo encerrado).
La diferencia de los niveles globales de presión acústica ponderados A, con y sin cerramiento. O la diferencia en la banda de octava de 500 H< determina los requisitos acústicos para el cerramiento. Se pueden diferencia cinco grupos de cerramientos según esta diferencia de nivel:

- Hasta 10 dB: ningún requisito particular.
- De 10 dB a 20 dB: cerramientos típicos sin fugas importantes.
- De 20 dB a 30 dB: cerramientos típicos con juntas cuidadosamente selladas y montajes elásticos de la máquina.
- De 30 dB a 40 dB: cerramiento de alto rendimiento cuidadosamente diseñados y montados.
- Más de 40 dB: construcciones especiales.
  Sin que sea necesario un conocimiento detallados de la fuente sonora, conviene que los fabricantes incluyan la siguiente información para los cerramientos acústicos
- La pérdida por inserción y, al menos, el aislamiento en potencia acústica ponderado

8.3.6.1 Dimensiones

Las dimensiones mínimas de un cerramiento dependen de la necesidad de que ninguna pieza de la máquina debe tocar la pared del cerramiento. Para evitar aislamientos acústicos reducidos de las paredes debido a la resonancia con la rigidez del aire entre la pared y la superficie de la máquina, el ancho d del espacio de aire debe cumplir con la siguiente condición:

$$\frac{d}{d_0} = \frac{2x10^4}{\frac{m''}{m''_o}\left(\frac{f}{f_0}\right)^2}$$

Donde:

d es el ancho del espacio entre la superficie de la máquina y el revestimiento exterior del cerramiento, en metros m;

$m^{"}$ es la masa por unidad de área del revestimiento exterior, en kilogramos por metro cuadrados, k/m^2; $m_o^{"} = 1\ kg/m^2$

f es la frecuencia más baja para la que se requiere la pérdida por transmisión del panel, en hercios, Hz; $f_0 = 1\ Hz$

Para los cerramientos accesibles a personas, el espacio libre entre la máquina y la pared del cerramiento deberá ser de al menos 500 mm, y preferentemente de 600 mm a 700 mm.

8.3.6.2 Ventilación y climatización

- Eliminar el calor
- Cambiar el aire en caso de fugas potenciales de gas, para prevenir los riesgos tóxicos y peligros de explosión
- Suministrar aire a quemadores o motores de combustión interna alternativa
- Es necesario que todas las aberturas para la admisión y escape de aire sean tratadas acústicamente

8.4 Practica recomendad para el diseño de máquinas y equipos de bajo nivel de ruido según la norma UNE-EN ISO/TR 11688-1:1995

8.4.1 Normas para consulta

ISO 9611- Acústica. Característica de la emisión solidaria de máquinas mediante la estimación del ruido aéreo de estructuras fijadas. Medida de la velocidad de los puntos de contacto de las maquinas con montaje elástico.

ISO 11698- Acústica. Recogida y comparación sistemática de datos de emisión de máquinas y equipos.

8.4.2 Diseño conceptual y detallado

- Con un alto grado de probabilidad, el modo de operación de menos velocidad y aceleración proporcionara la mejor solución acústica.
- Para un principio de funcionamiento dado, se puede reducir el ruido procedente de una maquina mediante la alteración de la masa, rigidez y amortiguamiento. Parámetros de diseño, tales como el material, forma, posición, número de elementos, medidas, estructura y tipo de conexiones pueden tener un gran efecto en la emisión de ruido.
- El flujo estacionario de gases y líquidos es más silenciadores que el flujo no estacionario.

8.4.3 Clasificación y modelo acústico

El diseñador debe, en primer lugar, dividir la maquina en componentes activos y pasivos del ruido. Después de esta clasificación el diseñador debe analizar los caminos por los

cuales se puede propagar el ruido y por último es necesarios identificar las superficies que irradian el ruido.

8.4.3.1 Reglas generales de diseño

- Dividir la maquina en componentes activos y pasivos
- Localizar las fuentes de ruido aéreo, de transmisión liquida y estructural
- Localizar los caminos aéreos, líquidos y estructurales
- Localizar las superficies que irradian ruido
- Identificar las contribuciones más importantes, es decir, fuentes, caminos de transmisión y superficies radiantes

