

5 Análisis modal

5.1 Introducción teórica

La forma teórica del análisis modal consiste en plantear la ecuación del movimiento, suponer una forma de la respuesta e imponer que esta cumpla la ecuación que gobierna el movimiento del sistema, lo que supone resolver un problema de autovalores y autovectores, como se indica en Ewins (2000). Dicho problema puede ser un proceso largo en el caso de tratar un sistema de varios grados de libertad. Para obtener la ecuación de movimiento es necesario calcular las matrices de masa y rigidez y los factores de amortiguamiento. Para el análisis modal experimental no es preciso el cálculo de estas matrices.

5.1.1 Modelo de un grado de libertad

El sistema de un grado de libertad es el más sencillo para ilustrar muchos de los conceptos relacionados con las vibraciones. En la siguiente figura se muestra un esquema de este sistema. Dicho sistema se compone de una masa m , de un amortiguador c , de un muelle o resorte k , y de una fuerza de excitación $f(t)$. *SEP* indica la posición de equilibrio estático, siendo x la coordenada que indica la posición de la masa respecto a dicha posición.

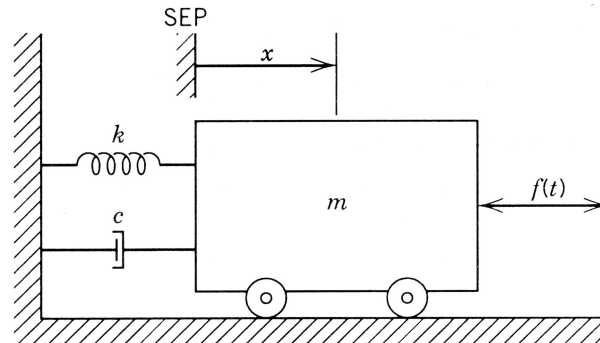


Figura 5.1 Elementos de un sistema de un grado de libertad.

La ecuación general que describe el movimiento de este sistema de un grado de libertad es la siguiente:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (5.1.1)$$

- Caso 1: sin amortiguación

La ecuación que se tiene es la siguiente:

$$m\ddot{x} + kx = f(t) \quad (5.1.2)$$

Si no hay ninguna fuerza externa aplicada dicha ecuación queda:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (5.1.3)$$

que tiene una solución general de la forma: $x(t) = Xe^{i\omega t}$, con X complejo. Introduciendo esta solución en la ecuación 5.1.3 se tiene que la frecuencia natural de este sistema es:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}.$$

Si se considera una excitación de la forma: $f(t) = Fe^{i\omega t}$, con F complejo, y se introduce la expresión de $x(t)$ y de $f(t)$ en 5.1.2, se puede calcular la función de respuesta en frecuencia:

$$H(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{(k - \omega^2 m)} \quad (5.1.4)$$

- Caso 2: con amortiguamiento viscoso

Si se considera una vibración libre se tiene:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (5.1.5)$$

cuya solución general es de la forma: $x(t) = Xe^{st}$, donde s es un número complejo, no sólo imaginario. Introduciendo esta solución en la ecuación 5.1.5 se tienen los valores de s :

$$s_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \frac{\sqrt{c^2 - 4km}}{2m} = -\bar{\omega}_0 \zeta \pm i\bar{\omega}_0 \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (5.1.6)$$

donde: $\bar{\omega}_0^2 = \frac{k}{m}$ y $\zeta = \frac{c}{c_0} = \frac{c}{2\sqrt{km}}$, lo que implica que la solución tiene la forma:

$x(t) = Xe^{-\bar{\omega}_0 t \zeta} e^{i t (\bar{\omega}_0 \sqrt{1 - \zeta^2})}$, que está compuesta de una parte oscilatoria con una frecuencia $\omega_0' = \bar{\omega}_0 \sqrt{1 - \zeta^2}$ y otra parte real que está amortiguada con un coeficiente $\bar{\omega}_0 \zeta$.

