

Dinámica de Estructuras

Apuntes de Clase



Rubén Boroschek

REVISION H
Diciembre 2011

En el desarrollo de gráficas de estos apuntes contribuyeron inicialmente:

Daniela Burgos M.

Luís Miranda

Cesar Urrea

Los Alumnos del CI42G y CI72A Universidad de Chile

A estas alturas ya está todo bastante modificado. Pero su apoyo se agradece siempre.

Estas son las notas del Curso de Dinámica de Estructuras que dicto en el Departamento de Ingeniería Civil de la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas de la Universidad de Chile. Es un curso de pregrado obligatorio. Es dictado en aproximadamente 45 horas presenciales. El curso se complementa con tareas semanales de tipo computacional en el cual el alumno prácticamente debe programar y verificar toda la teoría enseñada. Adicionalmente se desarrollan dos proyectos experimentales en el cual el alumno debe primero crear un sistema de un grado de libertad y ensayarlo bajo condiciones iniciales, forzadas y arbitrarias bajo dos condiciones de disipación de energía. El segundo laboratorio corresponde a un sistema de varios grados de libertad al cual se le deben identificar sus propiedades. En todo curso los alumnos además van a terreno a medir estructuras reales.

NOTA:

El texto está en condición preliminar. Si bien he tratado de eliminar los errores tipográficos, siempre se descubren nuevos. Por tanto úsese con cuidado.

El texto en amarillo no lo he revisado

El texto en azul no requiere ser leído para la comprensión del problema

Si desea indicar un error u omisión por favor mandar correo a rborosch@ing.uchile.cl

INDICE

1. REFERENCIAS.....	6
2. FORMULARIO BASE	7
3. INTRODUCCIÓN	8
3.1.1. Demandas - Acciones:	8
3.1.2. ¿Cómo modelar estructuras?	9
3.1.3. Equilibrio	10
4. SISTEMAS LINEALES DE UN GRADO DE LIBERTAD	10
4.1. SISTEMAS DE UN GDL SIN AMORTIGUAMIENTO	10
4.2. RESOLUCIÓN DE LA ECUACIÓN DE MOVIMIENTO,	11
4.3. ANÁLISIS DE SISTEMAS DE OSCILACIÓN LIBRE	11
4.4. PESO EN LA ECUACION DE MOVIMIENTO	14
4.5. ENERGÍA	16
4.6. SISTEMAS DE UN GDL CON AMORTIGUAMIENTO	17
4.7. SOLUCIÓN HOMOGÉNEA DE LA ECUACIÓN DE MOVIMIENTO.....	18
4.8. ANÁLISIS DE SISTEMAS DE OSCILACIÓN LIBRE	21
4.9. ELAMORTIGUAMIENTO	22
4.10. DECAIMIENTO LOGARITMICO	23
4.11. ANÁLISIS DE LA ECUACIÓN DE MOVIMIENTO	25
4.12. EXITACIÓN ARMONICA $C=0$	26
4.13. EXITACIÓN ARMONICA C ARBITRARIO	27
4.13.1. Factor de Amplificación Máximo	29
4.13.2. Análisis de la Amplificación Dinámica	30
4.13.3. Ancho de Banda del Factor de Amplificación	30
4.14. EXITACION ARMONICA REGIMEN PERMANENTE	32
4.14.1. Casos Básicos sensores	32
4.14.2. Sensor de Aceleración: Acelerómetro	35
4.14.3. Sensor de Desplazamiento Inercial	36
4.15. AISLAMIENTO DE VIBRACIONES	38
4.16. RESPUESTA EN RESONANCIA	39
4.17. ENERGÍA DISIPADA	43
5. SOLUCION NUMERICA DE LA ECUACION DE 1 GDL	45
5.1. MÉTODO DE ACELERACIÓN PROMEDIO	45
6. ENSAYOS EXPERIMENTALES	48
6.1. CONDICIONES INICIALES O PULL BACK:	48
6.2. VIBRACIÓN FORZADA:	51
6.3. EXCITACIÓN AMBIENTAL.....	53

7. ANÁLISIS EN EL ESPACIO DE LA FRECUENCIA.....	53
7.1. SERIE DE FOURIER	53
8. RESPUESTA EN FRECUENCIA DE UN OSCILADOR DE 1GDL.....	55
8.1. CASO SERIE DE FOURIER BASE.....	55
8.2. RELACIÓN DE COEFICIENTES DE SERIE DE FOURIER ARMÓNICOS Y EXPONENCIAL COMPLEJO.	55
8.3. REPRESENTACIÓN COMPLEJA DE LA SERIE DE FOURIER.....	55
8.4. PAR DE TRANSFORMADA DE FOURIER	56
8.5. RESPUESTA UTILIZANDO LA TRANSFORMADA DE FOURIER.....	56
9. PULSO	58
9.1. PULSO RECTANGULAR	59
9.1.1. Fase I: Respuesta Máxima Bajo Aplicación de la Carga.....	59
9.1.2. Fase II: Respuesta Máxima Bajo Aplicación Nula.....	60
9.1.3. Espectro de Respuesta al Impulso	61
9.2. PULSO SENOSOIDAL	62
9.3. PULSO ASCENDENTE	63
9.4. COMPARACIÓN PULSOS	64
10. IMPACTO.....	65
11. CARGA ARBITRARIA EN EL TIEMPO	66
12. ESPECTRO Y PSEUDO ESPECTROS DE RESPUESTA	68
12.1. CONCEPTOS BÁSICOS DE SISMICIDAD Y ONDAS.	68
12.2. RESPUESTA SÍSMICA DE 1 GDL	75
12.3. ESPECTROS DE DESPLAZAMIENTOS RELATIVOS	76
12.4. ESPECTRO DE VELOCIDADES RELATIVAS	78
12.5. ESPECTRO DE ACELERACIONES ABSOLUTAS	80
12.6. ESPECTRO DE DISEÑO EN CHILE	82
12.7. PSEUDO ESPECTROS DE DESPLAZAMIENTO, VELOCIDAD Y ACELERACION	84
12.8. ESPECTRO TRIPARTITA	86
12.9. OTRAS VARIABLES DE RESPUESTA SISMICA	88
12.9.1. Integral de Housner.....	88
12.9.2. Relación entre Energía y Espectro de Fourier.....	89
12.9.3. Intensidad de Arias.....	91
13. MÉTODO DE RAYLEIGH.....	92
13.1. BALANCE DE ENERGÍA.....	92
13.2. COORDENADAS GENERALIZADAS	95
14. SISTEMA DE N GDL	96
14.1.1. Fuerza Elástica.....	97
14.1.2. Fuerza Inercial.....	97
14.1.3. Disipación	97

14.2.	RELACIONES BÁSICAS: RIGIDEZ, FLEXIBILIDAD Y TRABAJO	97
14.2.1.	Condensación Estática	97
14.2.2.	Trabajo y Energía de Deformación.....	98
14.2.3.	Ley de Betti.....	99
14.2.4.	Ecuación de Equilibrio Dinámico.....	99
14.3.	FORMULACION DE VALORES PROPIOS CON FLEXIBILIDAD	101
14.4.	PROPIEDADES DE ORTOGONALIDAD DE MODOS	102
14.4.1.	Condiciones Adicionales de Ortogonalidad.....	103
14.5.	NORMALIZACIÓN MODAL	104
14.6.	COORDENADAS MODALES.....	104
14.7.	¿CÓMO RESOLVEMOS?	105
14.8.	¿COMO CALCULAMOS LA MATRIZ DE AMORTIGUAMIENTO?.....	108
14.8.1.	Amortiguamiento Proporcional de Rayleigh.....	109
14.8.2.	Amortiguamiento Proporcional de Caughy.....	110
14.8.3.	Amortiguamiento Proporcional de Penzien – Wilson	111
15.	RESPUESTA SISMICA PARA UN SISTEMA DE VARIOS GRADOS DE LIBERTAD.....	113
15.1.	CASO SÍSMICO SOLUCIÓN EN EL TIEMPO	113
15.1.1.	Cortante Basal.....	114
15.1.2.	Aceleración de Piso.....	115
15.1.3.	Desplazamiento de Entrepiso.....	116
15.2.	RESPUESTA ESPECTRAL	116
15.2.1.	Combinación Modal	117
16.	VECTOR DE INFLUENCIA	121
17.	TORSIÓN.....	122
18.	SISTEMAS CONTINUOS.....	125
18.1.1.	Viga simplemente apoyada.....	127
18.1.2.	Viga Cantiléver.....	128
18.1.3.	Ortogonalidad	129
18.1.4.	Deformación por Corte (distorsión angular).....	131
19.	ANEXO A.....	133
20.	FRICCION.....	134
20.1.	MOVIMIENTO SIN RESORTE	136
20.2.	ENERGÍA DISIPADA EN REGIMEN PERMANENTE	136
20.3.	INESTABILIDAD.....	136

1. REFERENCIAS



Clough, R. y Penzien, J. "Dynamics of Structures". McGraw – Hill. Segunda Edición, 1993.



Chopra, A. "Dynamics of Structures". Prentice Hall. Tercera Edición, 2006.

2. FORMULARIO BASE

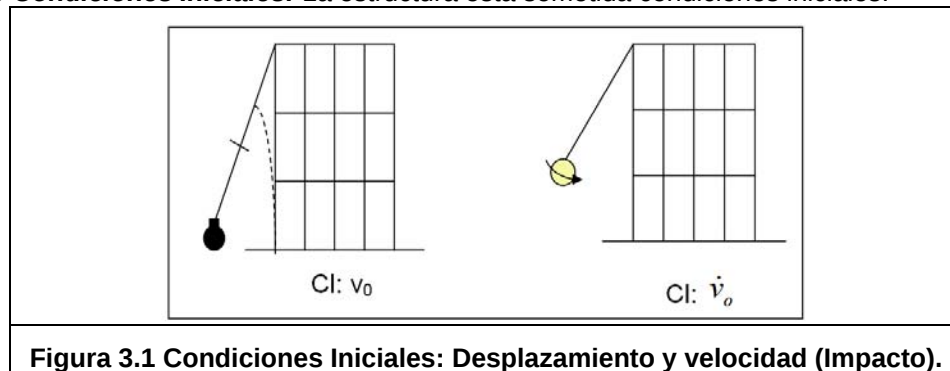
1 GDL Equilibrio $m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = p(t)$ Frecuencia Angular: $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ Amort Crítico $c_{crítico} = 2\sqrt{km} = 2m\omega$ Razón Amort Crítico: $\beta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2m\omega}$ Frec. Angular amortiguada; $\omega_D = \omega\sqrt{1-\beta^2}$ Respuesta a Condición Inicial: $v(t) = e^{-\beta\omega t} \left[\frac{\dot{v}_0 + v_0\beta\omega}{\omega_D} \sin(\omega_D t) + v_0 \cos(\omega_D t) \right]$ Respuesta permanente Forzada: $m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = \begin{cases} P_0 \sin(\bar{\omega}t - \theta) \\ P_0 \cos(\bar{\omega}t - \theta) \\ P_0 e^{i(\bar{\omega}t - \theta)} \end{cases}$ $v(t) = \underbrace{e^{-\beta\omega t} \left(A \sin(\omega_D t) + B \cos(\omega_D t) \right)}_{\text{Transiente}} + \underbrace{\frac{P_0}{k} D \begin{cases} \sin(\bar{\omega}t - \theta) \\ \cos(\bar{\omega}t - \theta) \\ e^{i(\bar{\omega}t - \theta)} \end{cases}}_{\text{Permanente}}$ Factor de Amplificación Dinámica $D = \frac{1}{\left[\left(1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2 \right)^2 + \left(2\beta \frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2 \right]^{1/2}}$ Decremento Logarítmico: $\beta \approx \frac{\ln(v_i/v_{i+N})}{2\pi N}$ Integral de Duhamel: $v(t) = \frac{1}{m\omega_D} \int_0^t P(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \sin(\omega_D(t-\tau)) d\tau$ Coordenadas Generalizadas $m^* \ddot{z}(t) + c^* \dot{z}(t) + k^* z(t) = p^*(t)$ Donde en general $m^* = \int_0^L m(x) [\phi(x)]^2 dx + \sum_{n=1}^N M_n \phi(x_n)^2 + \sum_{n=1}^N I_{0n} [\phi_n(x)]^2$ $c^* = \int_0^L c(x) [\phi(x)]^2 dx + \sum_{n=1}^N c_n [\phi(x_n)]^2$ $k^* = \int_0^L k(x) [\phi(x)]^2 dx + \int_0^L EI(x) [\phi'']^2 dx + \sum_{n=1}^N k_n [\phi(x_n)]^2$ $p^*(t) = \int_0^L p(x,t) \phi(x) dx + \sum_{n=1}^N p(x_n) \phi(x_n)$	Dinámico $Y \quad \omega^* = \frac{k^*}{m^*}$ N GDL $[M] \{\ddot{v}(t)\} + [C] \{\dot{v}(t)\} + [K] \{v(t)\} = \{P(t)\}$ Rayleigh: $[C] = a[M] + b[K]$ $\{v(t)\} = \sum_{i=1}^n y_i(t) \{\phi_i\}$ $[[K] - \omega_i^2 [M]] \{\phi_i\} = \{0\} \Rightarrow \{\omega^2\} \cdot [\phi]$ Obtenemos los parámetros modales $M_i = \{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\} \quad i = 1 \dots n \quad K_i = \omega_i^2 M_i$ $P_i(t) = \{\phi_i\}^T [P(t)] \quad i = 1 \dots n$ Encontramos las condiciones iniciales para cada forma modal. $y_i(0) = \frac{\{\phi_i\}^T [M] \{v(0)\}}{M_i} \quad \dot{y}_i(0) = \frac{\{\phi_i\}^T [M] \{\dot{v}(0)\}}{M_i}$ $\ddot{y}_i(t) + 2\omega_i \beta_i \dot{y}_i(t) + \omega_i^2 y_i(t) = P_i(t) / M_i \quad i = 1 \dots n$ Respuesta $\{f_E(t)\} = \sum \omega_i^2 [M] \{\phi_i\} y_i(t) = [M] \sum \omega_i^2 \{\phi_i\} y_i(t)$ $\{v(t)\} = \sum y_i(t) \{\phi_i\} \quad \{\dot{v}(t)\} = \sum \dot{y}_i(t) \{\phi_i\} \quad \{\ddot{v}(t)\} = \sum \ddot{y}_i(t) \{\phi_i\}$ Respuesta Sísmica: Factor de Participación $L_i = \{\phi_i\}^T [M] \{r\}$ $y_i(t) = \frac{L_i}{M_i \omega_i} V(\beta_i, \omega_i, \ddot{v}_g)$ Fuerza Elástica $\{F_E(t)\} = \sum [M] \{\phi_i\} \left\{ \frac{\omega_i^2 L_i}{M_i \omega_i} V_i(t) \right\}$ Cortante Basal $Q(t) = \sum \frac{L_i^2}{M_i} \omega_i V_i(t)$ Aceleración de Piso: $\{\ddot{v}^T(t)\} \cong \sum \omega_i^2 \{\phi_i\} Y_i(t)$ $ v_i = \{\phi_i\} \frac{L_i}{M_i} S_d(\beta_i, T_i)$
---	--

3. INTRODUCCIÓN

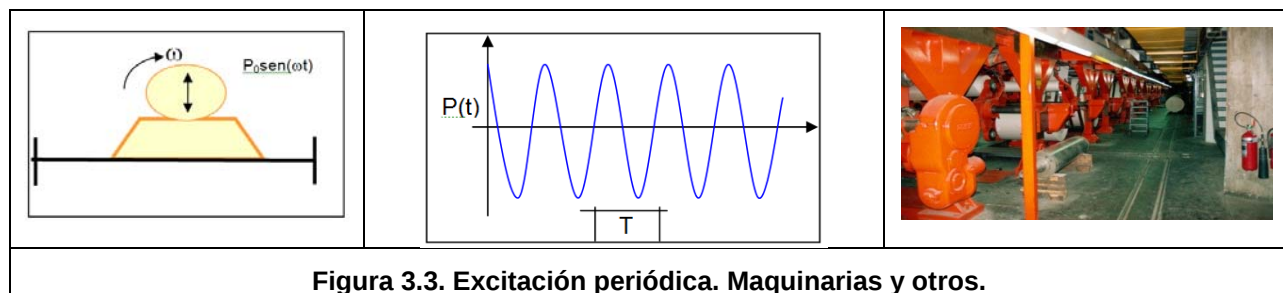
La respuesta de estructuras se puede clasificar según el tipo de carga a la cual estén sometidas o por el tipo de respuesta que presenten. Las cargas pueden ser estáticas o dinámicas; las cargas dinámicas dependen del tiempo, de la posición y de su magnitud. La respuesta de una estructura, a su vez, puede ser estática o dinámica, si es dinámica actuarán en la estructura fuerzas de inercia, pudiendo estar presentes además fuerzas disipativas.

3.1.1. Demandas - Acciones:

Pull Back o Condiciones Iniciales: La estructura está sometida condiciones iniciales.



Demanda Armónica: Demanda armónicas con período característico, T , $f(t) = f(t+T)$. La respuesta armónica simple puede ser la base de una respuesta dinámica compleja.



Acciones Periódicas No Armónicas: Presentan un periodo T característico, repitiéndose la función en el tiempo. Se pueden resolver como suma de armónicos por medio de series de Fourier.

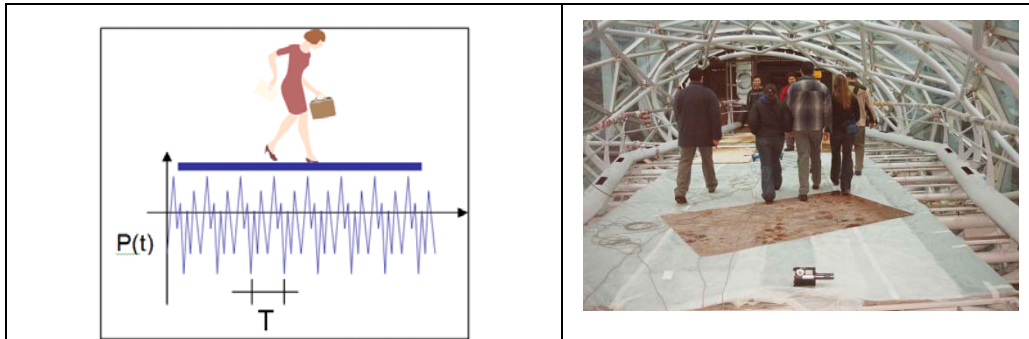


Figura 3.4 Excitación periódica.

Impacto

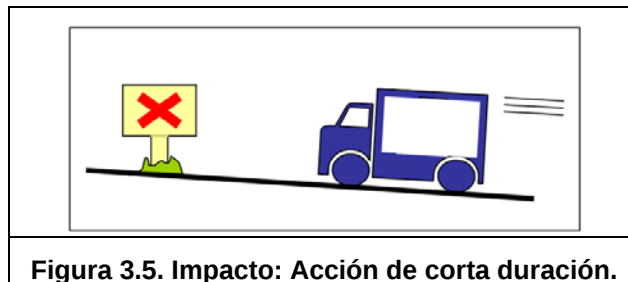


Figura 3.5. Impacto: Acción de corta duración.

Demanda Arbitraria:

No obedece a ningún patrón regular. Un ejemplo son los terremotos.

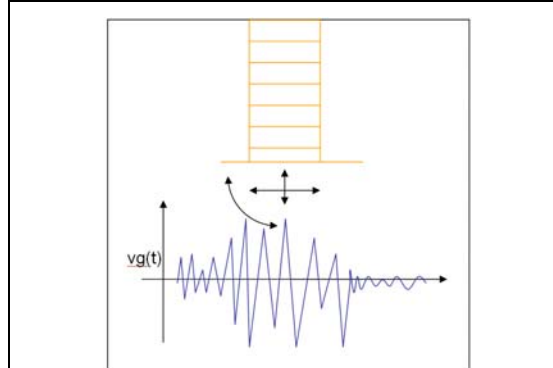


Figura 3.6 Respuesta a acción arbitraria.

3.1.2. ¿Cómo modelar estructuras?

1. Por medio de discretización utilizando elementos uniaxiales.
2. Mediante ecuaciones diferenciales como la siguiente:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI(x) \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} \right) + m \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} = P(x,t)$$

3. Por medio de elementos finitos.
4. Usando coordenadas generalizadas, donde se establece una función de desplazamiento del tipo

$$v(x,t) = \sum \phi(x) \psi(t)$$

3.1.3. Equilibrio

Para determinar el estado de equilibrio de una estructura se pueden utilizar los siguientes métodos:

→ Métodos de Energía:

→ Suma de Fuerzas: $\sum F_x(t), \sum F_y(t), \sum F_z(t)$
 $\sum M_x(t), \sum M_y(t), \sum M_z(t).$

→ Trabajo Virtual.

4. SISTEMAS LINEALES DE UN GRADO DE LIBERTAD

4.1. SISTEMAS DE UN GDL SIN AMORTIGUAMIENTO

Algunos ejemplos de sistemas de un GDL son los siguientes:

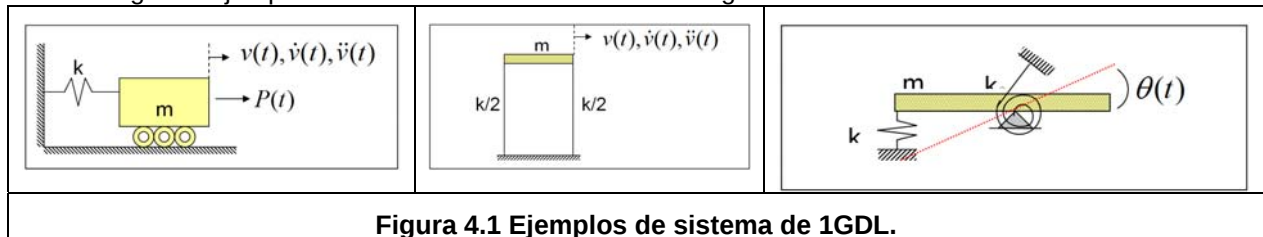
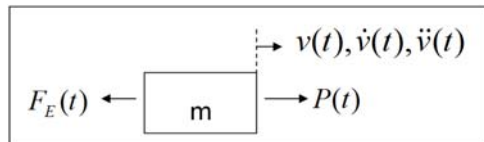


Diagrama de Cuerpo Libre:



Por la 2ª ley de Newton se tiene:

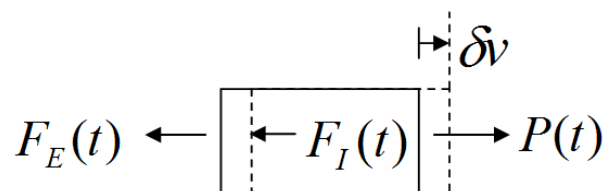
$$-F_E(t) + P(t) = m\ddot{v}(t)$$

Dónde: $F_E(t) = kv(t)$:Fuerza elástica

Utilizando Principio de D'Alembert: fuerza de inercia $F_I(t) = m \cdot \ddot{v}(t)$ que va en dirección opuesta al movimiento:

$$F_I(t) + F_E(t) = P(t) \Rightarrow m\ddot{v}(t) + kv(t) = P(t)$$

La ecuación 2.1 describe el movimiento de un sistema de 1GDL sin amortiguamiento en forma general. Esta ecuación se puede obtener, también, aplicando el Principio de Trabajos Virtuales, como se muestra a continuación:



Para un sistema en equilibrio se debe cumplir que: $\delta W = 0$

Para el sistema mostrado se tiene:

$$\delta W = P(t)\delta v - F_E(t)\delta v - F_I(t)\delta v = 0$$

$$\Rightarrow F_I(t) + F_E(t) = P(t)$$

4.2. RESOLUCIÓN DE LA ECUACIÓN DE MOVIMIENTO,

$$m\ddot{v}(t) + kv(t) = P(t)$$

$v(t) = v_h(t) + v_p(t)$, donde $v_h(t)$ es la solución homogénea y $v_p(t)$ es la solución particular.

Solución homogénea:

$$m\ddot{v}(t) + kv(t) = 0$$

$$v_h(t) = A\sin(Ct) + B\cos(Dt)$$

$$\begin{aligned} v_1(t) &= A\sin(Ct) \\ \text{Dónde: } v_2(t) &= B\cos(Dt) \end{aligned}$$

Remplazando $v_1(t)$ en la ecuación 2.2:

$$-mAC^2\sin(Ct) + kA\sin(Ct) = 0$$

$$\Rightarrow A[-mC^2 + k] = 0 \Rightarrow C = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Del mismo modo con $v_2(t)$:

$$-mBD^2\cos(Dt) + kB\cos(Dt) = 0$$

$$\Rightarrow B[-mD^2 + k] = 0 \Rightarrow D = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Entonces, $C = D = \omega$, donde $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ [rad/seg] es la frecuencia angular natural del sistema.

Entonces la solución homogénea del sistema está dada por:

$$v_h(t) = A\sin(\omega t) + B\cos(\omega t)$$

4.3. ANÁLISIS DE SISTEMAS DE OSCILACIÓN LIBRE

Para un sistema con $P(t) = 0$ se tiene que $v_p(t) = 0$. Si este sistema tiene como condiciones iniciales $v(0) = v_0$ y $\dot{v}(0) = \dot{v}_0$, se obtiene:

$$v(0) = A\sin(0) + B\cos(0) = v_0 \Rightarrow B = v_0$$

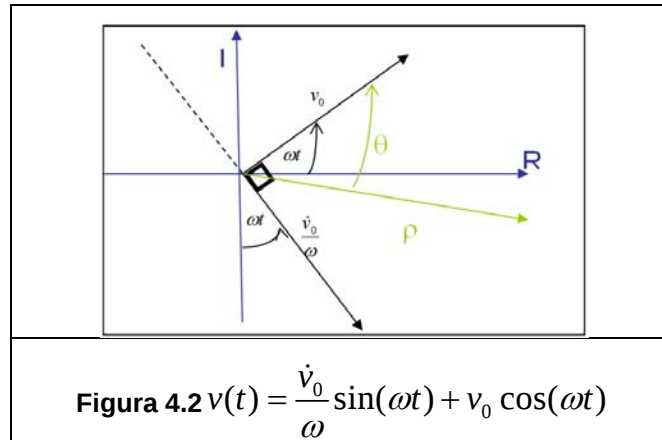
$$\dot{v}(t) = A\omega\cos(\omega t) - B\omega\sin(\omega t)$$

$$\dot{v}(0) = A\omega \cos(0) - B\omega \sin(0) = \dot{v}_0 \Rightarrow A = \frac{\dot{v}_0}{\omega}$$

Luego, la solución está dada por:

$$v(t) = \frac{\dot{v}_0}{\omega} \sin(\omega t) + v_0 \cos(\omega t)$$

Al ver un sistema de este tipo vibrar se observa la suma de las proyecciones de los vectores sobre el eje real.

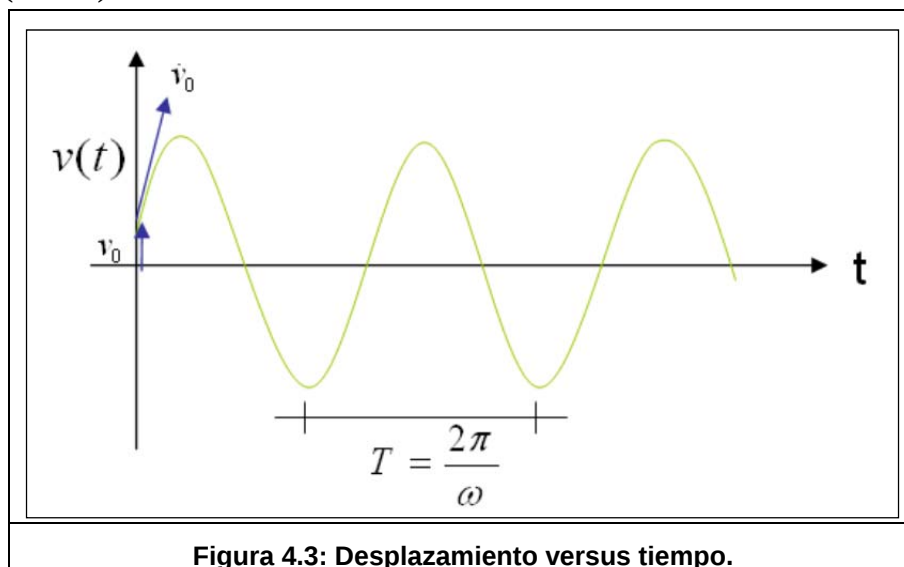


Del gráfico anterior se tiene que:

$$\rho = \sqrt{v_0^2 + \left(\frac{\dot{v}_0}{\omega}\right)^2} \quad \theta = \arctg\left(\frac{\dot{v}_0}{\omega v_0}\right)$$

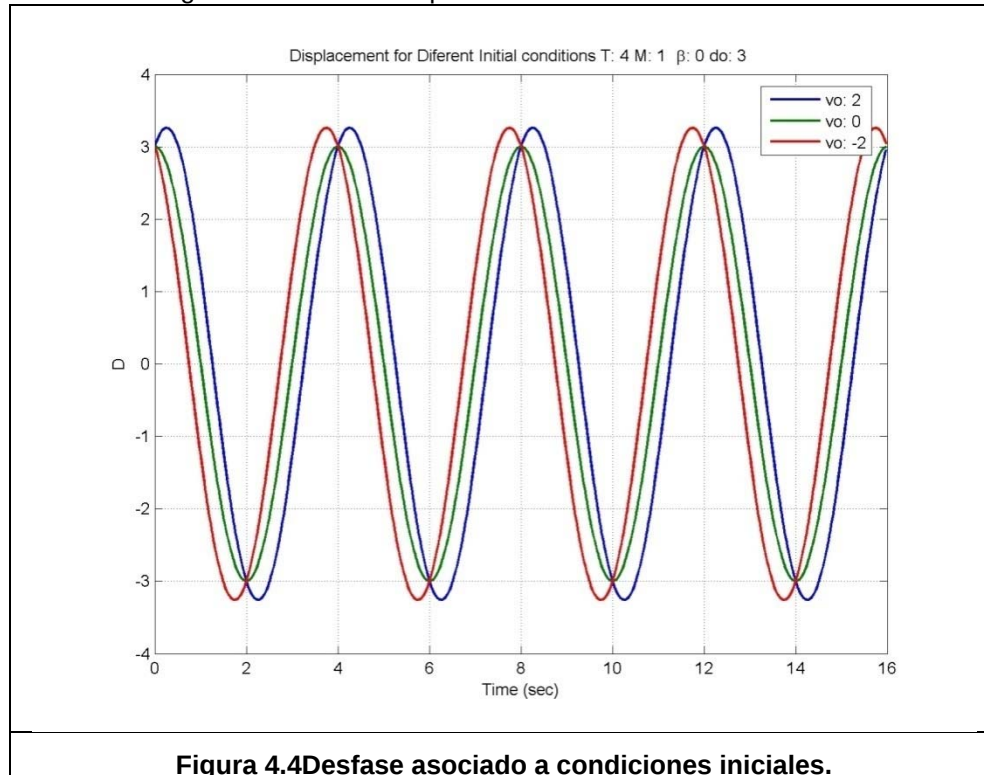
Luego el desplazamiento se puede escribir como:

$$v(t) = \rho \cos(\omega t - \theta)$$



$$f = \frac{1}{T}$$

Las condiciones iniciales generan el desfase aparente del armónico.



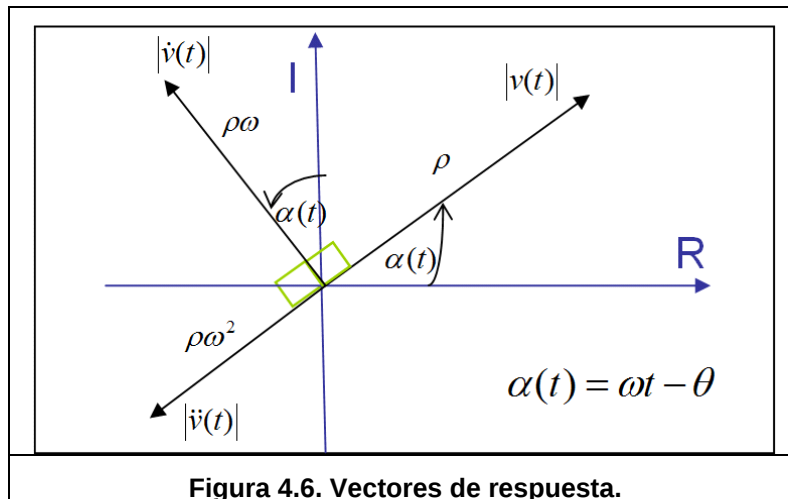
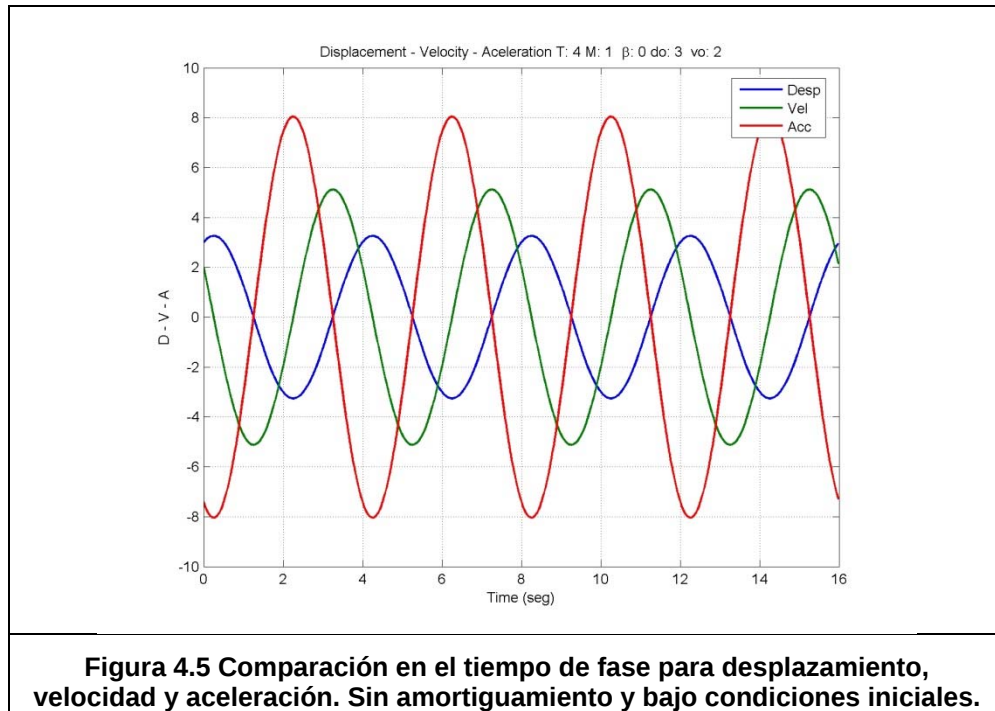
En resumen, para el sistema en análisis se tiene:

Desplazamiento: $v(t) = \rho \cos(\omega t - \theta)$

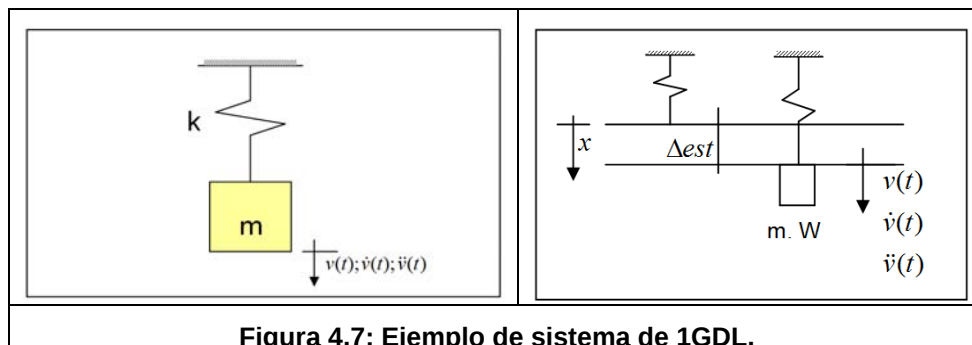
Velocidad: $\dot{v}(t) = -\rho\omega \sin(\omega t - \theta)$

Aceleración: $\ddot{v}(t) = -\rho\omega^2 \cos(\omega t - \theta) = -\omega^2 v(t)$

Al graficar los vectores de desplazamiento, velocidad y se desprende que para un desplazamiento máximo la velocidad debe ser nula, mientras que para máxima velocidad el desplazamiento debe ser cero.



4.4. PESO EN LA ECUACION DE MOVIMIENTO



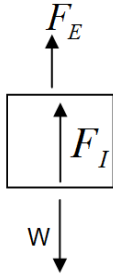
Al realizar el equilibrio el sistema mostrado en la figura:

$$x(t) = v(t) + \Delta_{est}$$

$$\dot{x}(t) = \dot{v}(t)$$

$$\ddot{x}(t) = \ddot{v}(t)$$

El DCL del cuerpo es:



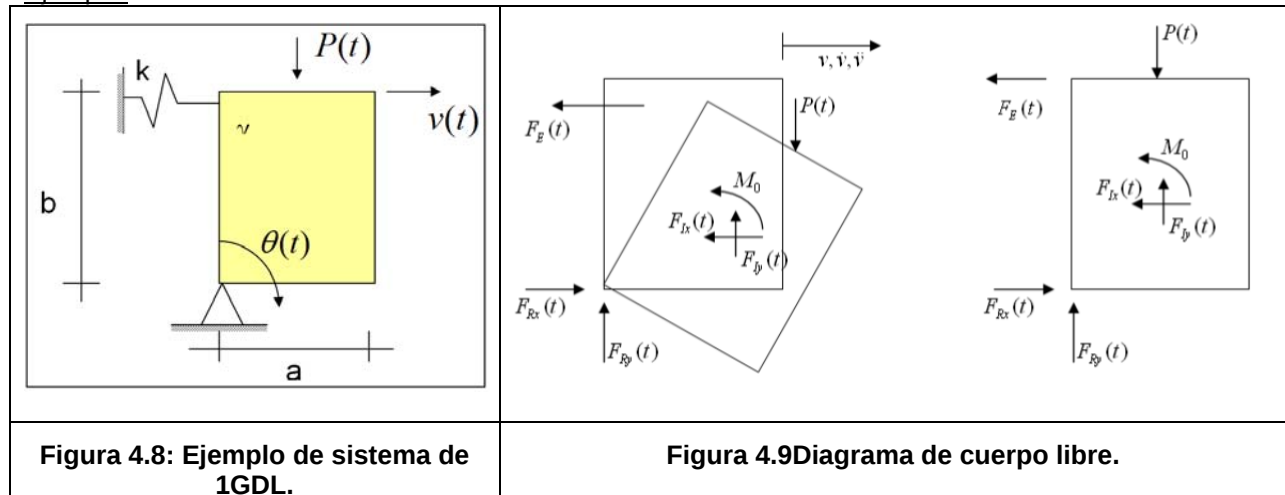
Donde: $F_E = kx(t) = kv(t) + k\Delta_{est}$ y $k\Delta_{est} = W$
 $F_I = m\ddot{x}(t)$

Luego: $\sum F = 0 \Rightarrow kv(t) + k\Delta_{est} + m\ddot{v}(t) = W$

$$\Rightarrow kv(t) + m\ddot{v}(t) = 0$$

En este caso el peso no se considera.

Ejemplo:



En este caso $v(t) = b\theta(t)$ y las ecuaciones de movimiento a obtener son,

$$m^* \ddot{\theta}(t) + k^* \theta(t) = P^*(t)$$

$$m^* \ddot{v}(t) + k^* v(t) = P^*(t)$$

Donde m^* , k^* y $P^*(t)$ son formas generalizadas de la masa, la elasticidad y la sollicitación del sistema.

DCL

Entonces:

$$\sum M_A = 0 = F_E(t)b + F_{I_x}(t)\frac{b}{2} + F_{I_y}(t)\frac{a}{2} + M_0(t) - P(t)\frac{a}{2}$$

Además:

$$F_E(t) = kv(t) \quad F_{I_x}(t) = \gamma ab \frac{\ddot{v}(t)}{2}$$

$$F_{I_y}(t) = \gamma ab \ddot{\theta}(t) \frac{a}{2} = \gamma ab \frac{\ddot{v}(t)}{b} \frac{a}{2} = \gamma a^2 \ddot{v}(t)$$

$$M_0(t) = I_0 \ddot{\theta}(t) = \frac{\gamma ab}{12} (a^2 + b^2) \frac{\ddot{v}(t)}{b} = \frac{\gamma a(a^2 + b^2)}{12} \cdot \ddot{v}(t)$$

$$\Rightarrow P(t) \frac{a}{2} = bkv(t) + m \frac{b}{4} \ddot{v}(t) + m \frac{a^2}{4b} \ddot{v}(t) + m \frac{a^2 + b^2}{12b} \ddot{v}(t)$$

$$k^* = kb \quad P^*(t) = P(t) \frac{a}{2}$$

$$m^* = m \left(\frac{b}{4} + \frac{a^2}{4b} + \frac{a^2 + b^2}{12b} \right)$$

$$m^* \ddot{v}(t) + k^* v(t) = P^*(t)$$

4.5. ENERGÍA

Para un sistema en oscilación libre la ecuación de movimiento es $m \cdot \ddot{v}(t) + k \cdot v(t) = 0$, si se integra esta ecuación en función de v se tiene:

$$\int dv * \{F_I(t) + F_E(t) = 0\}$$

$$\Rightarrow \int m \ddot{v}(t) dv + \int kv(t) dv = 0$$

.Resolviendo las integrales:

$$\int kv(t) dv = \frac{1}{2} k v^2 \Big|_{t_1}^{t_2}$$

$$\int m \ddot{v}(t) dv = \int m \frac{d^2 v}{dt^2} dv \frac{dt}{dt} = \frac{1}{2} m \dot{v}^2 \Big|_{t_1}^{t_2}$$

$$\Rightarrow \frac{1}{2} m \dot{v}(t)^2 \Big|_{t_1}^{t_2} + \frac{1}{2} k v(t)^2 \Big|_{t_1}^{t_2} = \Delta E = 0$$

Luego: $\underbrace{\frac{1}{2} m \dot{v}(t)^2}_{\text{Energía_cinética}} + \underbrace{\frac{1}{2} k v(t)^2}_{\text{Energía_elastica}} = E_c$

Entonces la energía del sistema, E_c , es constante.