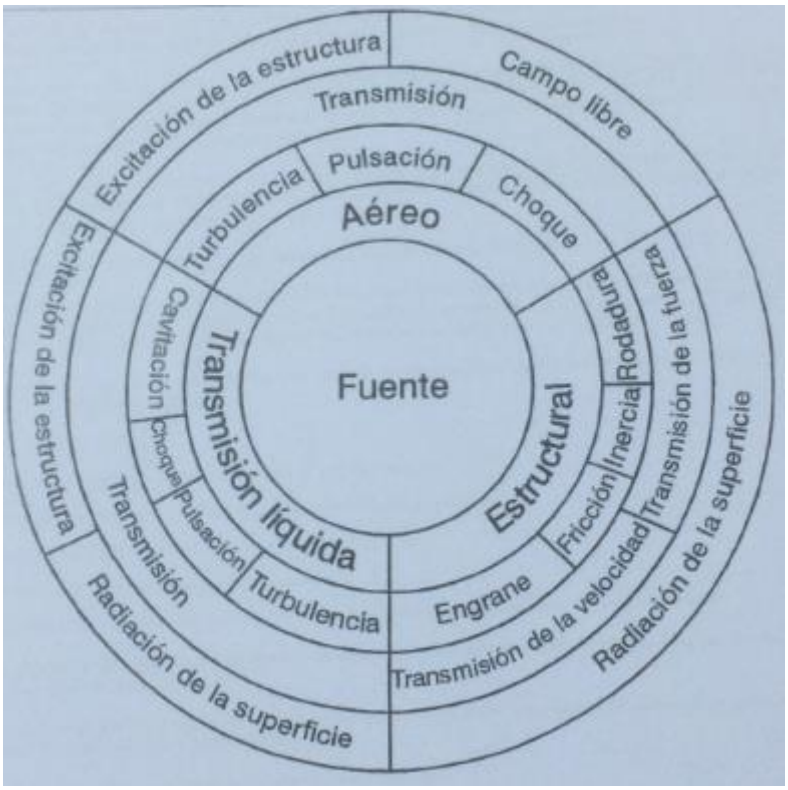


Figura 88. – Esquema básico de la generación de ruido en máquinas.

Capítulo 9. Conclusiones

Desde hace unas décadas atrás hasta hoy día el control del ruido y la vibración en los buques se ha convertido en uno de los requisitos más importantes a cumplir a la hora de diseñar y construir un buque. Para poder cumplir con los requisitos y límites del ruido y la vibración se debe realizar una búsqueda de diferentes soluciones constructivas, para así poder seleccionar cual es la más adecuada para nuestro buque, fijándonos en barcos construido anteriormente, los cuales contemplan esta serie de requisito y límites y en barcos de nueva construcción los cuales llevan incorporados estas nuevas medidas implantadas con los requisito y límites actuales en muchos casos con técnicas de diseño y de construcción mejoradas con respecto a los anteriores buques.

Para poder determinar una solución acústica y de vibración debemos conocer las fuentes de excitación existentes en nuestro buque y cuál es su ubicación, además deberemos de disponer de métodos de predicción fiables para saber cómo se distribuye y se transmite el ruido en nuestro buque y en que rango de frecuencias, para así poder adoptar las medidas pertinentes en las fases de diseño, ya que una mala predicción de los niveles de ruido y vibración puede suponer una serie de sobrecostes a posteriori bastaste importante.

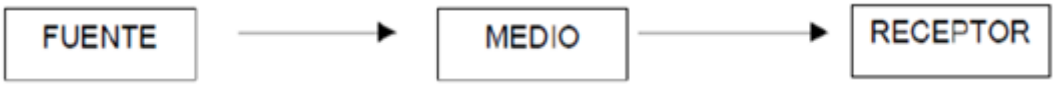
Para las distintas fuentes de excitación que generan problemas a bordo, podemos aplicar distintas soluciones constructivas recogidas en la siguiente tabla:

Fuente de excitación	TIPO RUIDO	SOLUCION DE DISEÑO PARA FUTUROS BUQUES
Viento/Escapes /Motor Principal	Aéreo	Redefinir diseño silenciosos en los conductos de escape del Motor principal
Conduct. Aire Acond.	Aéreo	Disminuir Velocidad caudal A.CC y/o modificar difusor de salida
Hélice/Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal / Aumentar calado del buque para sumergir más las hélices y disminuir las vibraciones en el codaste
Motor Principal	Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal / Mejora aislamiento en techos, suelo y mamparos
Motor Princ. / Falso techo /Aire Acond	Aéreo y Vibración Estructural	Uso de antivibratorios apropiados en el Motor Principal / Mejora anclaje falso techo y disminución Veloc. AA.CC
Falso techo/AA Acond	Aéreo	Mejora anclaje falso techo y disminución Veloc. AA.CC

Tabla 23. – Fuentes de excitación y diferentes soluciones constructivas para atenuar el ruido aéreo y estructural que producen.

Una solución también muy efectiva es la de situar los espacios más sensibles al ruido y la vibración, es decir, aquellos donde los requisitos y limites sean más altos, que son normalmente los espacios ocupados parcial o continuamente por las personas, lo más lejos posible de las fuentes de excitación.

Los fenómenos del ruido y la vibración constan de tres elementos fundamentales:



La fuente que es la genera el ruido y la vibración, el medio y la vía de transmisión por donde se propaga y finalmente lo recibe un receptor.