Si se considera la respuesta forzada con $f(t) = Fe^{i\omega t}$ y se supone que la respuesta sea de la forma $x(t) = Xe^{i\omega t}$, entonces se puede calcular la función de respuesta en frecuencia introduciendo estas expresiones en 5.1.1:

$$H(\omega) = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(\omega c)} \quad (5.1.7)$$

- Caso 3: con amortiguamiento estructural

Este amortiguamiento se puede expresar como $c_e = \frac{d}{\omega}$. Siguiendo un desarrollo paralelo al del caso anterior, se puede llegar a la siguiente función de respuesta en frecuencia:

$$H(w) = \frac{1/k}{(1 - (w/\bar{w}_0)^2 + i\eta)} \quad (5.1.8)$$

donde $\eta = \frac{d}{k}$ es el coeficiente de pérdidas por amortiguamiento estructural, que sustituye a la relación de amortiguamiento crítico ζ usado en el caso de amortiguamiento viscoso.

5.1.2 Modelo de múltiples grados de libertad

Las ecuaciones del movimiento que gobiernan a un sistema de N grados de libertad se pueden escribir de forma matricial de la siguiente manera:

$$[M] \left\{ \ddot{x}(t) \right\} + [C] \left\{ \dot{x}(t) \right\} + [K] \left\{ x(t) \right\} = \left\{ f(t) \right\} \quad (5.1.9)$$

donde $[M]$, $[C]$ y $[K]$ son matrices de dimensiones $N \times N$ de masa, amortiguamiento y rigidez respectivamente, $\{x(t)\}$ y $\{f(t)\}$ son vectores de dimensiones $N \times 1$ que recogen las variaciones temporales de los desplazamientos y de las fuerzas.

- Caso 1: sin amortiguación

Las ecuaciones que gobiernan el movimiento se pueden escribir en forma matricial:

$$[M] \left\{ \ddot{x}(t) \right\} + [K] \left\{ x(t) \right\} = \left\{ f(t) \right\} \quad (5.1.10)$$

Primero se va a considerar el caso de respuesta libre, por lo que $f(t)$ es nulo. Se supone que la solución es de la forma $\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega t}$ donde $\{X\}$ es un vector compuesto por $N \times 1$ amplitudes independientes del tiempo.

Sustituyendo en la ecuación 5.1.10 con $\{f(t)\}$ nulo se llega a:

$$([K] - \omega^2[M])\{X\}e^{i\omega t} = \{0\} \quad (5.1.11)$$

cuyas soluciones diferentes de la trivial satisfacen: $\det([K] - \omega^2[M]) = 0$, y de donde se obtienen los N valores de ω^2 , que son las frecuencias naturales del sistema sin amortiguación.

La solución completa se puede expresar en dos matrices $N \times N$, que son: $[\cdot \cdot \bar{\omega}_r^2 \cdot \cdot] [\Psi]$, donde $\bar{\omega}_r^2$ es el r -ésimo autovalor o frecuencia natural al cuadrado, y $\{\psi\}_r$ es una descripción del correspondiente modo de vibración.

En este caso el Modelo Espacial lo forman las matrices $[M]$ y $[K]$ y el Modelo Modal $[\cdot \bar{w}_r^2 \cdot]$ y $[\Psi]$. Es conveniente recordar que las frecuencias naturales se representan por valores únicos, mientras que los modos de vibración pueden representarse por cualquier vector que sea proporcional al calculado.

Ahora se considera la respuesta forzada de este sistema. Se supone que la excitación es la siguiente: $\{f(t)\} = \{F\}e^{i\omega t}$ y que la solución es de la forma: $\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega t}$, donde $\{F\}$ y $\{X\}$ son vectores de $N \times 1$ amplitudes complejas independientes del tiempo. Introduciendo esto en la ecuación 5.1.10 se puede calcular la función de respuesta en frecuencia que es una matriz simétrica de orden $N \times N$. Esto se debe al hecho de que las matrices de masa, rigidez y amortiguamiento que describen el sistema también lo son.