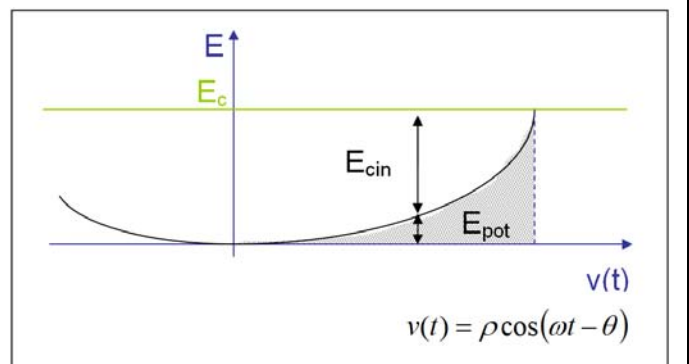
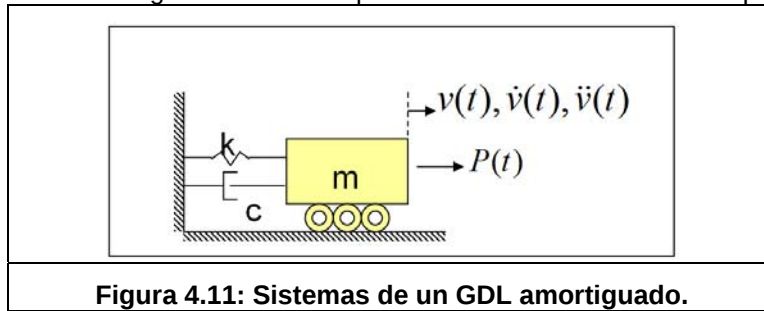


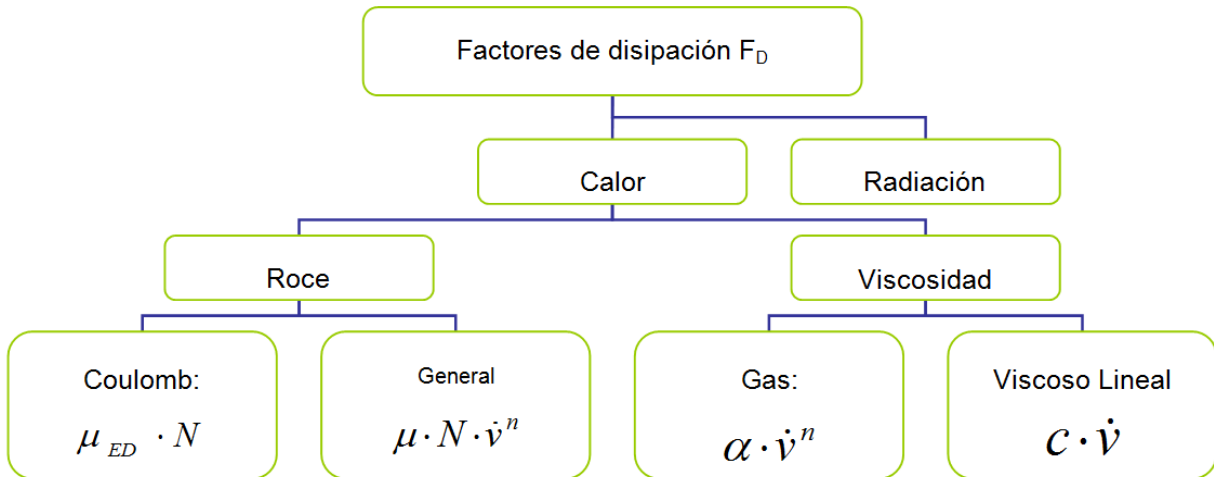
Figura 4.10: Gráfico energía versus desplazamiento

4.6. SISTEMAS DE UN GDL CON AMORTIGUAMIENTO

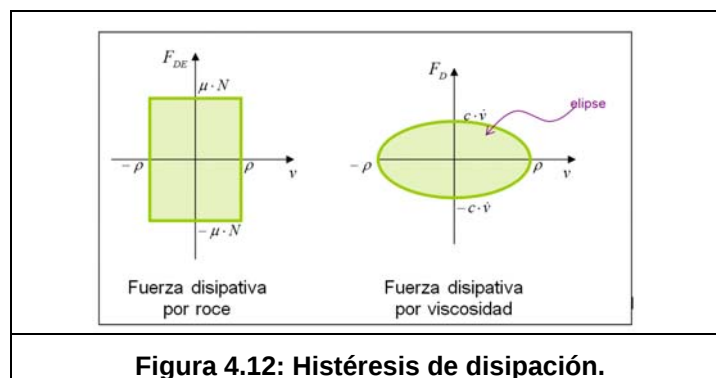
Los sistemas con amortiguamiento son aquellos donde actúan fuerzas disipativas.



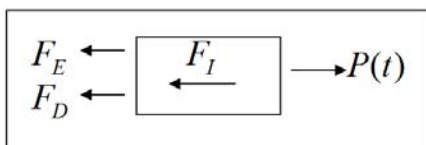
Las fuerzas disipativas, F_D , se pueden deber a diferentes factores:



Al graficar la fuerza disipativa en función del desplazamiento del sistema se obtienen diferentes figuras:



Equilibrio Dinámico DCL:



De donde:

$$\sum F = 0 \Rightarrow F_I(t) + F_D(t) + F_E(t) = P(t)$$

Y como:

$$F_I(t) = m\ddot{v}(t) : \text{Fuerza de inercia}$$

$$F_D(t) = c\dot{v}(t) : \text{Fuerza disipativas}$$

$$F_E(t) = kv(t) : \text{Fuerza elástica}$$

$$\Rightarrow m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = P(t)$$

Si en un sistema se consideran la fuerza elástica y la fuerza disipativas juntas, como en el sistema del ejemplo, se dice que el sistema es viscoelástico.

4.7. SOLUCIÓN HOMOGÉNEA DE LA ECUACIÓN DE MOVIMIENTO

Para determinar la solución homogénea se tiene:

$$m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = 0$$

$$v(t) = A\sin(\omega t) + B\cos(\omega t)$$

$$v(t) = Ge^{st}$$

$$\dot{v}(t) = Gse^{st}$$

$$\ddot{v}(t) = Gs^2e^{st}$$

Remplazando estos valores en la ecuación de movimiento (ec. 2.4):

$$mGs^2e^{st} + cGse^{st} + kGe^{st} = 0$$

$$ms^2 + cs + k = 0 : \text{Ecuación característica (ec. 2.5).}$$

$$s = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4km}}{2m}$$

$$s = \frac{-c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}$$

$$s = \frac{-c\omega}{2m\omega} \pm \omega \sqrt{\left(\frac{c}{2m\omega}\right)^2 - 1}$$

$$\beta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2m\omega}$$

$$s = -\beta\omega \pm \omega\sqrt{\beta^2 - 1}$$

De donde las características de la vibración de un sistema están dadas por:

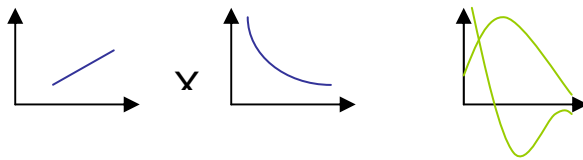
$c > c_c$: Sobreamortiguamiento
 $c = c_c$: Amortiguamiento _ crítico
 $c < c_c$: Subamortiguamiento _ crítico

Caso 1: $c = c_{crítico} = 2\sqrt{km} = 2m\omega$

$$s = \frac{-c}{2m} = -\omega$$

Luego:

$$v(t) = G_1 e^{-\omega t} + G_2 t e^{-\omega t} \Rightarrow v(t) = (G_1 + G_2 t) e^{-\omega t}$$



Si $c \geq c_c$ el sistema no vibra.

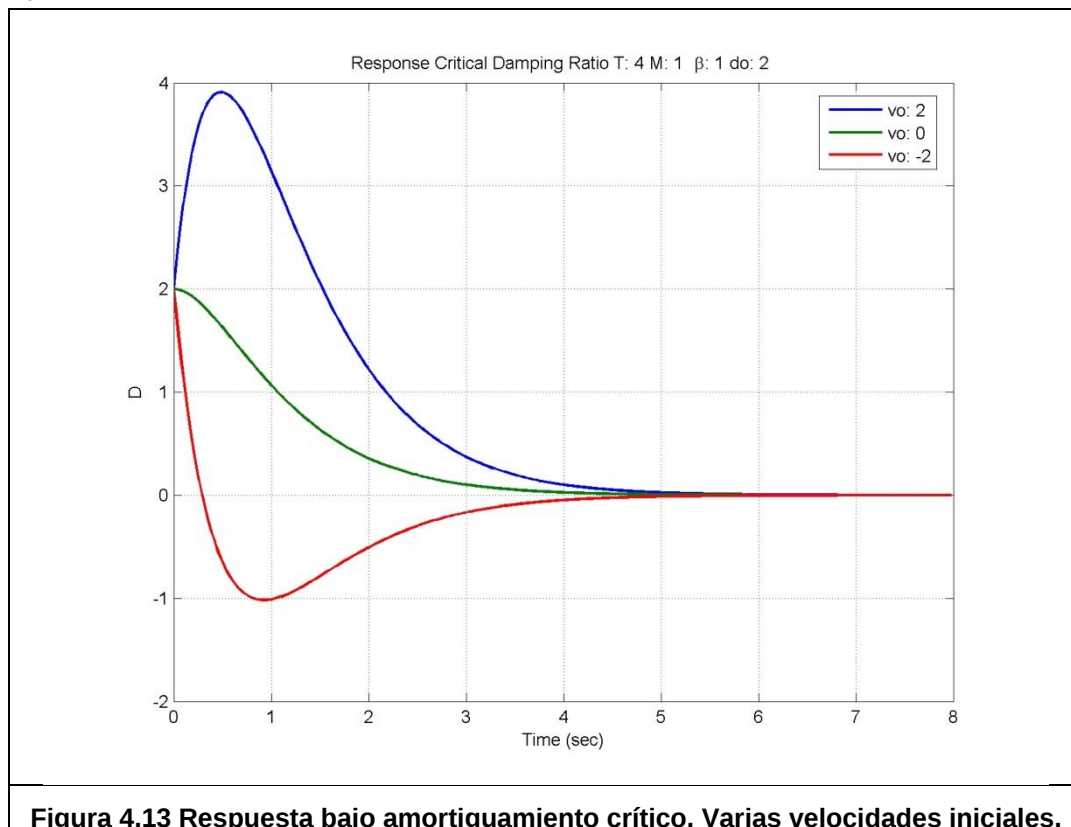


Figura 4.13 Respuesta bajo amortiguamiento crítico. Varias velocidades iniciales.

Caso Sub Amortiguado: $c < c_{crítico}$

Desarrollando la ecuación anterior:

$$s = -\beta\omega \pm \omega\sqrt{\beta^2 - 1}$$

$$s = -\beta\omega \pm i \underbrace{\omega\sqrt{1-\beta^2}}_{\omega_D}$$

Frecuencia angular amortiguada es $\omega_D = \omega\sqrt{1-\beta^2}$

$$s = -\beta\omega \pm i\omega_D$$

$$v(t) = G_1 e^{(-\beta\omega + i\omega_D)t} + G_2 e^{(-\beta\omega - i\omega_D)t}$$

$$v(t) = e^{-\beta\omega t} (G_1 e^{i\omega_D t} + G_2 e^{-i\omega_D t})$$

Se sabe que:

$$\begin{aligned} e^{i\theta} &= \cos \theta + i \sin \theta & \cos \theta &= \frac{1}{2}(e^{i\theta} + e^{-i\theta}) \\ e^{-i\theta} &= \cos \theta - i \sin \theta & \Rightarrow \sin \theta &= \frac{1}{2i}(e^{i\theta} - e^{-i\theta}) \end{aligned}$$

Entonces para los términos:

$$d(t) = G_1 e^{i\omega_D t} + G_2 e^{-i\omega_D t}$$

reconociendo

$$G_1 = G_{1R} + iG_{1I} \quad G_2 = G_{2R} + iG_{2I}$$

ordenado

$$d(t) = [(G_{1R} + G_{2R}) \cos \omega_D t - (G_{1I} - G_{2I}) \sin(\omega_D t)] + i[(G_{1I} + G_{2I}) \cos \omega_D t + (G_{1R} - G_{2R}) \sin \omega_D t]$$

pero $d(t)$ es real por tanto

$$G_{1I} = -G_{2I} = G_I \text{ y } G_{1R} = G_{2R} = G_R$$

Es decir son un par conjugado $G_1 = G_2^*$

$$G_1 = G_R + iG_I \text{ y } G_2 = G_R - iG_I$$

Entonces:

$$d(t) = G_1 e^{i\omega_D t} + G_2 e^{-i\omega_D t}$$

$$d(t) = (G_R + iG_I) e^{i\omega_D t} + (G_R - iG_I) e^{-i\omega_D t}$$

$$\text{pero } (G_R + iG_I) e^{i\omega_D t} = G e^{i(\omega_D t + \theta)} \text{ y } (G_R - iG_I) e^{-i\omega_D t} = G e^{-i(\omega_D t + \theta)}$$

Es decir son dos vectores de magnitud G rotando con ángulo $\alpha = \omega_D t - \theta$ pero en direcciones contrarias por tanto se cancela la parte compleja y se suman las proyecciones en el eje real:

$$d(t) = 2G \cos(\omega_D t + \theta) = A \sin \omega_D t + B \cos \omega_D t$$

$$\text{donde } A = 2G_R \text{ y } B = -2G_I$$

De donde se obtiene la respuesta al caso amortiguado sin excitación externa.

$$v(t) = e^{-\beta\omega t} (A \sin(\omega_D t) + B \cos(\omega_D t))$$

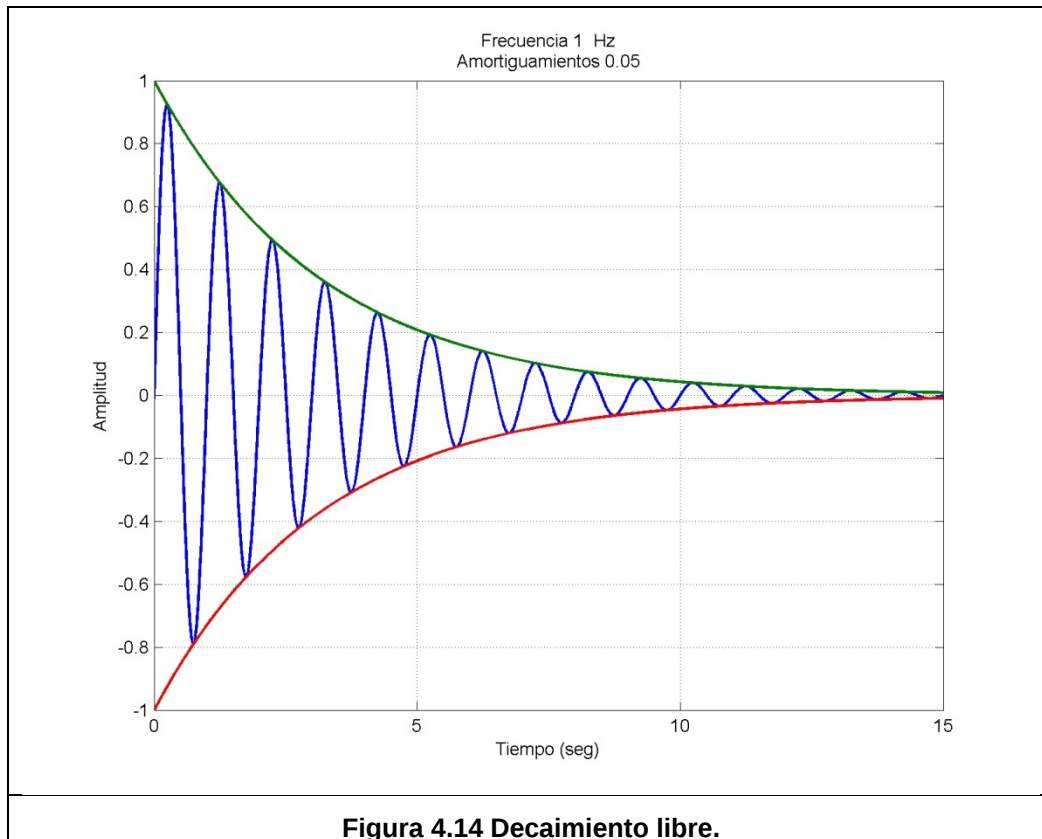


Figura 4.14 Decaimiento libre.

4.8. ANÁLISIS DE SISTEMAS DE OSCILACIÓN LIBRE

Para un sistema con $P(t) = 0$ y con condiciones iniciales $v(0) = v_0$ y $\dot{v}(0) = \dot{v}_0$ se tiene que el desplazamiento está dado por:

$$v(t) = e^{-\beta\omega t} \left[\left(\frac{\dot{v}_0 + v_0 \beta \omega}{\omega_D} \right) \sin(\omega_D t) + v_0 \cos(\omega_D t) \right]$$

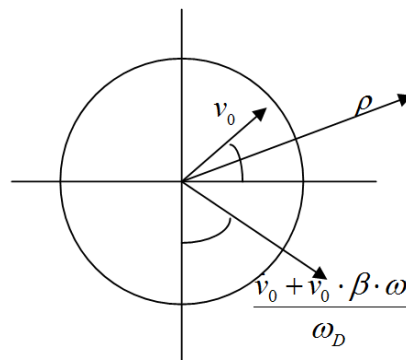
Lo que es equivalente a:

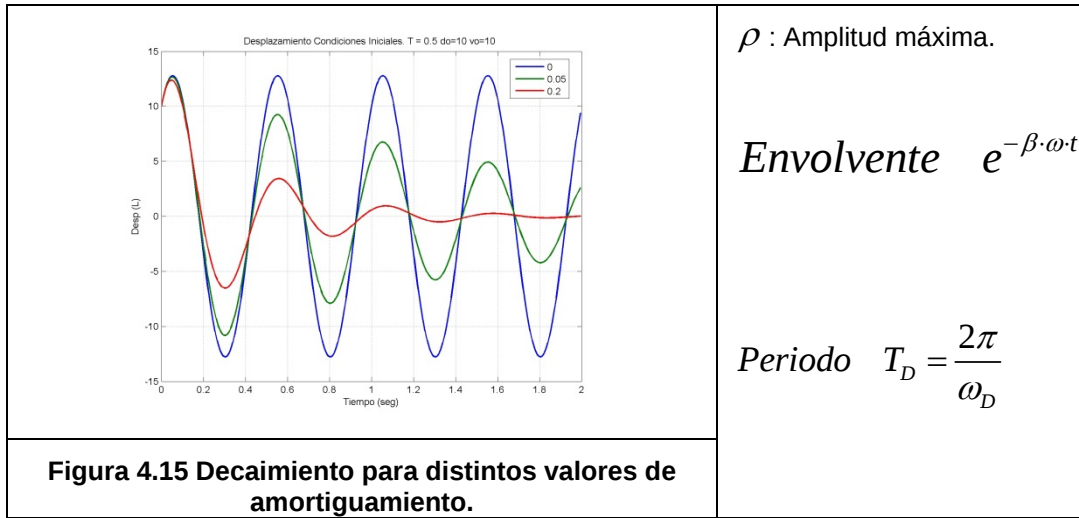
$$v(t) = \rho e^{-\beta\omega t} \cos(\omega_D t - \theta)$$

Donde:

$$\rho = \sqrt{\left(\frac{\dot{v}_0 + \beta\omega v_0}{\omega_D} \right)^2 + v_0^2}$$

$$\theta = \arctg \left(\frac{\dot{v}_0 + \beta\omega v_0}{\omega_D v_0} \right)$$





4.9. ELAMORTIGUAMIENTO

El valor de la razón de amortiguamiento varía según el tipo de material, como se ve en la siguiente lista.

Sin daño

→ Acero / Hormigón $\approx 0,01 - 0,03$

→ Albañilería $\approx 0,03 - 0,05$

En el límite de daño (fluencia)

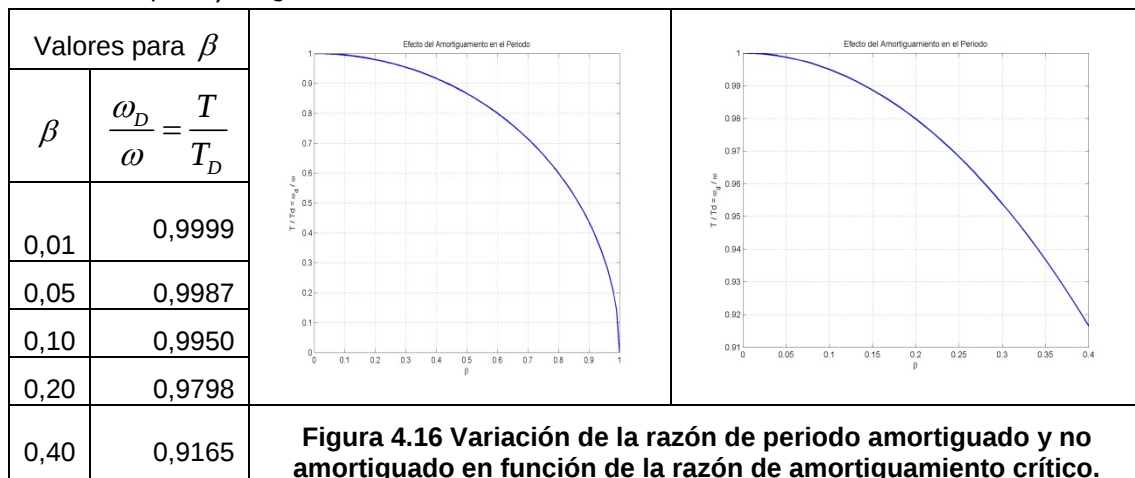
→ Acero / Hormigón $\approx 0,03 - 0,10$

→ Albañilería $\approx 0,05 - 0,15$

Al desarrollar la ecuación que define la frecuencia angular amortiguada se tiene:

$$\omega_D = \omega \sqrt{1 - \beta^2} \Rightarrow \left(\frac{\omega_D}{\omega} \right)^2 = 1 - \beta^2 \Rightarrow \frac{\omega_D^2}{\omega^2} + \beta^2 = 1$$

Algunos valores para β según esta última ecuación se muestran en la tabla 2.1.



4.10. DECAIMIENTO LOGARITMICO

De la respuesta a condiciones iniciales se conoce la envolvente de respuesta y con ella se puede determinar la razón de amortiguamiento, β :

$$v_i = \rho e^{-\beta \omega t_i} \text{ y } v_{i+m} = \rho e^{-\beta \omega t_{i+N}} \text{ entonces } \frac{v_i}{v_{i+m}} = e^{\beta \omega T_D N} \text{ sacando el logaritmo}$$

$$\ln\left(\frac{v_i}{v_{i+m}}\right) = \beta \omega T_D N = \beta \omega \frac{2\pi}{\omega \sqrt{1-\beta^2}} N$$

$$\frac{\beta}{\sqrt{1-\beta^2}} = \frac{\ln(v_i/v_{i+N})}{2\pi N} \text{ aproximando } \beta \approx \frac{\ln(v_i/v_{i+N})}{2\pi N}$$

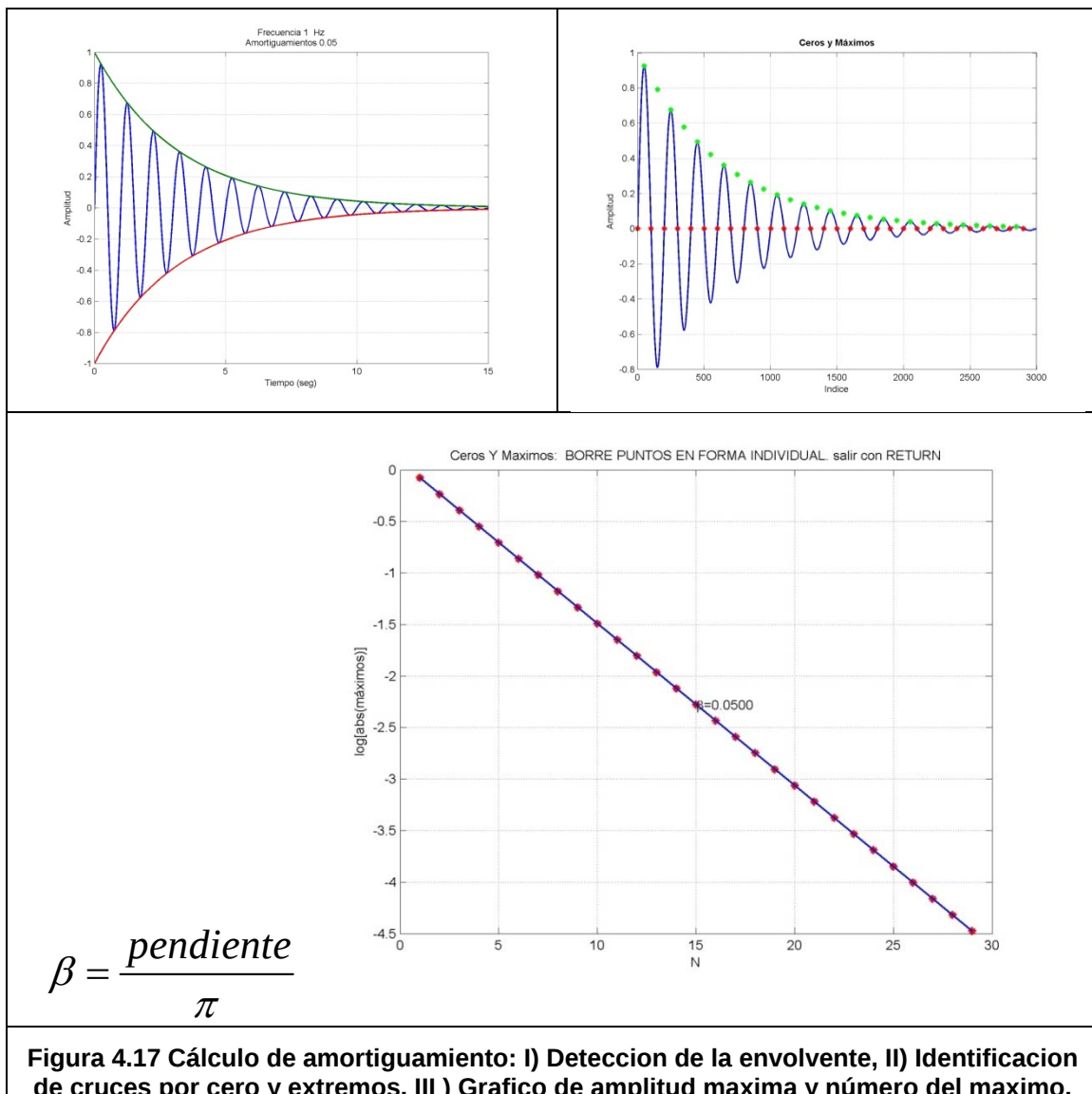


Figura 4.17 Cálculo de amortiguamiento: I) Detección de la envolvente, II) Identificación de cruces por cero y extremos. III) Gráfico de amplitud máxima y número del máximo.

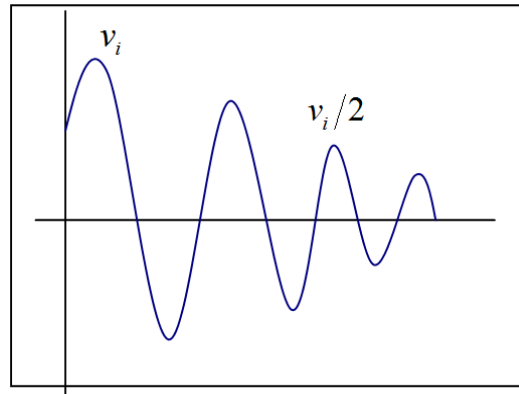
Caso Particular reducción de la mitad de la respuesta.

$$\beta = \frac{\ln(v_i/v_{i+N})}{2\pi N}$$

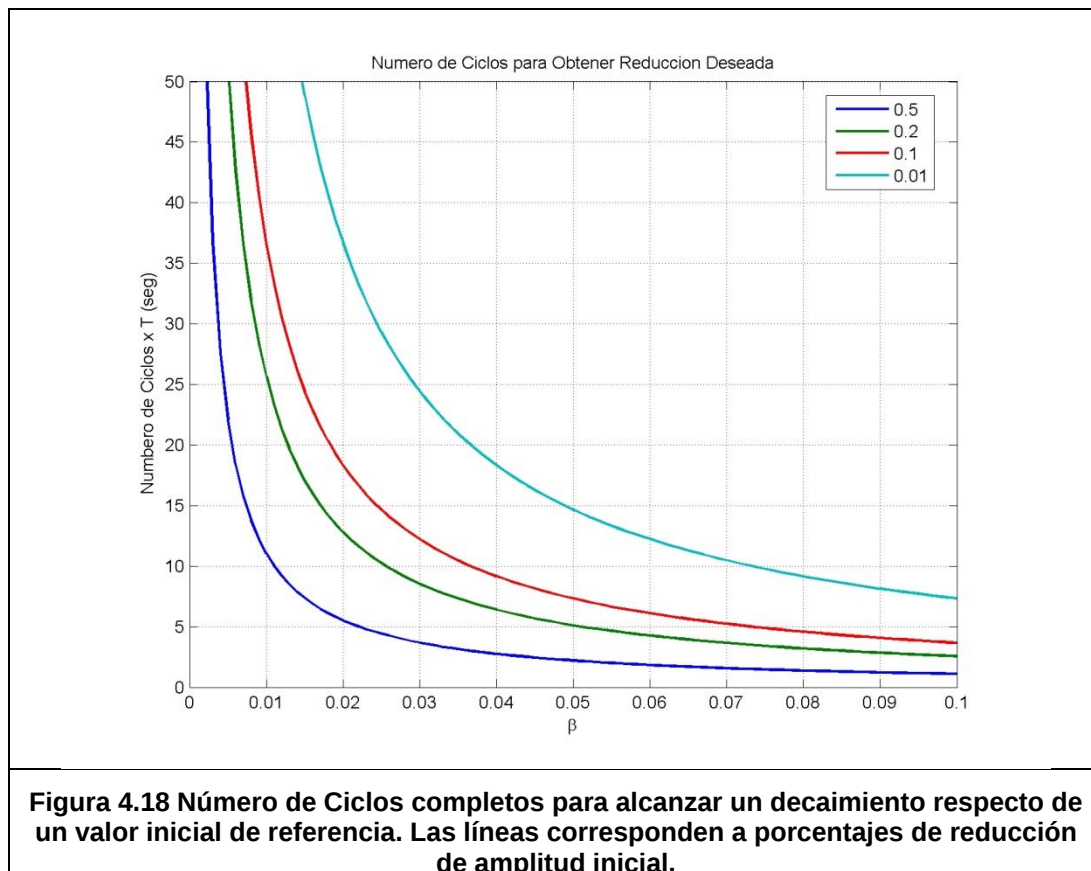
Cuando $v_{i+N} = v_i/2$

$$\frac{1}{2\pi N} \ln\left(\frac{v_i}{v_i/2}\right) = \beta$$

$$N = \frac{\ln(2)}{2\pi\beta}$$



Número de Ciclos para obtener un 50% de reducción de amplitud inicial	
β	$N = \frac{\ln(2)}{2\pi\beta}$
0,01	11,03
0,05	2,2
0,10	1,1



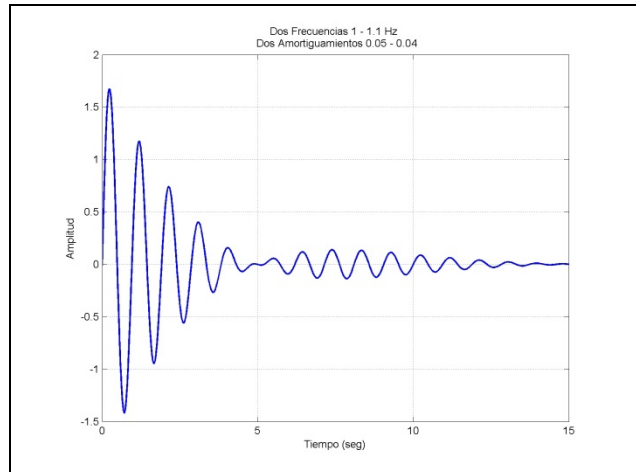


Figura 4.19 Decaimiento logarítmico de dos frecuencias cercanas. Ambas con distinto amortiguamiento.

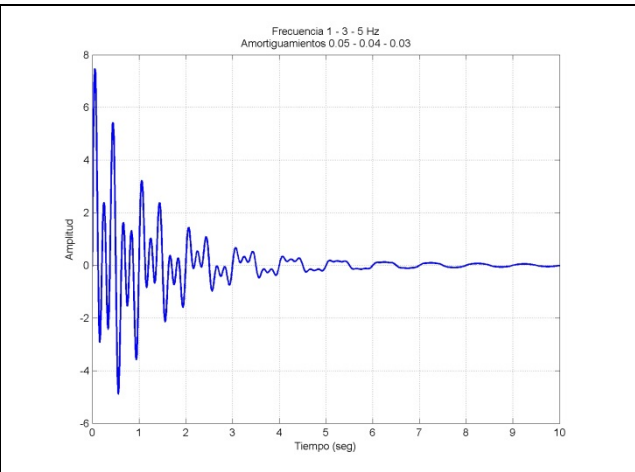


Figura 4.20 Decaimiento logarítmico de tres frecuencias cercanas. Todas con distinto amortiguamiento.

4.11. ANÁLISIS DE LA ECUACIÓN DE MOVIMIENTO

La ecuación de movimiento de un sistema de 1GDL con amortiguamiento es:

$$m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = f(t)$$

Para la solución homogénea se tiene:

$$m\ddot{v}_1(t) + c\dot{v}_1(t) + kv_1(t) = 0$$

$$v(0) = v_0 \quad (1)$$

$$\dot{v}(0) = \dot{v}_0$$

Para la solución particular:

$$m\ddot{v}_2(t) + c\dot{v}_2(t) + kv_2(t) = f(t)$$

$$v(0) = 0 \quad (2)$$

$$\dot{v}(0) = 0$$

Sumando ambas soluciones:

$$(1) + (2)$$

$$\Rightarrow m(\ddot{v}_1(t) + \ddot{v}_2(t)) + c(\dot{v}_1(t) + \dot{v}_2(t)) + k(v_1(t) + v_2(t)) = 0 + f(t)$$

$$v(0) = 0 + v_0$$

$$\dot{v}(0) = 0 + \dot{v}_0$$

$$v(t) = v_1(t) + v_2(t)$$

$$\Rightarrow m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = C_i f(t)$$

$$\underline{v}(t) = C_i v(t)$$

$$\Rightarrow m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = \sum_{i=1}^n C_i f_i(t)$$

$$v(t) = \sum C_i v_i(t)$$

4.12. EXITACIÓN ARMONICA C=0

Ecuación de equilibrio dinámico:

$$m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = p(t)$$

$$p(t) = P_0 \sin(\bar{\omega}t) \quad c = 0$$

Resolviendo:

$$\Rightarrow m\ddot{v}(t) + kv(t) = P_0 \sin(\bar{\omega}t)$$

$$\Rightarrow v_h(t) = A \sin(\omega t) + B \cos(\omega t)$$

$$\Rightarrow v_p(t) = G \sin(\bar{\omega}t) \Rightarrow \ddot{v}_p(t) = -G\bar{\omega}^2 \sin(\bar{\omega}t)$$

Remplazando la solución particular:

$$\Rightarrow \sin(\bar{\omega}t) \left[-G\bar{\omega}^2 m + Gk \right] = P_0 \sin(\bar{\omega}t)$$

$$\Rightarrow G = \frac{P_0}{k \left[1 - \frac{\bar{\omega}^2 m}{k} \right]} = \frac{P_0}{k \left[1 - \frac{\bar{\omega}^2}{\omega^2} \right]}$$

Luego, el desplazamiento total está dado por:

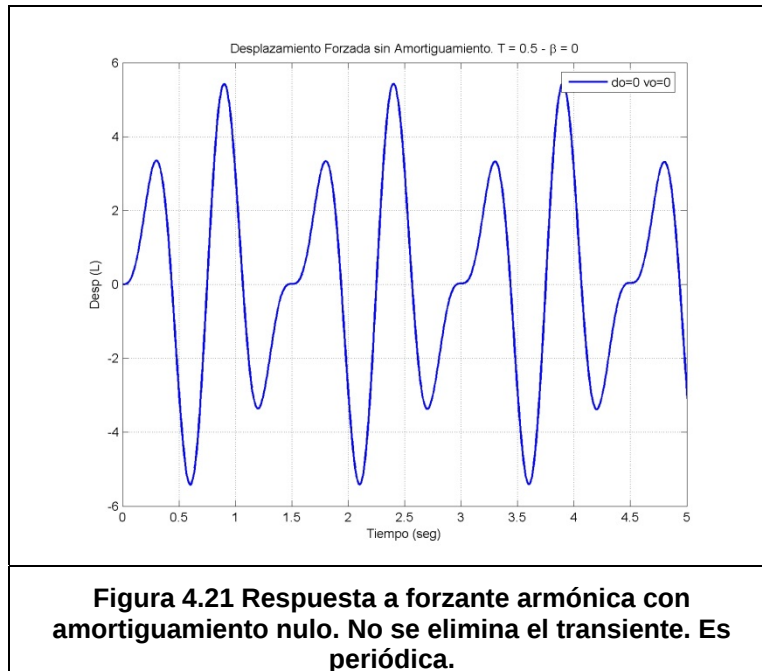
$$v(t) = A \sin(\omega t) + B \cos(\omega t) + \frac{P_0}{k} \left(\frac{1}{1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2} \right) \sin(\bar{\omega}t)$$

Si: $v(0) = v_0 = 0$
 $\dot{v}(0) = \dot{v}_0 = 0$

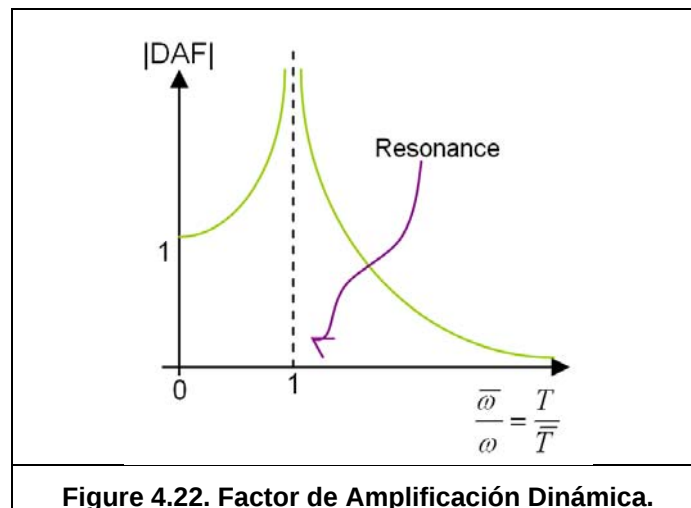
$$\Rightarrow v(t) = \frac{P_0}{k} \left(\frac{1}{1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2} \right) \left[\sin(\bar{\omega}t) - \frac{\bar{\omega}}{\omega} \sin(\omega t) \right]$$

Donde:

$$\frac{P_0}{k} : \Delta_{\text{estático}} \left(\Delta_{\text{est}} \right) \frac{1}{1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2} : \text{Factor de amplificación dinámico (FAD)}.$$



Quando $\frac{\bar{\omega}}{\omega} = 1$ se alcanza la resonancia del sistema, es decir, el FAD se vuelve infinito.



4.13. EXITACIÓN ARMONICA C ARBITRARIO

Entonces, si se tiene:

$$m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = \begin{cases} P_0 \sin(\bar{\omega}t) \\ P_0 \cos(\bar{\omega}t) \end{cases} \left\{ P_0 e^{i\bar{\omega}t} = P_0 \cos(\bar{\omega}t) + (P_0 \sin(\bar{\omega}t))i \right.$$

$$\Rightarrow \ddot{v}(t) + \frac{c}{m} \dot{v}(t) + \frac{k}{m} v(t) = \frac{P_0}{m} e^{i\bar{\omega}t}$$

$$\Rightarrow \ddot{v}(t) + 2\beta\omega\dot{v}(t) + \omega^2 v(t) = \frac{P_0}{m} e^{i\bar{\omega}t}$$

La solución particular es:

$$v_p(t) = Ge^{i\bar{\omega}t}$$

$$\Rightarrow \dot{v}_p(t) = Gi\bar{\omega}e^{i\bar{\omega}t}$$

$$\Rightarrow \ddot{v}_p(t) = -G\bar{\omega}^2 e^{i\bar{\omega}t}$$

Al remplazar en la ecuación de movimiento:

$$\Rightarrow Ge^{i\bar{\omega}t} \left[-\bar{\omega}^2 + 2\beta\bar{\omega}i + \omega^2 \right] = \frac{P_0}{m} e^{i\bar{\omega}t}$$

$$\Rightarrow G = \frac{P_0}{m\omega^2} \frac{1}{\left(1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2 + 2\beta \frac{\bar{\omega}}{\omega} i \right)}$$

Si $\gamma = \frac{\bar{\omega}}{\omega}$, entonces:

$$v_p(t) = \frac{P_0}{k} \frac{1}{(1 - \gamma^2 + 2\beta\gamma i)} e^{i\bar{\omega}t}$$

$$\Rightarrow v_p(t) = \frac{P_0}{k} \frac{1}{|A| e^{i\theta}} e^{i\bar{\omega}t}$$

con:

$$|A| = \sqrt{(1 - \gamma^2)^2 + (2\beta\gamma)^2}$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{2\beta\gamma}{1 - \gamma^2} \right)$$

Entonces:

$$v_p(t) = \frac{P_0}{k} D e^{i(\bar{\omega}t - \theta)}$$

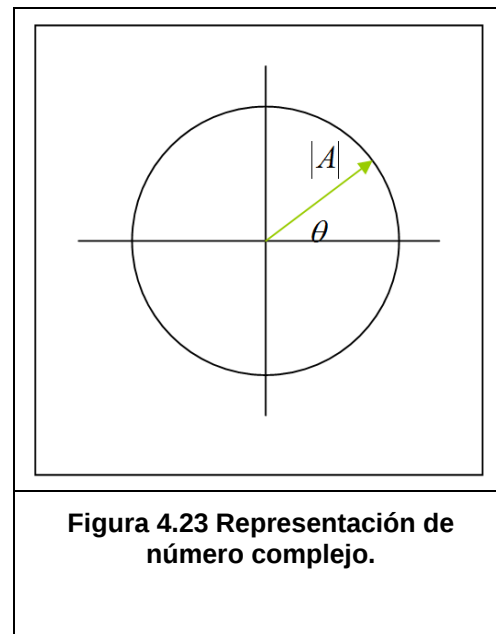
$$D = \frac{1}{|A|} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \gamma^2)^2 + (2\beta\gamma)^2}}$$

Con este resultado se tiene:

$$p(t) = P_0 \cos(\bar{\omega}t) \Rightarrow v_p(t) = \frac{P_0}{k} D \cos(\bar{\omega}t - \theta)$$

$$p(t) = P_0 \sin(\bar{\omega}t) \Rightarrow v_p(t) = \frac{P_0}{k} D \sin(\bar{\omega}t - \theta)$$

En resumen:



$$m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = \begin{cases} P_0 \sin(\bar{\omega}t) \\ P_0 \cos(\bar{\omega}t) \\ P_0 e^{i(\bar{\omega}t)} \end{cases}$$

El desplazamiento es:

$$v(t) = \underbrace{e^{-\omega\beta t} \left(A \sin(\omega_D t) + B \cos(\omega_D t) \right)}_{\text{Transiente}} + \underbrace{\frac{P_0}{k} D \begin{cases} \sin(\bar{\omega}t - \theta) \\ \cos(\bar{\omega}t - \theta) \\ e^{i(\bar{\omega}t - \theta)} \end{cases}}_{\text{Permanente}}$$

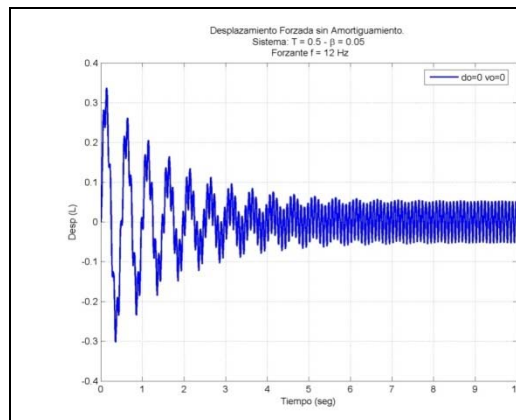


Figura 4.24 Respuesta bajo excitación armónica a partir de condiciones iniciales nulas. Notar el gran efecto inicial transiente y su decaimiento para pasar a un régimen permanente controlado por la frecuencia de excitación.

