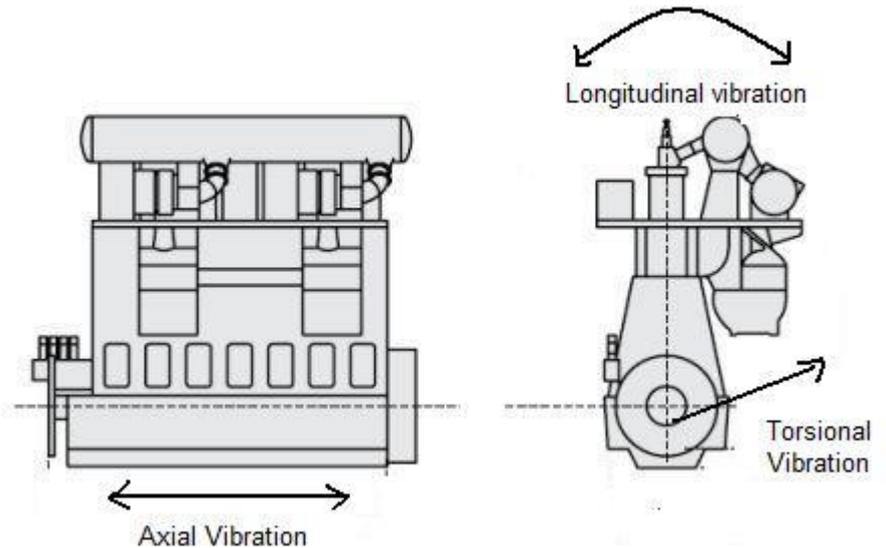
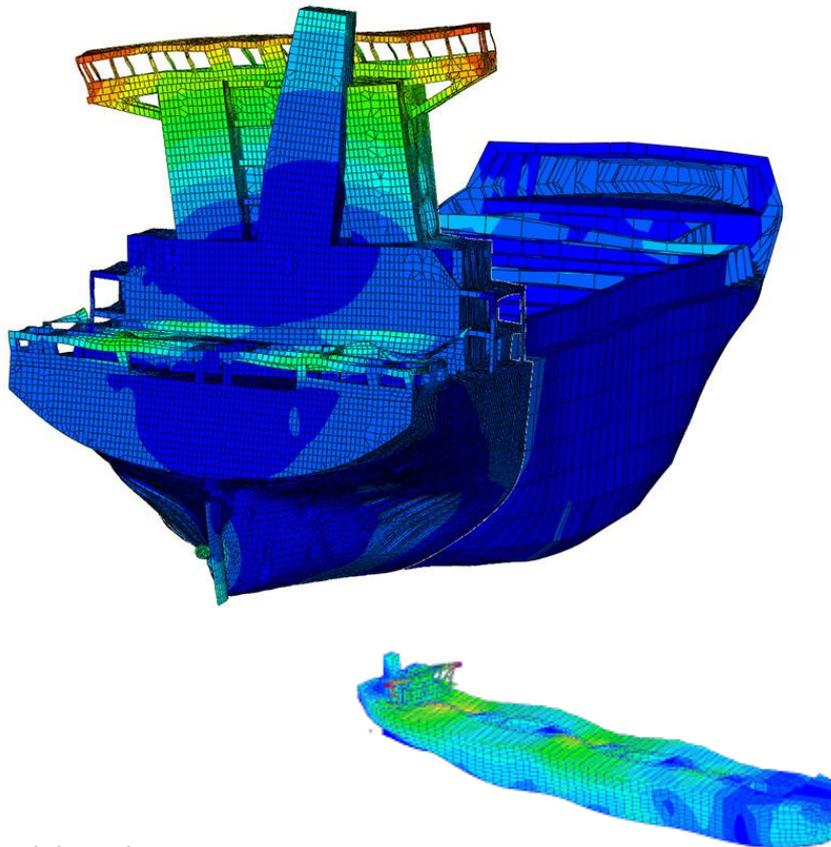


VIII. Vibración y ruido

Objetivo:

1. Discutir algunos conceptos básicos en el análisis vibratorio de buques.



VIII. Vibración y ruido

1. Introducción

Gran parte de la teoría relacionada al análisis de sistemas vibratorios en buques fue desarrollada entre 1970 y 1980. Un consecuencia de esto último, fue el desarrollo de técnicas a inicios de la década de los 90 que permitieron la reducción del nivel de vibración en los cruceros.