$$H(\omega) = ([K] - \omega^2 [M])^{-1} \quad (5.1.12)$$

Propiedades de ortogonalidad

El Modelo Modal posee algunas propiedades importantes que se muestran a continuación:

$$[\Psi]^T [M] [\Psi] = [m_r] \quad (5.1.13)$$

$$[\Psi]^T [K] [\Psi] = [k_r] \quad (5.1.14)$$

de donde se puede ver que: $[\bar{w}_r^2] = [m_r]^{-1} [k_r]$ donde m_r y k_r se llaman masa modal y rigidez modal del modo r . Como la matriz de autovectores no es única, los valores de masa y rigidez modal no son únicos, se hace la siguiente normalización:

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] = [I] \quad (5.1.15)$$

$$[\Phi]^T [K] [\Phi] = [\bar{w}_r^2] \quad (5.1.16)$$

La relación entre los modos normalizados y los calculados de manera general es:

$$\{\phi\}_r = \frac{1}{\sqrt{m_r}} \{\psi\}_r, \text{ donde } m_r = \{\psi\}_r^T [M] \{\psi\}_r \quad (5.1.17)$$

Se puede demostrar que esta propiedad de ortogonalidad implica:

$$\{\psi\}_s^T [K] \{\psi\}_r = 0; r \neq s \quad (5.1.18)$$

y si $r = s$:

$$\{\psi\}_r^T [M] \{\psi\}_r = m_r \quad (5.1.19)$$

$$\{\psi\}_r^T [K] \{\psi\}_r = k_r \quad (5.1.20)$$

y además se cumple: $\bar{w}_r^2 = k_r / m_r$

- Caso 2: con amortiguamiento proporcional

El sistema de ecuaciones de este caso viene dado por la ecuación matricial 5.1.9, donde la matriz $[C]$ se puede escribir: $[C] = \beta [K] + \gamma [M]$.

Los modos que se obtienen en este caso son iguales que los del caso anterior sin amortiguar. Las frecuencias naturales tienen una parte real (5.2.21) y otra imaginaria (5.1.22):

$$\zeta_r \bar{w}_r, \zeta_r = \frac{\bar{w}_r \beta}{2} + \frac{\gamma}{2\bar{w}_r} \quad (5.1.21)$$

$$w_r' = \bar{w}_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} \quad (5.1.22)$$

- Caso 3: con amortiguamiento estructural

Suponiendo que la excitación es armónica, se tiene el siguiente sistema:

$$[M] \left\{ \ddot{x}(t) \right\} + [K] \{x(t)\} + i[D] \{x(t)\} = \{F\} e^{i\omega t} \quad (5.1.23)$$

Primero se estudia la vibración libre, cuya solución general es de la forma: $\{x(t)\} = \{X\} e^{i\lambda t}$ donde λ puede ser complejo. Sustituyendo en la última expresión, se pueden obtener las frecuencias naturales complejas y los modos de vibración, que también son complejos. El r -ésimo autovalor que se obtiene es:

$$\lambda_r^2 = w_r^2 (1 + i\eta_r) \quad (5.1.24)$$

donde w_r es la frecuencia natural y η_r es el coeficiente de pérdidas por amortiguamiento.

Si se considera la respuesta forzada suponiendo que la solución es armónica, es decir $\{x(t)\} = \{X\} e^{i\omega t}$, se puede calcular la función de respuesta en frecuencia:

$$H(\omega) = \left([K] + i[D] - \omega^2 [M] \right)^{-1} \quad (5.1.25)$$

- Caso 4: con amortiguamiento viscoso

Primero se considera que la excitación es nula para determinar los modos de vibración, suponiendo que la solución es de la forma $\{x(t)\} = \{X\} e^{st}$. Sustituyendo esto se obtiene un problema de autovalores y autovectores complejos. Las soluciones que se obtienen son complejas conjugadas:

$$\left. \begin{array}{l} s_r, s_r^* \\ \{\psi\}_r, \{\psi\}_r^* \end{array} \right\} r = 1, N \quad (5.1.26)$$