4.13.1. Factor de Amplificación Máximo

$$D = \frac{1}{\left[\left(1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2 \right)^2 + \left(2\beta \frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$D = \left[(1 - \gamma^2)^2 + (2\beta\gamma)^2 \right]^{-1/2}$$

$$\text{Derivando } \frac{dD}{d\gamma} = \frac{-1}{2} \left[(1 - \gamma^2)^2 + (2\beta\gamma)^2 \right]^{-3/2} (2(1 - \gamma^2)(-2\gamma) + 2(2\beta\gamma)2\beta) = 0$$

$$= -4\gamma(1 - \gamma^2) + 8\beta^2\gamma = 0 \text{ una posible solución es } \gamma = 0$$

$$\text{Eliminando esta solución: } (\gamma^2 - 1) + 2\beta^2 = 0$$

$$\text{De donde: } \gamma = \pm \sqrt{1 - 2\beta^2}$$

$$\text{Por tanto } \frac{\bar{\omega}}{\omega} = \sqrt{1 - 2\beta^2} \quad \text{Máximo existe solo si } 1 - 2\beta^2 \geq 0 \quad \beta \leq \frac{1}{\sqrt{2}} \Rightarrow \beta < \frac{1}{\sqrt{2}}$$

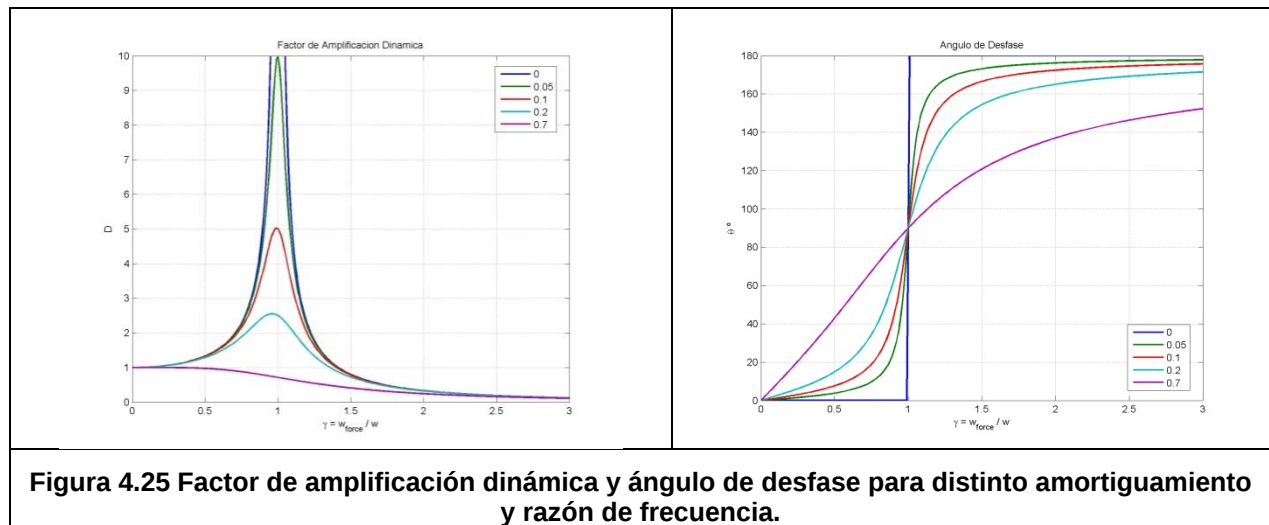
El valor del máximo es:

$$\begin{aligned}
 D_{\max} &= \frac{1}{\left[\left(1 - (1 - 2\beta^2) \right)^2 + \left(2\beta\sqrt{1 - 2\beta^2} \right)^2 \right]^{1/2}} \\
 &= \frac{1}{\left[4\beta^4 + 4\beta^2(1 - 2\beta^2) \right]^{1/2}} = \frac{1}{\left[4\beta^2 - 4\beta^4 \right]^{1/2}} = \frac{1}{2\beta\sqrt{1 - \beta^2}} \\
 D_{\max} &= \frac{1}{2\beta\sqrt{1 - \beta^2}} \approx \frac{1}{2\beta}
 \end{aligned}$$

4.13.2. Análisis de la Amplificación Dinámica

Factor de amplificación dinámico de desplazamiento. Ojo que no es lo mismo para el caso de velocidad y aceleración.

$$\begin{aligned}
 D_{\max} &\Rightarrow \gamma = \sqrt{1 - 2\beta^2} \approx 1 \\
 D &= \frac{1}{\sqrt{(1 - \gamma^2)^2 + (2\beta\gamma)^2}} \Rightarrow D_{\max} = \frac{1}{2\beta\sqrt{1 - \beta^2}} \approx \frac{1}{2\beta}
 \end{aligned}$$



4.13.3. Ancho de Banda del Factor de Amplificación

Dado el factor de amplificación:

$$D = \frac{1}{\left[(1 - \gamma^2)^2 + (2\beta\gamma)^2 \right]^{1/2}}$$

Y su máximo aproximado. Buscamos las frecuencias para un factor del máximo.

$$\frac{1}{\sqrt{2}} D_{\max} \approx \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{1}{2\beta}$$

Igualando:

$$\frac{1}{(1-\gamma^2)^2 + (2\beta\gamma)^2} = \frac{1}{(2\sqrt{2}\beta)^2} = \frac{1}{8\beta^2}$$

$$(1-\gamma^2)^2 + (2\beta\gamma)^2 = 8\beta^2$$

$$1 - 2\gamma^2 + \gamma^4 + 4\beta^2\gamma^2 = 8\beta^2$$

$$\gamma^4 + \gamma^2(4\beta^2 - 2) + (1 - 8\beta^2) = 0$$

Buscamos las raíces:

$$\gamma^2 = \frac{-4\beta^2 + 2 \pm \sqrt{(4\beta^2 - 2)^2 - 4(1 - 8\beta^2)}}{2}$$

$$= 1 - 2\beta^2 \pm \frac{1}{2} \sqrt{16\beta^4 - 16\beta^2 + 4 - 4 + 32\beta^2}$$

$$\sqrt{16\beta^4 + 16\beta^2}$$

$$4\beta\sqrt{\beta^2 + 1}$$

$$\gamma^2 = 1 - 2\beta^2 \pm 2\beta\sqrt{1 + \beta^2} \text{ si } \beta \ll 1$$

Eliminamos radical y:

$$\gamma_1^2 \cong 1 - 2\beta - 2\beta^2$$

$$\gamma_2^2 \cong 1 + 2\beta - 2\beta^2$$

$$\text{Pero } \sqrt{1 - 2\beta - 2\beta^2} \cong 1 - \beta - \beta^2$$

β	$\sqrt{1 - 2\beta - 2\beta^2}$	$1 - \beta - \beta^2$
0.01	0.9898	0.9899
0.05	0.9460	0.9475
0.10	0.8832	0.8900

Simplificamos

$$\Rightarrow \gamma_1 = 1 - \beta - \beta^2 \text{ y } \gamma_2 = 1 + \beta - \beta^2$$

$$\gamma_1 - \gamma_2 = 1 - \beta - \beta^2 - 1 + \beta + \beta^2 = 2\beta \text{ de donde:}$$

$$\beta = \frac{\gamma_2 - \gamma_1}{2} = \frac{f_2 - f_1}{2f} \text{ y dado que es muy simétrica } f \approx \frac{f_1 + f_2}{2} \text{ entonces}$$

$$\beta = \frac{f_2 - f_1}{f_2 + f_1} \text{ Podemos obtener la razón de amortiguamiento del ancho de banda.}$$

4.14. EXITACION ARMONICA REGIMEN PERMANENTE

Analizando $m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = p(t)$, con $p(t) = P_0 \sin(\bar{\omega}t)$

$$v_p(t) = \frac{P_0}{k} D \sin(\bar{\omega}t - \theta)$$

$$\dot{v}_p(t) = \frac{P_0}{k} D \bar{\omega} \cos(\bar{\omega}t - \theta)$$

$$\ddot{v}_p(t) = -\frac{P_0}{k} D \bar{\omega}^2 \sin(\bar{\omega}t - \theta)$$

$$\Rightarrow m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = P_0 \sin(\bar{\omega}t)$$

$$\Rightarrow F_I(t) + F_D(t) + F_E(t) = p(t)$$

$$\Rightarrow F_I(t) + F_D(t) + F_E(t) - p(t) = 0$$

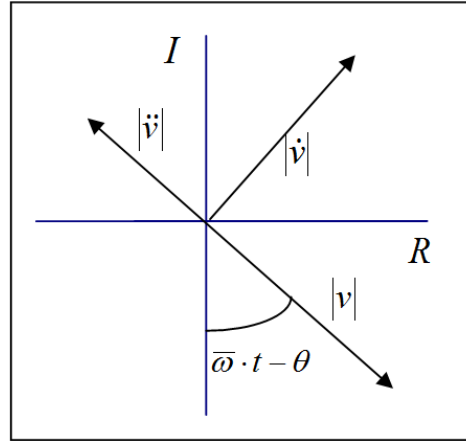


Figura 4.26 Vectores de respuesta dinámica

Todos los vectores giran con velocidad $\bar{\omega} \cdot t$

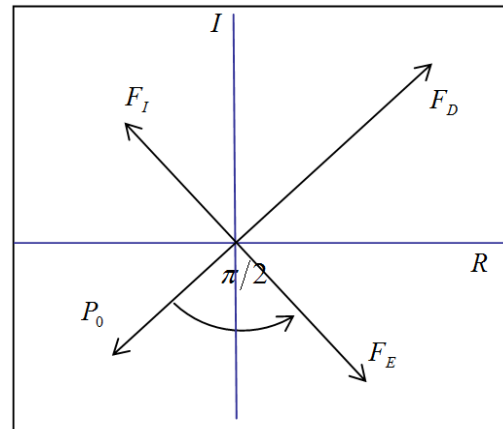
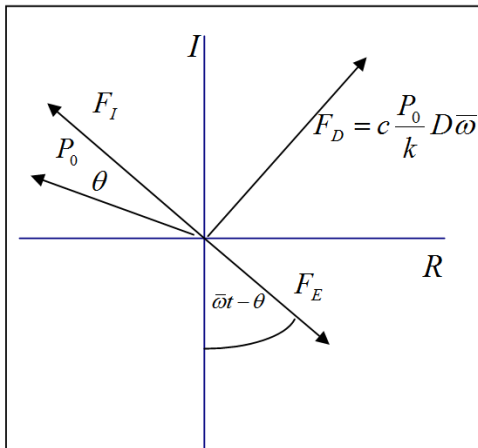
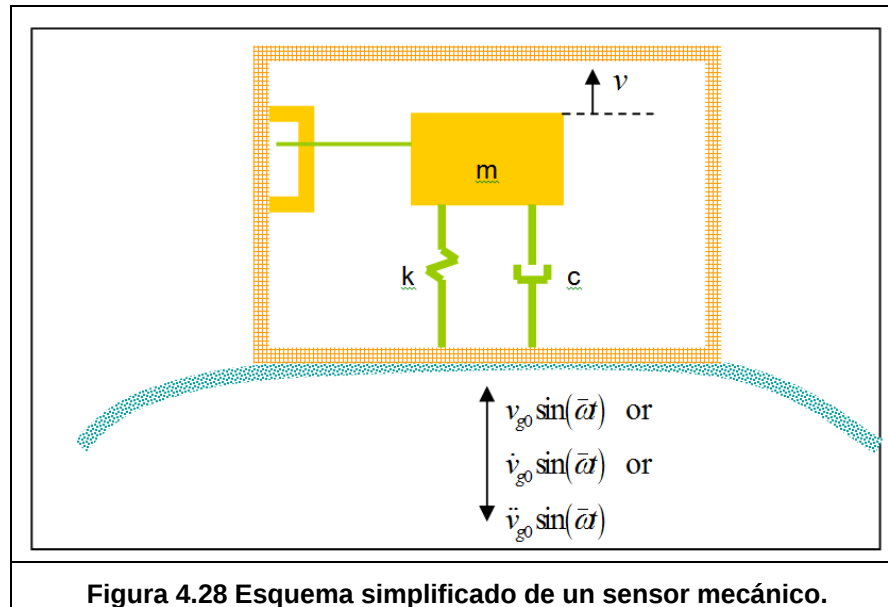


Figura 4.27 Para ángulo arbitrario y para $\theta = \frac{\pi}{2}$

Como $\theta = \tan^{-1}\left(\frac{2\beta\gamma}{1-\gamma^2}\right) \Rightarrow \gamma = 1 \Rightarrow$ Se produce resonancia.

4.14.1. Casos Básicos sensores

El sensor se puede representar como un sistema de un grado de libertad amortiguado. Analizaremos el caso de que este sensor está adosado a una superficie que vibra bajo excitación armónica.

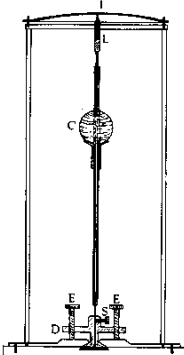
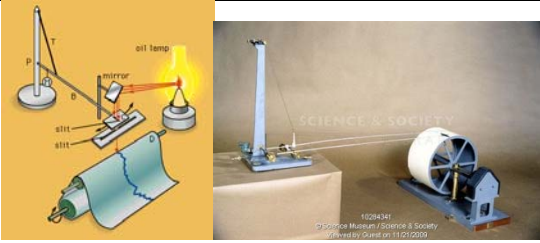
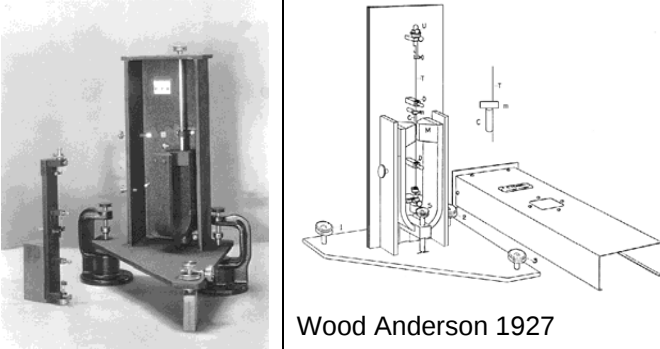
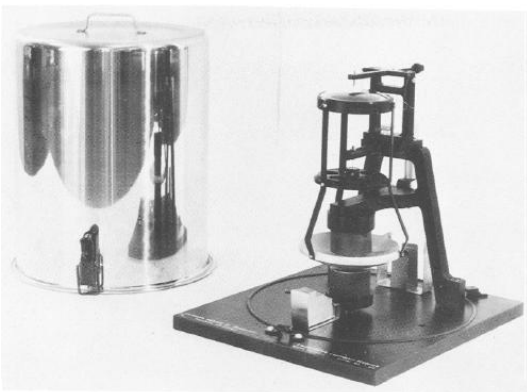


En el sistema mostrado en la figura la estructura tiene una ecuación de movimiento del tipo:

$$m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = p_0 \sin(\bar{\omega}t)$$

Analizamos preliminarmente el caso de respuesta permanente. Luego se generaliza para condición transientes y permanente y carga arbitraria. La solución permanente es:

$$\Rightarrow v_p(t) = \frac{P_0}{k} D \sin(\bar{\omega}t - \theta)$$

	JAMES DEWEY and PERRY BYERLY The early history of seismometry (to 1900) Bulletin of the Seismological Society of America, Feb 1969; 59: 183 - 227
 James Forbes Seismometer 1844 The screws (E) acting on the support (D) are used to help set the pendulum in an upright position	 Horizontal pendulum seismograph, as invented by English seismologist John Milne in 1880.
	 Wood Anderson 1927
	
Figura 4.29 Sensores de movimiento.	

4.14.2. Sensor de Aceleración: Acelerómetro

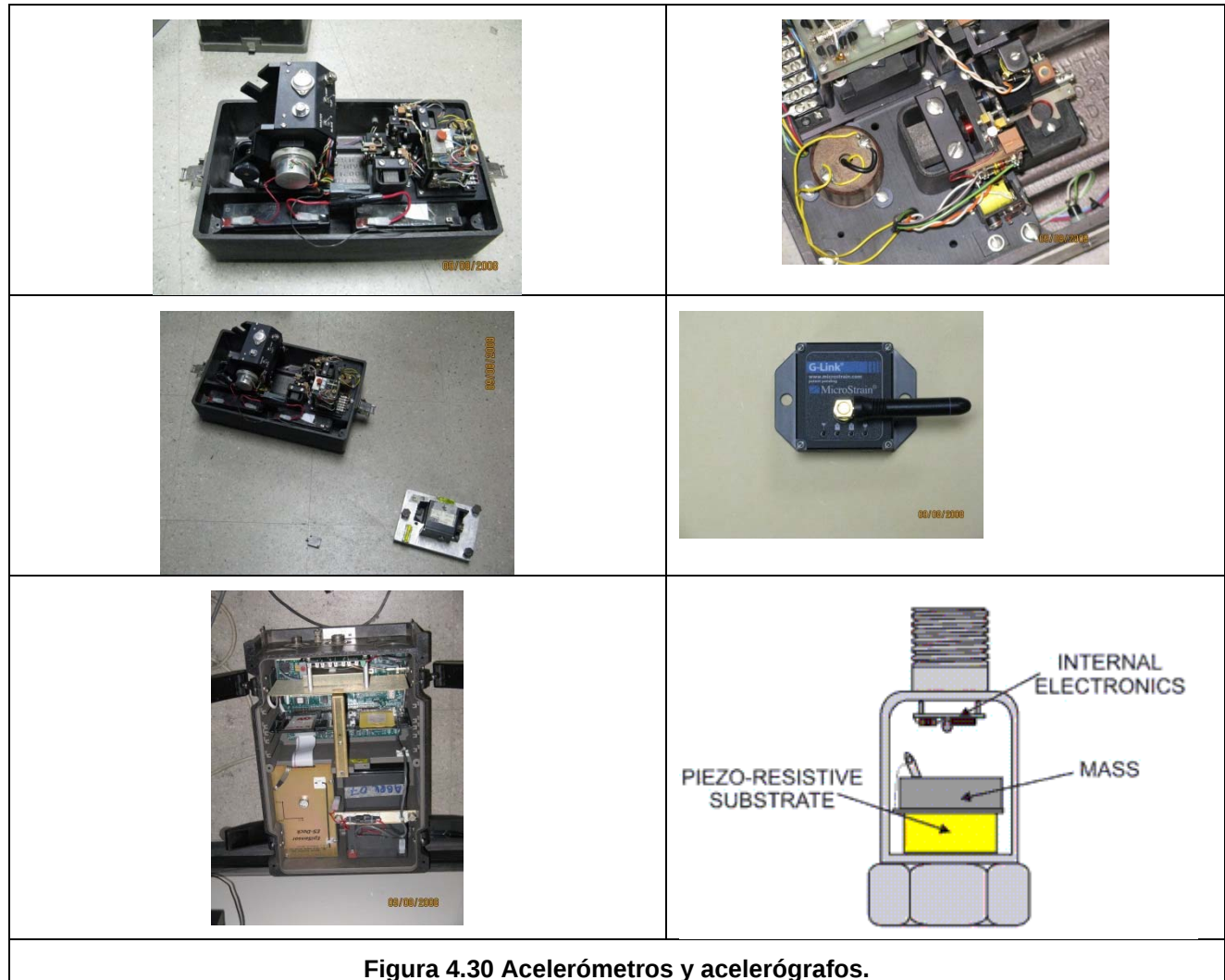


Figura 4.30 Acelerómetros y acelerógrafos.

Si se tiene una aceleración aplicada a la estructura del tipo $\ddot{v}_g(t) = \ddot{v}_{g0} \sin(\bar{\omega}t)$:

$$m\ddot{v}^T(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = 0$$

$$m(\ddot{v}(t) + \ddot{v}_g(t)) + c\dot{v}(t) + kv(t) = 0$$

$$m(\ddot{v}(t) + \ddot{v}_{g0} \sin(\bar{\omega}t)) + c\dot{v}(t) + kv(t) = 0$$

$$m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = -m\ddot{v}_{g0} \sin(\bar{\omega}t)$$

$$v(t) = \frac{-m\ddot{v}_{g0}}{k} D \sin(\bar{\omega}t - \theta) = -\ddot{v}_{g0} \frac{D}{\omega^2} \sin(\bar{\omega}t - \theta)$$

Requerimos que la observación sea proporcional a la aceleración. En el caso básico que la amplitud máxima de respuesta de desplazamiento sea proporcional a la aceleración.

$$\Rightarrow |v(t)| \propto \ddot{v}_{g0}$$

Esto es la base de un acelerómetro.

Para que funcione, requerimos que la dependencia del Factor de Amplificación Dinámica (D) sea mínima o inexistente. Esto ocurre bajo dos condiciones:

- Sistema con amortiguamiento arbitrario y $\gamma < 0.2$ o,
- O sistemas con razón de amortiguamiento $\beta = 0.6 - 0.7$.

En ambos casos y ω debe ser muy grande, es decir ($k \gg m$). Esto es difícil de realizar y finalmente se requiere un lector muy sensible.

En la Figura 4.31 se observa el efecto de la frecuencia y el amortiguamiento del sensor en la reproducción fiel de la aceleración. En estas figuras se grafica el desplazamiento de la masa del sensor contra la aceleración de excitación. Para el caso de amortiguamiento 0.7 y frecuencias altas se obtiene una reproducción casi perfecta. Esto son los valores que utilizan acelerómetros comerciales orientados a ingeniería sísmica.

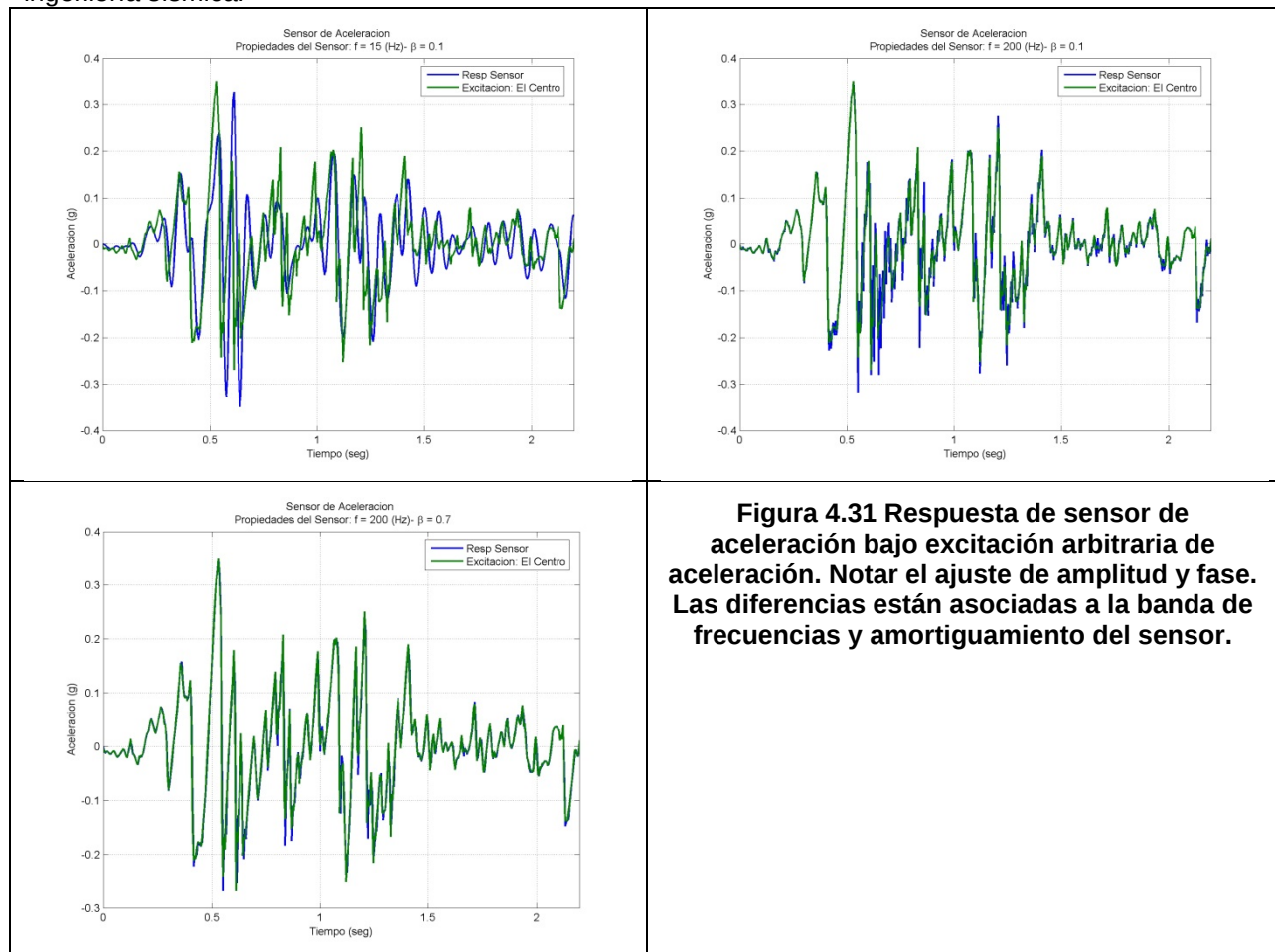


Figura 4.31 Respuesta de sensor de aceleración bajo excitación arbitraria de aceleración. Notar el ajuste de amplitud y fase. Las diferencias están asociadas a la banda de frecuencias y amortiguamiento del sensor.

4.14.3. Sensor de Desplazamiento Inercial

Cuando deseamos medir el desplazamiento del terreno se tiene la misma estructura anterior:

$$m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = p_0 \sin(\bar{\omega}t)$$

$$\Rightarrow v_p(t) = \frac{P_0}{k} D \sin(\bar{\omega}t - \theta)$$

En este caso se tiene el desplazamiento de la carcasa como incógnita y se deriva dos veces para obtener su aceleración en función de la amplitud de desplazamiento de la carcasa:

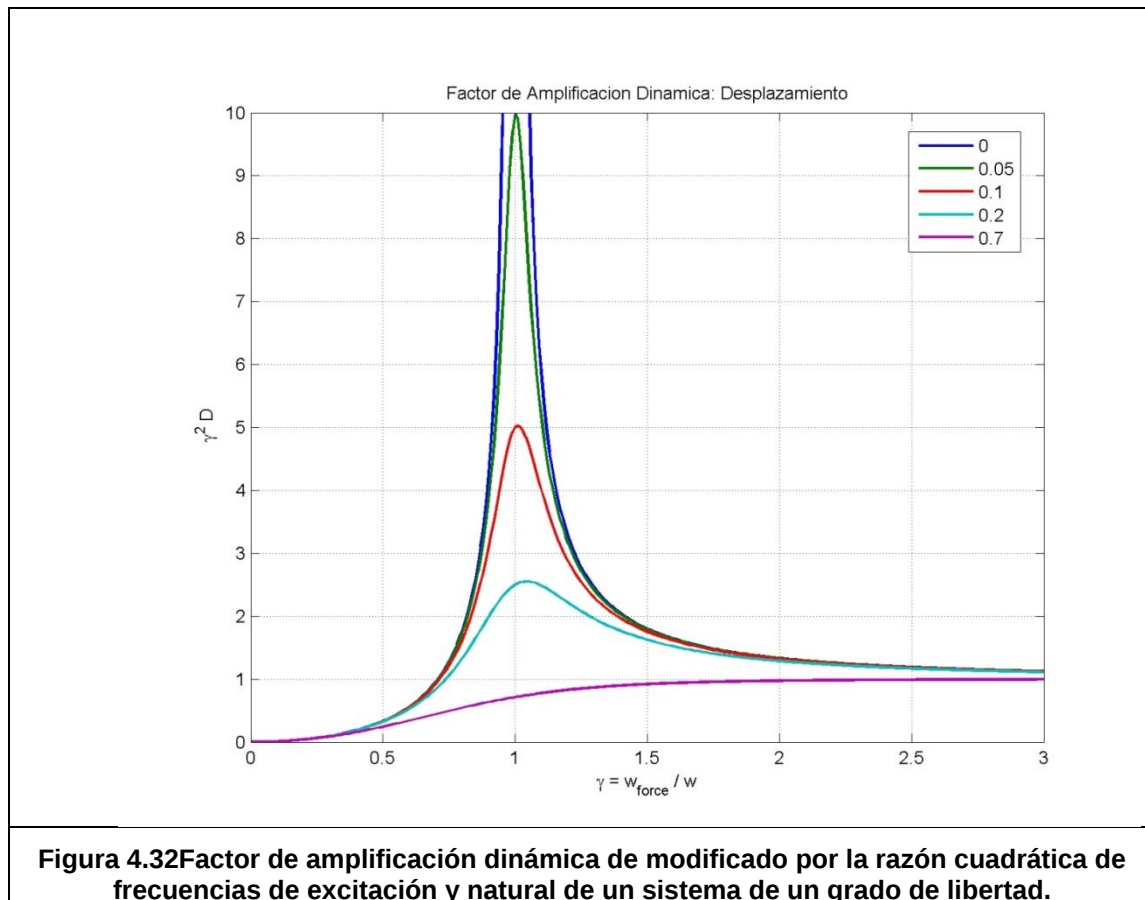
$$v_g(t) = v_{go} \sin(\bar{\omega}t)$$

$$\Rightarrow \ddot{v}_g(t) = -v_{go} \bar{\omega}^2 \sin(\bar{\omega}t)$$

La aceleración total sobre la masa del sensor y la respuesta es:

$$\Rightarrow v(t) = -\frac{m(-v_{go}\bar{\omega}^2)}{k} D \sin(\bar{\omega}t - \theta)$$

$$\Rightarrow v(t) = v_{go} \gamma^2 D \sin(\bar{\omega}t - \theta)$$



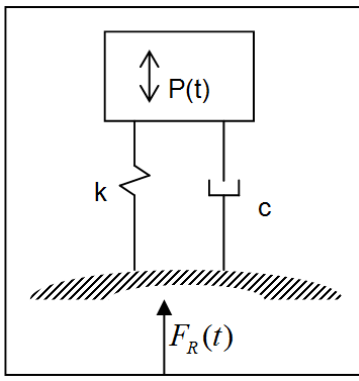
Para que el resultado obtenido sea independiente de la relación $\gamma^2 \cdot D$, la masa debe ser mucho mayor que la rigidez ($m \gg k$) y $\gamma > 1.5$ para $\beta = 0,6 - 0,7$.

Un resultado similar se utiliza en medidores de velocidad inerciales, sismómetros o geófonos.



4.15. AISLAMIENTO DE VIBRACIONES

Si se tiene la estructura mostrada en la figura, con $P(t) = P_0 \sin(\bar{\omega}t)$, la solución particular está dada por:

$v_p(t) = \frac{P_0}{k} D \sin(\bar{\omega}t - \theta)$ Entonces, las fuerzas son: $F_E(t) = k v_p(t) = P_0 D \sin(\bar{\omega}t - \theta)$ $F_D(t) = c \frac{P_0}{k} D \bar{\omega} \cos(\bar{\omega}t - \theta) = \frac{2\beta k}{\omega} \frac{P_0}{k} D \bar{\omega} \cos(\bar{\omega}t - \theta)$ $F_D(t) = 2\beta \frac{\bar{\omega}}{\omega} P_0 D \cos(\bar{\omega}t - \theta)$	
--	--

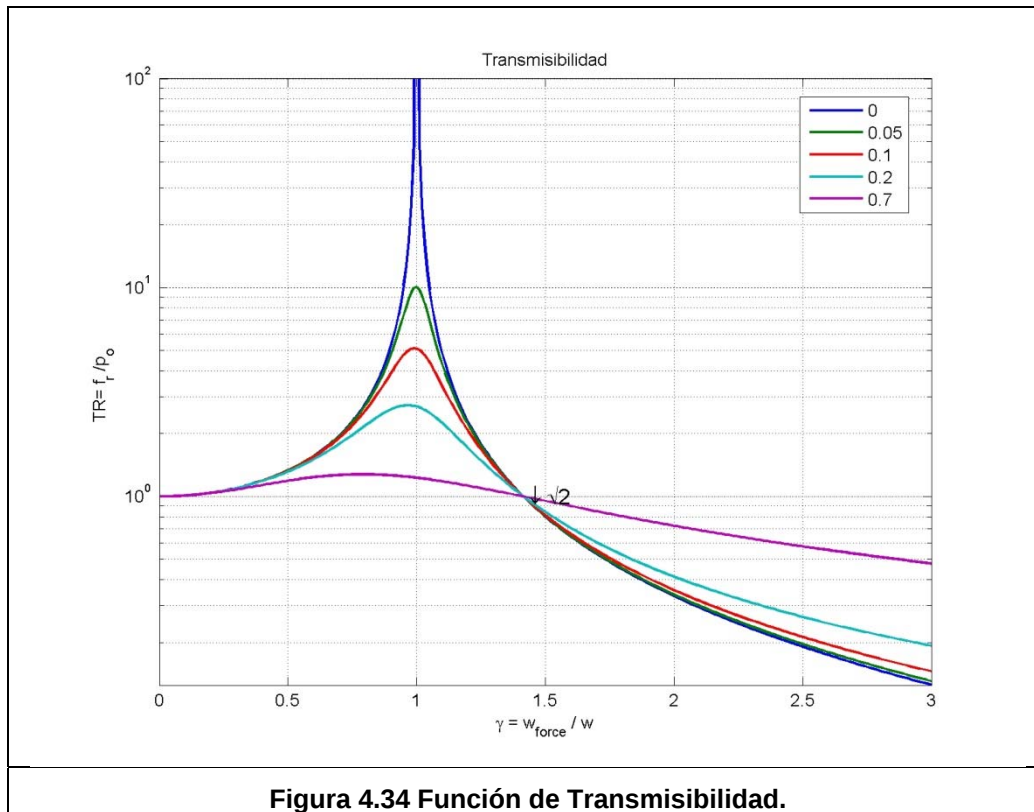
Como F_E y F_D están a 90 grados la fuerza resultante, F_R , es:

$$\Rightarrow |F_R| = \sqrt{|F_D|^2 + |F_E|^2} = P_0 D \left[1 + \left(2\beta \frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2 \right]^{1/2} = P_0 \left[\frac{1 + \left(2\beta \frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2 \right) + \left(2\beta \frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2} \right]^{1/2}$$

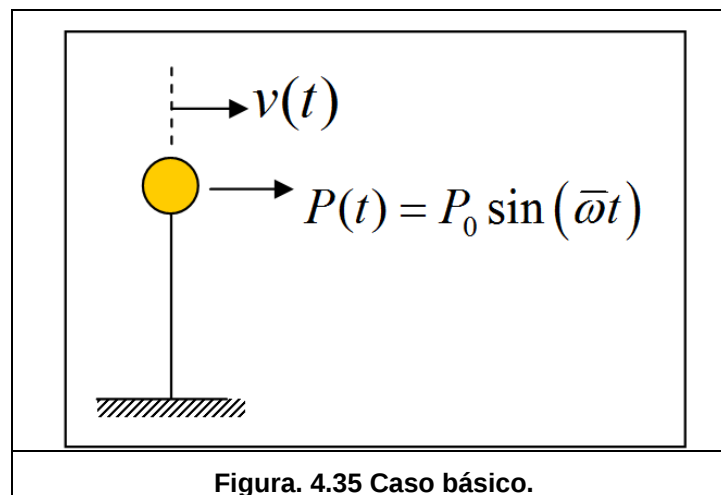
La Transmisibilidad de fuerzas es:

$$TR = \frac{|F_R|}{|P_0|} = \left[\frac{1 + \left(2\beta \frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2 \right) + \left(2\beta \frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2} \right]^{1/2}$$

Se puede demostrar que la TR es idéntica para razones de aceleración y desplazamiento absolutos.



4.16. RESPUESTA EN RESONANCIA



Dado:

$$v(t) = e^{-\beta \omega t} \left(A \sin(\omega_D t) + B \cos(\omega_D t) \right) + \frac{P_0}{k} D \sin(\bar{\omega} t - \theta)$$

En resonancia $\bar{\omega} = \omega \Rightarrow \theta = \frac{\pi}{2}$

$$y D = \frac{1}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + (2\beta\gamma)^2}} = \frac{1}{2\beta}$$

Si las condiciones iniciales son nulas:

$$v(0) = v_0 = 0$$

$$\dot{v}(0) = \dot{v}_0 = 0$$

Entonces:

$$A = \frac{P_0}{k} \frac{1}{2\sqrt{1-\beta^2}} \quad B = \frac{P_0}{k} \frac{1}{2\beta} \text{ de donde}$$

$$v(t) = \frac{1}{2\beta} \underbrace{\frac{P_0}{k}}_{v_{est}} \left\{ e^{-\beta \cdot \omega \cdot t} \left(\frac{\beta}{\sqrt{1-\beta^2}} \sin(\omega_D t) + \cos(\omega_D t) \right) - \cos(\bar{\omega} t) \right\}$$

$$\beta \ll 1$$

Si: $\omega = \omega_d = \bar{\omega}$

Luego: $\frac{v(t)}{v_{est}} = \frac{1}{2\beta} (e^{-\beta \omega t} - 1) \cos(\omega t)$

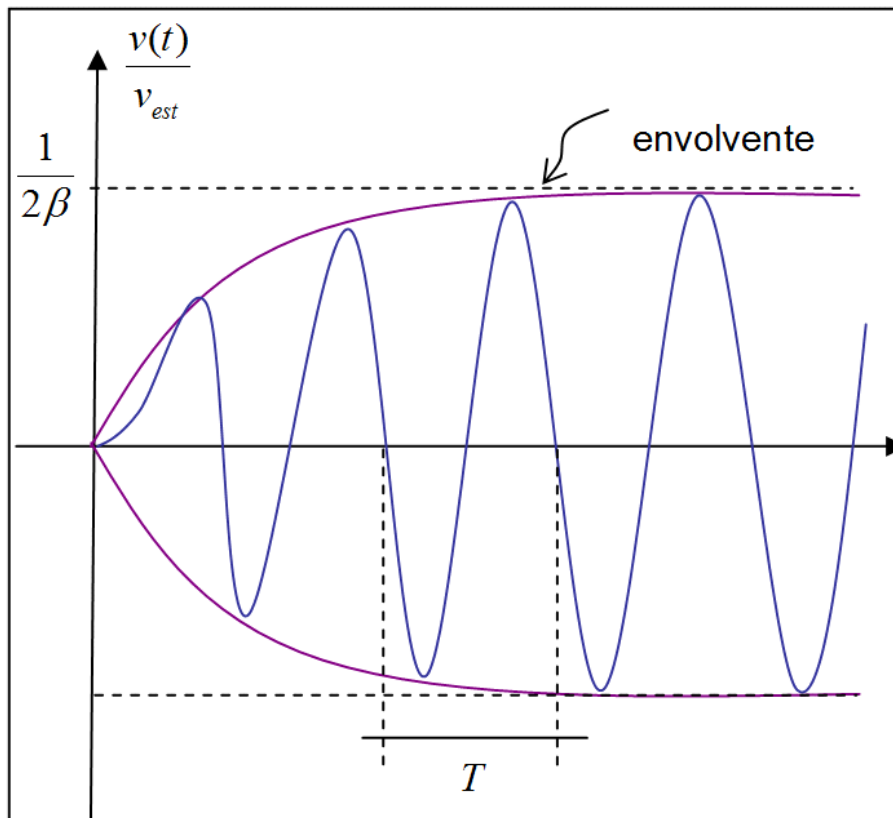
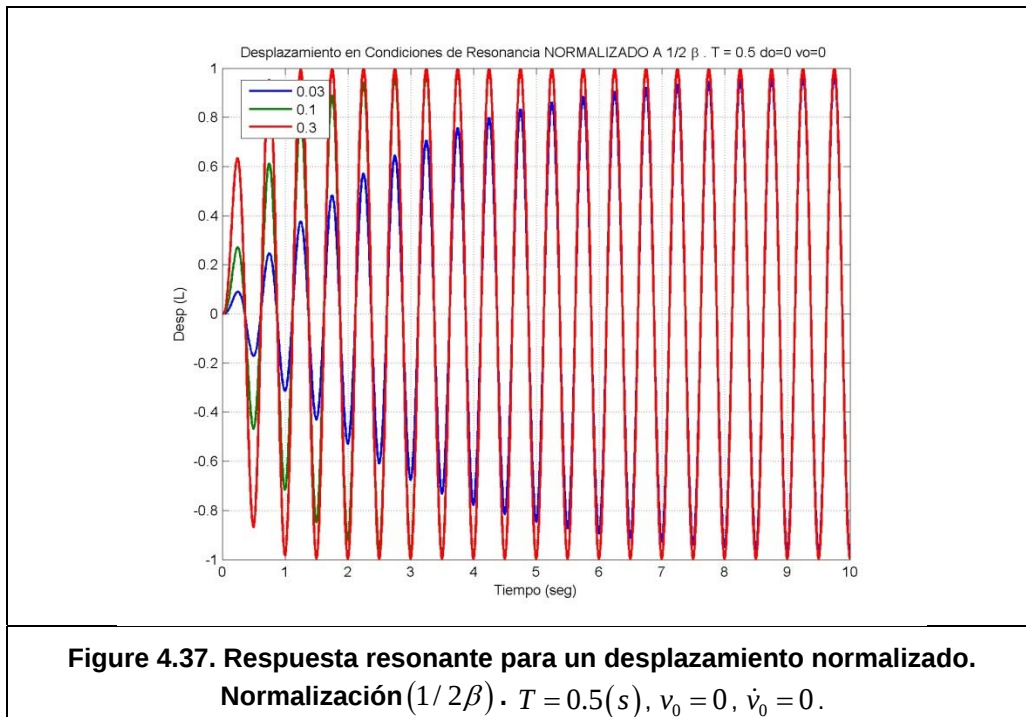
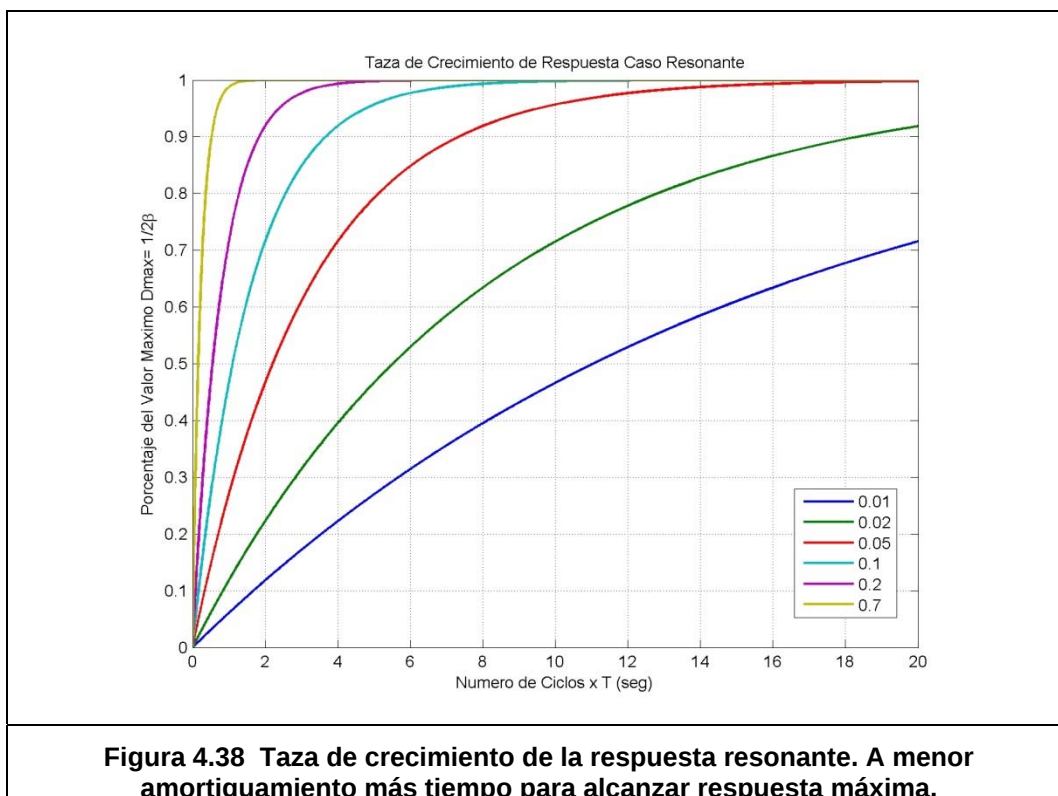


Figura 4.36
Envolvente sistema amortiguado.