En vista de que la vibración mecánica puede ser definida generalmente como el movimiento oscilatorio de un cuerpo rígido o de un cuerpo elástico, esta materia en general es bastante amplia. De hecho, todos los problemas principales de dinámica de un buque, excluyendo maniobrabilidad, suele involucrar alguna forma de vibración.

Por conveniencia, la respuesta total de una embarcación puede ser separada en dos partes: una es el movimiento como si fuera un cuerpo rígido en respuesta a la excitación del océano, que suele ser estudiada en la parte de maniobrabilidad y comportamiento en el mar, y la otra es la respuesta elástica del casco y de otros elementos estructurales producto de fuerzas internas y/o externas.

En el caso de la vibración asociada al modelado del buque como un elemento elástico, la respuesta puede darse en forma de flexión vertical u horizontal, torsión, y modos axiales de las estructuras elásticas. Las excitaciones que causan esta vibración se deben principalmente a la propela, a la fuerzas de máquinas rotatorias, y a fuerzas externas como las olas.

Definiciones básicas

- a) Vibración: Puede ser definida como una oscilación de amplitud relativamente pequeña a partir de la posición de equilibrio.
- b) Amplitud: Para una vibración en estado estable, la amplitud es el valor absoluto máximo que se repite de la respuesta vibratoria (desplazamiento, velocidad, aceleración). Para sistemas en estado no estable, una amplitud dependiente del tiempo puede ser definida.

VIII. Vibración y ruido

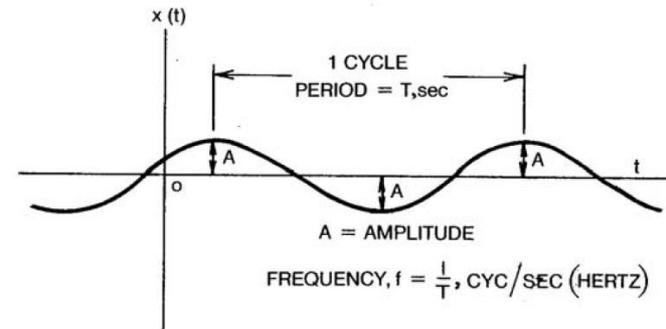
1. Introducción

Definiciones básicas

c) Ciclo: Movimiento de un cuerpo vibratorio desde su posición de equilibrio o no perturbada hasta su posición extrema en una dirección, luego a su posición de equilibrio, después a su posición extrema en la otra dirección, y finalmente de regreso a su posición de equilibrio. El tiempo para completar un ciclo se conoce como periodo.

d) Frecuencia: Es el número de ciclos de vibración ejecutados por unidad de tiempo; es el inverso del periodo.

e) Frecuencia natural: es la frecuencia a la cuál vibrará el sistema cuando es estimulado desde su posición de equilibrio o reposo. El requerimiento para la frecuencia natural es que el sistema posea tanto masa como rigidez. Para los sistemas continuos, existe una cantidad infinita de frecuencias naturales. Y para una excitación arbitraria el sistema vibrará a una superposición de todas sus frecuencias naturales.



f) Modo: Cada una de las diferentes formas a las cuáles puede vibrar un sistema. Asociada a cada frecuencia natural hay un modo de vibración.

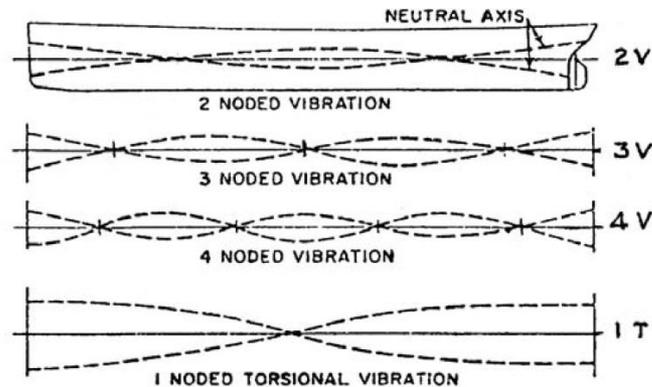
g) Forma modal (*mode shape*): Es una distribución de la amplitud o de la forma del desplazamiento asociada a cada modo.

h) Nodo: es un punto nulo en la distribución del desplazamiento vibratorio, o en una forma modal. El número de nodos en general incrementa con el número de frecuencias naturales que tenga un sistema.