Cada autovalor s_r se puede expresar con el siguiente número complejo:

$$s_r = w_r \left(-\zeta_r + i\sqrt{1-\zeta_r^2} \right) \quad (5.1.27)$$

donde w_r es la frecuencia natural y ζ_r es el coeficiente de amortiguamiento crítico para cada modo. Las dos condiciones de ortogonalidad se muestran a continuación:

$$(s_r + s_q) \{\psi\}_q^T [M] \{\psi\}_r + \{\psi\}_q^T [C] \{\psi\}_r = 0 \quad (5.1.28)$$

$$s_r s_q \{\psi\}_q^T [M] \{\psi\}_r - \{\psi\}_q^T [K] \{\psi\}_r = 0 \quad (5.1.29)$$

En el caso de respuesta forzada se supone que la solución es armónica, al igual que la excitación. Se define un nuevo vector de coordenadas $\{u\}$ que es de orden $2N$ y que

contiene los desplazamientos $\{x\}$ y las velocidades $\{\dot{x}\}$: $\{u\} = \begin{Bmatrix} x \\ \dot{x} \end{Bmatrix}_{(2N \times 1)}$

El sistema general de ecuaciones resultante en forma matricial es el siguiente:

$$\begin{bmatrix} C & M \\ M & 0 \end{bmatrix} \{\dot{u}\} + \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} \{u\} = \{0\} \Rightarrow [A] \{\dot{u}\} + [B] \{u\} = \{0\} \quad (5.1.30)$$

Suponiendo que la solución general es de la forma $\{u(t)\} = \{U\} e^{st}$, se pueden obtener $2N$ autovalores y autovectores del sistema, que en general serán pares complejos conjugados. El vector de fuerzas se puede expresar de la siguiente

forma: $\{P\}_{(2N \times 1)} = \begin{Bmatrix} F \\ 0 \end{Bmatrix}$.

5.2 Concepto

El análisis modal es un proceso mediante el cual se describe una estructura en términos de sus propiedades dinámicas o parámetros modales que son la frecuencia, el amortiguamiento y los modos de vibración, para todos los modos en el rango de frecuencias de interés. Todas las estructuras poseen frecuencias naturales y modos de vibración, que dependen básicamente de la masa y de la rigidez de la estructura. En el diseño es necesario identificar estas frecuencias y conocer cómo afectan a la respuesta de la estructura cuando una fuerza actúa sobre la misma. El análisis modal es una herramienta eficiente para describir, comprender y modelar el comportamiento de las estructuras.

Se puede dar una definición simplificada del análisis modal comparándolo con el análisis en frecuencia. En el análisis en frecuencia, una señal compleja se descompone en una serie de simples ondas senoidales con parámetros de amplitud y frecuencia individuales. En el análisis modal, una deformación compleja de una estructura se descompone en una serie de simples modos de deformación con parámetros de frecuencia y amortiguamiento individuales. Su fin último es la construcción de un Modelo Modal del comportamiento de la estructura.

Estudia la estructura cuando se encuentra sometida a una excitación conocida, con el objetivo de obtener un modelo matemático del comportamiento dinámico de la estructura. El procedimiento consiste en la adquisición de datos, su análisis y luego determinar todos los parámetros modales.

Los parámetros modales son importantes porque describen las propiedades dinámicas inherentes de una estructura. El conocimiento del amortiguamiento modal es muy útil para predecir la vida a fatiga y reducir las respuestas en resonancia, como se puede ver en James III et al (1992). En un ensayo dinámico se aplica una carga dinámica a la estructura. Dicha carga tiene componentes en un cierto rango de frecuencias y la estructura responde a todas las frecuencias, pero entrará en resonancia cuando las componentes coincidan con las frecuencias naturales de la estructura. La respuesta de la estructura será una superposición lineal de todos los modos de vibración excitados. Una propiedad importante de los modos es que cualquier respuesta de la estructura puede ser expresada como una combinación de una serie de modos.