Entonces la envolvente de la función está dada por $|1 - e^{-\beta \cdot \omega \cdot t}|$



Si se analiza la envolvente es posible estimar la tasa de crecimiento para un tiempo dado $t = nT$ la amplitud es $A = e^{-\beta \omega t} = e^{-\beta \frac{2\pi}{T} t} = e^{-2\pi \beta n}$.

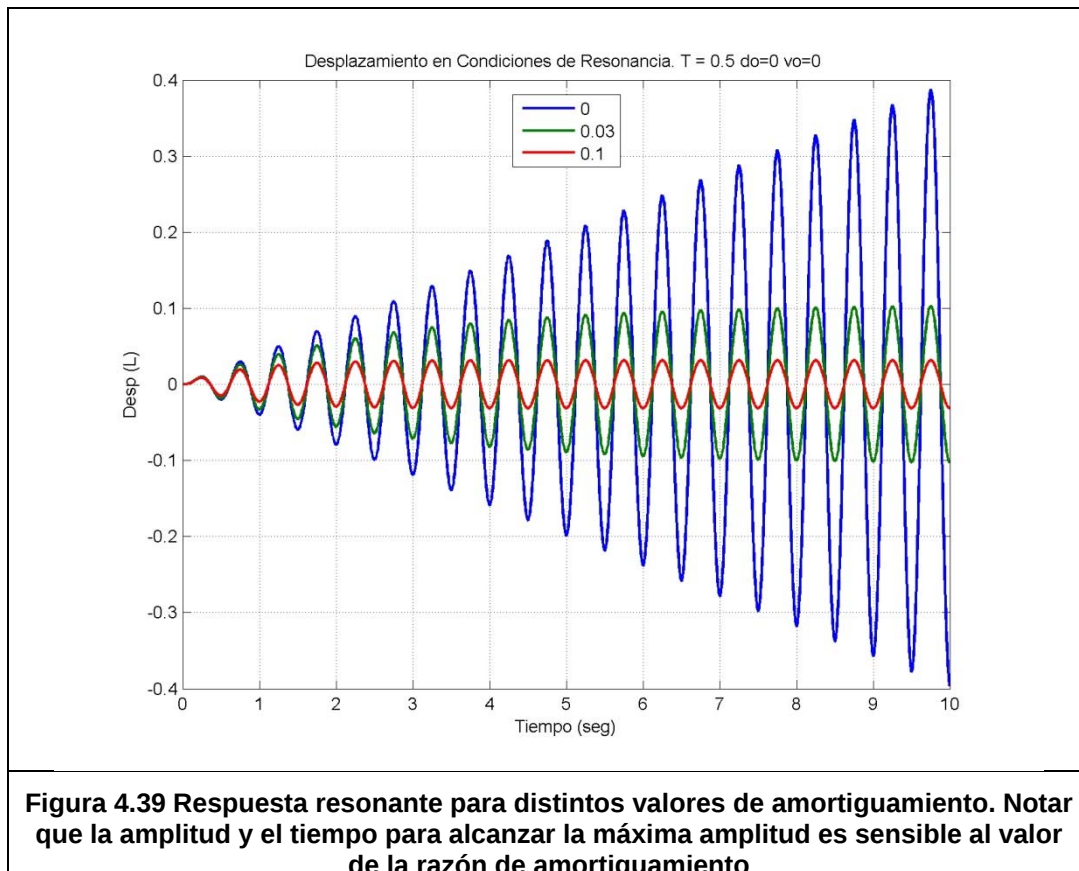


Si una estructura no tiene amortiguamiento, $\beta = 0$ utilizando la regla de L'Hospital's:

$$\begin{aligned}
 \frac{v(t)}{v_{est}} &= \frac{\frac{1}{2} \frac{P_0}{k} \left\{ e^{-\beta \cdot \omega t} \left(\frac{\beta}{\sqrt{1-\beta^2}} \sin(\omega_D t) + \cos(\omega_D t) \right) - \cos(\bar{\omega} t) \right\}}{\beta} \\
 \lim_{\beta \rightarrow 0} \frac{v(t)}{v_{est}} &= \frac{\frac{1}{2} \left\{ - \left[e^{-\beta \cdot \omega t} \left(\frac{\beta}{\sqrt{1-\beta^2}} \sin(\omega_D t) + \cos(\omega_D t) \right) - \cos(\bar{\omega} t) \right] \omega t + \dots \right.}{1} \\
 &\quad \left. + \dots e^{-\beta \cdot \omega t} \left(\frac{1}{\sqrt{1-\beta^2}} \sin(\omega_D t) + \frac{1}{2} \beta (1-\beta^2)^{-3/2} \sin(\omega_D t) \right) \right\}}
 \end{aligned}$$

Al evaluar $\beta = 0$ encontramos el límite

$$\frac{v(t)}{v_{est}} = \frac{1}{2} (\sin(\omega t) - \omega t \cos(\omega t))$$



4.17. ENERGÍA DISIPADA

Para calcular la energía disipada en un sistema se integra la ecuación de movimiento del sistema en función del desplazamiento entre dos instantes de tiempo dados, de la siguiente manera:

$$\int_{v(t_1)}^{v(t_2)} (F_I(t) + F_D(t) + F_E(t)) dv = 0$$

$$\Rightarrow \underbrace{\frac{1}{2} m \dot{v}(t)^2 \Big|_{t_1}^{t_2}}_{\Delta E_K} + \underbrace{\frac{1}{2} k v(t)^2 \Big|_{t_1}^{t_2}}_{\Delta E_V} + \int_{v(t_1)}^{v(t_2)} F_D(t) dv = 0$$

Desarrollando la última integral se tiene:

$$\int_{v(t_1)}^{v(t_2)} F_D(t) dv = \int c \dot{v} \frac{dv}{dt} dt = \int c \dot{v}^2 dt$$

Finalmente se tiene que:

$$\Delta E_K + \Delta E_V = - \underbrace{\int_{t_1}^{t_2} c \dot{v}^2(t) dt}_{\text{Energía disipada}}$$

En resonancia se tiene que $\omega = \bar{\omega}$, entonces $P(t) = F_D(t)$.

Si $P(t) = P_0 \sin(\bar{\omega}t)$, entonces:

$$v(t) = \frac{P_0}{k} \frac{1}{2\beta} \sin(\bar{\omega}t - \theta)$$

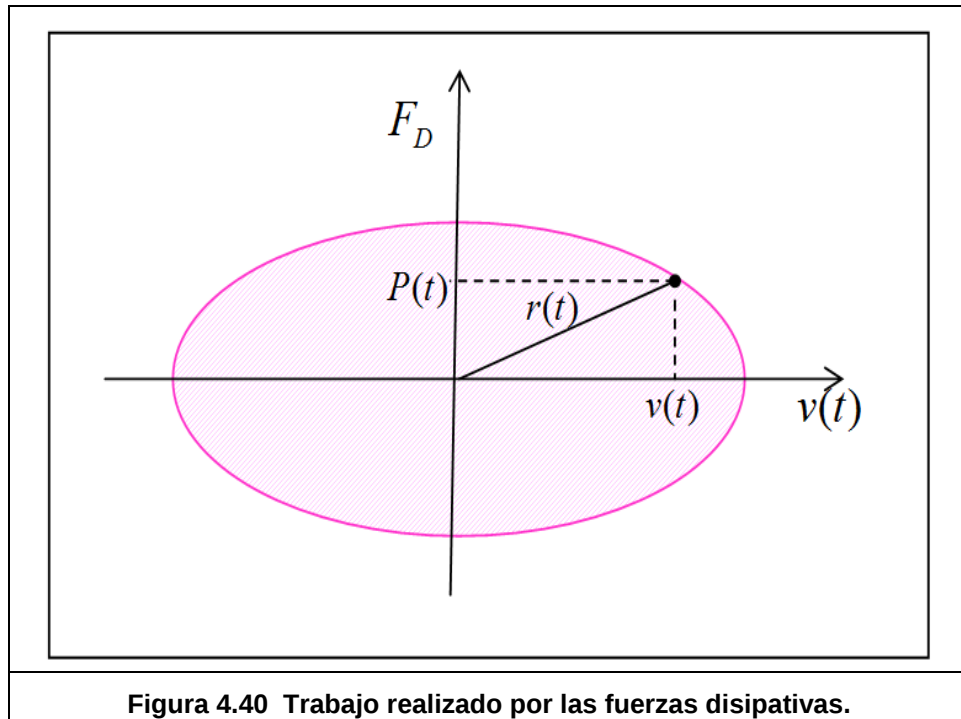
pero como se está en resonancia: $\theta = \frac{\pi}{2}$

$$\Rightarrow v(t) = \frac{P_0}{k} \frac{1}{2\beta} \cos(\bar{\omega}t)$$

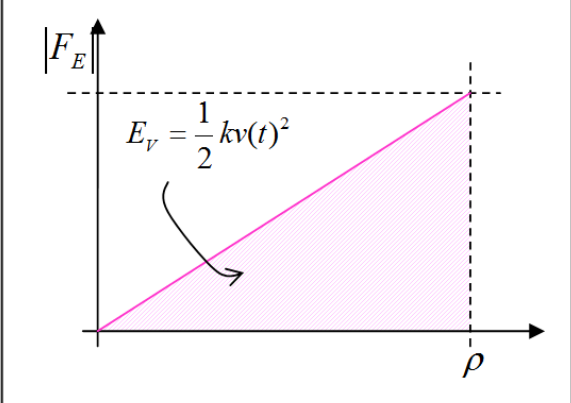
Luego:

$$(P_0 \sin(\bar{\omega}t))^2 + \left(\frac{P_0}{k} \frac{1}{2\beta} \cos(\bar{\omega}t) \right)^2 = r(t)^2$$

Entonces, la energía disipada corresponde al área de la elipse que se forma al graficar $F_D(t)$ en función de $v(t)$, como se muestra en la figura



Entonces:

$ \left. \begin{aligned} A_{\text{ellipse}} &= \pi ab = E_D \\ P(t) &= P_0 \\ F_D &= c\dot{v}_{\max} = c\bar{\omega}\rho \\ E_D &= \pi P_0 \underbrace{\frac{1}{k} \frac{1}{2\beta}}_{\rho} \end{aligned} \right\} \Rightarrow A_{\text{ellipse}} = c\bar{\omega}\rho^2\pi $ $ \Rightarrow c = \frac{E_D}{\pi\bar{\omega}\rho^2} $	
---	--

Notar que c depende de la frecuencia $\bar{\omega}$. Esto es característico de sistemas viscoelásticos.

Como $\beta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2m\omega}$ se tiene:

$$\frac{c}{c_c} = \beta = \frac{E_D}{2\pi m\omega\bar{\omega}\rho^2} \text{ para } \bar{\omega} = \omega$$

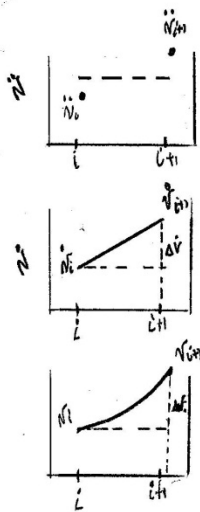
Con $E_v = \frac{1}{2}k v(t)^2$

$$\beta = \frac{E_D}{2\pi k\rho^2} = \frac{E_D}{4\pi E_v}$$

Notar que en la derivación anterior se incluye la existencia de una masa.

5. SOLUCION NUMERICA DE LA ECUACION DE 1 GDL

5.1. MÉTODO DE ACELERACIÓN PROMEDIO



$$\ddot{v}_{ave} = \frac{\ddot{v}_{n+1} + \ddot{v}_n}{2} \quad (1)$$

Si llamamos $\ddot{v}_{n+1} - \ddot{v}_n = \Delta \ddot{v}_n$

$$\text{Entonces } \ddot{v}_{ave} = \ddot{v}_n + \frac{\Delta \ddot{v}_n}{2} \quad (2)$$

La velocidad se obtiene integrando

$$\dot{v}_{n+1} = \dot{v}_n + \Delta \dot{v}_n \quad (3)$$

El incremento de velocidad $\Delta \dot{v}_n$ está dado por

$$\Delta \dot{v}_n = \ddot{v}_{ave} \Delta t \text{ y utilizando (2)}$$

$$\Delta \dot{v}_n = \ddot{v}_n \Delta t + \frac{\Delta \ddot{v}_n}{2} \Delta t \quad (4)$$

El desplazamiento se obtiene integrando nuevamente

$$v_{n+1} = v_n + \Delta v_n \quad (5)$$

El cambio de desplazamiento en el paso es:

$$\Delta v_n = \frac{\dot{v}_{n+1} + \dot{v}_n}{2} \Delta t \quad (6)$$

Remplazando (3) en (6)

$$\Delta v_n = \frac{(\dot{v}_n + \Delta \dot{v}_n + \dot{v}_n)}{2} \Delta t = \dot{v}_n \Delta t + \frac{1}{2} \Delta \dot{v}_n \Delta t \quad (7)$$

Usando (4)

$$\Delta v_n = \dot{v}_n \Delta t + \frac{1}{2} (\ddot{v}_n \Delta t^2) + \frac{1}{4} \Delta \ddot{v}_n \Delta t^2 \quad (8)$$

Para obtener $\ddot{v}_{n+1}$ en términos de $v_n, \dot{v}_n, \ddot{v}_n$ despejamos $\Delta \ddot{v}_n$ de (8)

$$\Delta \ddot{v}_n = \frac{4}{\Delta t^2} \left(\Delta v_n - \dot{v}_n \Delta t - \frac{1}{2} (\ddot{v}_n \Delta t^2) \right)$$

$$\Delta \ddot{v}_n = \frac{4}{\Delta t^2} \Delta v_n - \frac{4}{\Delta t} \dot{v}_n - 2 \ddot{v}_n \quad (9)$$

Dado que $\ddot{v}_{n+1} = \ddot{v}_n + \Delta \ddot{v}_n$

$$\text{Entonces } \ddot{v}_{n+1} = \frac{4}{\Delta t^2} \underbrace{\Delta v_n}_{(v_{n+1} - v_n)} - \frac{4}{\Delta t} v_n - \ddot{v}_n \Rightarrow \ddot{v}_{n+1} = f(v_{n+1}, v_n, \ddot{v}_n) \quad (10)$$

Remplazando (9) en (4) $\Delta \dot{v}_n = \ddot{v}_n \Delta t + \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{4}{\Delta t^2} \Delta v_n - \frac{4\dot{v}_n}{\Delta t} - 2\ddot{v}_n \right)$

Reduciendo: $\Delta \dot{v}_n = \frac{2}{\Delta t} \Delta v_n - 2\dot{v}_n$

Entonces

$$\dot{v}_{n+1} = \dot{v}_n + \Delta v_n \frac{2}{\Delta t} - 2\dot{v}_n = \frac{2}{\Delta t} \overbrace{\Delta v_n}^{v_{n+1} - v_n} - \dot{v}_n \quad (11)$$

$$\dot{v}_{n+1} = f(v_{n+1}, v_n, v_n)$$

Sustituyendo (5), (10) y (11) en

$$m\ddot{v}_{n+1} + c\dot{v}_{n+1} + kv_{n+1} = P_{n+1}$$

$$m \left(\frac{4}{\Delta t^2} \Delta v_n - \frac{4}{\Delta t} v_n - \ddot{v}_n \right) + c \left(\frac{2}{\Delta t} \Delta v_n - \dot{v}_n \right) + kv_{n+1} = P_{n+1}$$

$$\left(\frac{4}{\Delta t^2} m + \frac{2}{\Delta t} c + k \right) v_{n+1} = P_{n+1} + m \left(\frac{4}{\Delta t^2} v_n + \frac{4}{\Delta t} \dot{v}_n + \ddot{v}_n \right) + c \left(\frac{2}{\Delta t} v_n + \dot{v}_n \right)$$

Si

$$\tilde{K} = \frac{4}{\Delta t^2} m + \frac{2}{\Delta t} c + k \text{ constante para todo el proceso, y}$$

$$\tilde{P}_{n+1} = P_{n+1} + m \left(\frac{4}{\Delta t^2} v_n + \frac{4}{\Delta t} \dot{v}_n + \ddot{v}_n \right) + c \left(\frac{2}{\Delta t} v_n + \dot{v}_n \right)$$

Entonces:

$$v_{n+1} = \tilde{K}^{-1} \tilde{P}_{n+1}$$

Finalmente el algoritmo a utilizar es:

Inicialización:

$$\tilde{K} = \frac{4}{\Delta t^2} m + \frac{2}{\Delta t} c + k$$

$$\ddot{v}_0 = m^{-1} (-c\dot{v}_0 - kv_0)$$

For n=0:length(P)

$$a. \quad \tilde{P}_{n+1} = P_{n+1} + m \left(\frac{4}{\Delta t^2} v_n + \frac{4}{\Delta t} \dot{v}_n + \ddot{v}_n \right) + c \left(\frac{2}{\Delta t} v_n + \dot{v}_n \right)$$

$$b. \quad v_{n+1} = \tilde{K}^{-1} \tilde{P}_{n+1}$$

$$c. \quad \dot{v}_{n+1} = \frac{2}{\Delta t} \Delta v_n - \dot{v}_n$$

$$d. \quad \ddot{v}_{n+1} = m^{-1} (P_{n+1} - c\dot{v}_{n+1} - kv_{n+1})$$

end

Método Alternativo

Alternativamente para casos no lineales es mejor restar dos pasos consecutivos

$$m\Delta\ddot{v}_{n+1} + c\Delta\dot{v}_{n+1} + k\Delta v_{n+1} = \Delta P_{n+1}$$

En este caso se puede utilizar el valor tangente para cada una de las propiedades de la estructura.

$$m\left(\frac{4}{\Delta t^2}\Delta v_n - \frac{4}{\Delta t}\dot{v}_n - 2\ddot{v}_n\right) + c\left(\frac{2}{\Delta t}\Delta v_n + 2\dot{v}_n\right) + k\Delta v_n = \Delta P_n$$

$$\left(\frac{4}{\Delta t^2}m + \frac{2}{\Delta t}c + k\right)\Delta v_n = \Delta P_n + m\left(\frac{4}{\Delta t}\dot{v}_n + 2\ddot{v}_n\right) + 2c\dot{v}_n$$

$$\Delta v_n = \hat{k}^{-1}\Delta\hat{P}_n \text{ con } \hat{k} = \frac{4}{\Delta t^2}m + \frac{2}{\Delta t}c + k \text{ y } \Delta\hat{P}_n = \Delta P_n + m\left(\frac{4}{\Delta t}\dot{v}_n + 2\ddot{v}_n\right) + 2c\dot{v}_n$$

Finalmente el procedimiento es el siguiente

Dados $n, v_n, \ddot{v}_n, \dot{v}_n, \Delta P_n = P_{n+1} - P_n; n, c, k$

1. Calcular $\hat{k}$
2. $\Delta\hat{P}_n$
3. $\Delta v_n = \hat{k}^{-1}\Delta\hat{P}_n$
4. $v_{n+1} = v_n + \Delta v_n$
5. $\Delta\dot{v}_n = \frac{2}{\Delta t}\Delta v_n - 2\dot{v}_n$
6. $\dot{v}_{n+1} = \dot{v}_n + \Delta\dot{v}_n$
7. $\Delta\ddot{v}_n = \frac{4}{\Delta t^2}\Delta v_n - \frac{4}{\Delta t}\dot{v}_n - 2\ddot{v}_n$
8. $\ddot{v}_{n+1} = \ddot{v}_n + \Delta\ddot{v}_n$

o

$$\ddot{v}_{n+1} = m^{-1}[P_{n+1} - c\dot{v}_{n+1} - kv_{n+1}]$$

6. ENSAYOS EXPERIMENTALES

Se dispone de un gran número de opciones para realizar ensayos sobre estructuras. Entre las técnicas más utilizadas están: ensayo por condiciones iniciales o Pull Back, ensayo por vibración forzada y ensayo por excitación ambiental. La aplicación de uno u otro ensayo depende entre otros de:

1. Las condiciones de la estructura o sistema.
2. El uso de la estructura.
3. La disponibilidad de equipos excitación y registro.
4. Los plazos de realización del ensayo.
5. La precisión que se quiera obtener en los datos.
6. El costo del ensayo.

A continuación se describen en forma general las técnicas más comunes para la realización de ensayos. En el texto de Dinámica Estructural Avanzada se pueden encontrar con mayores detalles las técnicas utilizadas para la ubicación de la instrumentación de excitación y medición, las características técnicas del equipo de registros y los procedimientos más comunes de determinación de propiedades dinámicas.

6.1. CONDICIONES INICIALES O PULL BACK:

Aplicando condiciones iniciales de velocidad o desplazamiento se obtiene un régimen de oscilación libre ($f(t) = 0$). Al graficar la respuesta del sistema en términos del desplazamiento, velocidad, aceleración, fuerza u otro, se puede determinar el período (T) y la razón de amortiguamiento (β). Si el desplazamiento y velocidad inicial es conocido en conjunto con la fuerza que los produce es posible determinar también constantes de rigidez, la masa y el amortiguamiento de la estructura.

Si el sistema es de varios grados de libertad es relativamente difícil conocer las matrices básicas de masa, rigidez y amortiguamiento. Generalmente lo que se obtienen son las propiedades modales de la estructura.

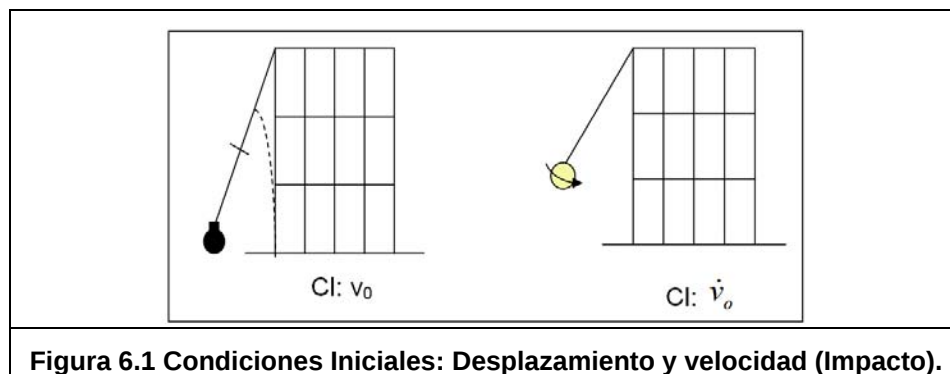


Figura 6.1 Condiciones Iniciales: Desplazamiento y velocidad (Impacto).



Figura 6.2 Sistema de tiro para provocar desplazamiento inicial en Muelle de ventanas.

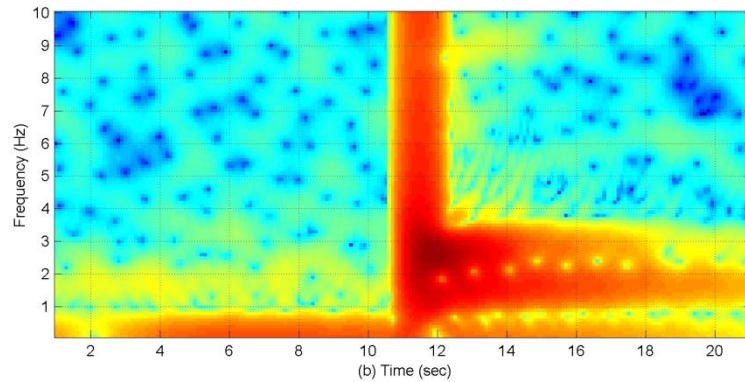
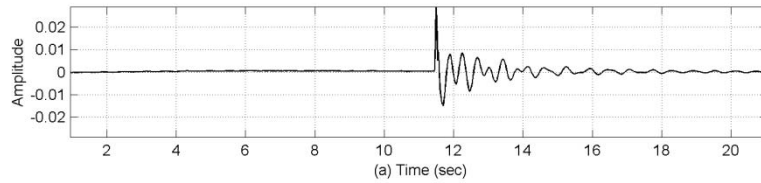


Figura 6.3 Respuesta ante liberación abrupta en muelle de ventanas. A) Registro de aceleración. B) Espectrograma de la respuesta.

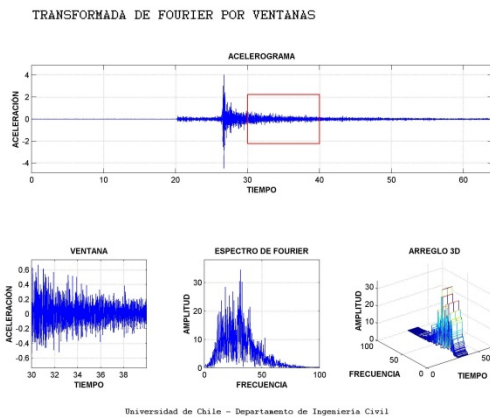


Figura 6.4 Definición de Espectrograma.

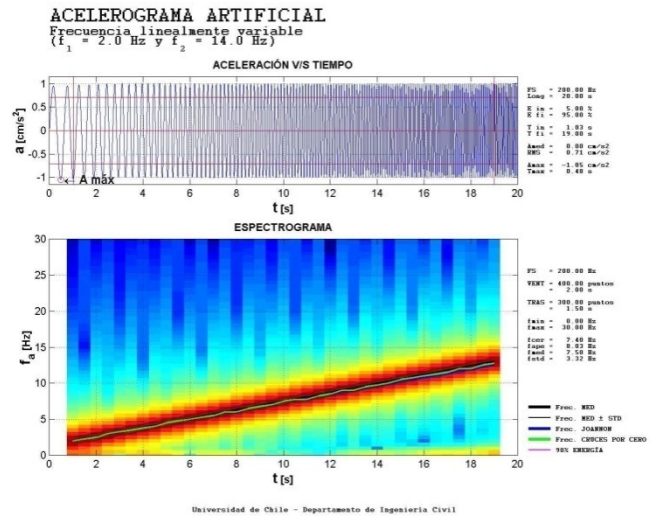


Figura 6.5 Ejemplo de espectrograma en un funciona armónica con frecuencia con variación lineal.

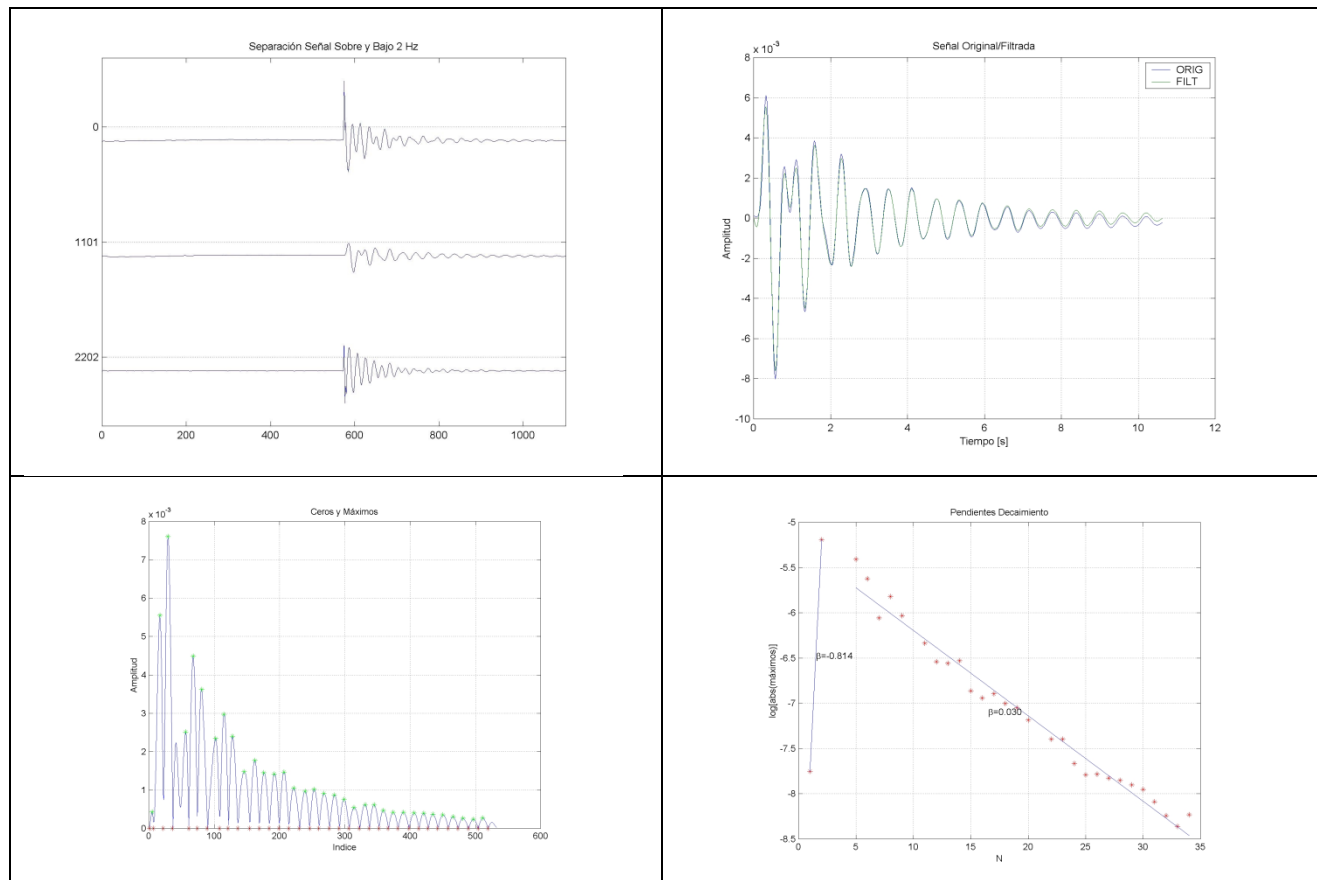


Figura 6.6 Ejemplo de aplicación del método de decremento logarítmico en estructuras de varios grados de libertad con frecuencias características bien separadas. A. Separación utilizando filtros de las distintas bandas predominantes. B) Señal filtrada. C) Selección de máximos absolutos. D) Grafica de máximos absolutos e identificación de amortiguamiento medio.

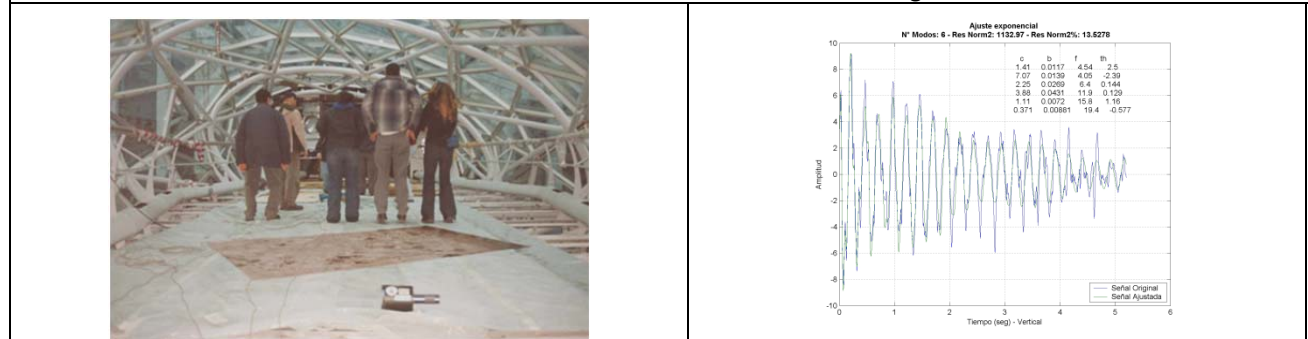
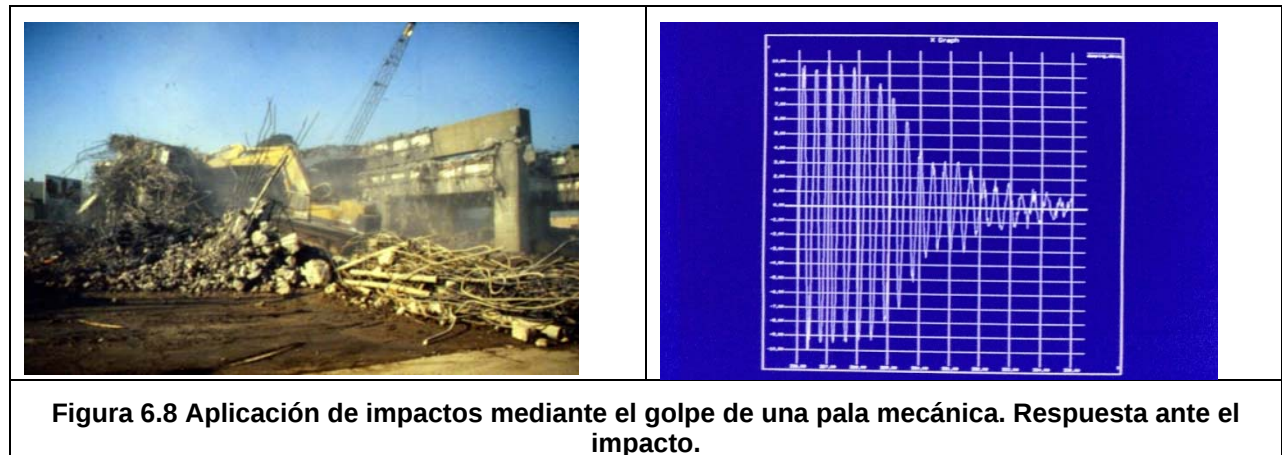


Figura 6.7 Impacto por salto en pasarela peatonal. Respuesta y ajuste a varias frecuencias mediante técnicas de optimización.



6.2. VIBRACIÓN FORZADA:

En este ensayo se instala una máquina en la estructura que genera una vibración con frecuencia y fuerza conocida. Normalmente este equipo de excitación se compone de dos masas excéntricas que rotan en dirección contraria. Alternativamente se utilizan gatos hidráulicos que mueven en forma unidireccional masas variables en la estructura. La máquina se hace oscilar a frecuencias conocidas y se determina el desplazamiento máximo. Posteriormente se grafica la respuesta máxima en función de la frecuencia de excitación. La grafica es posteriormente normalizada por el valor de frecuencia en el máximo. La grafica resultante es utilizada para determinar la frecuencia de la estructura y la razón de amortiguamiento utilizando el método de ancho de banda.

Para el caso de excitación fuerzas excéntricas, el valor de la fuerza aplicada depende de la maza excéntrica, su distancia al eje de rotación y la frecuencia de excitación ($p(t) = 2m_e e \bar{\omega}^2$).

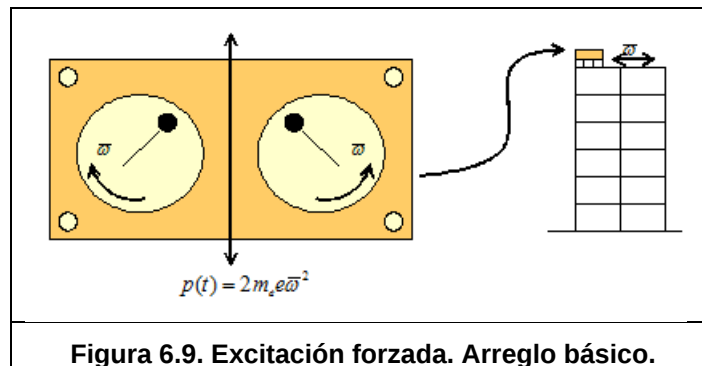




Fig. 3. Vibration Exciter Unit Being Installed in Laboratory

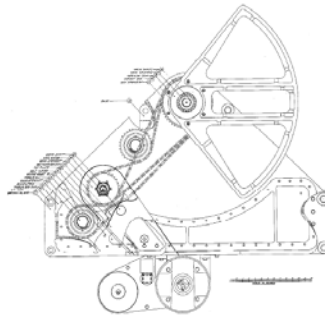


Fig. 4. Assembly Drawing of Vibration Exciter
Diseñada por Dino Morelli, Thomas Caughey desarrollo sistema eléctrico.

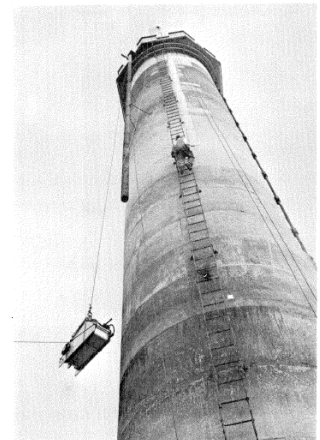


Fig. 12. Vibration Exciter Unit Being Hoisted to Top of Tower

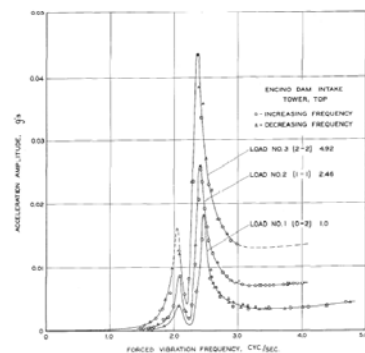


Fig. 16. Acceleration Resonance Curve at Top of Tower



GENERAL VIEW OF THE VIBRATION EXCITER ON BOUQUET DAM
FIGURE 1

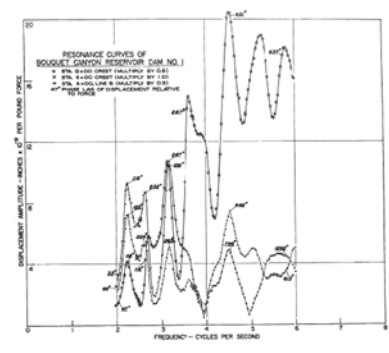


FIGURE 10

Figura 6.10 Hudson, Donald E. (1961) *A New vibration exciter for dynamic tests of full scale structures*. Technical Report: CaltechEERL:1961.EERL.1961.001. California Institute of Technology.

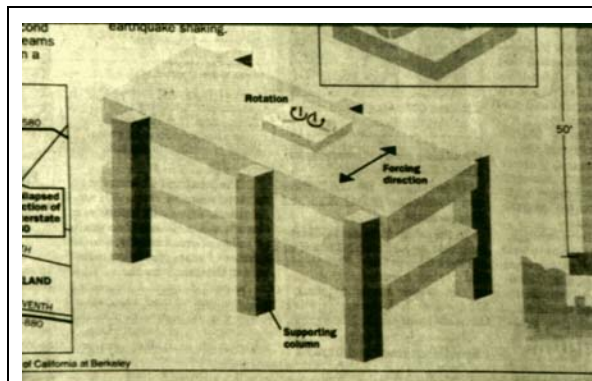


DONALD E. HUDSON
(1916-1999)

INTERVIEWED BY
SHIRLEY K. COHEN

November 12, December 10 and 17,
1997

Keightley, W. O. (1964) *A Dynamic investigation of Bouquet Canyon Dam*. Technical Report: CaltechEERL:1964.EERL.1964.002. California Institute of Technology



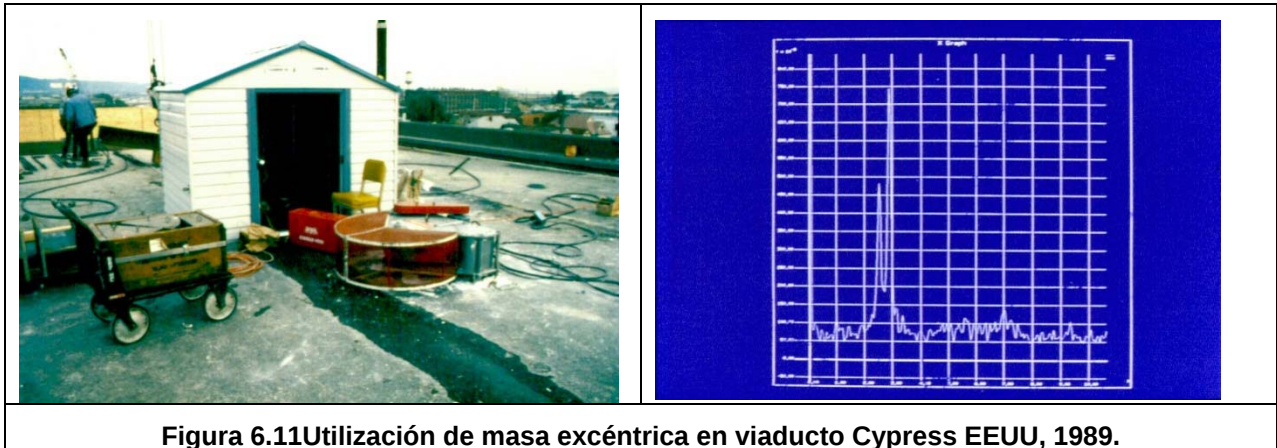


Figura 6.11 Utilización de masa excéntrica en viaducto Cypress EEUU, 1989.

6.3. EXCITACIÓN AMBIENTAL

Este ensayo es el más económico y consiste en colocar una serie de sensores en la estructura de modo que registren los desplazamientos obtenidos gracias a la excitación ambiental a la que está expuesta la estructura diariamente (viento, tránsito, microtemblores, uso, otros). De los datos obtenidos se identifican por medio de métodos estadísticos los parámetros modales fundamentales de la estructura. Los métodos más conocidos son la Descomposición en el Dominio de la Frecuencia y la Identificación del Subespacio Estocástico en el dominio del Tiempo. Una descripción de estos métodos se encuentra en el texto de Dinámica Avanzada de Estructuras.