VIII. Vibración y ruido

1. Introducción

Definiciones básicas



i) Excitación: Es un estímulo aplicado dependiente del tiempo (fuerza o desplazamiento) que produce la vibración del sistema. Estimulo puede ser trascendente, aleatorio, o periódico. Una excitación periódica en estado estable producirá una vibración forzada periódica que también alcanzará estado estable.

j) Frecuencia de excitación: Para una excitación periódica en estado estable, es el número de ciclos que tarda en completarse la excitación por unidad de tiempo. Bajo condiciones de estado estable, la frecuencia de vibración siempre será igual a la frecuencia de excitación.

k) Resonancia: Es la condición que ocurre en vibración forzada en estado estable cuando la frecuencia de excitación coincide con alguna de las frecuencias naturales del sistema y la amplitud de vibración solo queda limitada por el amortiguamiento existente (sistemas lineales).

l) Ancho de banda: Es un rango o banda de frecuencia donde una vibración está concentrada.

m) Golpeteo (*beat*): Es una característica de sistemas excitados por dos o más frecuencias de excitación.

n) Decibel: Es una cuantificación del nivel de vibración usada principalmente en acústica. El decibel está definido como 10 veces el logaritmo en base 10 de la amplitud de una vibración dividida entre alguna amplitud de vibración de referencia.

VIII. Vibración y ruido

2. Teoría y conceptos

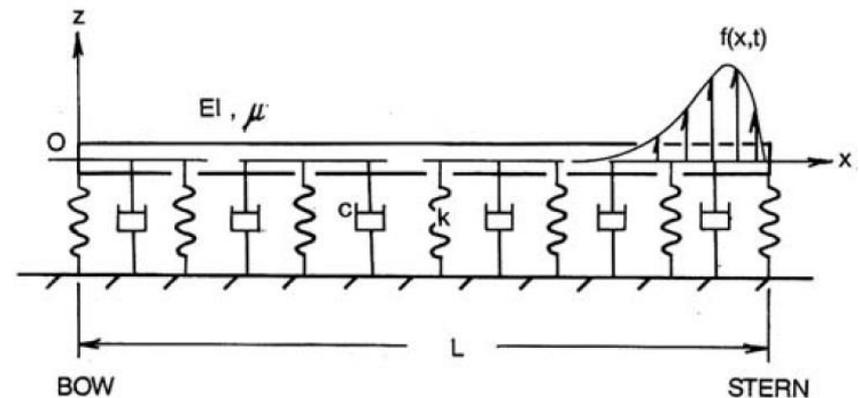
Análisis de sistemas continuos

Todos los sistemas que son capaces de vibrar, incluyendo los buques, tienen algunas propiedades que a trozos son continuas. Es decir, las propiedades de masa, elasticidad, amortiguamiento, y excitación son continuas por partes.

Este tipo de modelado, desafortunadamente, no se suele emplear debido a la complejidad de las ecuaciones resultantes y a sus interacciones. Casi siempre se suelen emplear modelos discretos para propósitos prácticos.

Sin embargo, debe tener presente que modelos continuos simples, que representan idealizaciones de los sistemas reales, son valiosos en el sentido de que permiten comprender conceptos básicos de la vibración.

En el caso de buques, el modelo más simple empleado para estudiar la vibración es el de una viga continua uniforme que representa al casco del buque. Un esquema de una viga uniforme unidimensional se muestra a continuación.

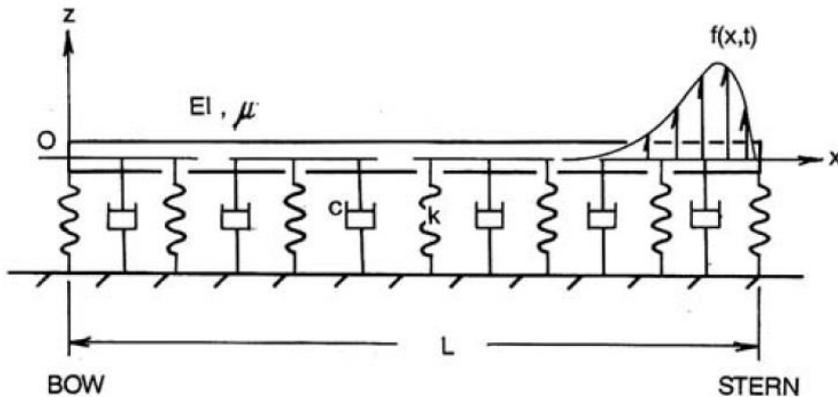


Aquí se supone la viga está soportada por una fundación elástica uniforme de rigidez k por unidad de longitud, que representa la rigidez producto de la flotabilidad del agua.