Cada pico de la respuesta de una estructura puede ser representado por un modelo físico de un grado de libertad. Dicho modelo consistirá en una masa puntual, sostenida por un muelle sin masa y conectada con un amortiguador viscoso. Además dicha masa tiene restringido todos sus movimientos excepto uno, el que comprime el muelle y el amortiguador. También se puede hacer un modelo matemático que describe el comportamiento de este sistema de un grado de libertad en el dominio del tiempo, mediante la aplicación de la segunda ley de Newton al modelo físico.

El espectro de frecuencia de la respuesta de un sistema mecánico presenta tantos picos como grados de libertad posea el sistema. Las frecuencias modales se determinan observando los picos de la FRF mientras que los amortiguamientos modales no son tan fáciles de determinar, siendo a menudo parámetros medidos con un cierto grado de incertidumbre.

Como la matriz de la función de respuesta en frecuencia es simétrica, sólo es necesario calcular una fila o una columna de dicha matriz para poder obtener los modos. Para esto hay que ir desplazando el punto en el que se aplica la fuerza externa al sistema por los diferentes puntos de medida.

Los modos se pueden obtener observando la parte imaginaria de los espectros de frecuencia para la fila o columna medida, como se describe en Avitabile (2001). En dichas representaciones aparecen unos picos a ciertas frecuencias que coinciden con las frecuencias naturales del sistema. Dichos picos contienen la información de la amplitud de cada uno de los modos de vibración. Uniendo las amplitudes de los picos que aparecen en una determinada frecuencia que se obtienen para la misma fila o columna medida, el resultado es la representación del modo de vibración asociado a dicha frecuencia natural.

Es fundamental para el cálculo de los modos de vibración de una estructura que no se coloque el punto de medida sobre un nodo del modo que se desea medir. Esto se debe a que la parte imaginaria de la FRF no proporcionará ningún pico para la frecuencia asociada a ese modo.

El análisis modal tiene muchas utilidades. Las más importantes se muestran a continuación:

- comprender como se comportan las estructuras bajo la acción de fuerzas dinámicas.
- medir las propiedades de la estructura cuando se somete a una vibración para refinar y validar modelos analíticos. Cada vez se usan más los ensayos dinámicos combinados con los análisis de elementos finitos para mejorar los modelos analíticos a partir de los cuales se pueden identificar los parámetros de las secciones, módulo de Young, apoyos, etc.
- desarrollar un modelo, ya que proporciona una descripción definitiva del comportamiento de una estructura que puede ser evaluada para ciertas especificaciones del diseño.
- controlar la integridad de cierta estructura y su comportamiento, con el fin de detectar problemas y evitarlos. Es un campo de aplicación creciente ya que estructuras como puentes están sometidos a cargas cada vez mayores y que se ven deteriorados por el paso de los años, como se indica en He et al (2004).
- comprobar el estado de las estructuras después de sufrir daños como por ejemplo los debidos a un terremoto.
- ayudar en el diseño de todo tipo de estructuras (aviones, naves espaciales, coches, raquetas de tenis...) y hacer simulaciones en el desarrollo de prototipos.
- predecir o simular la respuesta a excitaciones externas o cómo se comportará la estructura bajo otras condiciones de operación diferentes.
- simular cambios en las características dinámicas, debido a modificaciones físicas, bien sea añadiendo una carga mayor o una rigidez para obtener una propiedad dinámica deseada.
- estimar las fuerzas que actúan sobre la estructura.
- hacer un análisis del ensamblaje de estructuras.

5.3 Técnicas de excitación

Las técnicas de excitación se pueden dividir en dos tipos: las que permanecen en contacto con la estructura durante el ensayo y las que no. Las primeras pueden proporcionar una excitación continua (sinusoidal, aleatoria, etc.) o transitoria (pulso), y para ello se emplean los excitadores electromecánicos, electromagnéticos y electrohidráulicos. Las otras están sólo en contacto durante un período de tiempo corto, mientras se aplica la excitación, como son el impacto y la excitación estática. Las fuerzas externas que se aplican determinan el contenido en frecuencia de la respuesta.