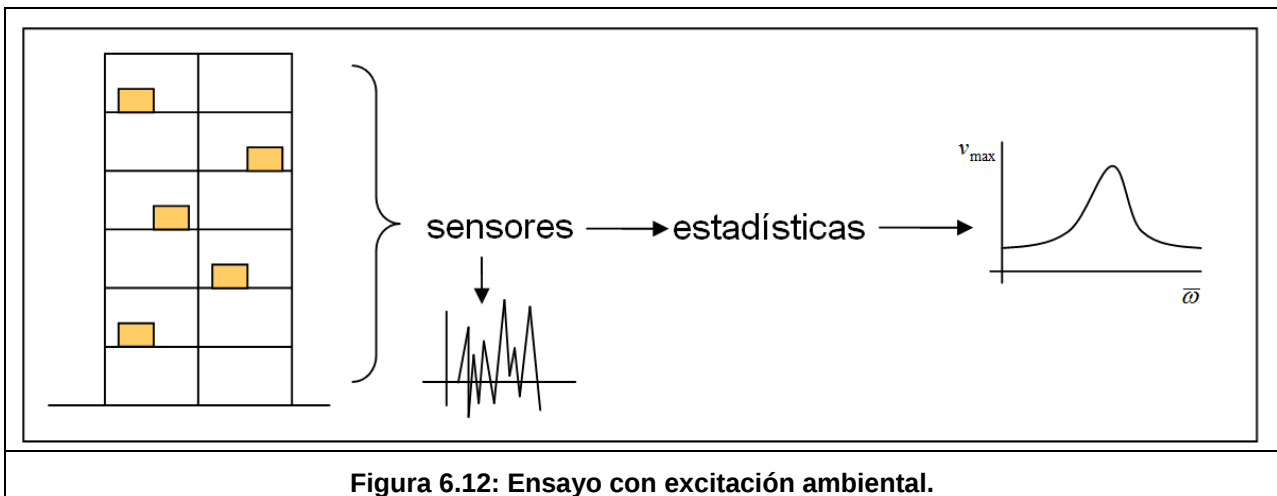


Figura 6.12: Ensayo con excitación ambiental.

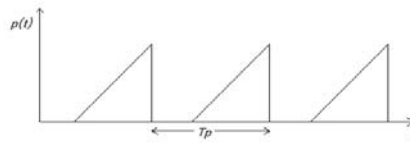
7. ANÁLISIS EN EL ESPACIO DE LA FRECUENCIA

7.1. SERIE DE FOURIER

Jean-Baptiste-Joseph Fourier (21 de marzo de 1768 en Auxerre - 16 de mayo de 1830 en París), matemático y físico francés conocido por sus trabajos sobre la descomposición de funciones periódicas en series trigonométricas convergentes llamadas Series de Fourier, método con el cual consiguió resolver la ecuación del calor.



Cualquier excitación periódica, $P(t)$, puede ser transformada en una sumatoria de funciones trigonométricas básicas de acuerdo a los conceptos de Serie de Fourier:



$$P(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos\left(\frac{2\pi n t}{T_p}\right) + \sum_{n=1}^{\infty} b_n \sin\left(\frac{2\pi n t}{T_p}\right)$$

Donde:

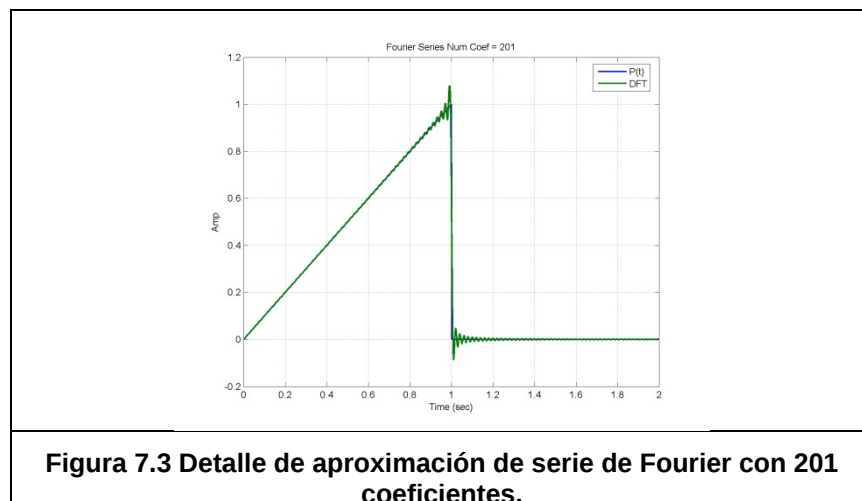
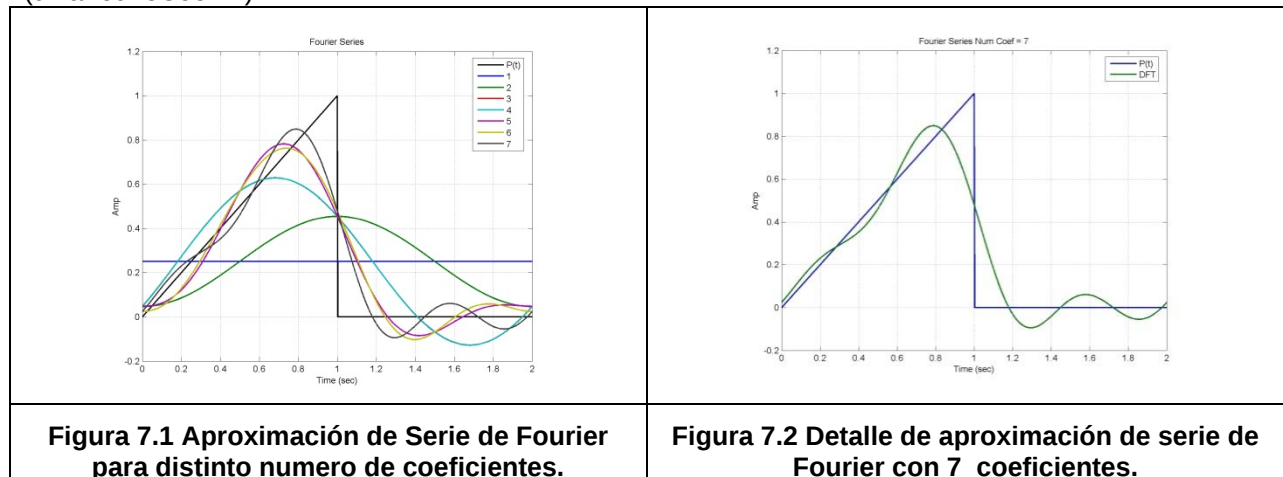
$$a_0 = \frac{1}{T_p} \int_0^{T_p} P(t) dt; \quad a_n = \frac{2}{T_p} \int_0^{T_p} P(t) \cos\left(\frac{2\pi n t}{T_p}\right) dt; \quad b_n = \frac{2}{T_p} \int_0^{T_p} P(t) \sin\left(\frac{2\pi n t}{T_p}\right) dt$$

T_p Es el período de la función $P(t)$

Definimos las siguientes variables $\omega_1 = \frac{2\pi}{T_p} = \Delta\omega$ y $\omega_n = n\Delta\omega$

Ejemplo:

Dada la función rampa de la Figura. Su composición se presenta en las Figuras para 7 y 201 coeficientes (dinaFourieCoef.m).



8. RESPUESTA EN FRECUENCIA DE UN OSCILADOR DE 1GDL

8.1. CASO SERIE DE FOURIER BASE

$$m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = p(t) \text{ con } p(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos\left(\frac{2\pi n}{T_p} t\right) + \sum_{n=1}^{\infty} b_n \sin\left(\frac{2\pi n}{T_p} t\right)$$

$$v(t) = \frac{1}{k} \left[a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\left(1 - \left(\frac{\bar{\omega}_n}{\omega}\right)^2\right)^2 + 2\beta\left(\frac{\bar{\omega}_n}{\omega}\right)^2} \times \left\{ \left[2\beta \frac{\bar{\omega}_n}{\omega} a_n + b_n \left(1 - \left(\frac{\bar{\omega}_n}{\omega}\right)^2\right) \right] \text{sen}(\bar{\omega}_n t) + \left[a_n \left(1 - \left(\frac{\bar{\omega}_n}{\omega}\right)^2\right) - b_n 2\beta \frac{\bar{\omega}_n}{\omega} \right] \cos(\bar{\omega}_n t) \right\} \right]$$

$$\bar{\omega}_n = n\Delta\bar{\omega} \text{ y}$$

8.2. RELACIÓN DE COEFICIENTES DE SERIE DE FOURIER ARMÓNICOS Y EXPONENCIAL COMPLEJO.

$$p(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos\left(\frac{2\pi n}{T_p} t\right) + \sum_{n=1}^{\infty} b_n \sin\left(\frac{2\pi n}{T_p} t\right)$$

$$\cos(x) = \frac{1}{2}(e^{ix} + e^{-ix}) \quad \sin(x) = -\frac{1}{2}i(e^{ix} - e^{-ix})$$

$$p(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \frac{1}{2}(e^{in\Delta\omega t} + e^{-in\Delta\omega t}) - i \sum_{n=1}^{\infty} b_n \frac{1}{2}(e^{in\Delta\omega t} - e^{-in\Delta\omega t})$$

$$p(t) = a_0 + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} e^{in\Delta\omega t} (a_n - ib_n) + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} e^{-in\Delta\omega t} (a_n + ib_n)$$

$$\text{Si } c_n = \frac{1}{2}(a_n - ib_n) \quad c_n^* = \frac{1}{2}(a_n + ib_n) \text{ y con } c_0 = a_0$$

$$p(t) = c_0 + \sum_{n=1}^{\infty} c_n e^{in\Delta\omega t} + \sum_{n=1}^{\infty} c_n^* e^{-in\Delta\omega t} = \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n e^{in\Delta\omega t}$$

8.3. REPRESENTACIÓN COMPLEJA DE LA SERIE DE FOURIER

A partir de la ecuación de equilibrio $m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = c_n e^{i\bar{\omega}_n t}$

$$\text{Solución } v_p(t) = G_n e^{i\bar{\omega}_n t}; \quad \dot{v}_p(t) = i\bar{\omega}_n (G_n e^{i\bar{\omega}_n t}); \quad \ddot{v}_p(t) = -\bar{\omega}_n^2 (G_n e^{i\bar{\omega}_n t})$$

Remplazando en la ecuación de equilibrio

$$G_n (-m\bar{\omega}_n^2 + ci\bar{\omega}_n + k) = c_n$$

$$G_n = c_n \frac{1}{(k - m\bar{\omega}_n^2 + ic\bar{\omega}_n)}$$

$$G_n = \frac{c_n}{k} \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{\bar{\omega}_n}{\omega_n}\right)^2 + i \left(\frac{\bar{\omega}_n}{\omega_n}\right) 2\beta\right]} \text{ entonces } G_n = c_n H(\bar{\omega}_n)$$

$$H(\bar{\omega}_n) = \frac{1}{k} \cdot \left(\frac{1}{1 - \gamma_n^2 + 2\beta\gamma_n i} \right) \text{ con } \gamma_n = \frac{\bar{\omega}_n}{\omega}$$

Finalmente la respuesta permanente es: $v_p(t) = c_n H(\bar{\omega}_n) e^{i\bar{\omega}_n t}$

La solución a una excitación periódica arbitraria

$$p(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n e^{i\bar{\omega}_n t}$$

$$\text{Como } v(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n H(\bar{\omega}_n) e^{i\bar{\omega}_n t}$$

8.4. PAR DE TRANSFORMADA DE FOURIER

$$T_p \rightarrow \infty \quad \bar{\omega}_n \rightarrow \bar{\omega} \quad c_n \rightarrow c(\bar{\omega})$$

Para extender a señales no periódicas, se hace tender el límite de $T_p \rightarrow \infty$

8.5. RESPUESTA UTILIZANDO LA TRANSFORMADA DE FOURIER

A partir del par de Transformada de Fourier

$$p(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} c(\bar{\omega}) \exp(i\bar{\omega}t) d\bar{\omega}$$

$$c(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} P(t) \exp(-i\bar{\omega}t) dt$$

Encontramos la respuesta continua:

$$v(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} H(\bar{\omega}) c(\bar{\omega}) \exp(i\bar{\omega}t) d\bar{\omega}$$

Otros parámetros de respuesta pueden obtenerse de la propiedad de derivada en el espacio de la frecuencia

Dado una excitación: $\mathfrak{F}\{p(t)\} = P(f)$

$$\text{FRF: } H(\bar{\omega}) = \frac{1}{k} \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega}\right)^2 + 2i\beta\left(\frac{\bar{\omega}}{\omega}\right)} \right]$$

Dado que la derivada en el espacio de la frecuencia

$$\mathfrak{T}\left\{\frac{d^n v(t)}{dt^n}\right\} = (i\bar{\omega})^n \mathfrak{T}\{v(t)\}$$

$$v(t) = \mathfrak{T}^{-1}\{P(\omega)H(\omega)\} \quad \dot{v}(t) = \mathfrak{T}^{-1}\{i\omega P(\omega)H(\omega)\} \quad \ddot{v}(t) = \mathfrak{T}^{-1}\{(i\omega)^2 P(\omega)H(\omega)\}$$

Debido a la forma en que se entrega el espectro de Fourier para índices positivos solamente es necesario desdoblar las frecuencias y la respuesta al impulso en el espacio de frecuencia.

```
(respfre.m)
% señal en el espacio de la frecuencia
vw=fft(vg);

%%Definicion de simetria de FRF
if ~any(any(imag(vg)~=0)), % if vg is not complex
if rem(nvg,2), % nfft odd
select = (1:(nvg+1)/2)';
else
select = (1:nvg/2+1)'; %% par
end
else
select = (1:nvg)'; %% complejo
end

f = (select - 1)*Fs/nvg;

% Funcion de Respuesta en Frecuencia Single Sided
FRF=zeros(nvg,1);
fratio=f/fo;
unos=ones(length(f),1);
% Para señal compleja.
FRF(select)=(unos/k)./(unos-
(fratio).^2+(j*2*beta).*(fratio));

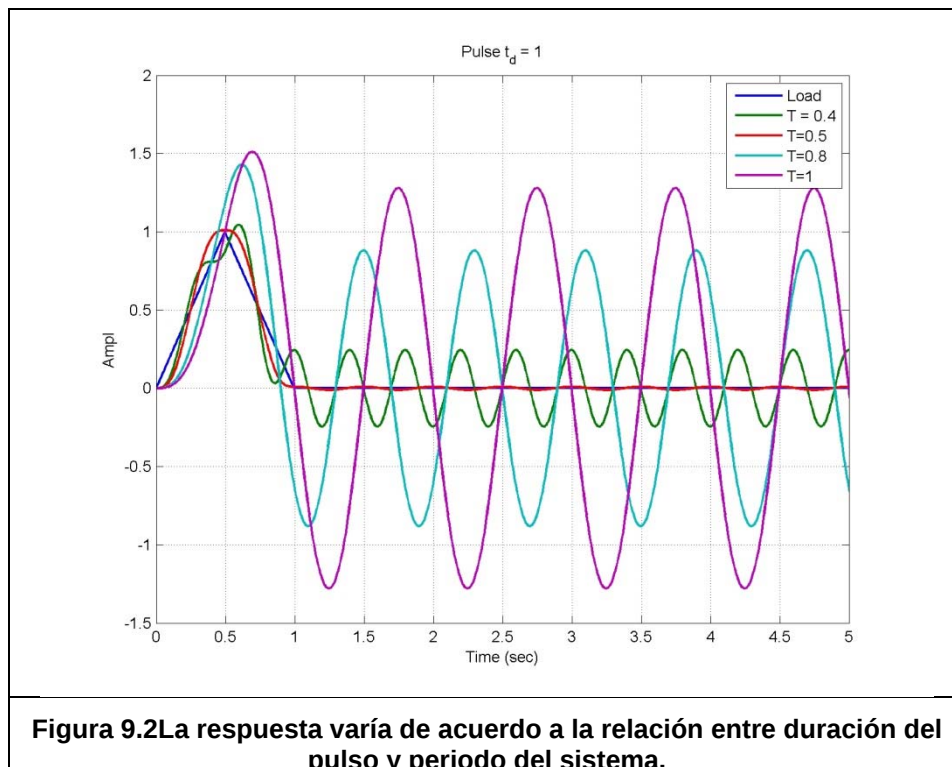
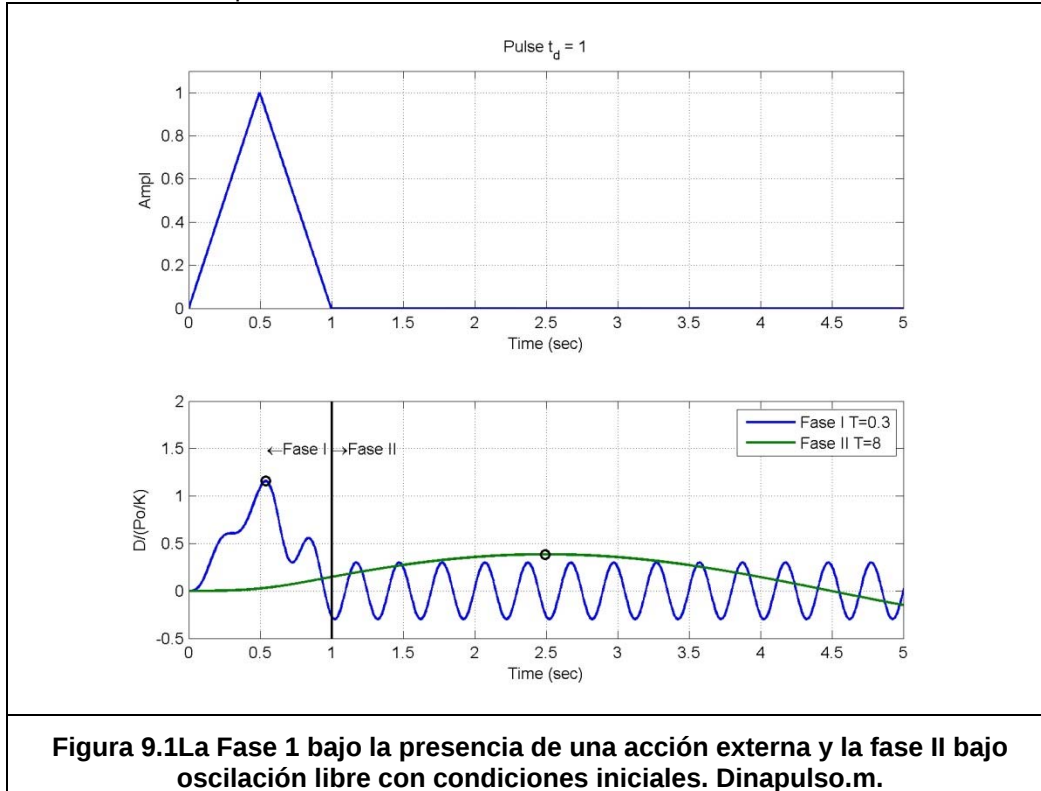
%% Correccion para doble sidedspectra

%Si no es necesario corregir para el otro lado
if ~any(any(imag(vg)~=0)), % if x is not complex
% correccion de frecuencia
f=[f ; zeros(nvg-length(f),1)];
if rem(nvg,2), % nfft odd
FRF(select(end)+1:end)=conj(FRF(((nvg+1)/2):-1:2)); %
Simetria completa
f(select(end)+1:end)=-f(((nvg+1)/2):-1:2); %
Notarsignnegativo
else
FRF(select(end)+1:end)=conj(FRF(nvg/2:-1:2)); %% par no se
consider punto central
f(select(end)+1:end)=-f((nvg/2):-1:2);
end
end

d=real(ifft(FRF.*vw));
v=real(ifft((j*f*2*pi).*FRF.*vw));
a=real(ifft((j*f*2*pi).^2.*FRF.*vw));
```

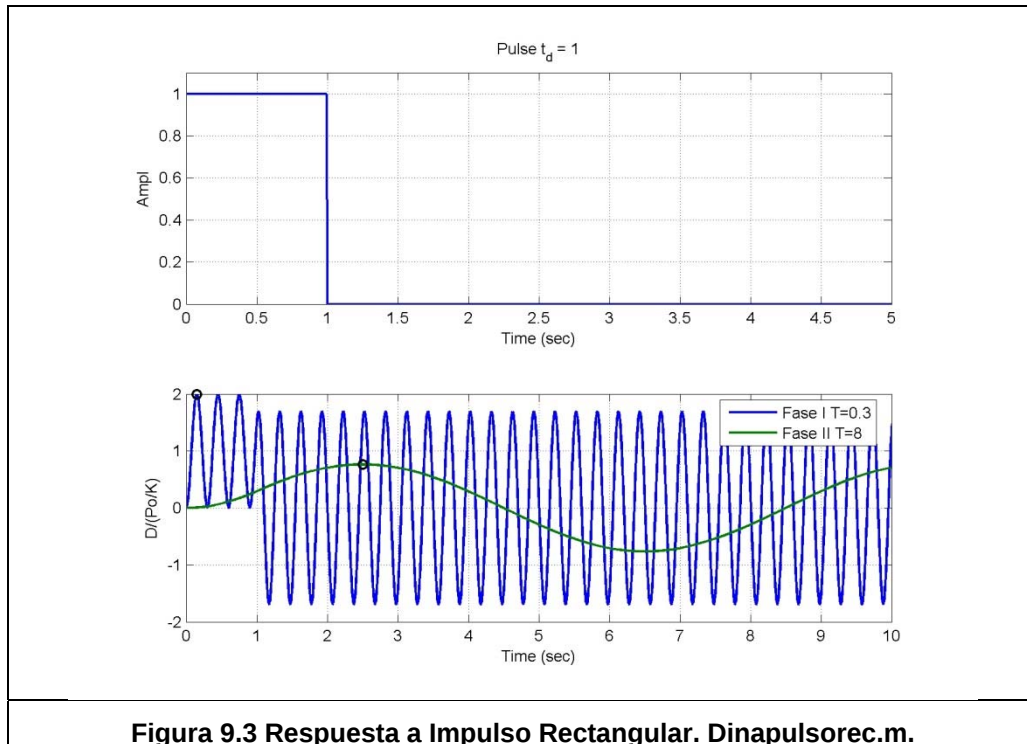
9. PULSO

Un pulso es una acción que está acotada en el tiempo y se puede tratar en forma aproximada separando en dos posibles fases la respuesta de la estructura:



Es conveniente estudiar el comportamiento ante algunos pulsos básicos. Se desarrolla el caso de pulso rectangular. En general la respuesta máxima no está influida por el amortiguamiento en forma significativa. Los desarrollos se realizan sin amortiguamiento y luego se comparan con respuestas amortiguadas.

9.1. PULSO RECTANGULAR



9.1.1. Fase I: Respuesta Máxima Bajo Aplicación de la Carga

$$\text{si } t \leq t_d$$

$$m \ddot{v}(t) + k v(t) = p(t) = p_0$$

Solución

$$v_p(t) = G \Rightarrow G = \frac{p_0}{k}$$

$$v(t) = (A \sin \omega t + B \cos \omega t) + \frac{p_0}{k}$$

$$\text{si } v(0) = 0 \quad \dot{v}(0) = 0$$

$$v(0) = 0 + B + \frac{p_0}{k} \quad B = -\frac{p_0}{k}$$

$$\dot{v}(t) = \omega (A \cos \omega t - B \sin \omega t) = 0 \text{ entonces } A = 0$$

$$\text{Final solución: } v(t) = \frac{p_0}{k} (1 - \cos \omega t)$$

El valor máximo es:

$$v_{\max} = \left| \frac{p_0}{k} (1 - \cos \omega t) \right| = 2 \frac{p_0}{k} \text{ y ocurre para } t_d/T \geq 1/2 \text{ dado que } \omega = 2\pi/T$$

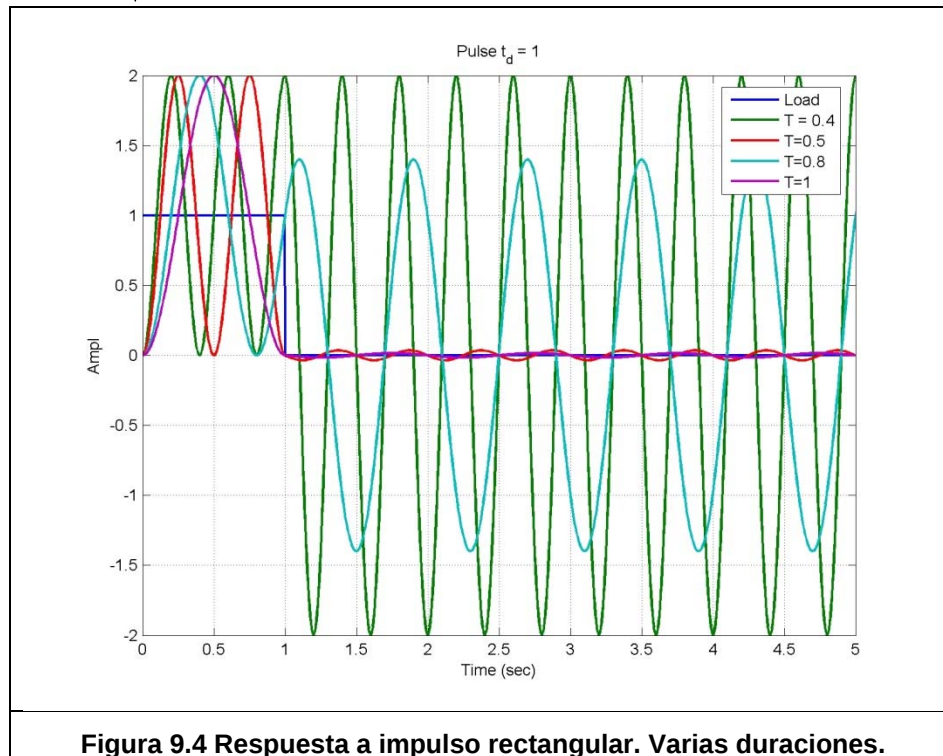


Figura 9.4 Respuesta a impulso rectangular. Varias duraciones.

9.1.2. Fase II: Respuesta Máxima Bajo Aplicación Nula

$$\text{si } t \geq t_d$$

$$m \ddot{v}(t) + k v(t) = p(t) = 0$$

Por tanto la solución es oscilación libre

$$v(t - t_d) = A \cos \omega(t - t_d) + B \sin \omega(t - t_d)$$

$$t' = t - t_d$$

Condición inicial para oscilación libre

$$v(t' = 0) = v(t_d) = \frac{p_0}{k} (1 - \cos \omega t_d)$$

$$\dot{v}(t' = 0) = \dot{v}(t_d) = \frac{p_0}{k} \omega \sin \omega t_d$$

Sabemos que:

$$v(t - t_d) = v(t' = 0) \cos \omega(t - t_d) + \frac{\dot{v}(t' = 0)}{\omega} \sin \omega(t - t_d)$$

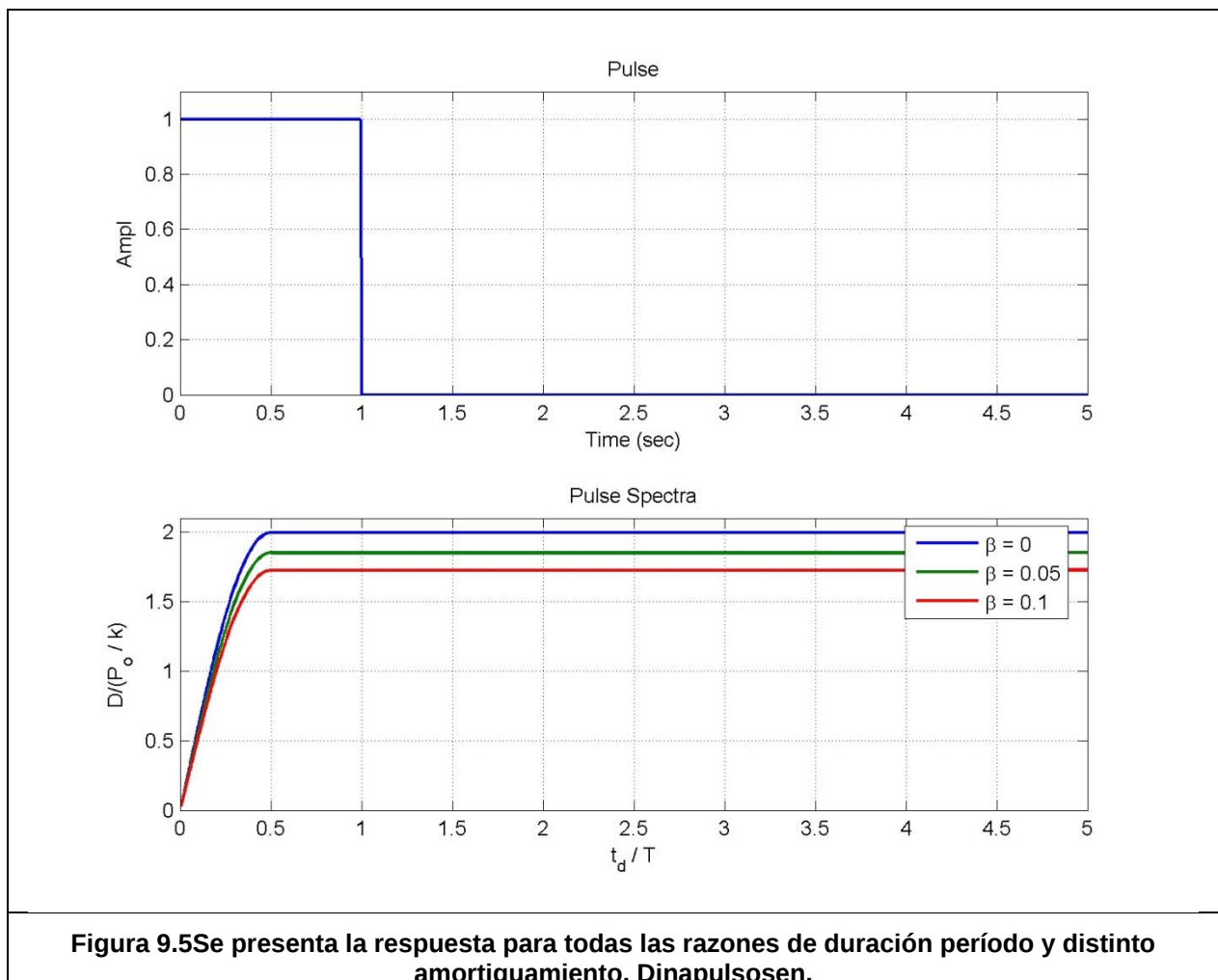
$$v_{\max} = \sqrt{A^2 + B^2} = \sqrt{v^2(0) + \left(\frac{\dot{v}(0)}{\omega} \right)^2} = \frac{p_0}{k} \sqrt{(1 - \cos \omega t_d)^2 + \frac{\omega^2 \sin^2 \omega t_d}{\omega^2}}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{p_0}{k} \sqrt{1 - 2 \cos \omega t_d + \cos^2 \omega t_d + \omega^2 \frac{\sin^2 \omega t_d}{\omega^2}} \\
 &= \frac{p_0}{k} \sqrt{2(1 - \cos \omega t_d)} = \frac{p_0}{k} \sqrt{2 \left(2 - \cos 2\pi \frac{t_d}{T} \right)} \\
 v_{\max} &= 2 \frac{p_0}{k} \sin \pi \frac{t_d}{T} \text{ para } \frac{t_d}{T} < \frac{1}{2}
 \end{aligned}$$

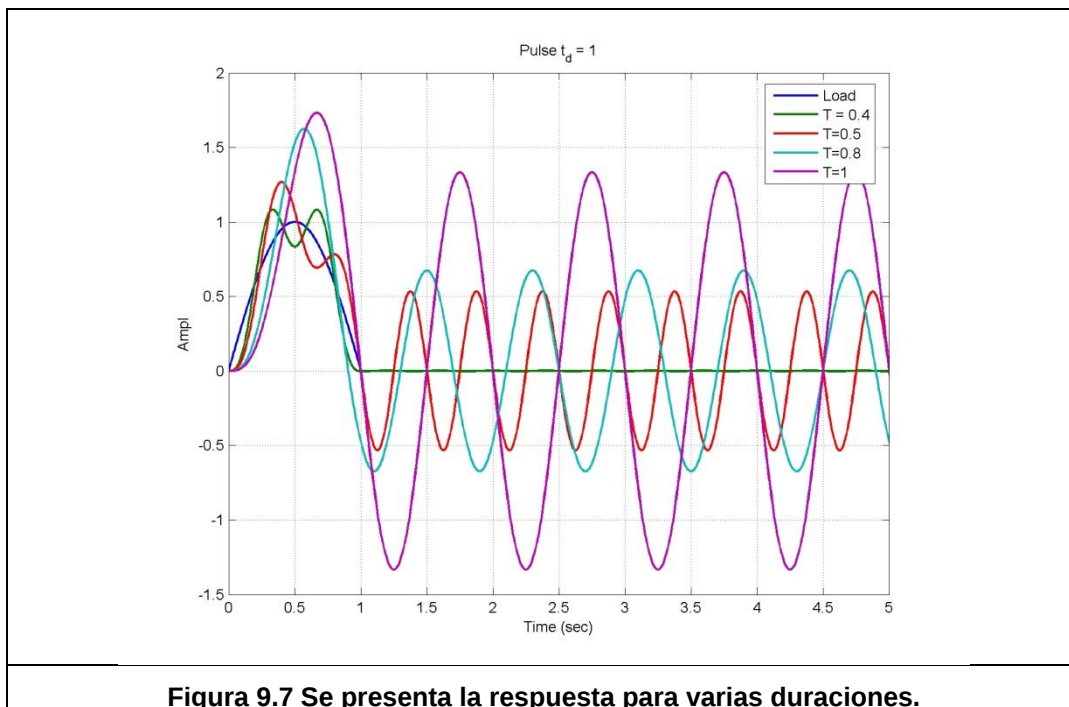
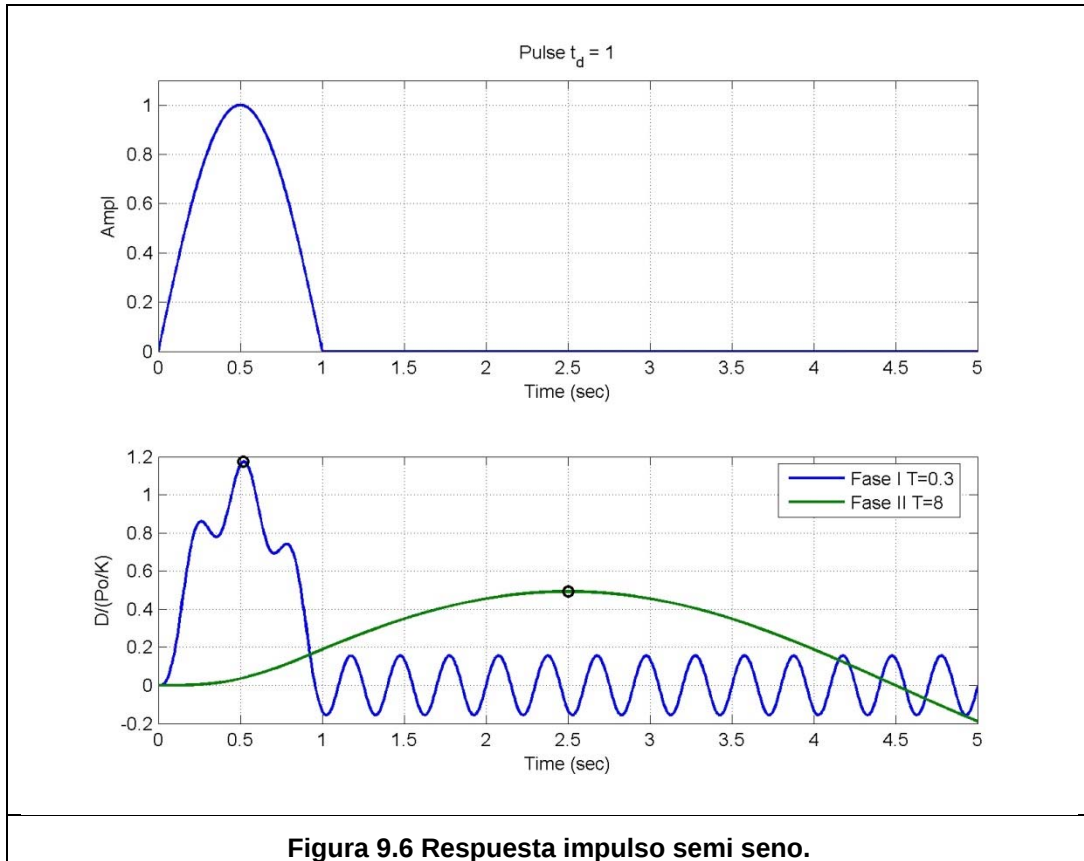
9.1.3. Espectro de Respuesta al Impulso

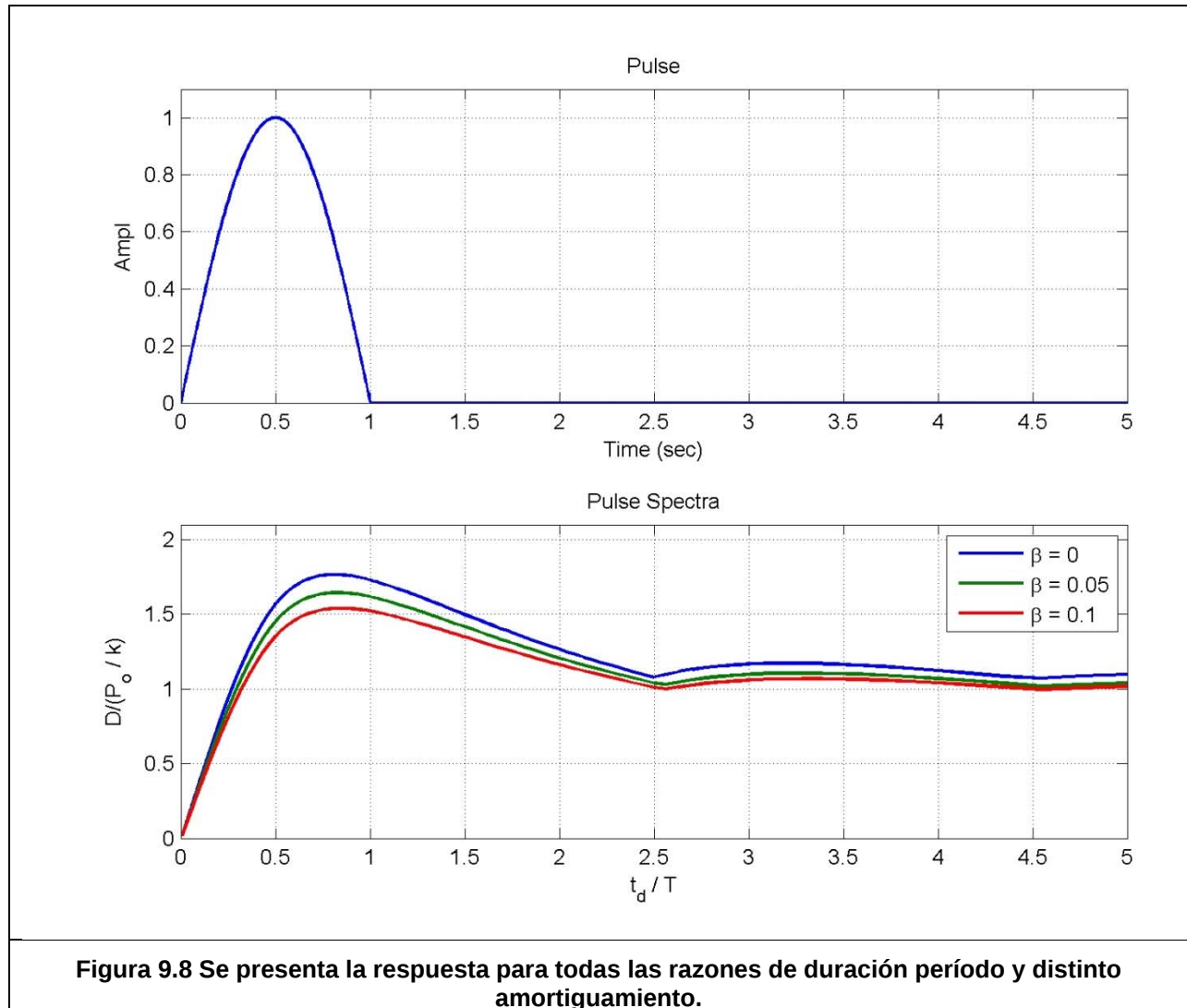
$$\text{Sea } D = \frac{v_{\max}}{p_0/k}$$

Espectro (envolvente de todas las respuestas)