VIII. Vibración y ruido

2. Teoría y conceptos

Análisis de sistemas continuos



El amortiguamiento de esta fundación se supone está uniformemente distribuido, tiene un coeficiente c , y se debe al amortiguamiento hidrodinámico del agua.

La masa uniforme de la viga por unidad de longitud (incluyendo la masa hidrodinámica adherida) es denotada por μ y su rigidez uniforme está dada por EI , donde E es el módulo de elasticidad e I es el momento de inercia de la sección.

Aquí también se observa una fuerza distribuida dependiente del tiempo $f(x,t)$, la cuál puede representar, por ejemplo, la excitación producto del campo de presión no estable de una propela.

A partir de este modelo se podría deducir la ecuación diferencial de movimiento necesaria para determinar la deflexión vertical de la viga $w(z,t)$ con las condiciones de frontera e iniciales respectivas.

Análisis discreto

El análisis moderno de la vibración en buques se puede decir que prácticamente emplea modelos que no son uniformes y discretos. Tales modelos representan las características de masa, rigidez, amortiguamiento, y excitación de la estructura física en un número discreto de puntos, los cuáles son llamados puntos nodales.

VIII. Vibración y ruido

2. Teoría y conceptos

Análisis de sistemas continuos

Al analizar un modelo discreto, todas las fuerzas y desplazamientos son referidos a los puntos nodales del modelo. En general, cada punto consiste de tres traslaciones y de tres rotaciones en un sistema cartesiano; sin embargo dichos puntos suelen presentar restricciones de manera tal que solo algunas de estas traslaciones y rotaciones son posibles. El número de desplazamiento permitido en cada punto es conocido como grados de libertad. Por lo tanto, en un sistema continuo existe un número infinito de puntos y correspondientemente un número infinito de grados de libertad. En el caso de sistemas discreto, la cantidad de puntos nodales es finita y por lo tanto también el número de grados de libertad.

Ha de decirse que el análisis discreto de la vibración de un buque puede ser realizado en cualquier nivel de detalle, con la principal limitante de la capacidad computacional con la que se cuente. Típicamente las propiedades equivalentes del punto nodal son trasladadas en términos de un ensamblaje discreto

o finito de elementos (método de elementos finitos).

3. Análisis y diseño

A través de los años, los diseñadores de buques se han encontrado con la dificultad de lidiar de forma efectiva con las vibraciones inducidas por la propela y la maquinaria.

Excluyendo el efecto de las olas, el casco de un buque es excitado mecánicamente por sistemas rotatorios e hidrodinámicamente por la o las propelas. Estas excitaciones son esencialmente periódicas pero no necesariamente armónicas.

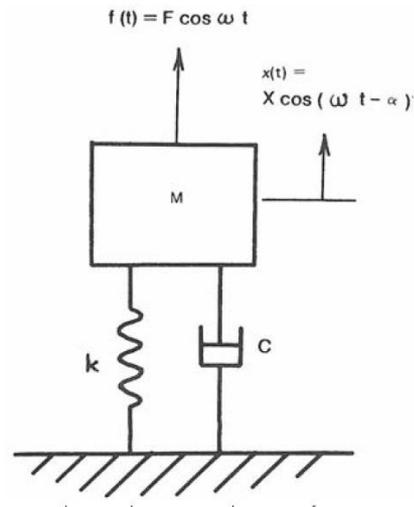
Aquí el sistema es modelado como si fuera discreto y el desplazamiento estará dado como una superposición de los desplazamientos de un conjunto de sistema de masas puntuales.

VIII. Vibración y ruido

3. Análisis y diseño

Consideraciones básicas

El sistema de masa puntual mostrado a continuación es el que generalmente se emplea. Aquí M , K , y C denotan la masa, la rigidez, y el amortiguamiento del sistema de forma respectiva, y $f(t)$ representa una excitación harmónica de magnitud F y frecuencia ω .