Mediante el ensayo de impacto generalmente se puede obtener una de las filas de la matriz de FRF, mientras que con el excitador se mide una de las columnas de dicha matriz. Desde el punto de vista teórico no hay diferencias entre usar un método u otro para excitar la estructura, pero en la práctica aparecen ciertos factores a tener en cuenta. Lo primero es que cuanto más ligera sea la estructura mayor influencia tendrán en los resultados cualquier adición de masa, como la debida a los acelerómetros por ejemplo. También hay que tener en cuenta que los modos de la estructura se verán afectados por la rigidez y la masa del sistema de fijación del excitador.

Hay ciertos parámetros que hay que tener en cuenta antes de elegir una forma de excitación:

- forma y lugar de aplicación.
- control del espectro de frecuencia excitado: es la capacidad de limitar la excitación al rango de frecuencias que interesa estudiar.
- velocidad del ensayo.
- equipos disponibles.
- comportamiento lineal/no lineal de la estructura.

5.3.1 Impacto

La técnica de excitación para el análisis modal más conocida es el impacto, mediante un excitador tipo martillo. La duración del impacto es normalmente muy corta en comparación con el tiempo que hay que medir la respuesta. Lo realmente importante es la medida de la señal de fuerza durante el impacto, la señal que permanece luego sólo es ruido, que puede ser debido a ruido eléctrico o a la propia vibración del martillo después del impacto. Permite excitar frecuencias hasta 5 - 10 kHz, dependiendo del tamaño del martillo.

Hay dos factores fundamentales a la hora de realizar un ensayo de impacto mediante un martillo. El primero es la elección de la punta del martillo, que puede tener un importante efecto en los datos medidos. El rango de frecuencias excitado por esta entrada se controla principalmente mediante la dureza de la punta elegida. La punta hay que elegirla de manera que se exciten todos los modos de vibración que se quieren medir. Si es muy blanda, todos los modos no se excitarán de manera adecuada para obtener una buena medida. Además de no obtener una buena función de coherencia. Por todo esto, es un factor determinante y que hay que estudiar muy bien antes de realizar el ensayo.

El segundo es la elección de una ventana apropiada para el posterior análisis de las medidas realizadas. Generalmente, para estructuras débilmente amortiguadas, la respuesta de la estructura debida a una excitación como un impacto no llegará a cero al final del intervalo de muestreo. Cuando se está en este caso, al transformar los datos para obtener la señal digital se obtienen errores que pueden llegar a ser significativos y que se deben al *leakage*. Para minimizar estos errores se emplea una ventana para forzar que los datos cumplan mejor los requisitos de periodicidad para la Transformada de Fourier. Las ventanas producen una distorsión de los datos que debe ser evitada en la medida de lo posible. Para ensayos de impacto se debe tomar el ancho de banda lo más estrecho posible para las medidas tomadas e incrementar la resolución del espectro.

Con este tipo de excitación se consigue excitar un gran número de modos de vibración tanto de flexión como de torsión, y ha demostrado ser una forma sencilla y efectiva de excitar grandes estructuras. Se usa a menudo para realizar el análisis modal de sistemas estructurales lineales ya que es fácil mover la fuente de excitación de un punto a otro mientras que los acelerómetros permanecen en posiciones fijas.

Cuando se produce el impacto, se comunica energía en forma de un pulso de fuerza que, generalmente, tiene la forma mostrada en la Figura 5.2. Un pulso como el mostrado anteriormente tiene un contenido en frecuencia como el de la Figura 5.3.

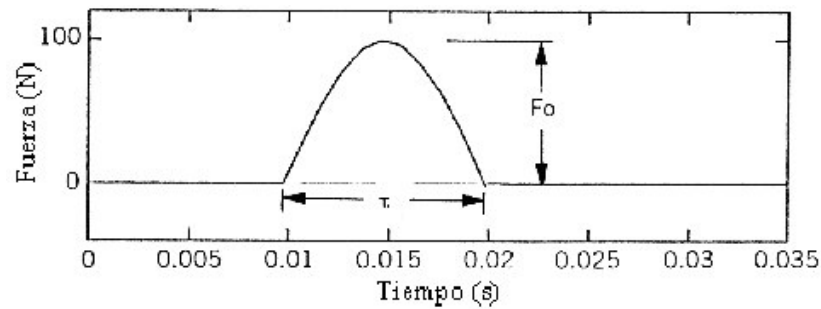


Figura 5.2 Representación temporal de la fuerza aplicada con la excitación de impacto.