Existen diferentes medidas para reducir el ruido aéreo y estructural, que atacan directamente a estos fenómenos provocados por las fuentes de excitación:

- Aislando acústicamente los receptores.
- Dificultando la transmisión del ruido y la vibración a través de la estructura y del aire.
- Disminuyendo la potencia acústica emitida por la fuente de excitación.

Un dato muy a tener en cuenta a la hora de aplicar alguna de estas medidas, es que el ruido estructural en sentido vertical se propaga del orden de 1 a 4dB por cubierta en una banda de 1000 Hz generalmente en buques mercantes, pudiendo llegar a ser este valor del orden de 5 a 10 dB en barcos de pasaje. La atenuación del ruido estructural en sentido longitudinal generalmente será del orden de 1 dB(A) por cada clara de cuadernas.

En resumen, para poder realizar un control eficaz del ruido y de la vibración a bordo en los barcos de pasaje se deben minimizar la magnitud de las fuentes de excitación en la medida de los posible, para ello se debe tener toda la información de los fabricantes, suministradores de equipos y demás información técnica de los equipos, que se deberá verificar cuando sea entregada, para tener un mayor control y conocimiento de lo que estamos montando dentro del barco, y así poder proceder a las distintas soluciones constructivas que se requieran de un manera eficiente y optimizada.

Por último, comentar que aunque existen normativas ISO y resoluciones de la IMO, y recomendaciones de buena práctica, que marcan los requisitos y límites que se pueden dar en las distintas zonas en los barcos de pasaje, no siempre son aplicables por completo, pues hay veces que aun siguiendo las directrices se hace muy difícil cumplir con los límites de ruido y vibración establecidos, pues en el mundo de la ingeniería las cosas no siempre salen a la primera, ya que nos podemos encontrar singularidades y problemas particulares, que en teoría no deberían estar, pero en la práctica están presentes y nos hacen tener que adaptarnos para poder encontrar una solución deseada.

Pues como decía un profesor, a un ingeniero no se le llama cuando las cosas funcionan perfectamente y al 100%, sino cuando surgen los problemas.

Bibliografía

- Manual de medidas acústicas y control del ruido (Tercera edición). Cyril M. Harris.
- Apuntes de la asignatura de Control de ruido y vibraciones a bordo. Gregorio Munuera Saura (UPCT).
- Apuntes de la asignatura Hidrodinámica. Resistencia al avance y propulsión. Domingo García López (UPCT).
- Trabajo Final de Máster. Evolución de la normativa del ruido en buques mercantes. Francisco Javier Bermúdez Rodríguez (Universidad de Cádiz).
- Tesis Doctoral. Comparación de los criterios de calidad acústica con los estándares de confort admitidos por las sociedades de clasificación en mediciones de ruidos a bordo de los buques, exposición laboral, confort acústico y control del ruido. Pedro López Fachal (Universidade da Coruña).
- Tesis Doctoral. La protección jurídica de los hombres de mar frente a los riesgos derivados de la exposición del ruido. Severiano García Posada (UPC).
- Congreso Internacional del Sonido y la vibración número 21 del 13-17 de Julio de 2014, Beijing/China. Resolución IMO A.468(XII) y resolución del Comité de Seguridad Marítima MSC 337(91) de noviembre de 2012.
- Norma ISO 6954:2000 – Vibración. Pautas para la medición, reporte y evaluación de la vibración con respecto a la habitabilidad de los buques de pasaje y mercantes.
- Norma ISO 8528-9:1995 – Vibración. Medición y evaluación en grupos electrógenos, alternadores y motores de combustión interna.
- Reglas para la clasificación del ruido y la vibración para el confort en cruceros (v>25kn), 21 de junio de 2004. Germanischer Lloyd.
- UNE-EN ISO 15667 – Acústica. Directrices para el control del ruido y cerramientos en cabinas.
- UNE-EN ISO 11688-1 – Acústica. Práctica recomendada para el diseño de máquinas y equipos de bajo nivel de ruido (Parte 1: Planificación).
- BOE-A-2015-3633. Código sobre niveles de ruido a bordo de los buques.
- Catálogo Suspensiones elásticas Hutchison® Vibrachoc-Paulstra.
- Manual acústico y pautas Rockwool®. SeaRox Marine and Offshore Insulation.
- Guía para la selección de materiales. Silent Line (Sound and Vibration Control).
- Guía del control de ruido y la vibración en yates de lujo. Silent Line (Sound and Vibration Control).
- https://acusticamadrid.blogspot.com/2015/05/mediciones-de-ruido-de-impacto-en.html
- http://teoriadeconstruccion.net/blog/indices-de-aislamiento-acustico-cual-debo-usarque-los-diferencia/

Fin.

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Naval y Oceánica

Universidad
Politécnica
de Cartagena