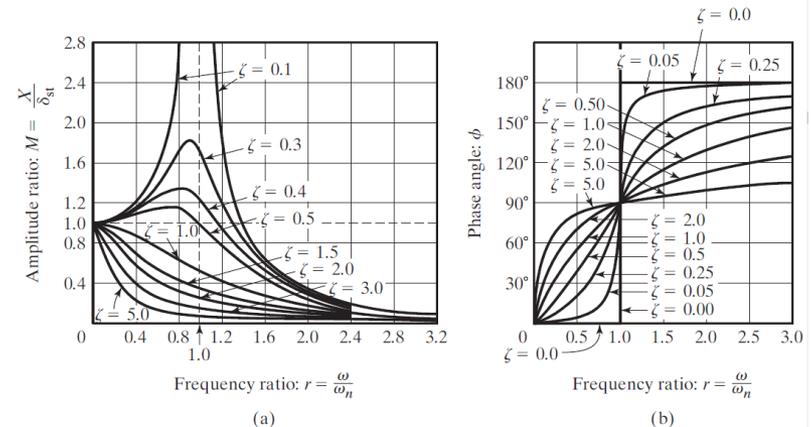
Para este sistema recordará que la respuesta está dada por:

$$x(t) = X \cos(\omega t - \alpha)$$

$$X = \frac{F/K}{\left[\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} \right)$$

Donde $\omega_n = \sqrt{K/M}$, $\frac{c}{2M} = \zeta \omega_n$.



VIII. Vibración y ruido

3. Análisis y diseño

Consideraciones básicas

Es evidente de la ecuación anterior que existen cuatro variables que se pueden influenciar para modificar la respuesta del sistema:

1. Reducir la amplitud de la fuerza de excitación F . En el caso de la vibración producto de la propela, la excitación es reducida al reducir no uniformidades en el flujo que entra a la propela y al cambiar algunas propiedades geométricas de la misma propela.
2. Incrementar la rigidez K .
3. Evitar valores de frecuencia cercanos a la frecuencia natural ya que ocurrirá la condición de resonancia y la amplitud únicamente estará limitada por el nivel de amortiguamiento. La frecuencia de excitación puede ser cambiada al variar las RPM de una máquina rotatoria o en el caso de las propelas al variar sus RPM o el número de alabes.

4. Incrementar el amortiguamiento. El amortiguamiento en sistemas estructuras, particularmente en buques suele ser bajo $\zeta < 1$ y es prácticamente no se puede controlar.

Evidentemente de las cuatro variables consideradas no todas pueden ser controladas en la práctica. Aquí las que típicamente se controlan son la amplitud de la vibración y la razón de frecuencias.

Ha de decirse que en las etapas preliminares del diseño, se sugiere se preste especial atención a los siguientes problemas vibratorios:

1. Vibración vertical del casco al ser considerado este como una viga que es excitada por la máquina que da la propulsión, típicamente un motor diésel.

VIII. Vibración y ruido

3. Análisis y diseño

Consideraciones básicas

2. Vibración longitudinal de la maquinaria principal producto de la excitación de la propela.

3. Vibración longitudinal de la superestructura producto de la transmisión de la vibración vertical y/o longitudinal, previamente mencionadas.

Evaluación aproximada de las frecuencias naturales del casco cuando este es considerado una viga

La frecuencia natural N_{2v} correspondiente al segundo modo de vibración vertical, cuando el buque es considerado como una viga, y puede ser estimada empleando la fórmula de Kumai:

$$N_{2v} = 3.07 \times 10^6 \left(\frac{I_v}{\Delta_i L^3} \right)^{1/2} \text{ CPM}$$

Donde:

- I_v es el momento de inercia (m^4) de la sección transversal en *amidships* con respecto al eje neutro.

- Δ_i es el desplazamiento en toneladas que incluye el desplazamiento de la masa de agua adherida, y que está dado por:

$$\Delta_i = \left(1.2 + \frac{1}{3} \cdot \frac{B}{T_M} \right) \Delta$$

- B es la manga en *amidships* (m).

- T_M es el calado promedio entre el calado en proa y en popa (m).

- Δ el desplazamiento en toneladas del buque.

- L la eslora entre perpendiculares (m).

La siguiente tabla (Johannessen y Skaar, 1980) da un indicativo de que tan precisa es la ecuación anterior.