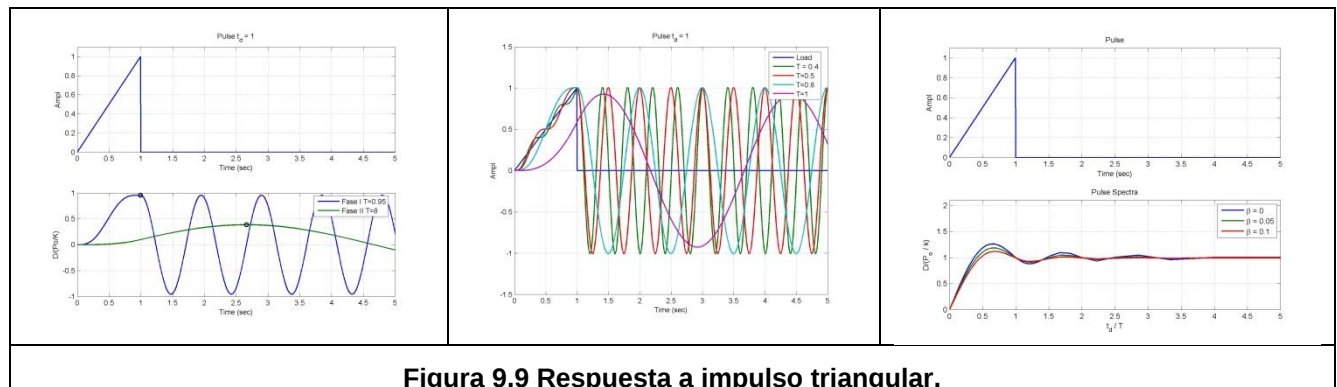


9.2. PULSO SENOSOIDAL

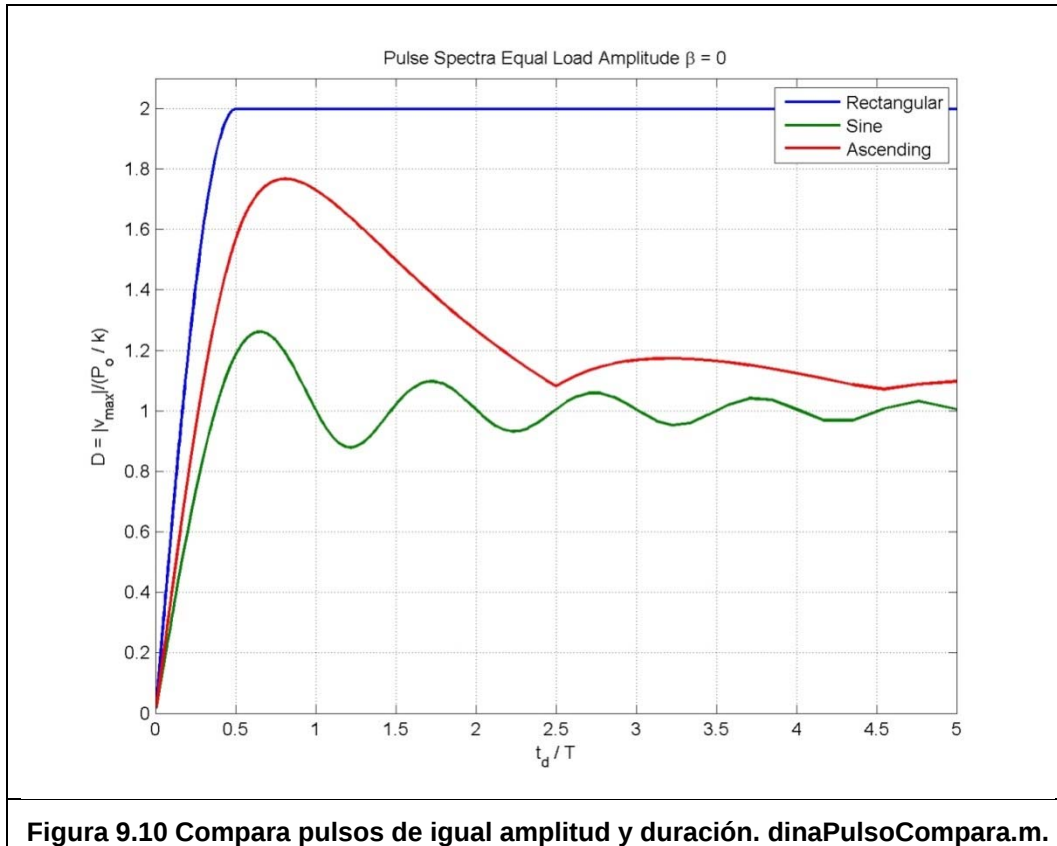




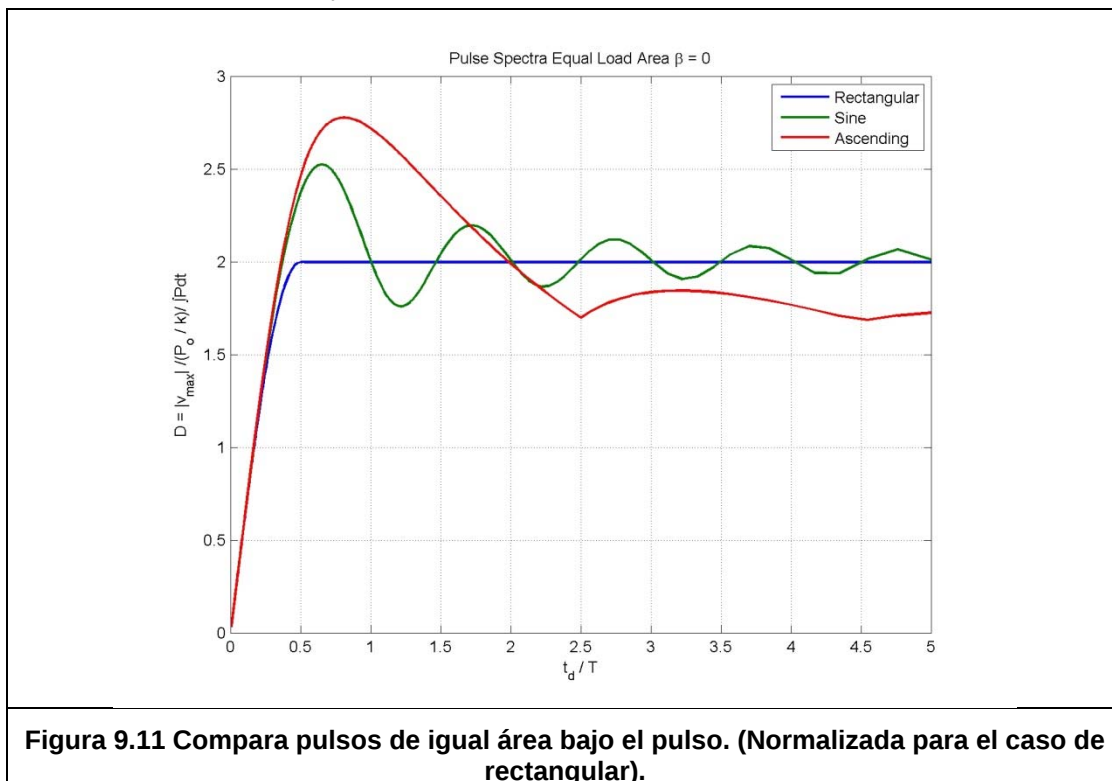
9.3. PULSO ASCENDENTE



9.4. COMPARACIÓN PULSOS

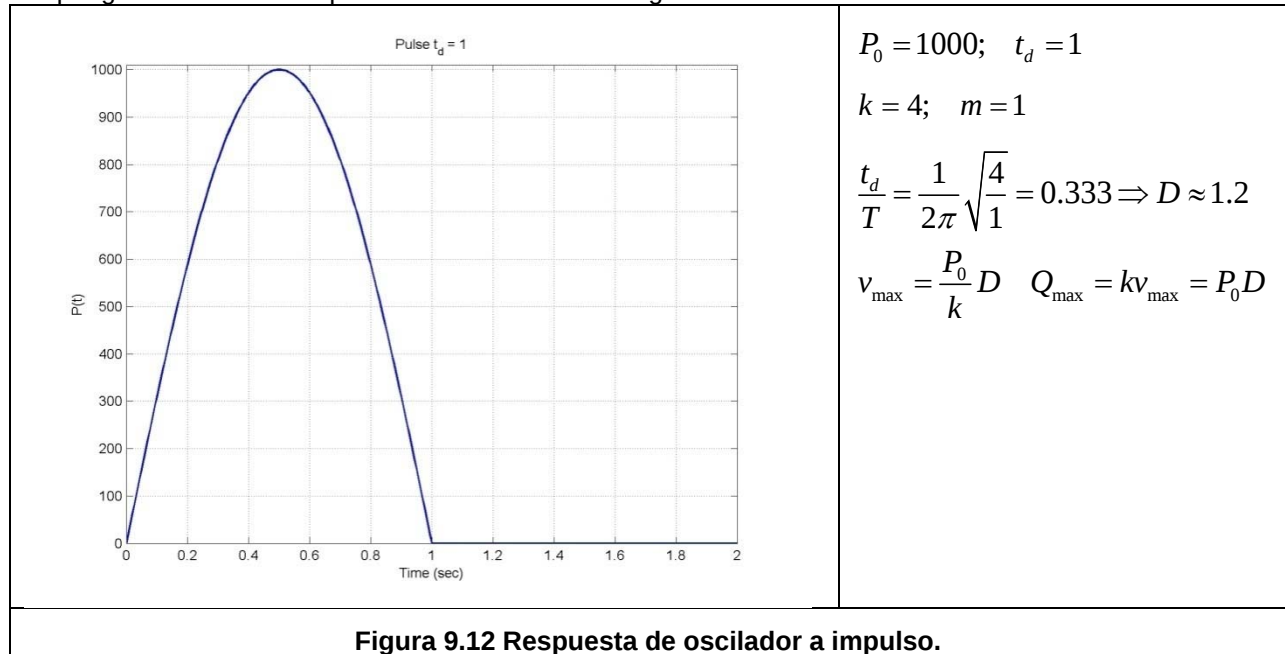


Si no hay cruces por cero $\Rightarrow D_{\max} = 2$



Ejemplo:

Suponga una excitación tipo Seno de duración un segundo



10. IMPACTO

En impacto se dice que el Δt es tan pequeño que el amortiguador y el resorte no alcanzan a ser excitados. Por tanto el impacto es una acción muy corta en el cual los desplazamientos durante la aplicación de la carga se pueden despreciar.

Si $\frac{t_d}{T} < \frac{1}{4}$ se cumplen las simplificaciones asociadas a las ecuaciones de impacto

$$m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = P(t) \quad \text{Y } c = 0$$

$$\ddot{v}(t) = \frac{P(t)}{m} - \frac{k}{m}v(t) \xrightarrow{\approx 0} v(t) \rightarrow 0$$

$$\dot{v}(t) = \int \ddot{v}(t) dt = \int_0^{t_d} \frac{P(t)}{m} dt$$

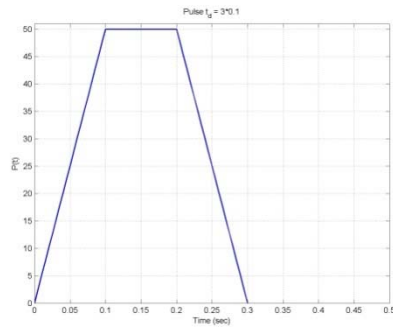
Movimiento libre:

$$v(t) = v_0 \cos(\omega t) + \frac{\dot{v}_0}{\omega} \sin(\omega t)$$

$$v_{II}(t - t_d) = \frac{\dot{v}(t_d)}{\omega} \sin(\omega(t - t_d))$$

$$v_{II}(t - t_d) = \frac{1}{m\omega} \left(\int_0^{t_d} P(t) dt \right) \sin(\omega(t - t_d))$$

Ejemplo



$$P_0 = 50 \quad t_d = 0.1 \quad T = 1.2$$

$$\int P(t)dt$$

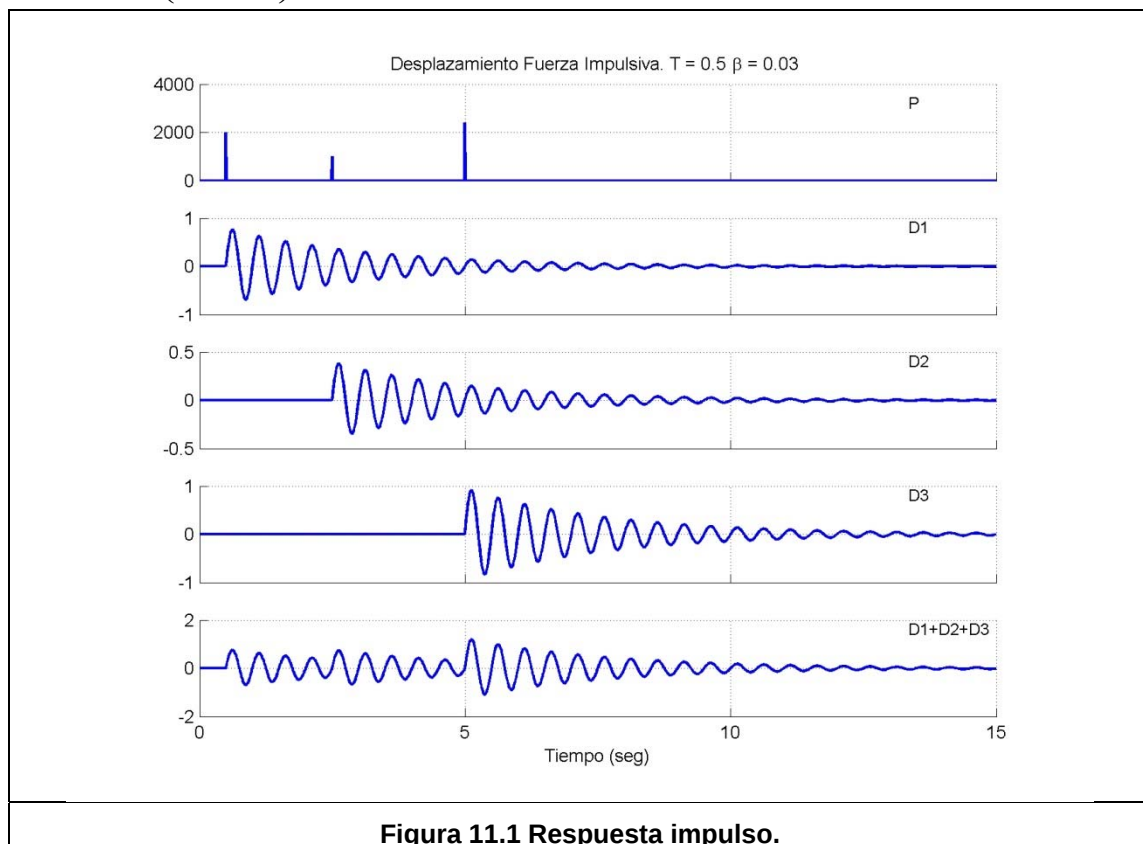
$$\frac{3t_d}{T} = \frac{0.3}{1.2} < 1/4$$

$$v_{\max} = \left| \frac{1}{m\omega} * 10 \right|$$

11. CARGA ARBITRARIA EN EL TIEMPO

La respuesta de UN impacto unitario se escribe como:

$$v(t - t_d) = \frac{1}{m\omega_d} \left(\int_0^{t_d} P(t)dt \right) e^{-\beta\omega(t-t_d)} \text{sen}(\omega_d(t - t_d))$$



Para varios impactos

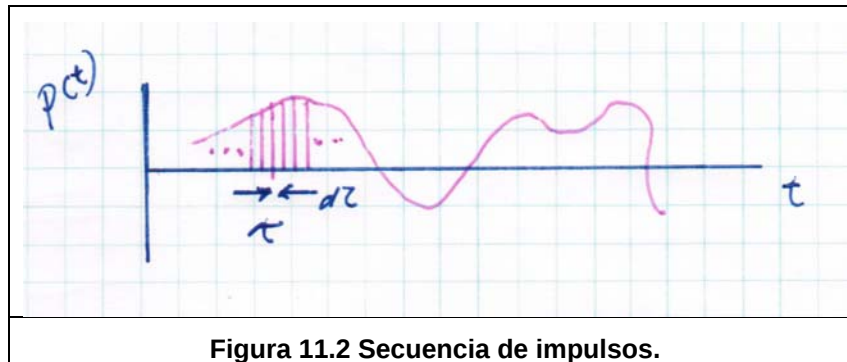


Figura 11.2 Secuencia de impulsos.

$$v(t) = \frac{1}{m\omega_D} \sum P(\tau) \Delta t \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \text{sen}(\omega_D(t-\tau))$$

En el caso de una secuencia infinita de impactos

$$mv(t) + cv(t) + kv(t) = P(t)$$

$$v(t) = \frac{1}{m\omega_D} \int_0^t P(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \text{sen}(\omega_D(t-\tau)) d\tau \rightarrow \text{Integral de Duhamel}$$

$$v(t) = \int_0^t P(\tau) h(t-\tau) d\tau \rightarrow \text{Integral de Convolución}$$

$$h(\tau) = \frac{1}{m\omega_D} \exp(-\beta\omega\tau) \text{sen}(\omega_D\tau) \rightarrow \text{Respuesta impulso unitario}$$

La convolución implica tres pasos fundamentales:

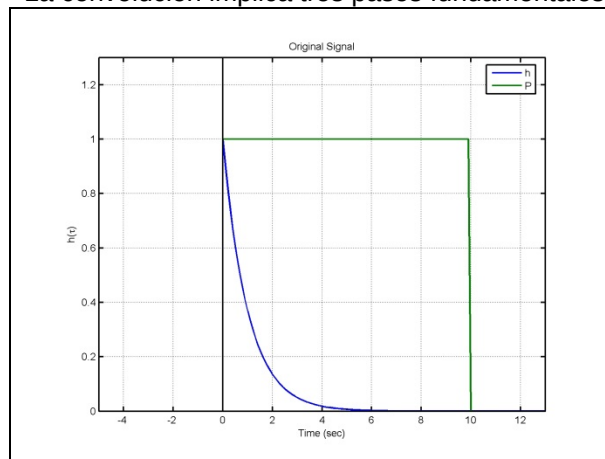


Figura 11.3 Dinaconvu.m Función original.

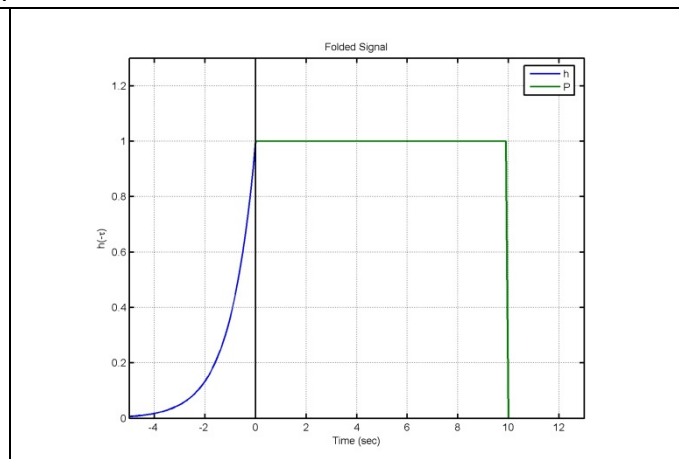


Figura 11.4 Desdoblamiento.

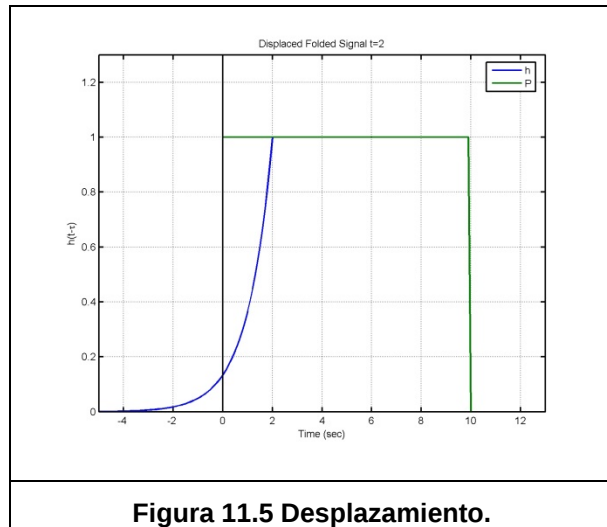


Figura 11.5 Desplazamiento.

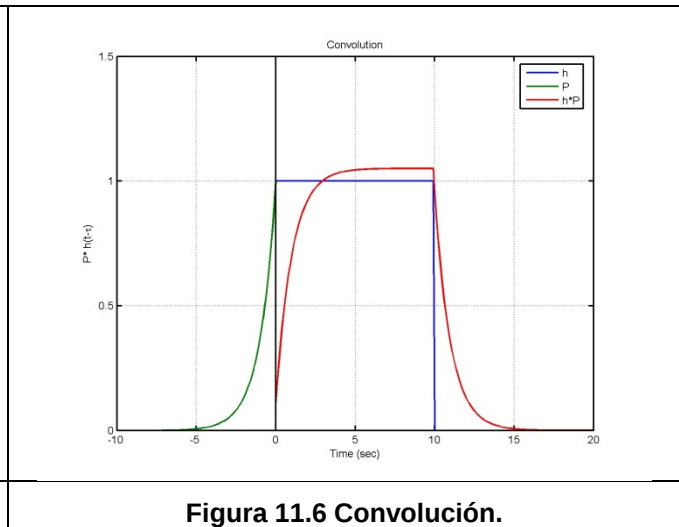


Figura 11.6 Convolución.

12. ESPECTRO Y PSEUDO ESPECTROS DE RESPUESTA

12.1. CONCEPTOS BÁSICOS DE SISMICIDAD Y ONDAS.

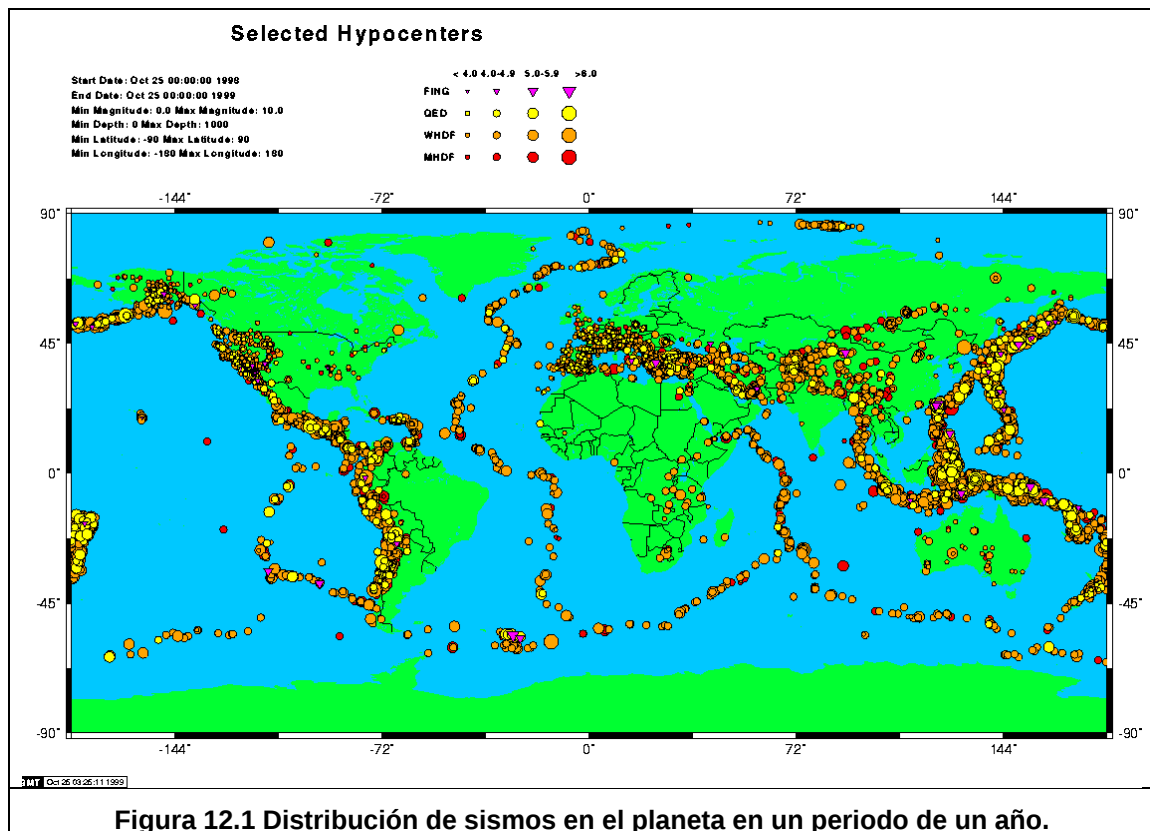


Figura 12.1 Distribución de sismos en el planeta en un periodo de un año.

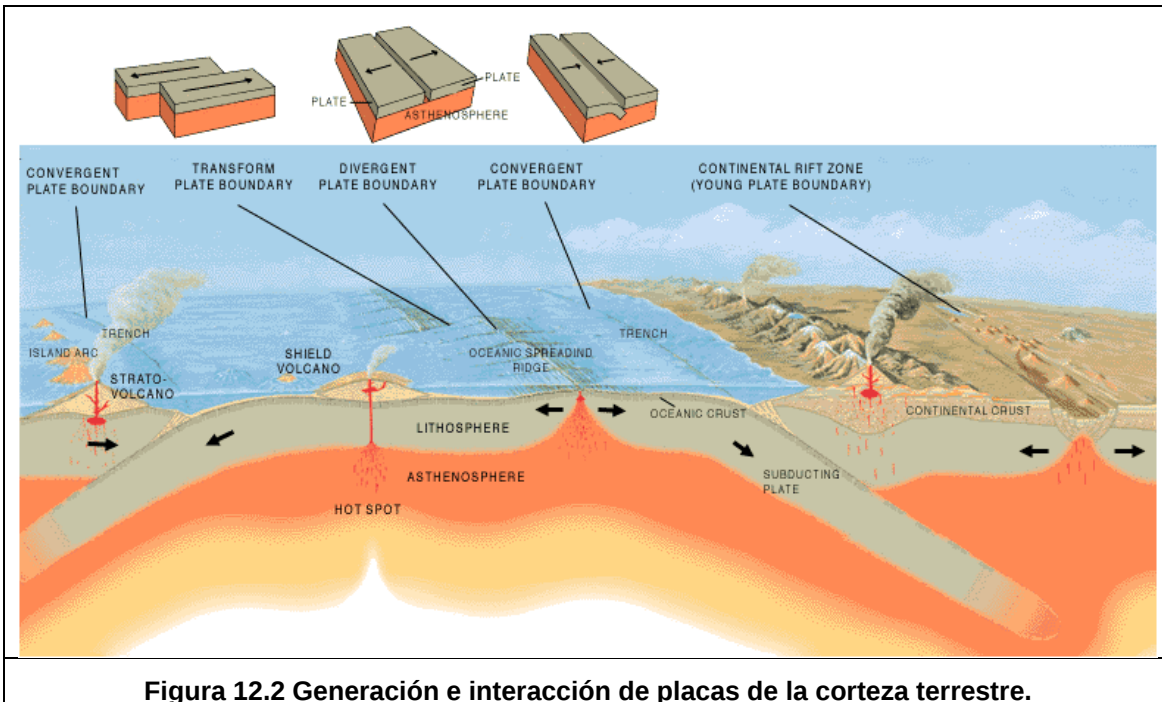
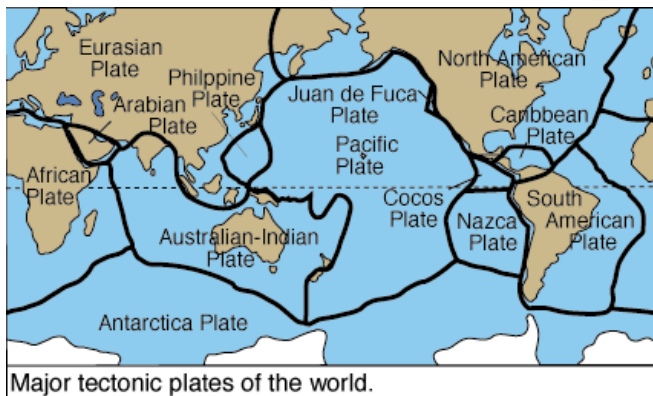


Figura 12.2 Generación e interacción de placas de la corteza terrestre.



Major tectonic plates of the world.

Figura 12.3 Placas tectónicas principales

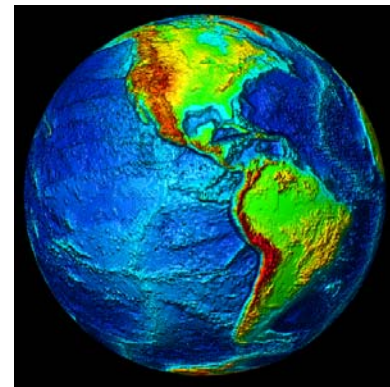


Figura 12.4 Topografía digital de américa. Los bordes de placa quedan identificados.

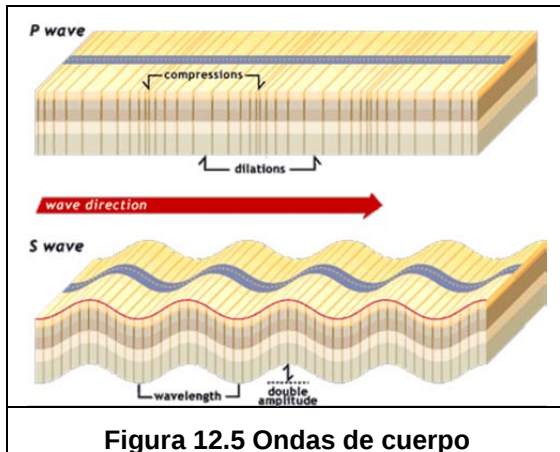


Figura 12.5 Ondas de cuerpo

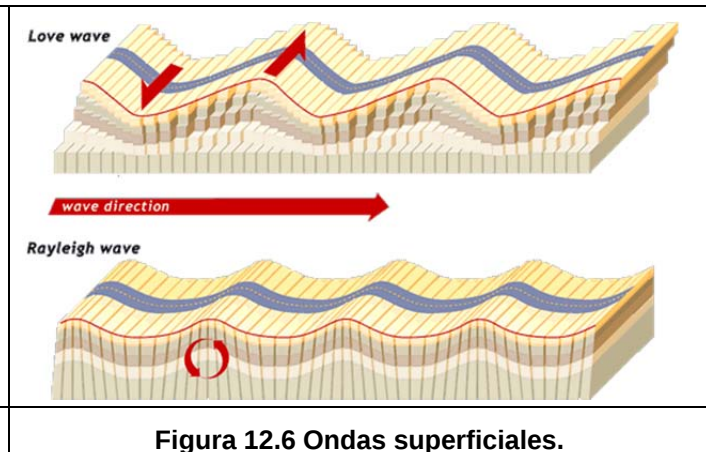


Figura 12.6 Ondas superficiales.

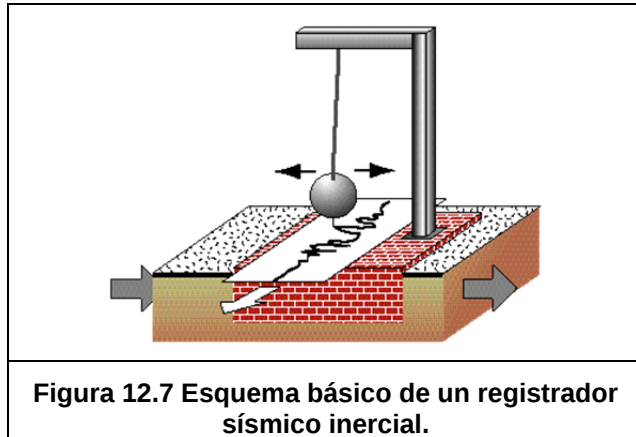


Figura 12.7 Esquema básico de un registrador sísmico inercial.



Figura 12.8 Sistema real de registro.



Figura 12.9 Distribución de sismos en Chile en un siglo.

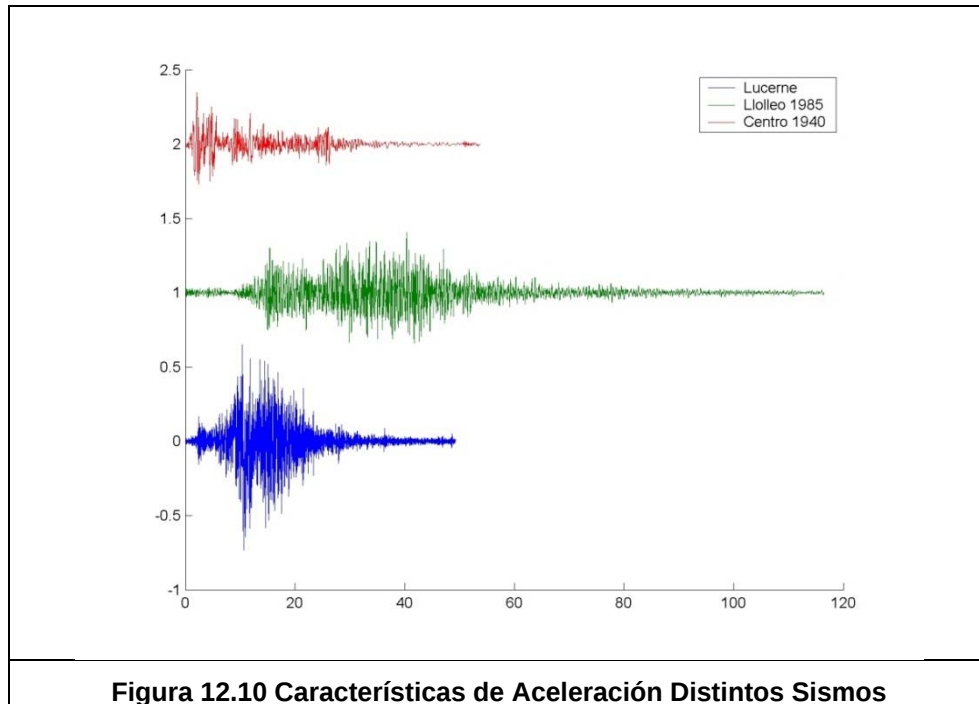


Figura 12.10 Características de Aceleración Distintos Sismos

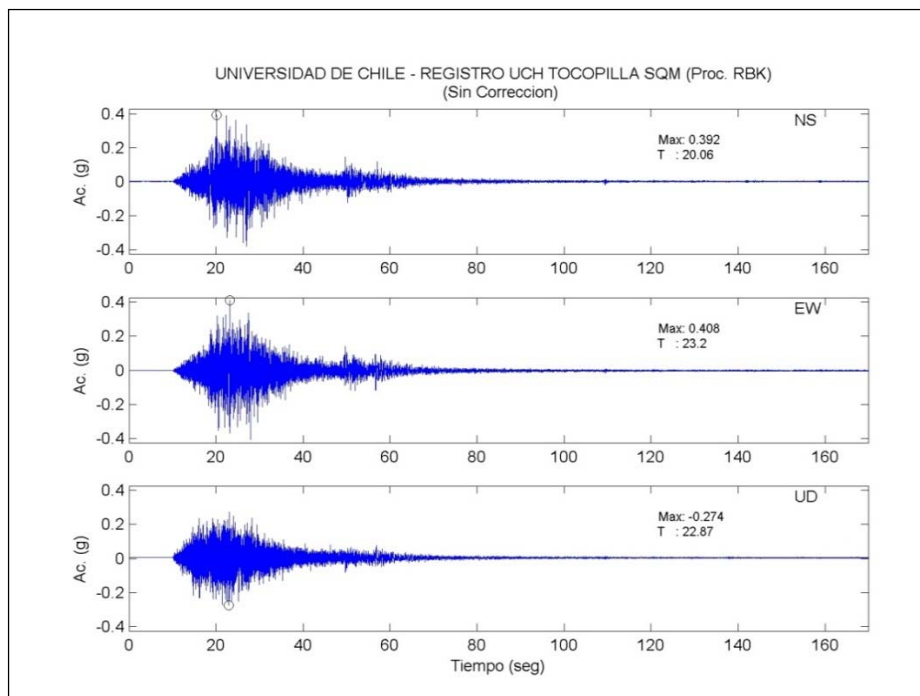


Figura 12.11 Registro epicentral obtenido en roca. Terremoto de Tocopilla del 14 de Noviembre del 2007.

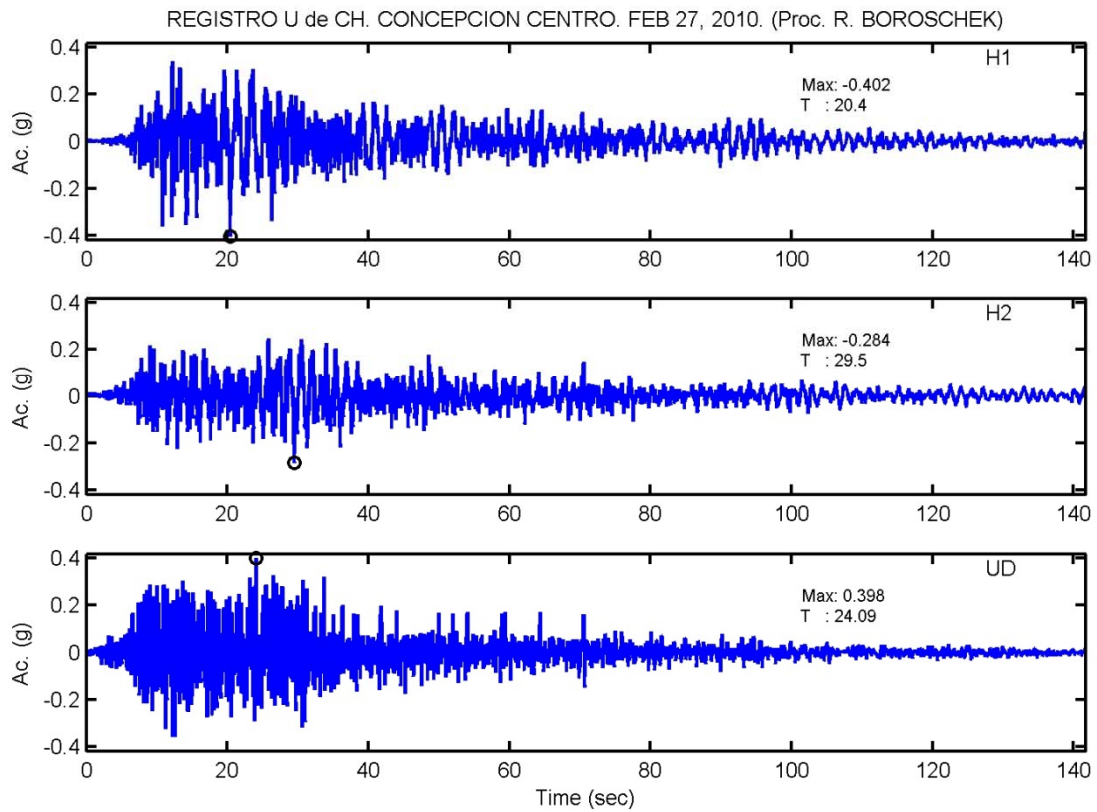


Figura 12.12 Registro epicentral obtenido en suelo Ciudad de Concepción. Terremoto del 27 de Febrero de 2010.

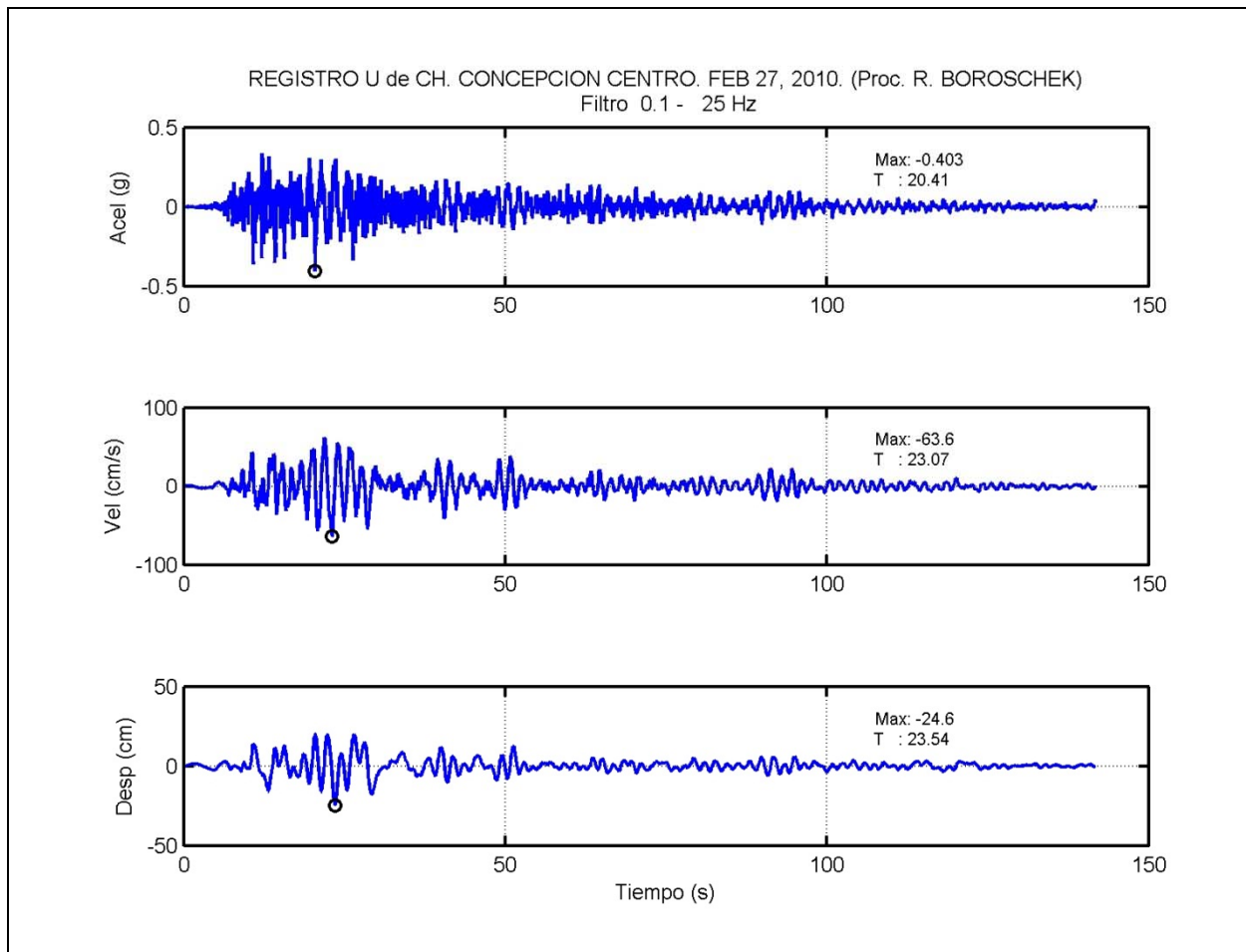


Figura 12.13 Integración Componente Horizontal. Registro epicentral obtenido en suelo Ciudad de Concepción. Terremoto del 27 de Febrero de 2010.

12.2. RESPUESTA SÍSMICA DE 1 GDL

$$F_I(t) + F_D(t) + F_E(t) = 0 \quad m\ddot{v}^T(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = 0$$

$$\ddot{v}^T(t) = \ddot{v}_g(t) + \ddot{v}(t)$$

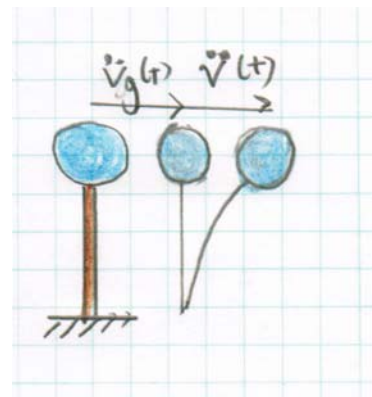
$$m\ddot{v}(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = -m\ddot{v}_g(t) = P_e(t)$$

La respuesta a esta excitación es la integral de Duhamel

$$v(t) = \frac{1}{m\omega_D} \int_0^t P_e(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \text{sen}(\omega_D(t-\tau)) d\tau$$

$$v(t) = \frac{-1}{m\omega_d} \int_0^t m\ddot{v}_g(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \text{sen}(\omega_d(t-\tau)) d\tau$$

$$v(t) = \frac{-1}{\omega_D} \int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \text{sen}(\omega_d(t-\tau)) d\tau$$



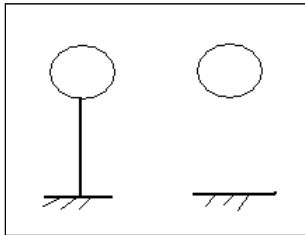
Maurice Biot (1905 - 1985) desarrolló el concepto de espectro de respuesta en su tesis doctoral de 1932. Es importante notar que indicó, que si bien este se generaba para base fija, esto era generalmente conservador debido a posibles flexibilidades del medio de soporte.