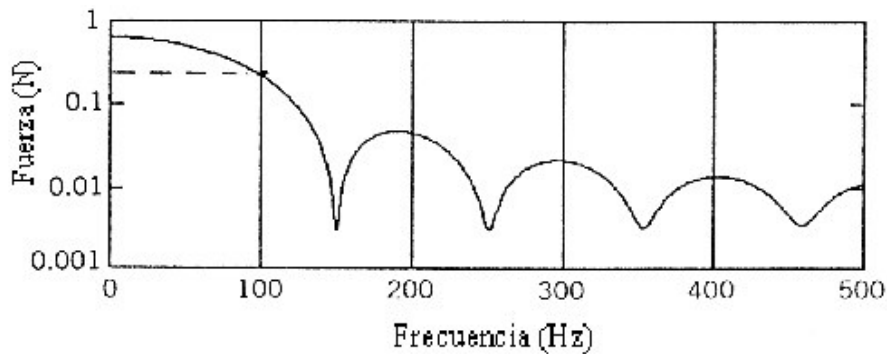


Figura 5.3 Contenido en frecuencia de la fuerza aplicada en el ensayo de impacto.

Hay que fijar el valor de f_c , que es la primera frecuencia de corte y representa la máxima frecuencia que es razonablemente bien excitada por el impactador. Corresponde al punto donde la magnitud de la respuesta disminuye entre 10 y 20 dB del valor máximo. Esto significa que para frecuencias superiores a f_c la estructura no recibe energía suficiente para excitar modos superiores a este valor, por lo que f_c determina el rango útil de excitación.

Es necesario algún parámetro que delimite este rango útil, para ello hay que tener en cuenta que existe una relación inversa entre la primera frecuencia de corte y la duración del pulso τ . Para aumentar el rango de frecuencias es necesario que el pulso introducido sea de corta duración. Como se dijo anteriormente el rango de frecuencias está relacionado con la rigidez de las superficies, cubriendo mayores rangos de frecuencias los materiales más rígidos.

Para transmitir una cantidad de movimiento determinada se puede tener un tiempo de contacto pequeño con una amplitud de pulso grande o viceversa. Todo esto caracteriza las condiciones iniciales del problema y, por tanto, determina en cierta manera las frecuencias excitadas del sistema.

Si el martillo es muy pesado, la estructura rebotará en el martillo produciendo dobles impactos. Esto no se puede compensar mediante el empleo de ventanas y producirá que los datos obtenidos del análisis sean erróneos. Se requiere cierta habilidad por parte de la persona que realiza el ensayo para evitar estos problemas.

Las ventajas del ensayo de impacto son:

- la rapidez con la que se realiza, sólo son necesarios unos cuantos promedios.
- no se requiere ningún montaje especial ni ninguna preparación.
- se puede transportar fácilmente y es muy cómodo para medidas fuera del laboratorio.

- no es muy caro.
- no hay que cargar más la estructura, no hay que añadirle masa. Esto es importante cuando se quieren ensayar estructuras ligeras, en las que el cambio de masas de un punto a otro pueden producir cambios en las frecuencias y en los modos de un punto a otro de medida.

Sin embargo también presenta algunos inconvenientes:

- se puede provocar que la estructura entre en su zona de comportamiento no lineal, no siendo esta de interés.
- para excitar a una estructura grande, hay que aplicar grandes picos de fuerza, lo cual puede producir daños locales en la estructura.
- debido a que la señal de excitación es conocida, la función de coherencia no puede mostrar si hay *leakage* o comportamiento no lineal de la estructura.
- el espectro sólo se puede controlar por su límite superior de frecuencia, por lo que esta técnica no se puede emplear para hacer un zoom en el análisis.