VIII. Vibración y ruido

3. Análisis y diseño

Evaluación aproximada de las frecuencias naturales del casco cuando este es considerado una viga

Table 1 Comparison of Two-noded Hull Vertical Vibration Natural Frequencies, Hz

Ship Number	Type	Size (tons)	Kumai Method	Finite Element Method	Dev. %
1	reefer	15,000	1.54	1.51	+2
2	RO/RO	32,000	1.46	1.16	+26
3	RO/RO	49,000	1.49	1.6	-7
4	RO/RO	42,000	1.04	0.94	+10
5	chemical tanker	33,000	1	1	+8
6	bulk carrier	73,000	0.63	0.64	
7	multipurpose	15,500	2	1.62	+23

La segunda frecuencia natural N_{2v} realmente está muy por debajo de las frecuencias de excitación de los motores diésel y de la propelas, por lo que dicha frecuencia no suele ser significativa a la hora del diseño. Sin embargo, a partir de esta frecuencia es posible determinar las frecuencias naturales siguientes.

La siguiente expresión semi empírica, determinada a partir de la data colectada por Johannessen y Skaar, permite estimar la tercera, cuarta, y quinta frecuencia natural para buques de carga general, graneleros, y tanqueros:

$$N_{nv} = N_{2v}(n - 1)^\alpha \quad CPM$$

Donde:

- N_{nv} es la frecuencia natural 3, 4, o 5 dependiendo del valor que tome n .

- α es un coeficiente que vale 0.845 para buques de carga general, 1.0 para graneleros, y 1.02 para tanqueros.

Masa hidrodinámica adherida

Los buques son diferente a muchos otros vehículos de transporte debido a los considerables efectos inerciales a los cuales se ven sujetos producto del medio de alta densidad en el que operan.

VIII. Vibración y ruido

3. Análisis y diseño

Masa hidrodinámica adherida

Las fuerzas de inercia del agua siendo proporcionales a las aceleraciones superficiales del buque, implican una masa de fluido equivalente o efectiva que debe ser adherida a la masa del buque en las ecuaciones de movimiento. Esta masa es denotada por el término masa hidrodinámica adherida.

Esta masa hidrodinámica generalmente es significativa y consecuentemente su efecto no puede ser ignorado. Por ejemplo, en el caso de un cilindro circular sumergido sujeto a movimiento, la teoría del flujo ideal predice que la masa adherida por unidad de longitud será igual a la masa por unidad de longitud del fluido desplazado.

El método de Lewis (1929) es actualmente el más popular para estimar la distribución de masa que debe ser adherida $m(x)$ en el análisis de vibración vertical de un buque.

$$m(x) = \frac{\pi}{8} \rho B^2(x) C(x) J_n \quad t/m$$

Donde:

- ρ es la densidad del agua en t/m^3 .

- $B(x)$ es la manga de la sección en m.

- $C(x)$ es el coeficiente de masa adherido bidimensional de la sección.

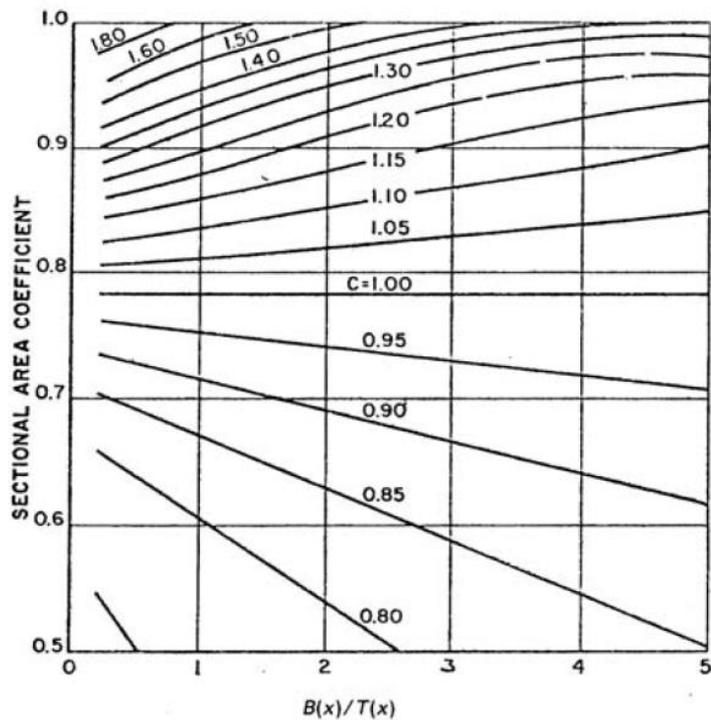
- J_n es el factor de corrección de Lewis.