12.3. ESPECTROS DE DESPLAZAMIENTOS RELATIVOS

$$v(t) = \frac{-1}{\omega_d} \int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \sin(\omega_d(t-\tau)) d\tau$$

$$S_d(T, \beta) = \max |v(t)|$$



$$\rightarrow \ddot{v}_g(t) \quad T \rightarrow \infty$$

Nota: Si $T_0 = 0 \rightarrow$ La estructura es infinitamente rígida

$\Rightarrow$ El desplazamiento relativo suelo oscilador es nulo

Si $T_0 = \infty \rightarrow$ La estructura es muy flexible. El desplazamiento relativo oscilador base es igual al desplazamiento de la base $T = \infty \Rightarrow S_d \rightarrow |v_{g \max}|$

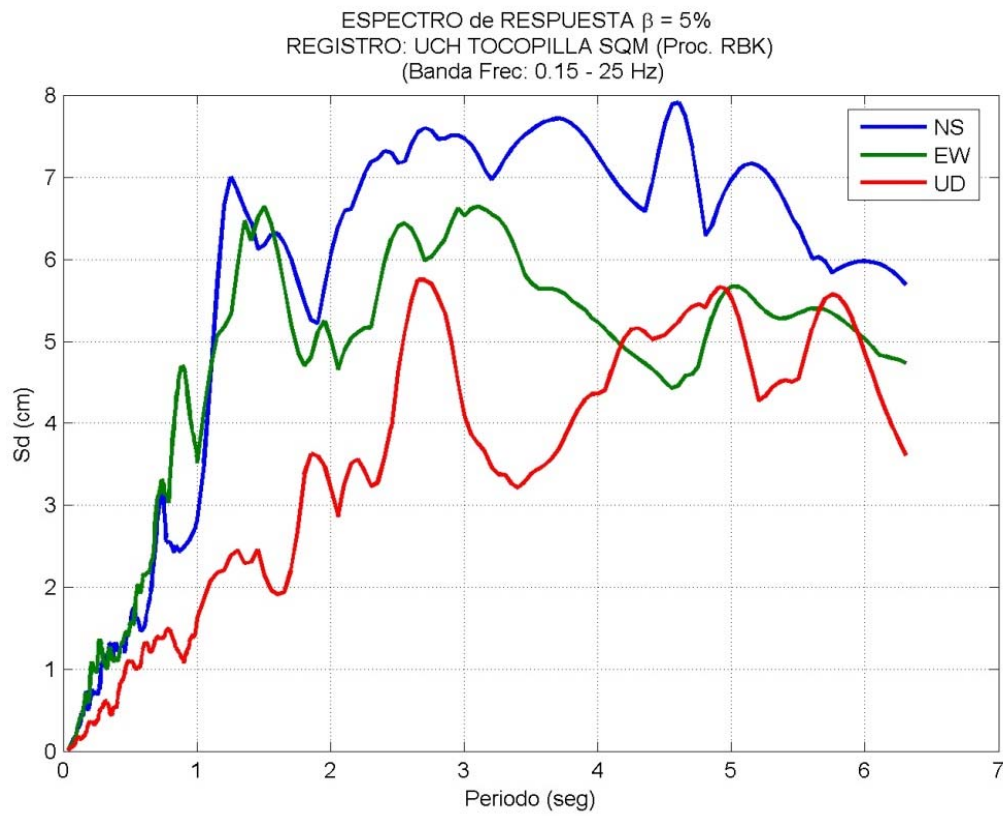
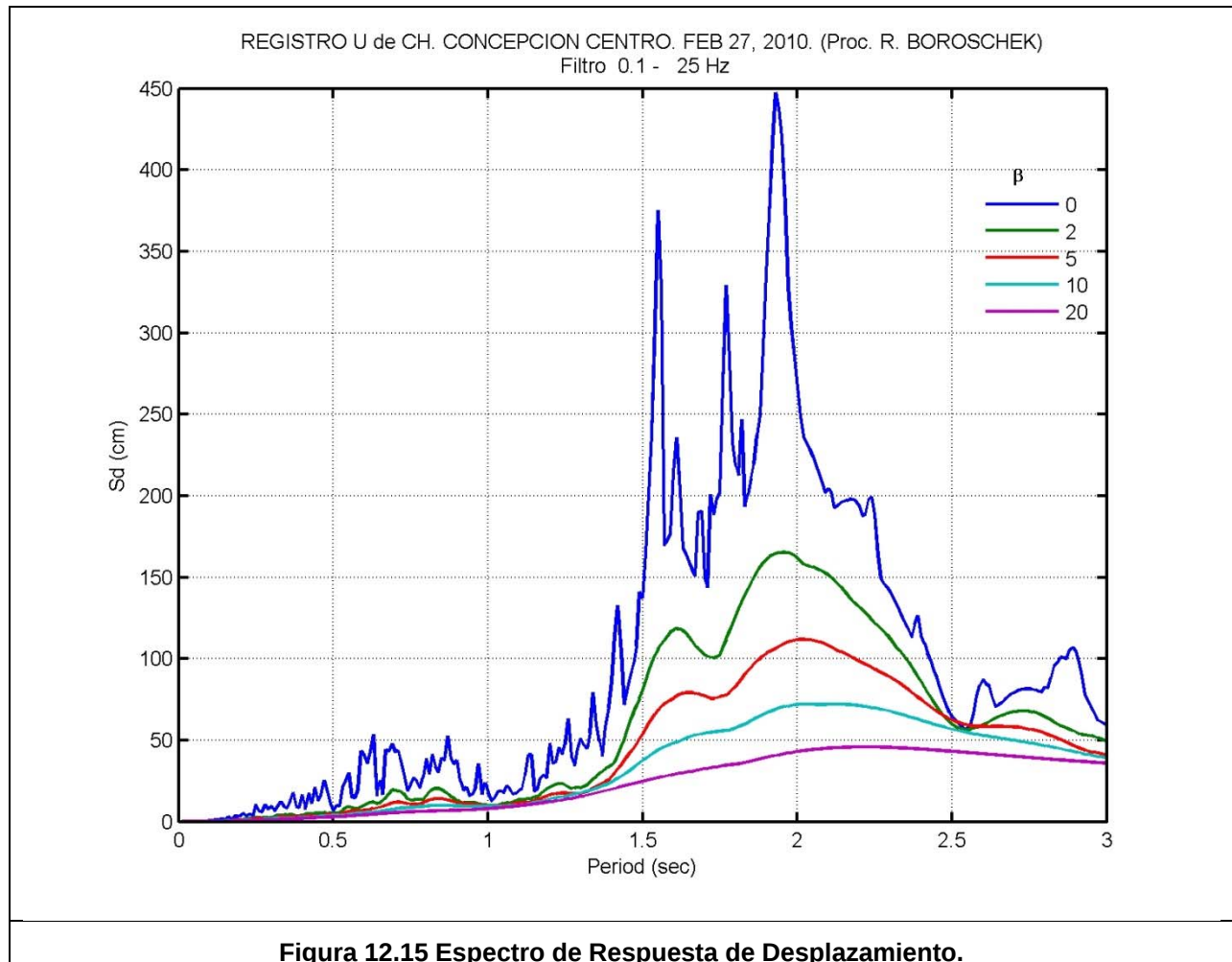


Figura 12.14 Espectro de Respuesta de Desplazamiento.



12.4. ESPECTRO DE VELOCIDADES RELATIVAS

Sabemos:

$$v(t) = \frac{-1}{\omega_d} \int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \sin(\omega_d(t-\tau)) d\tau$$

Recordando que:

$$\phi(t) = \int_{a(t)}^{b(t)} G(t, \tau) d\tau$$

$$\frac{d\phi(t)}{dt} = \int_{a(t)}^{b(t)} \frac{dG(t, \tau)}{dt} d\tau + G(t, b(t)) \frac{db}{dt} - G(t, a(t)) \frac{da}{dt}$$

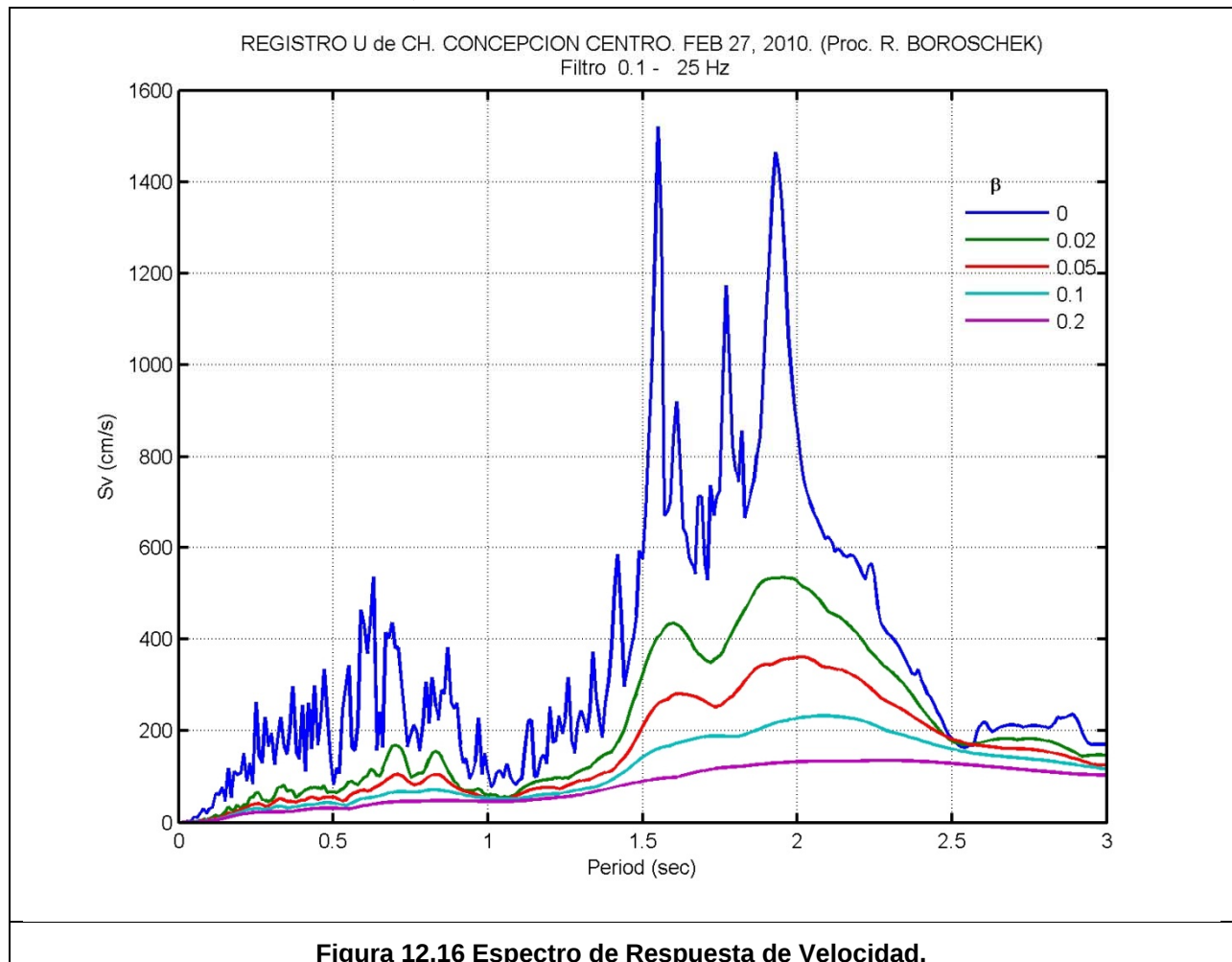
$$\dot{v}(t) = \frac{\beta\omega_0}{\omega_D} \int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \sin(\omega_D(t-\tau)) d\tau + \dots$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{-\omega_D}{\omega_D} \int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \cos(\omega_D(t-\tau)) d\tau + \dots \\
 & + \ddot{v}_g(t) \exp(-\beta\omega(t-t)) \underbrace{\text{sen}(\omega_d(t-t))}_0 \frac{dt}{dt} + \ddot{v}_g(0) \exp(-\beta\omega(t-0)) \underbrace{\text{sen}(\omega_d(t-0))}_0 \frac{d0}{dt} \\
 \Rightarrow \dot{v}(t) &= \frac{\beta}{\sqrt{1-\beta^2}} \int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \text{sen}(\omega_d(t-\tau)) d\tau \\
 & - \int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \cos(\omega_d(t-\tau)) d\tau
 \end{aligned}$$

Se define: $S_v(T, \beta) = \max |\dot{v}(t)|$

$T \rightarrow 0 \Rightarrow k \rightarrow \infty \Rightarrow S_v = 0$

$T \rightarrow \infty \Rightarrow k \rightarrow 0 \Rightarrow S_v \rightarrow |\dot{v}_{g \max}|$



12.5. ESPECTRO DE ACELERACIONES ABSOLUTAS

$$\ddot{v}^T = \ddot{v}_g(t) + \ddot{v}(t)$$

La importancia de determinar la aceleración absoluta máxima del sistema radica en que depende de las fuerzas inerciales en el sistema

$$\ddot{v}(t) = \frac{d\dot{v}(t)}{dt}$$

Luego sumar $\ddot{v}_g(t)$ para obtener $\ddot{v}^T(t)$

A partir de la ecuación de movimiento (conocidas $\dot{v}(t)$ y $v(t)$)

$$m\ddot{v}^T(t) + c\dot{v}(t) + kv(t) = 0$$

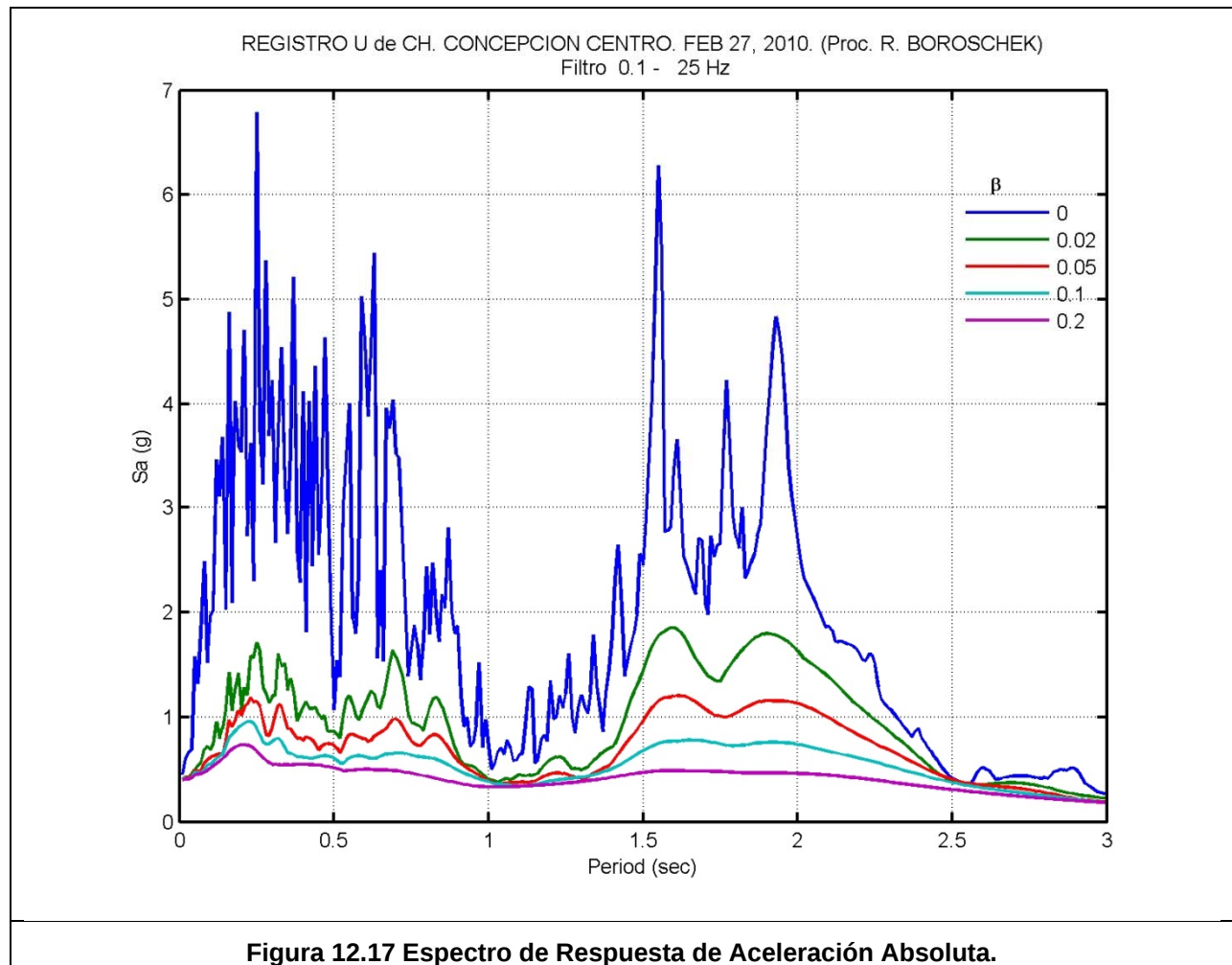
$$\Rightarrow \ddot{v}^T(t) = -\frac{c}{m}\dot{v}(t) - \frac{k}{m}v(t)$$

Conocido $\ddot{v}^T(t)$ por cualquier método

$$Sa(T, \beta) = \max |\ddot{v}^T(t)|$$

$$T = 0 \Rightarrow k \rightarrow \infty \Rightarrow Sa \rightarrow PGA$$

$$T \rightarrow \infty \Rightarrow Sa \rightarrow 0$$



12.6. ESPECTRO DE DISEÑO EN CHILE

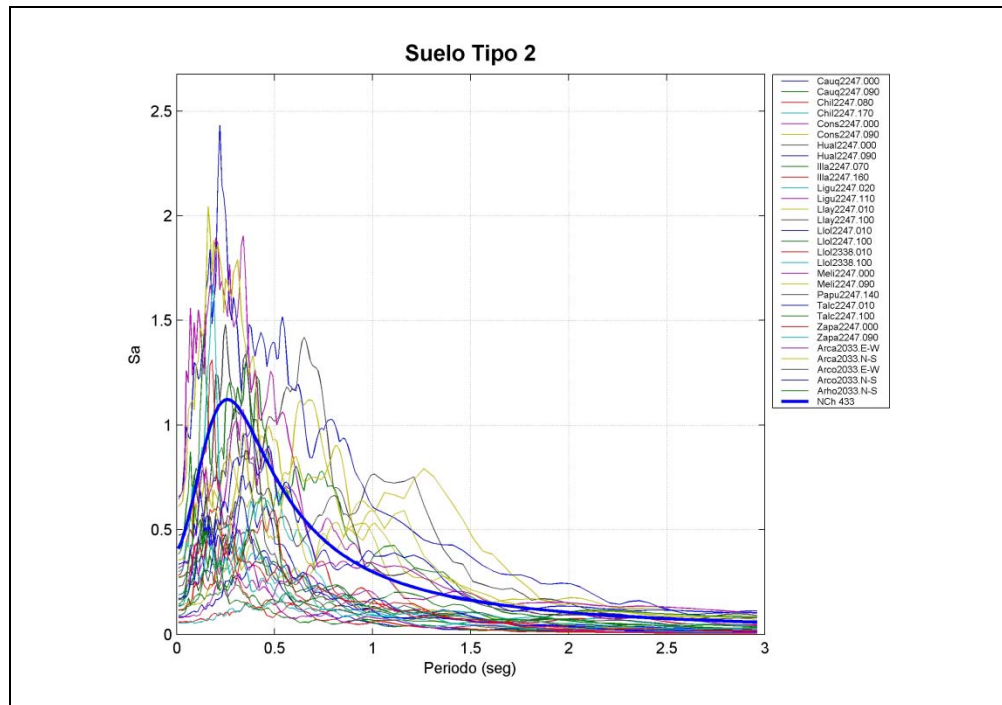


Figura 12.18 Espectro de Respuesta de Aceleración Absoluta para Varios Sismo Chilenos comparado con la Norma Nacional NCh433 Of 96.

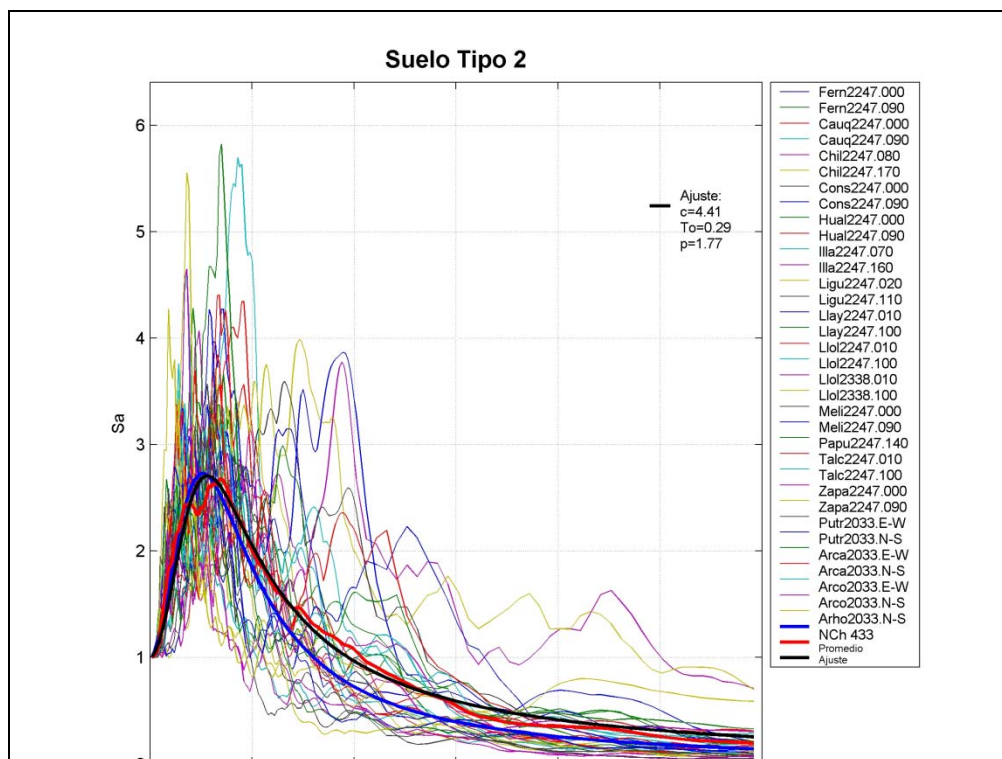


Figura 12.19 Espectro de Respuesta de Aceleración Absoluta Normalizados a PGA=1, para Varios Sismo Chilenos comparado con la Norma Nacional NCh433 Of 96

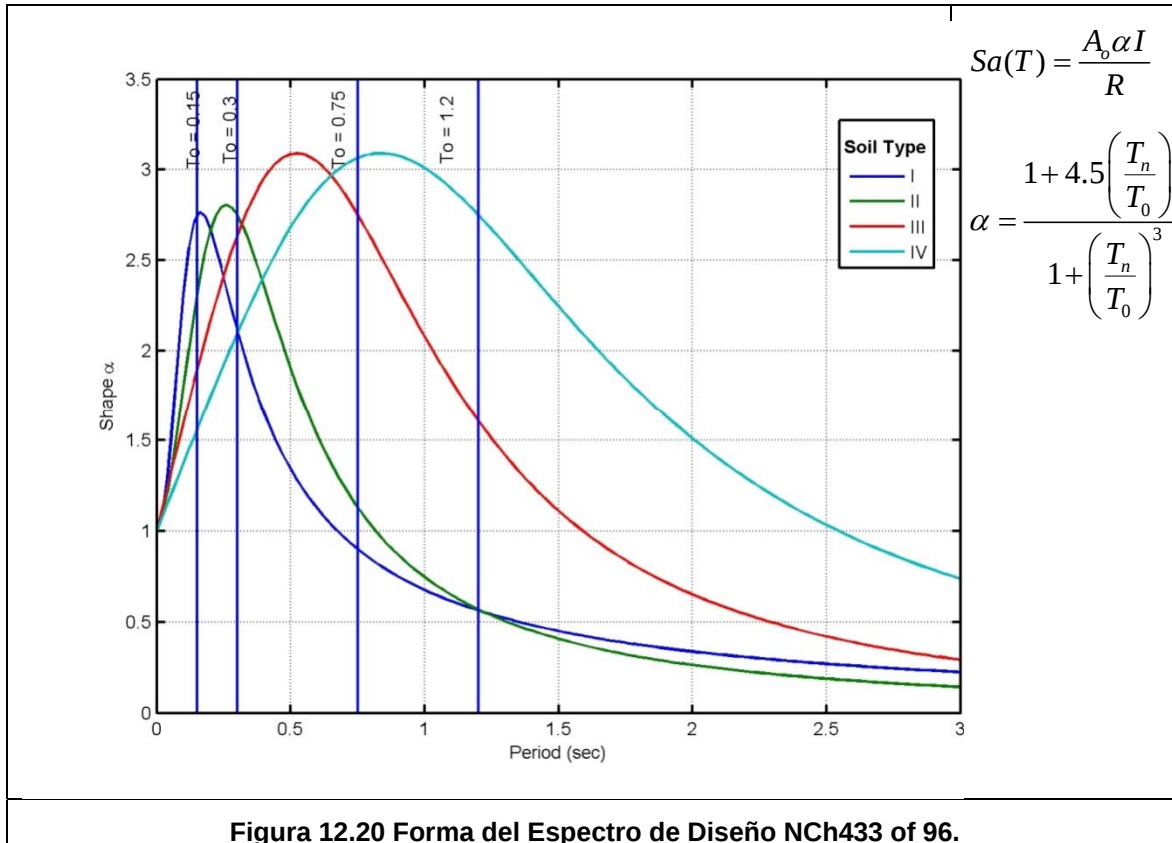


Figura 12.20 Forma del Espectro de Diseño NCh433 of 96.

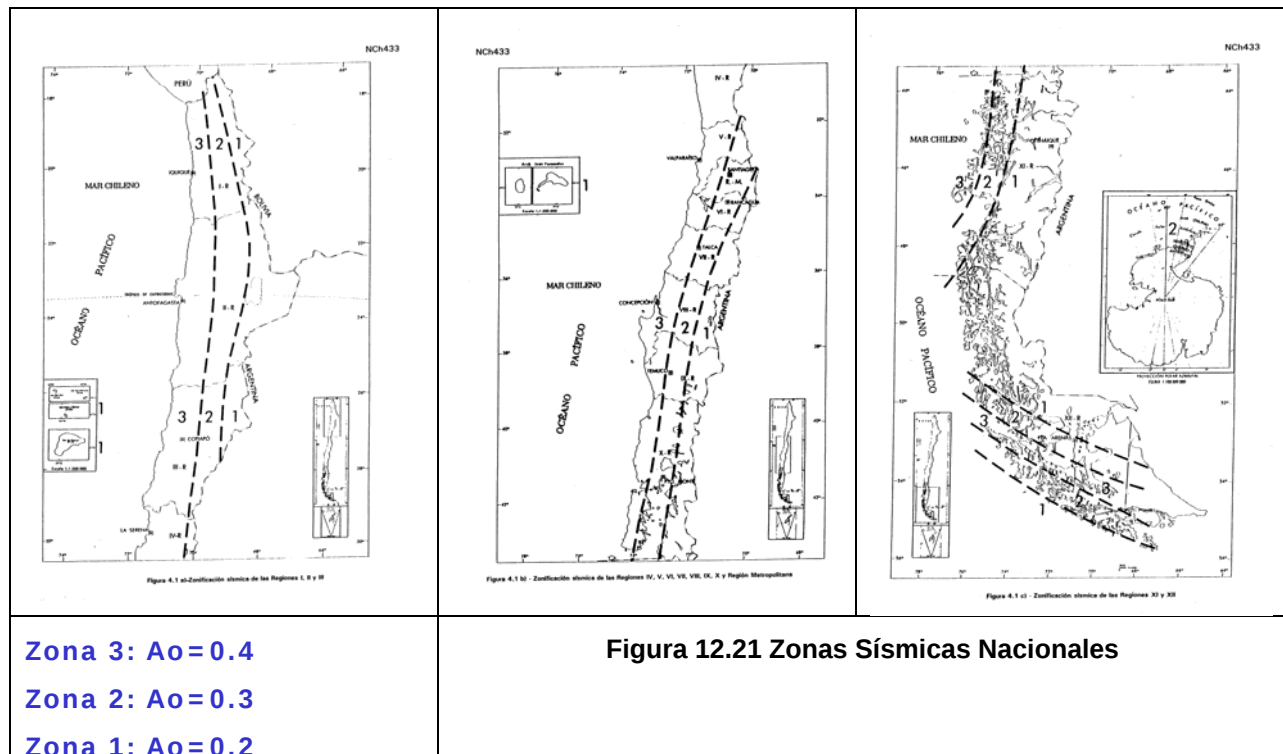


Figura 12.21 Zonas Sísmicas Nacionales

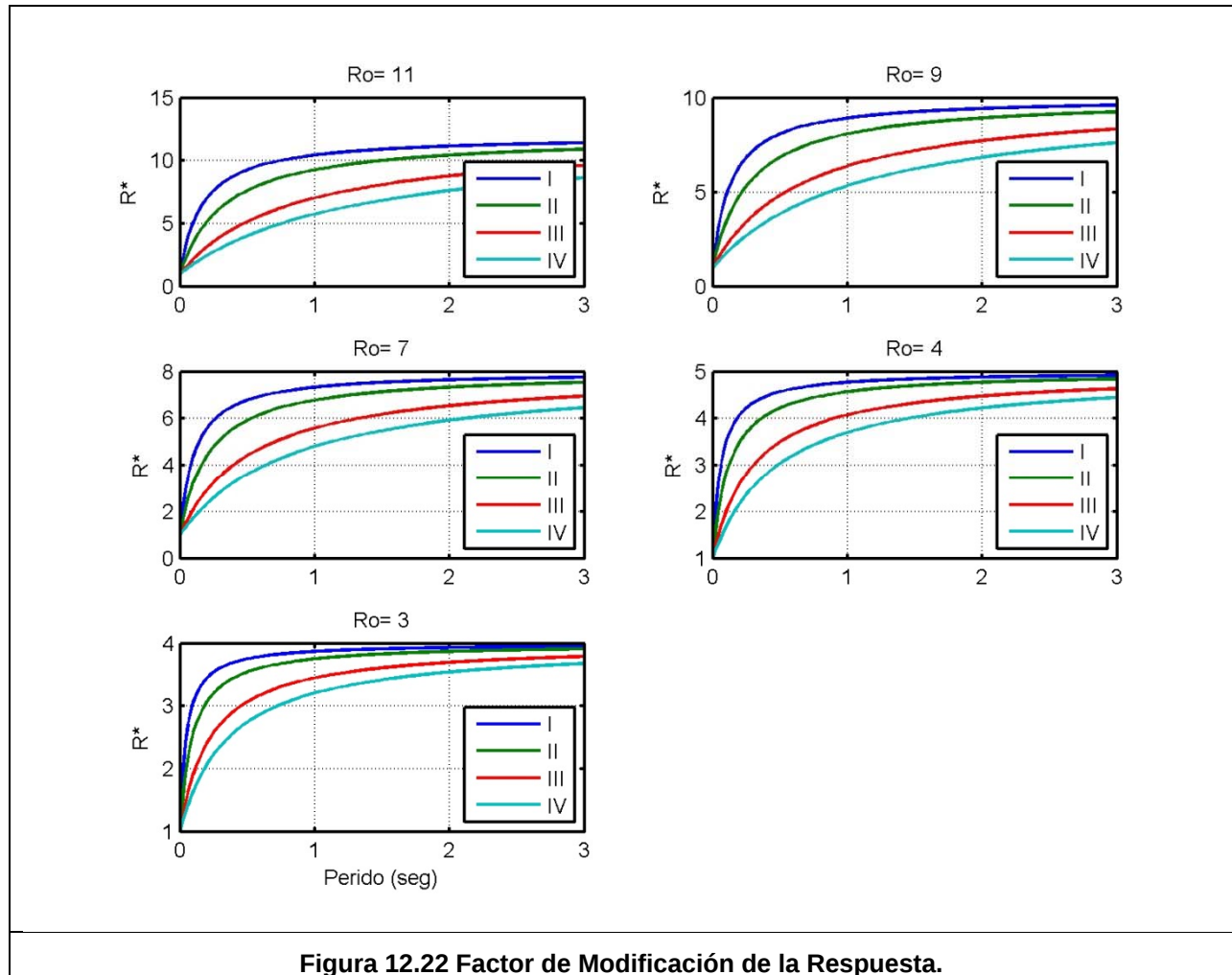


Figura 12.22 Factor de Modificación de la Respuesta.

12.7. PSEUDO ESPECTROS DE DESPLAZAMIENTO, VELOCIDAD Y ACELERACION

Se define como:

$$S_d(T, \beta) = S_d(T, \beta)$$

Para la velocidad podemos simplificar la expresión tomando en cuenta el bajo valor del amortiguamiento y suponiendo que es caótica:

$$\begin{aligned}
 \Rightarrow \dot{v}(t) &= \underbrace{\frac{\beta}{\sqrt{1-\beta^2}} \int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \sin(\omega_d(t-\tau)) d\tau}_{\approx 0} \\
 &\quad - \int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \cos(\omega_d(t-\tau)) d\tau \approx \\
 &\quad - \int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \sin(\omega_d(t-\tau)) d\tau
 \end{aligned}$$

$$\text{Y por tanto } PSv(T, \beta) = \omega S_d(T, \beta)$$

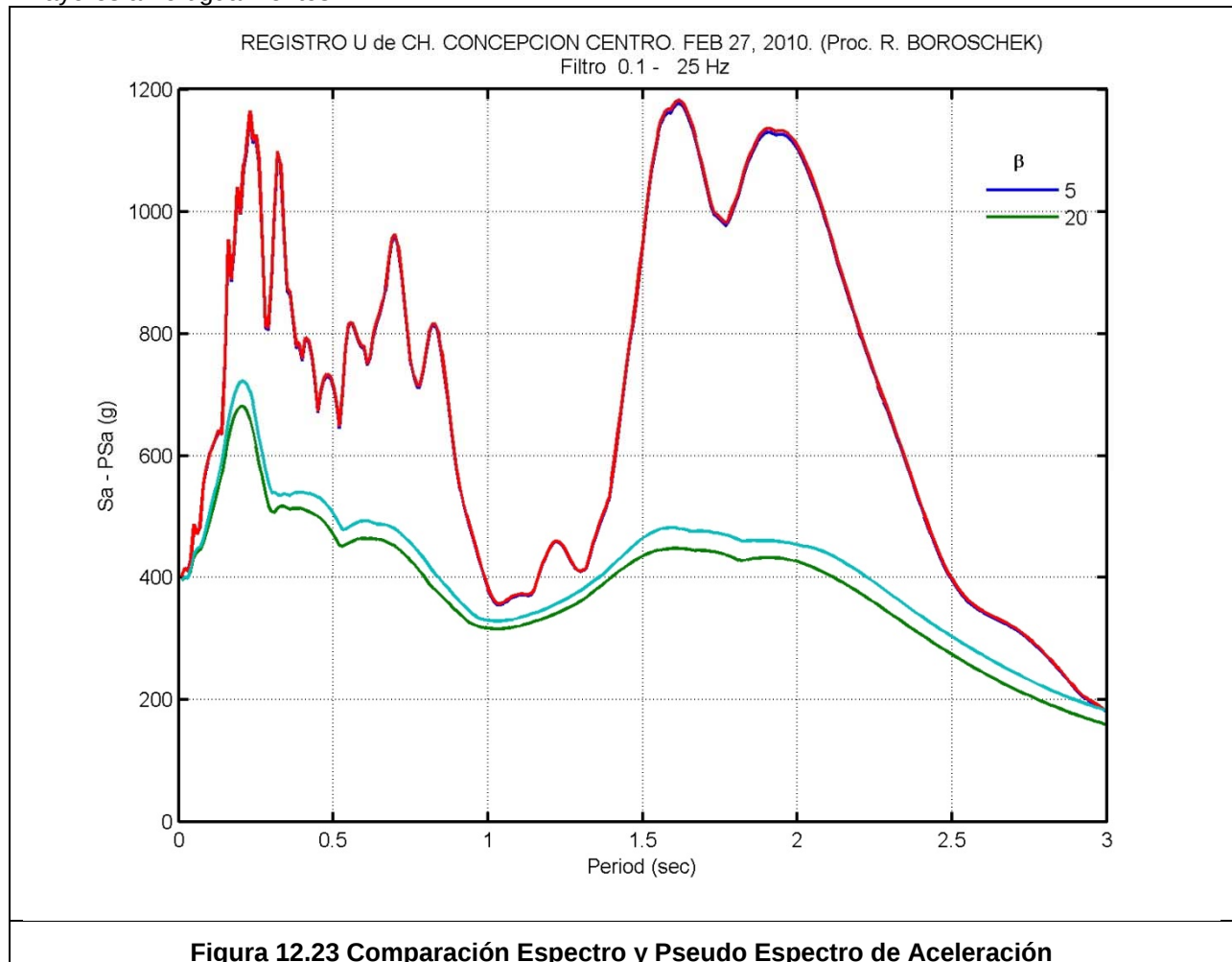
En forma similar y considerando

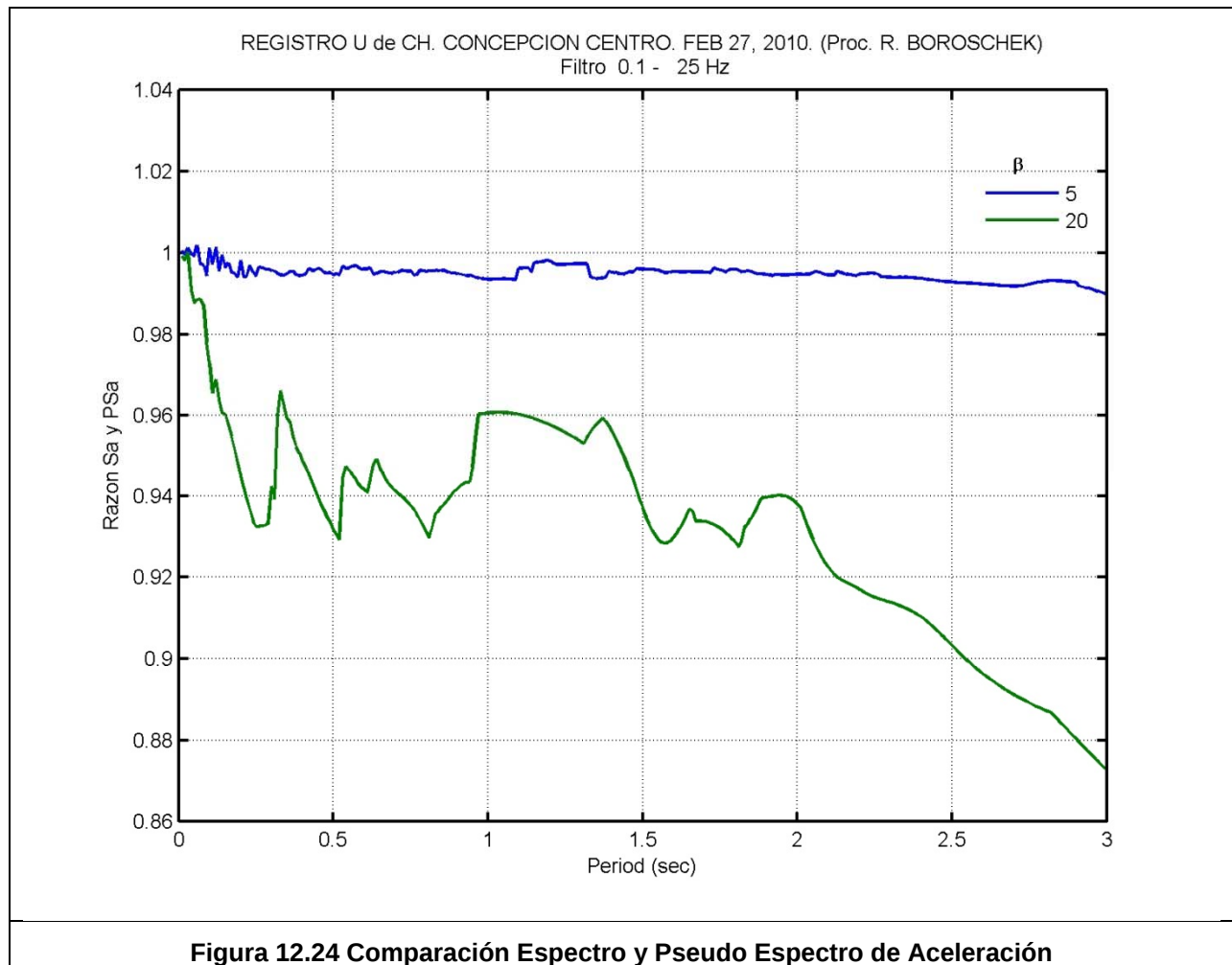
$$\ddot{v}^T(t) = \frac{-c}{m} \dot{v}(t) - \frac{k}{m} v(t)$$

$PSa(T, \beta) = \omega^2 Sd(T, \beta)$ y por tanto

$$PSa(T, \beta) = \omega PSv(T, \beta)$$

Los pseudo espectros presentan un buen comportamiento en general excepto para periodos grandes y mayores amortiguamientos.





12.8. ESPECTRO TRIPARTITA

Resume los contenidos de los pseudoespectros de desplazamientos y aceleración

Dado que:

$$PS_d = \frac{T}{2\pi} PS_v \Rightarrow \log(PS_d) = \log(T) - \log(2\pi) + \log(PS_v)$$

Entonces

$$PS_a = \frac{2\pi}{T} PS_v \Rightarrow \log(PS_a) = -\log(T) + \log(2\pi) + \log(PS_v)$$

Espectro de Respuesta

Rubén Borosc hek

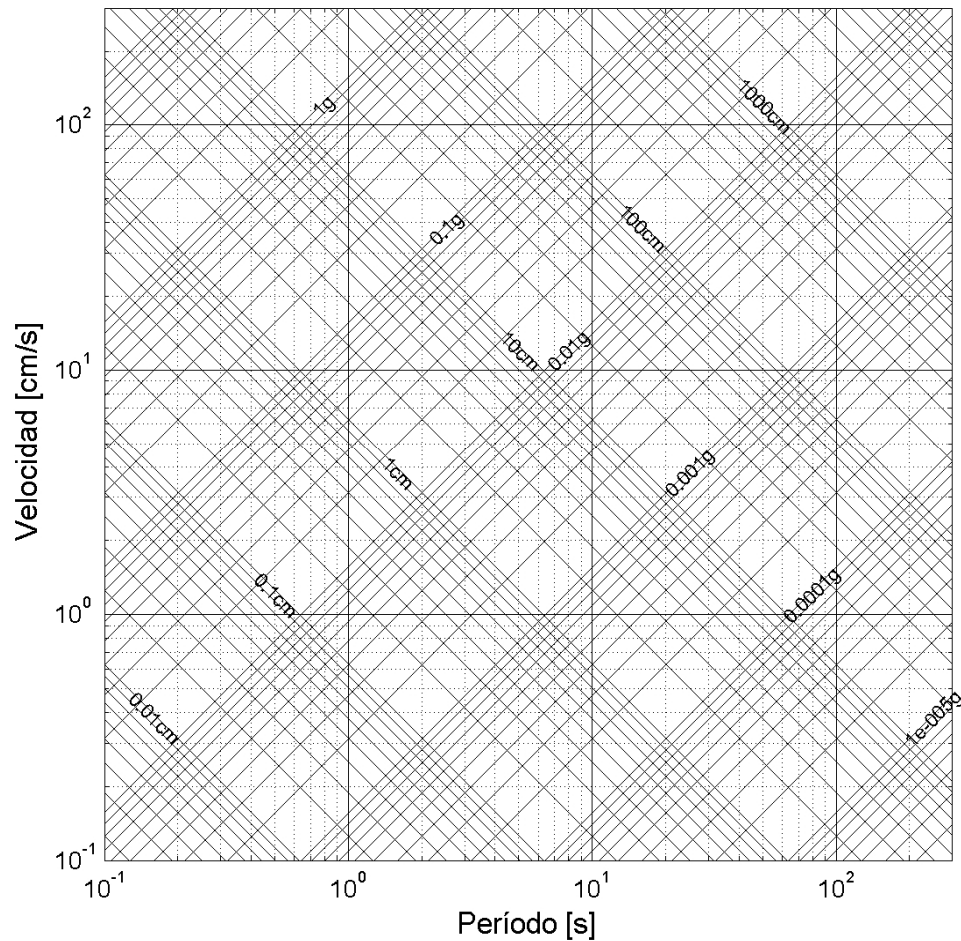


Figura 12.25 Gráfico Tripartita.