5.3.2 Excitación estática

Un método de excitación muy empleado consiste en aplicar una carga estática a una estructura y retirarla repentinamente. En este caso el excitador puede ser cualquier masa. La carga se puede aplicar lentamente desde el instante inicial hasta el T_0 , permitiendo que todas las vibraciones residuales desaparezcan en el período de T_0 a T_1 . A partir de ese instante se retira la carga y se obtiene un escalón como el mostrado en la Figura 5.4.

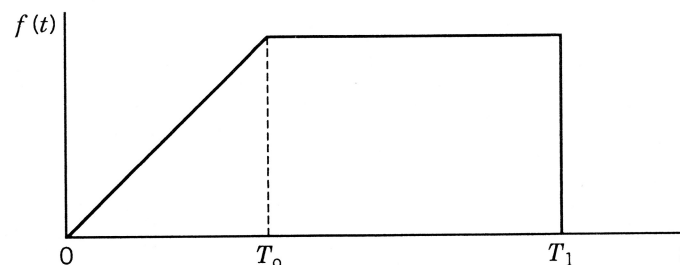


Figura 5.4 Representación temporal de la fuerza ejercida en el ensayo de excitación estática.

Cuando se retira la carga sólo se excitan aquellos modos que contribuyen a la deflexión estática producida por la carga aplicada. Por tanto, aquellos modos que presenten un nodo en el punto de aplicación de la carga no serán excitados.

Este método de excitación se emplea mucho para ensayar grandes estructuras como las de la industria aeroespacial, plataformas petrolíferas *offshore* o ejes de grandes turbinas.

5.3.3 Excitadores adheridos

Hay muchos factores a considerar a la hora de realizar el ensayo mediante un excitador, pero los más importantes se centran en torno a los efectos de las señales de excitación que minimizan la necesidad de ventanas o incluso la eliminan. Una de las técnicas de excitación más comunes es la excitación aleatoria debido a su fácil implementación. Sin

embargo, debido a la naturaleza de esta señal, el *leakage* es crítico y el uso de la ventana *Hanning* es común. El efecto del *leakage* es serio y provoca la distorsión de la FRF medida incluso cuando se emplean ventanas. Dos señales de excitación ampliamente usadas son la onda senoidal y la explosión aleatoria. Ambas presentan la característica de no necesitar ventanas por ser señales que inherentemente están libres de *leakage* en la mayoría de las situaciones de ensayo. Estas señales son relativamente sencillas de emplear y comúnmente encontradas en la mayoría de los analizadores de señales.

- Excitador electromecánico

Son capaces de generar una fuerza de frecuencia variable aunque tiene una relativamente baja flexibilidad o control en su uso. La magnitud de la fuerza está restringida por las características físicas del excitador, es decir, de la masa en movimiento. Además, se conoce tanto la magnitud como la fuerza aplicada.

Es poco efectivo para excitar bajas frecuencias, aunque la amplitud de la vibración producida llega a ser relativamente alta en comparación con la amplitud del movimiento de la masa del excitador.

- Excitador electromagnético

La frecuencia y la amplitud se controlan de manera separada, dando así mayor flexibilidad de excitación. Pueden excitar frecuencias hasta 30 - 50 kHz.

Hay una pequeña diferencia entre la fuerza que ejerce el excitador, que es la que se puede medir, y la que se aplica sobre la estructura. Debido a esto es deseable que el excitador se encuentre lo más próximo posible a la estructura para minimizar esta diferencia.

- Excitador electrohidráulico

Pueden aplicar simultáneamente tanto una carga estática como una carga dinámica. Esto puede ser muy útil para ensayos de estructuras o de materiales cuyas cargas normales de vibración se combinan con una carga estática mayor que puede cambiar sus propiedades dinámicas o incluso su geometría.

Pueden producir golpes relativamente fuertes, que permiten la excitación de las estructuras con grandes amplitudes.

Operan en un rango de frecuencias relativamente estrecho, ya que sólo llegan a excitar frecuencias de hasta 1 kHz.