El factor $C(x)$ va a depender del coeficiente de área de esa sección en particular ($A(x)/[B(x)T(x)]$) y de la relación entre manga y calado de la sección que se está estudiando $B(x)/T(x)$, tal como se observa en la siguiente figura.

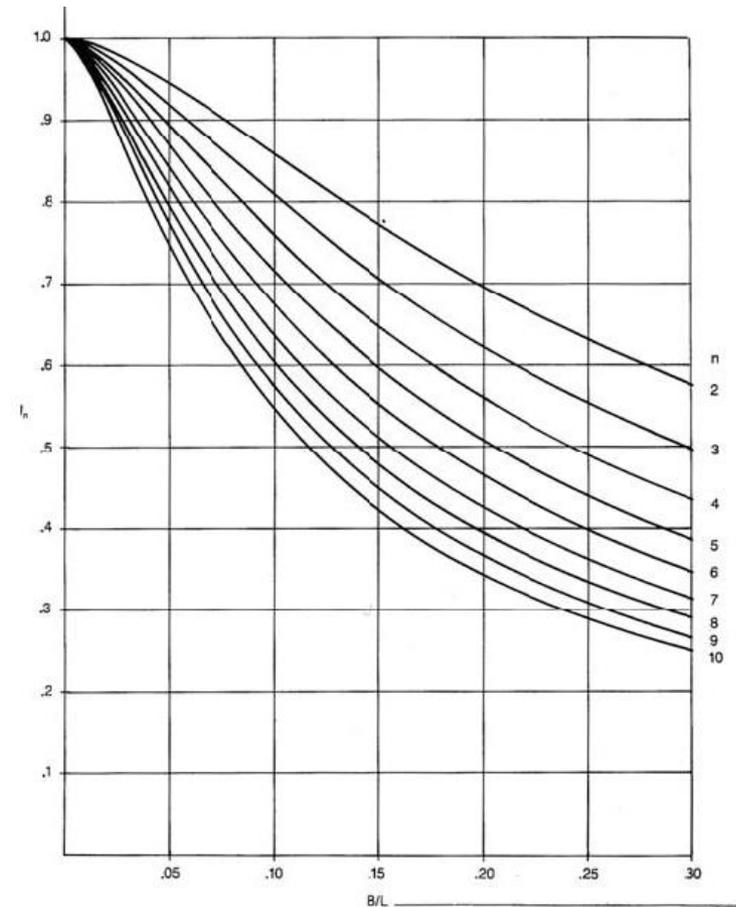
VIII. Vibración y ruido

3. Análisis y diseño

Masa hidrodinámica adherida



El factor J_n va a depender en tanto del número n de modos y de la razón de la manga en *amidships* y la eslora entre perpendiculares (B/L) tal como se observa en la siguiente figura (Vorus y Hylarides, 1981).



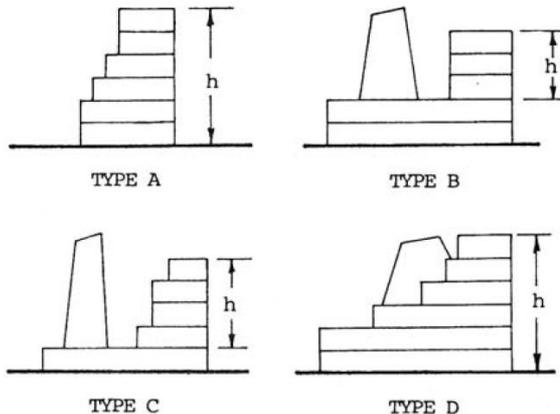
VIII. Vibración y ruido

3. Análisis y diseño

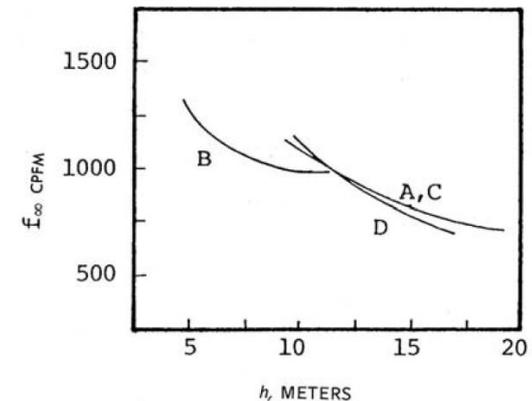
Evaluación aproximada de las frecuencias naturales de la superestructura cuando se considera la vibración en el sentido de la manga

Uno de los métodos semi empíricos más útiles a la hora de estimar la primera frecuencia natural asociadas a la vibración en dirección de la manga de las superestructuras es el método desarrollado por Hirowatari y Matsumoto. El procedimiento a seguir es el siguiente:

a) Seleccione el tipo de superestructura que está analizando de los tipos disponibles.



- b) Determine la elevación de la superestructura h .
c) Lea la frecuencia natural base f_{∞} a partir del valor de h considerado y del tipo de superestructura. Vea la siguiente figura.



- d) Lea el factor de corrección f_e/f de la siguiente tabla.

VIII. Vibración y ruido

3. Análisis y diseño

Evaluación aproximada de las frecuencias naturales de la superestructura cuando se considera la vibración en el sentido de la manga

Type	f_e/f
A,C	0.625
B	0.602
D	0.751

e) Determine la primera frecuencia natural de la vibración en sentido de la manga f_e :

$$f_e = f \left(\frac{f_e}{f} \right)$$

El método de Hirowatari generalmente da resultados en donde la primera frecuencia natural estimada de la superestructura varía en un 15% con respecto a la frecuencia natural real.

Tenga presente que si el tipo de superestructura no se asemeja a los tipos mencionados (A, B, C, D) no puede emplear este método.

Una forma más precisa de determinar la primera frecuencia natural de la superestructura en este tipo de vibración sería por medio de la ecuación de Dunkerly.

Excitación producto del motor diésel y de la propela

Como se comentó previamente las formas más prácticas de controlar la respuesta a la vibración es por medio del control de las amplitudes de las excitaciones y de las frecuencias de excitación (que dichas frecuencias no coincidan con las frecuencias naturales del sistema).

En este sentido para poder controlar estas variables, es primero necesario desarrollar un modelo para las excitaciones relacionadas con el motor diésel y la propela. Para más detalles vea la sección 3.6 y 3.7 del libro *The Principles of Naval Architecture Series: Vibration*, W.S. Vorus, SNAME 2010.¹⁵

VIII. Vibración y ruido

4. Métodos para reducir la vibración

A continuación se listan algunos métodos para reducir la vibración:

- Disminuya la amplitud de las excitaciones.
- Corrija cualquier desbalance rotatorio existente en la maquinaria y en la propela.
- Proporcione un flujo de entrada apropiado a la propela y una buena holgura entre el casco y la propela.
- Evite resonancia al modificar los componentes de rigidez del buque o al variar las frecuencias de excitación, y al hacer que coincidan con alguna de las frecuencias naturales.
- Monte de forma apropiada la maquinaria vibrante y aislé dicha maquinaria de ser posible.

5. Ruido

El ruido afecta al oído humano. Los niveles de ruido son expresados en decibeles y su intensidad al ser transmitidos decae con la distancia desde la fuente.

Las fuentes primarias de ruido son las mismas fuentes que generan vibración: maquinarias, propulsores, bombas, ventiladores. Fuentes secundarias de ruido son los fluidos en sistemas, transformadores eléctricos, y olas interactuando con el buque. El ruido desde una fuente puede ser transmitido a través del aire que rodea a la fuente o bien a través de la estructura adyacente a la fuente.

6. Criterios aceptables de vibración

La mayoría de los criterios establecido por las sociedades clasificadoras para buques comerciales se basan en los límites que se aprecian en la siguiente figura (SNAME 1980). Esta figura representa un gráfico en donde se observa la amplitud de la respuesta de la vibración (desplazamiento, velocidad, y aceleración) versus la frecuencia de excitación. Aquí se identifican tres zonas:

- Zona I: Niveles de vibración son lo suficientemente bajos y prácticamente imperceptibles de forma tal que no existe incomodidad para el ser humano.

VIII. Vibración y ruido

6. Criterios aceptables de vibración

-Zona II. Niveles de vibración perceptibles, pero que presentan poca incomodidad para el ser humano.

-Zona III: Niveles de vibración elevados, la incomodidad para el ser humano puede ser considerable. Pueden ocasionar deflexiones inaceptables en la embarcación.