Ejemplo:

$$T_n = 1 \text{ sec}$$

$$PS_v(T_n, \beta) = 2\pi \text{ cm/s}$$

Entonces

$$\log(PS_d(T_n, \beta)) = \log(1) - \log(2\pi) + \log(2\pi)$$

$$\Rightarrow PS_d(T_n, \beta) = 1 \text{ cm}$$

$$\log(PS_a(T_n, \beta)) = \log(2\pi) - \log(T_n) + \log(PS_v(T_n, \beta))$$

$$\log(PS_a) = 2\log(2\pi)$$

$$\Rightarrow PS_a(T_n, \beta) = (2\pi)^2$$

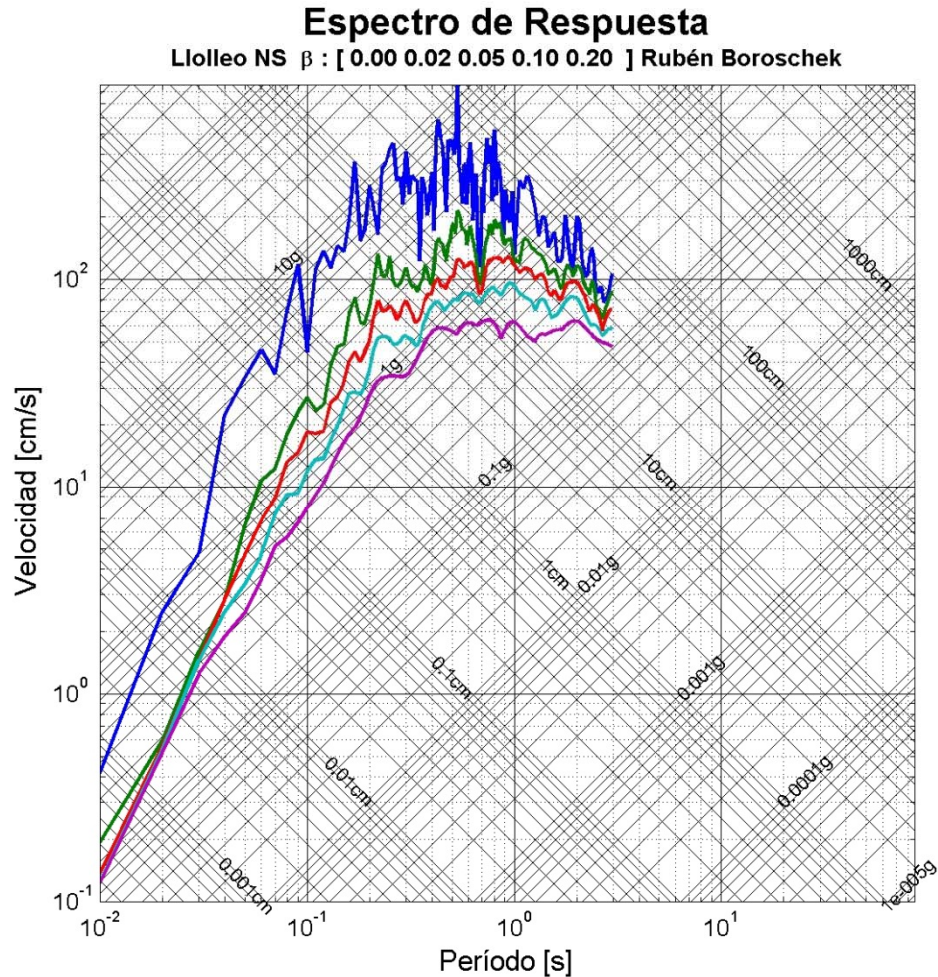


Figura 12.26 Representación Unificada en Grafico Tripartita.

12.9. OTRAS VARIABLES DE RESPUESTA SISMICA

12.9.1. Integral de Housner



George W. Housner (December 9, 1910 (Saginaw, Michigan) - November 10, 2008 (Pasadena, California))

Housner, George (1989) Interview with George W. Housner. Oral History Project, California Institute of Technology Archives, Pasadena, California.

$$\text{Integral de Housner} = SI = \frac{1}{2.4} \int_{0.1}^{2.5} Sv(T, \beta = 0.20) dT$$

La Banda de Períodos utilizada es la más frecuente en edificios. Muy sensible al amortiguamiento utilizado por tanto se recomienda utilizar 20% de razón de amortiguamiento crítico. Al usar Sv no considera comportamiento inelástico de estructuras.

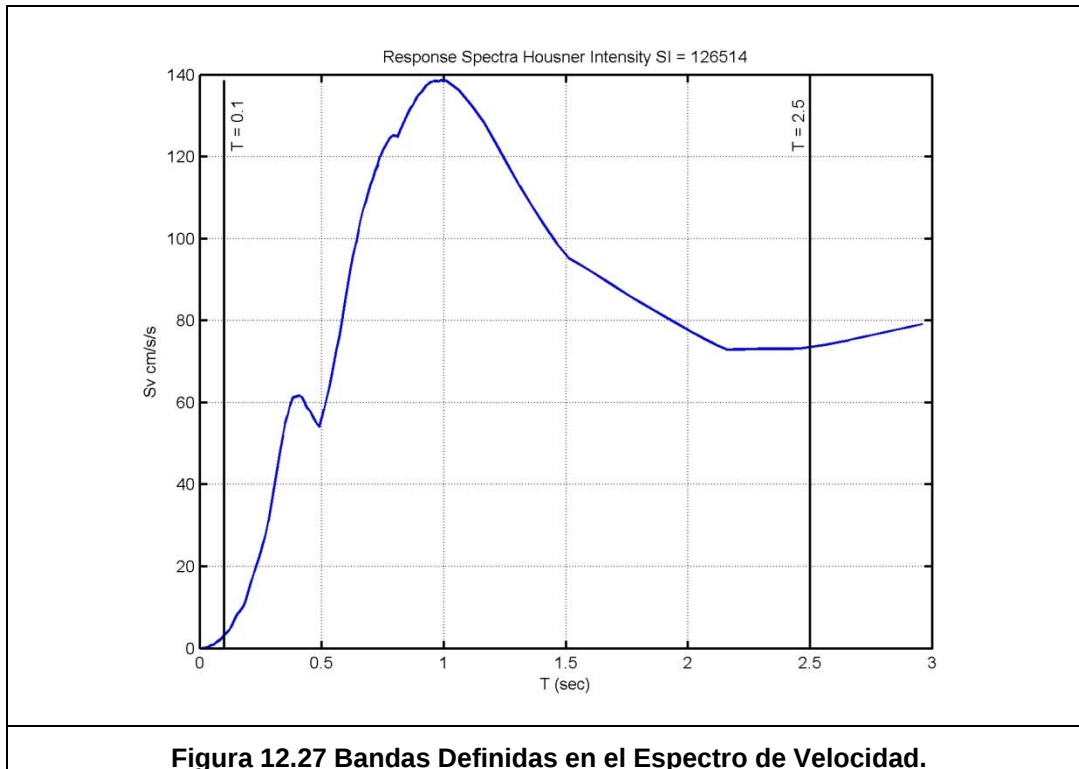


Figura 12.27 Bandas Definidas en el Espectro de Velocidad.

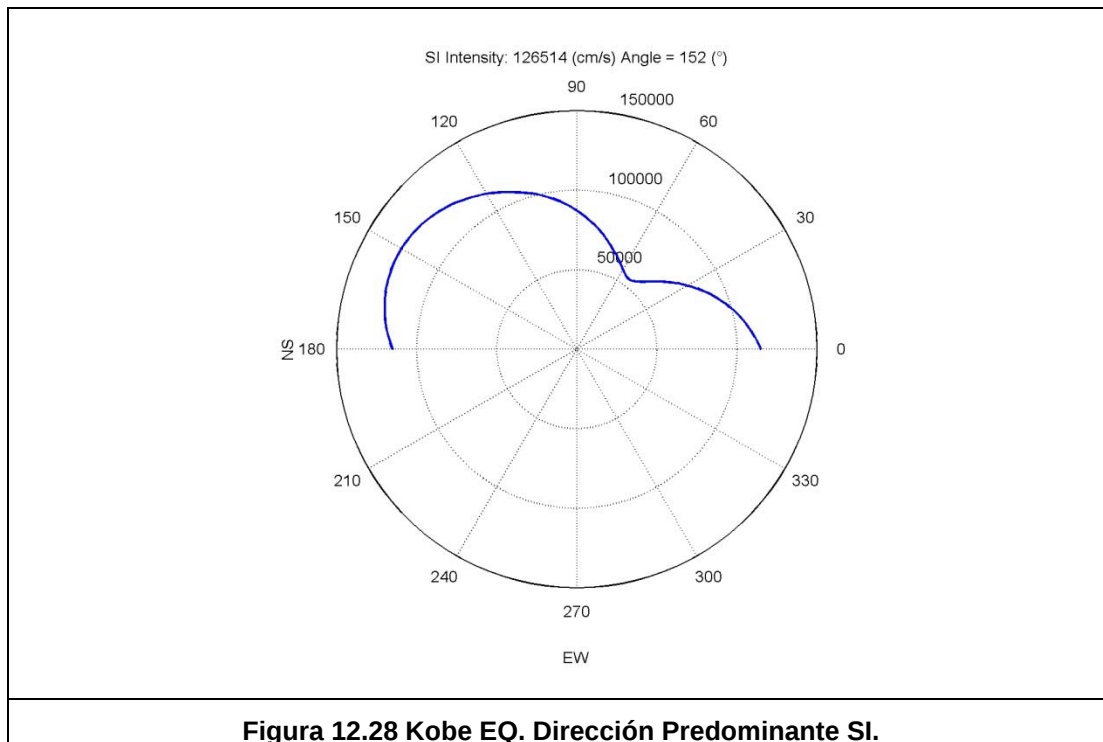


Figura 12.28 Kobe EQ. Dirección Predominante SI.

12.9.2. Relación entre Energía y Espectro de Fourier

$$v(t) = \frac{1}{\omega_D} \int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \exp(-\beta\omega(t-\tau)) \sin(\omega_D(t-\tau)) d\tau$$

Si $\beta = 0$

$$v(t) = \frac{1}{\omega} \int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \sin(\omega(t-\tau)) d\tau$$

La energía Total de 1 GDL: $E(t) = \frac{1}{2} k v^2(t) + \frac{1}{2} m \dot{v}^2(t)$

$$= \frac{1}{2} k \left(\frac{1}{\omega} \int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \sin(\omega(t-\tau)) d\tau \right)^2 + \frac{1}{2} m \left(\int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \cos(\omega(t-\tau)) d\tau \right)^2$$

$$\Rightarrow \sqrt{\frac{E(t) * 2}{m}} = \sqrt{\frac{\omega^2}{\omega^2} \left(\int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \sin(\omega(t-\tau)) d\tau \right)^2 + \left(\int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \cos(\omega(t-\tau)) d\tau \right)^2}$$

Si desarrollamos $\sin(\omega t - \omega \tau)$ y $\cos(\omega t - \omega \tau)$

$$\sin(\omega t - \omega \tau) = \sin(\omega t) \cos(\omega \tau) - \sin(\omega \tau) \cos(\omega t)$$

$$\cos(\omega t - \omega \tau) = \cos(\omega t) \cos(\omega \tau) + \sin(\omega t) \sin(\omega \tau)$$

Por tanto

$$\cos^2(\omega t - \omega \tau) + \sin^2(\omega t - \omega \tau) = \cos^2(\omega t) \cos^2(\omega \tau) + 2 \cos(\omega t) \cos(\omega \tau) \sin(\omega t) \sin(\omega \tau) + \dots$$

$$\dots + \sin^2(\omega t) \sin^2(\omega \tau) + \sin(\omega t)^2 \cos^2(\omega \tau) - 2 \sin(\omega t) \cos(\omega \tau) \sin(\omega \tau) \cos(\omega t) + \sin^2(\omega \tau) \cos^2(\omega t) =$$

$$= \cos^2(\omega \tau)^2 + \sin^2(\omega \tau)$$

$$\sqrt{\frac{2E(t)}{m}} = \left[\left(\int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \cos(\omega \tau) d\tau \right)^2 + \left(\int_0^t \ddot{v}_g(\tau) \sin(\omega \tau) d\tau \right)^2 \right]^{1/2}$$

La Transformada de Fourier de la aceleración

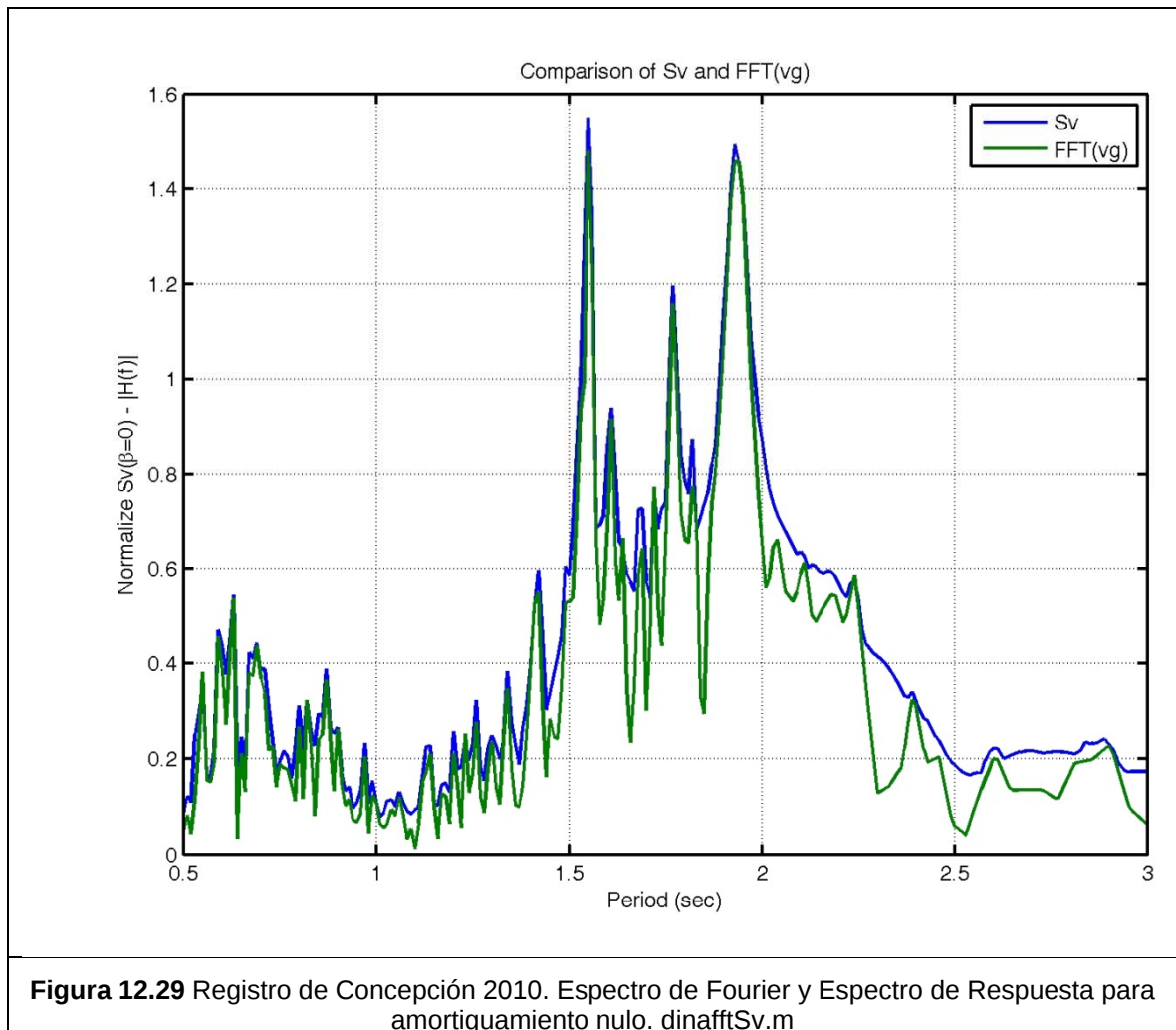
$$\mathfrak{T}\{\ddot{v}_g(t)\} = \int_{-\infty}^{\infty} \ddot{v}_g(t) \exp(-i\omega t) dt = \int_0^{\infty} \ddot{v}_g(t) \exp(-i\omega t) dt$$

$$\exp(-i\omega t) = \cos(\omega t) - i \sin(\omega t)$$

$$\Rightarrow \mathfrak{T}\{\ddot{v}_g(t)\} = \int_0^{\infty} \ddot{v}_g(t) \cos(\omega t) dt - i \int_0^{\infty} \ddot{v}_g(t) \sin(\omega t) dt$$

$$|\mathfrak{T}\{\ddot{v}_g(t)\}| = \left[\left(\int_0^{\infty} \ddot{v}_g(t) \cos(\omega t) dt \right)^2 + \left(\int_0^{\infty} \ddot{v}_g(t) \sin(\omega t) dt \right)^2 \right]^{1/2}$$

Lo anterior indica que la Transformada de Fourier es una medida de Energía al final del sismo. Máximos en el Espectro de Fourier son indicadores que gran energía se ha introducido al sistema.



Normalmente la energía máxima no ocurre al final del sismo por tanto la transformada de Fourier es siempre menor a Sv. Sin embargo es muy importante dado que el amortiguamiento es nulo que el espectro de respuesta se calcule con un gran número de ceros para incluir la respuesta libre después de terminado el registro.

Notar que la velocidad máxima del sistema se puede estimar a partir de la evolución de la energía.

$E(t_{\max}) = E_{\max}$ por tanto se puede estimar la velocidad máxima posible como

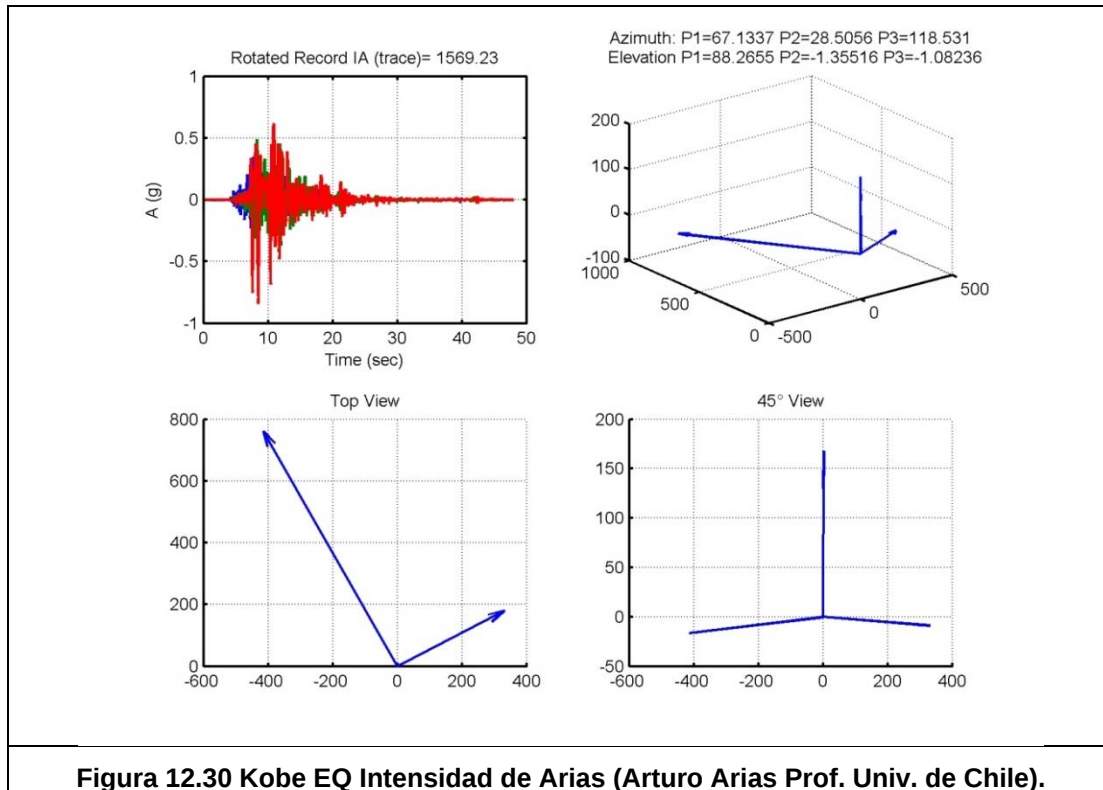
$$E_{\max} = \frac{1}{2} m \dot{v}_{\max}^2$$

$$\dot{v}_{\max} = \sqrt{\frac{2E_{\max}}{m}}$$

12.9.3. Intensidad de Arias

$$IA = \frac{\pi}{2g} \int_0^t \ddot{v}_g(t) dt \quad (\text{falta desarrollar esta ecuación})$$

Escala de medida de energía

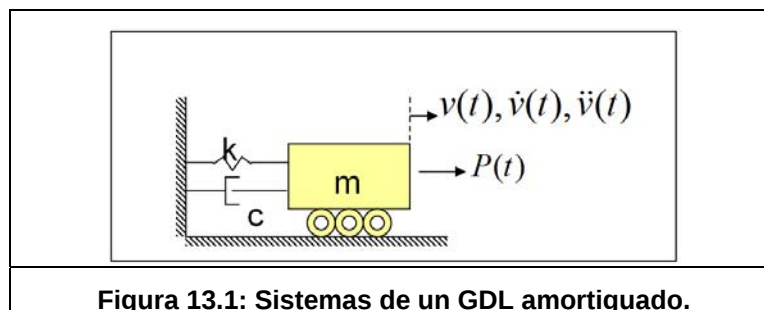


Rotated Record IA (trace)= 1569.23

I =	vect =	vals =
543.4058 -228.3716 2.1706	0.0118 0.8785 -0.4776	186.3495 0 0
-228.3716 839.0633 -15.5247	0.0279 0.4771 0.8784	0 419.3228 0
2.1706 -15.5247 186.7571	0.9995 -0.0236 -0.0189	0 0 963.5540
traza =		
1.5692e+003		

13. MÉTODO DE RAYLEIGH

13.1. BALANCE DE ENERGÍA



$$v(t) = z_0 \sin(\omega t) \quad \dot{v}(t) = z_0 \omega \cos(\omega t)$$

E. cinética $E_k(t) = \frac{1}{2} m \dot{v}(t)^2$ E. potencial $E_p(t) = \frac{1}{2} k v^2(t)$

$$E_p(t) + E_k(t) = E = cte$$

$|E_p|_{\max} = E$
 $|E_k|_{\max} = E$

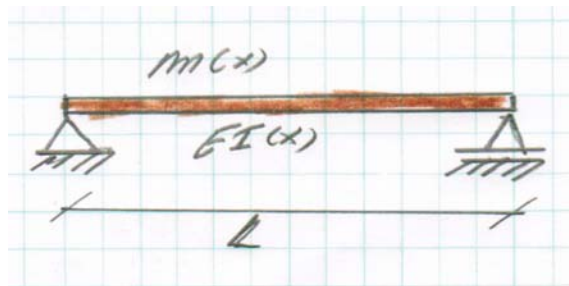
debe cumplirse pues el máximo de una se encuentra cuando la otra es cero.

$$\rightarrow \frac{1}{2} k |v|^2 = \frac{1}{2} m |\dot{v}|^2 = \frac{1}{2} m \omega^2 |v|^2$$

A partir de la energía obtenemos la frecuencia $\Rightarrow \omega^2 = \frac{k}{m}$

Este método parte de establecer para una estructura la forma de vibrar $\phi(x)$, luego

$$v(x, t) = \phi(x) y(t) = \phi(x) z_0 \sin(\omega t)$$

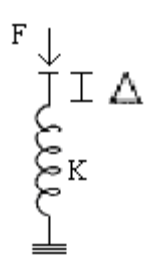


$$E_k(t) = \int_0^l \frac{1}{2} m(x) \delta x \left[\frac{\delta^2 v}{\delta t^2}(x, t) \right]^2 = \frac{1}{2} \int_0^l m(x) [\phi(x) z_0 \omega \cos(\omega t)]^2 \delta x$$

$$|E_k| = \frac{1}{2} z_0^2 \omega^2 \int_0^l \phi(x)^2 m(x) \delta x$$

Falta calcular la energía potencia:

$$E_p = \frac{1}{2} k \Delta^2$$

$E_p = \frac{1}{2} M \theta = \frac{1}{2} (k_\theta \theta) \theta = \frac{1}{2} k_\theta \theta^2$	
$E_p = \int_0^l \frac{1}{2} M(x, t) \theta(x, t) \delta x$	
$M(x, t) = EI(x) \frac{\delta^2 v}{\delta x^2}(x, t)$	
$E_p = \frac{1}{2} \int_0^l EI(x) \left[\frac{\delta^2 v}{\delta x^2}(x, t) \right]^2 \delta x$	

Remplazando el $\phi(x)$:

$$\rightarrow E_p = \frac{1}{2} \int_0^l EI(x) z_0^2 \sin^2(\omega t) [\phi''(x)]^2 \delta x$$

$$\rightarrow |E_p| = \frac{1}{2} \int_0^l EI(x) z_0^2 [\phi''(x)]^2 \delta x$$

$$|E_k| = |E_p|$$

$$\rightarrow \omega^2 = \frac{\int_0^l EI(x) [\phi''(x)]^2 \delta x}{\int_0^l m(x) [\phi(x)]^2 \delta x} = \frac{k^*}{m^*}$$

Ejemplo: viga simplemente apoyada.

Construimos ϕ como una parábola tal que cumpla las condiciones de borde en los apoyos

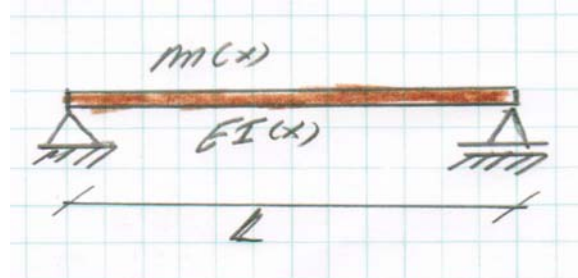
$$\phi(x) = \left(\frac{x}{L}\right) \left(1 - \frac{x}{L}\right) = \frac{x}{L} - \frac{x^2}{L^2}$$

$$\rightarrow \phi''(x) = -\frac{2}{L^2} = cte$$

$$\omega^2 = \frac{120EI}{mL^4}$$

$$EI\phi(x) = M = cte$$

$\rightarrow$ No puede ser.

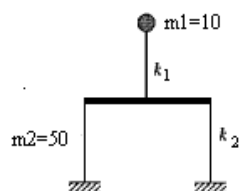


Veamos ϕ como una senoide.

$$\phi(x) = \sin\left(\frac{\pi x}{L}\right)$$

$$\phi''(x) = \left(\frac{\pi}{L}\right)^2 \sin\left(\frac{\pi x}{L}\right) \quad \omega^2 = 97.4 \frac{EI}{mL^4}$$

La frecuencia menos es la que más se acerca a la forma de vibrar real.



$$k_1 = 375$$

$$k_2 = 192$$

Nos damos un $[\phi_1] = \begin{bmatrix} 1 \\ 0.9 \end{bmatrix}$ como primer modo.

Energía Cinética

$$\begin{aligned}
 |E_k| &= \frac{1}{2} \sum m_i |\dot{v}_i|^2 = \frac{1}{2} \sum m_i \omega^2 |v_i|^2 \\
 &\rightarrow = \frac{1}{2} z_0^2 \sum m_i \{\phi_i\} \omega^2 \\
 &\rightarrow = \frac{1}{2} z_0^2 \omega^2 \left[(50 \cdot 0.9^2) + 10 \cdot 1^2 \right] = \frac{50.5}{2} z_0^2 \omega^2 \cdot 1000
 \end{aligned}$$

Energía Potencial.

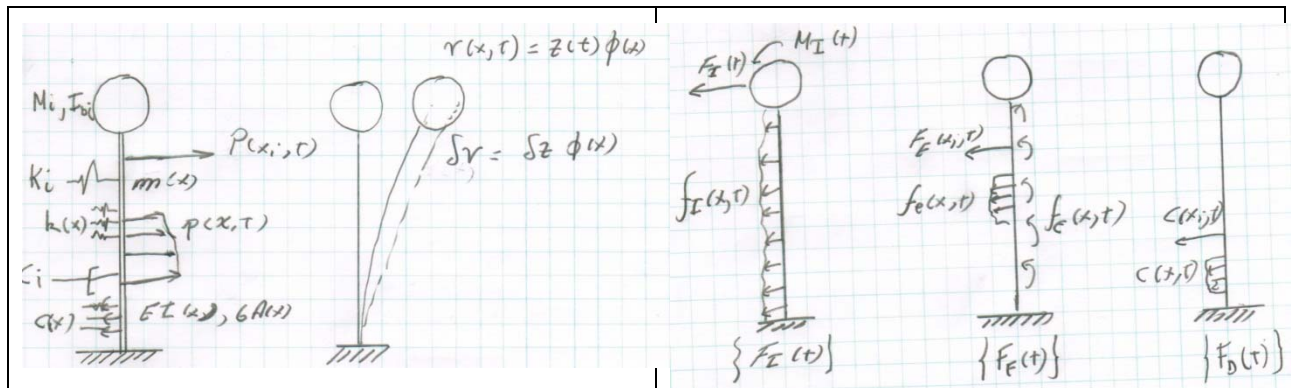
$$\begin{aligned}
 [E_v] &= \frac{1}{2} \left[\sum k_{piso i} (|v_i - v_{i-1}|)^2 \right] \\
 &\rightarrow = \frac{1}{2} z_0^2 \sum k_{piso i} (\phi_i - \phi_{i-1})^2 \\
 &\rightarrow = \frac{1}{2} z_0^2 \left[3750(1 - 0.9)^2 + 1920(0.9)^2 \right] \cdot 1000 \\
 &\rightarrow = \frac{1}{2} z_0^2 1592.7 \cdot 10^3
 \end{aligned}$$

Luego

$$\omega^2 = \frac{1592.7}{50.5} = 31.54$$

$\omega = 5.6 \text{ rad/seg}$ (para el primer modo)

13.2. COORDENADAS GENERALIZADAS



Generamos la ecuación de equilibrio dinámico a partir de una forma de vibrar mediante Desplazamientos Virtuales δv

Ecuación de trabajo:

$$\delta W = F_I(t)\delta v + F_D(t)\delta v + F_E(t)\delta v + P(t)\delta v = 0$$

$$\begin{aligned}
 &-\int_0^L m(x)\ddot{z}(t)\phi(x)\delta v dx - \sum_{n=1}^N M_n\ddot{z}(t)\phi(x_n)\delta v - \sum_{n=1}^N I_{0n}\ddot{z}(t)\phi'(x_n)\delta v' + \dots \\
 &-\int_0^L EI(x)z(t)\phi''(x)\delta v'' dx - \int_0^L k(x)z(t)\phi(x)dx\delta v - \sum_{n=1}^N k_n\phi(x_n)z(t) + \dots
 \end{aligned}$$

$$-\int_0^L c(x) \dot{z}(t) \phi(x) \delta v dx - \sum_{n=1}^N c_n \phi(x_n) \dot{z}(t) \delta v + \int_0^L p(x, t) \delta v dx = 0$$

Agrupando por variable de movimiento:

$$\begin{aligned} & -\ddot{z}(t) \left[\int_0^L m(x) \phi(x) \phi(x) \delta z dx + \sum_{n=1}^N M_n \phi(x_n) \phi(x_n) \delta z + \sum_{n=1}^N I_{0n} \phi'(x_n) \phi'(x_n) \delta z \right] + \dots \\ & -\dot{z}(t) \left[\int_0^L EI(x) \phi''(x) \phi''(x) \delta z dx - \int_0^L k(x) \phi(x) \phi(x) dx \delta z - \sum_{n=1}^N k_n \phi(x_n) \phi(x_n) \delta z \right] + \dots \\ & -\dot{z}(t) \left[\int_0^L c(x) \phi(x)^2 dx \delta z + \sum_{n=1}^N c_n \phi(x_n) \phi(x_n) \delta z \right] = - \int_0^L p(x, t) \phi(x) \delta z dx \end{aligned}$$

Así

$$m^* \ddot{z}(t) + c^* \dot{z}(t) + k^* z(t) = p^*(t)$$

Donde en general

$$m^* = \int_0^L m(x) [\phi(x)]^2 dx + \sum_{n=1}^N M_n \phi(x_n)^2 + \sum_{n=1}^N I_{0n} [\phi'(x_n)]^2$$

$$c^* = \int_0^L c(x) [\phi(x)]^2 dx + \sum_{n=1}^N c_n [\phi(x_n)]^2$$

$$k^* = \int_0^L k(x) [\phi(x)]^2 dx + \int_0^L EI(x) [\phi''(x)]^2 dx + \sum_{n=1}^N k_n [\phi(x_n)]^2$$

$$p^*(t) = \int_0^L p(x, t) \phi(x) dx + \sum_{n=1}^N p(x_n) \phi(x_n)$$

$$\gamma \omega^2 = \frac{k^*}{m^*}$$

14. SISTEMA DE N GDL

Siempre trabajamos con los GDL dinámicos. Si tenemos exceso de estáticos, debemos condensar hasta tener solo los dinámicos.

Para NGD, se tiene que en el equilibrio de fuerzas:

$$\{f_I(t)\}_{nx1} + \{f_D(t)\}_{nx1} + \{f_E(t)\}_{nx1} = \{P(t)\}$$

Donde las fuerzas elásticas, de inercia y disipación, se definen como:

$$\{f_E(t)\}_{nx1} = [K]_{nxn} \{v(t)\}_{nx1}$$

$$\{f_I(t)\}_{nx1} = [M]_{nxn} \{\ddot{v}(t)\}_{nx1}$$

$$\{f_D(t)\}_{nx1} = [C]_{nxn} \{\dot{v}(t)\}_{nxn}$$

14.1.1. Fuerza Elástica

Uno de los primeros pasos para resolver esto, es el cálculo de la matriz de rigidez, identificar los grados de libertad del sistema la matriz de masa, para esta última debemos poner preferentemente los GDL en el centro de masa.

Ejemplo:

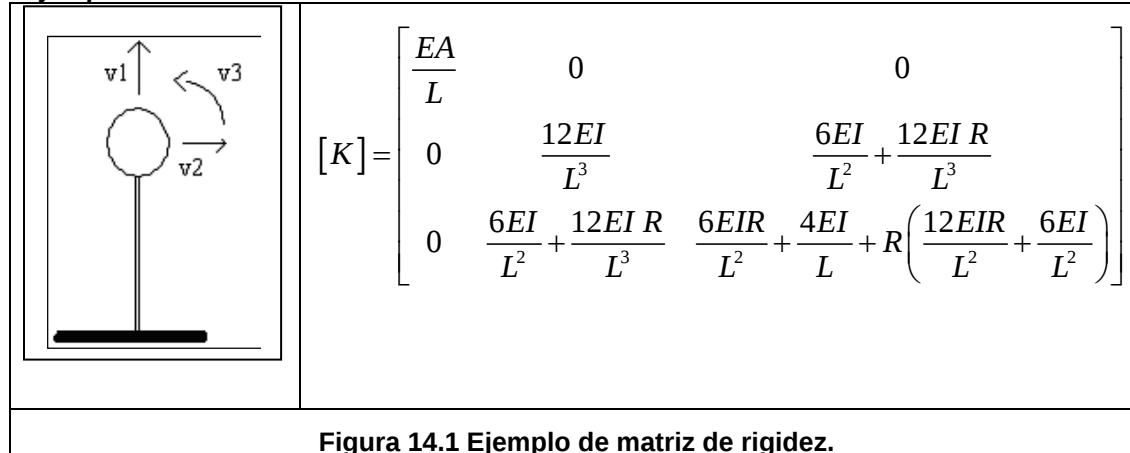
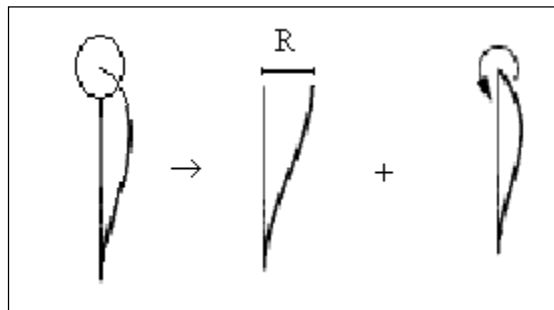


Figura 14.1 Ejemplo de matriz de rigidez.

Para K_{33} : si giro 1, se tiene



14.1.2. Fuerza Inercial

$$[M] = \begin{bmatrix} m_0 & 0 & 0 \\ 0 & m_0 & 0 \\ 0 & 0 & I_0 \end{bmatrix}$$

Cuando escogemos GDL en el centro de masa, la matriz es diagonal, lo que facilita enormemente los cálculos.

14.1.3. Disipación

$$\{f_D(t)\}_{nx1} = [C]_{nxn} \{\dot{v}(t)\}_{nx1}$$

En general no calculamos C dado que normalmente el disipador no existe.

14.2. RELACIONES BÁSICAS: RIGIDEZ, FLEXIBILIDAD Y TRABAJO

14.2.1. Condensación Estática

$$[K]\{v(t)\} = \{F_E(t)\}$$

$$\begin{bmatrix} [K_{00}] & [K_{01}] \\ [K_{10}] & [K_{11}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{v_0(t)\} \\ \{v_1(t)\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_0(t) \\ F_1(t) = 0 \end{Bmatrix}$$

$$[K_{10}]\{v_0(t)\} + [K_{11}]\{v_1(t)\} = \{F_1(t)\} = \{0\}$$

$$\{v_1(t)\} = -[K_{11}]^{-1}[K_{10}]\{v_0(t)\}$$

$$[K_{00}]\{v_0(t)\} - [K_{01}][K_{11}]^{-1}[K_{10}]\{v_0(t)\} = \{F_0(t)\}$$

$$\{[K_{00}] - [K_{01}][K_{11}]^{-1}[K_{10}]\}\{v_0(t)\} = \{F_0(t)\}$$

$$\{v(t)\} = [T]\{v_0(t)\} = \begin{bmatrix} [I] \\ -[K_{11}]^{-1}[K_{10}] \end{bmatrix} \{v_0(t)\}$$

$$[\tilde{K}] = [T]^T [K] [T]_{n \times n}$$

$[T]$, no depende del tiempo, entonces:

$$\{v(t)\} = [T]\{v_0(t)\}$$

$$\{\dot{v}(t)\} = [T]\{\dot{v}_0(t)\}$$

$$\{\ddot{v}(t)\} = [T]\{\ddot{v}_0(t)\}$$

$$[\tilde{C}] = [T]^T [C] [T]$$

$$[\tilde{M}] = [T]^T [M] [T]$$

14.2.2. Trabajo y Energía de Deformación

Matriz de flexibilidad

$$v_1 = f_{11}p_1 + f_{12}p_2 \dots f_{1n}p_n$$

$$\{v\} = [F]\{P\}$$

$$\text{Rigidez } \{P\} = [K]\{v\}$$

Energía de deformación. (V)

$$V = \frac{1}{2} \sum_i^N P_i \cdot v_i = \frac{1}{2} \{P\}^T \{v\}$$

Utilizando flexibilidad

$$V = \frac{1}{2} \{P\}^T [F] \{P\}$$

De manera alternativa utilizando matriz de rigidez

$$V = \frac{1}{2} \{P\}^T \{v\} = \frac{1}{2} \{v\}^T [K] \{v\}$$

Como la energía de deformación es positiva

$$\{v\}^T [K] \{v\} > 0$$

$$\{P\}^T [F] \{P\} > 0$$

Por tanto para v y P arbitrario $[K]$, $[F]$ son positiva definidas no singulares o invertibles. Entonces

$$\{v\} = [F] \{P\}$$

$$\{P\} = [K] \{v\}$$

$$[K]^{-1} \{P\} = [K]^{-1} [K] \{v\}$$

$$[K]^{-1} \{P\} = \{v\}$$

$$\Rightarrow [K]^{-1} = [F]$$

14.2.3. Ley de Betti

Tenemos dos sistemas de cargas 1 y 2 sobre un cuerpo

Trabajo de Carga 1 a través de desplazamientos 1. $W_{11} = \frac{1}{2} \{P_1\}^T \{v_{11}\}$

Luego se aplica carga 2 lo que genera un trabajo adicional de: $W_{22} + W_{12} = \frac{1}{2} \{P_2\}^T \{v_{22}\} + \{P_1\}^T \{v_{12}\}$

El trabajo total es: $W_{Total} = W_{11} + W_{22} + W_{12} = \frac{1}{2} \{P_1\}^T \{v_{11}\} + \frac{1}{2} \{P_2\}^T \{v_{22}\} + \{P_1\}^T \{v_{12}\}$

Si aplicamos en orden inverso:

Carga 2: $W_{22} = \frac{1}{2} \{P_2\}^T \{v_{22}\}$

Trabajo Adicional $W_{11} + W_{21} = \frac{1}{2} \{P_1\}^T \{v_{11}\} + \{P_2\}^T \{v_{21}\}$

Trabajo Total: $W_{Total} = W_{11} + W_{22} + W_{21} = \frac{1}{2} \{P_2\}^T \{v_{22}\} + \frac{1}{2} \{P_1\}^T \{v_{11}\} + \{P_2\}^T \{v_{21}\}$

Debido a que la energía de deformación es independiente de la aplicación a la carga

$$\{P_1\}^T \{v_{12}\} = \{P_2\}^T \{v_{21}\}$$

“El trabajo hecho por un grupo de fuerzas debido a las deformaciones de un segundo grupo de fuerza es igual al trabajo hecho por el segundo grupo de fuerza debido a las deformaciones del primer grupo”

14.2.4. Ecuación de Equilibrio Dinámico

Luego la ecuación característica de equilibrio, para un sistema de NGD es:

$$[M] \{\ddot{v}(t)\} + [C] \{\dot{v}(t)\} + [K] \{v(t)\} = \{P(t)\}$$

Solución a la ecuación:

Primero resolvemos para $[C] = 0$

Problema homogéneo:

$$[M]\{\ddot{v}(t)\} + [K]\{v(t)\} = \{0\}$$

Donde su solución es conocida:

$$y(t) = y_0 \sin(\omega t)$$

$$\{v(t)\}_{n \times 1} = \{\phi\}_{n \times 1} y(t) = \{\phi\}_{n \times 1} y_0 \sin(\omega t)$$

$$\{\ddot{v}(t)\} = -\omega^2 \{\phi\}_{n \times 1} y_0 \sin(\omega t)$$

Si remplazo la solución.

$$[M]\{\ddot{v}(t)\} + [K]\{v(t)\} = \{0\}$$

$$-\omega^2 [M]\{\phi\}_{n \times 1} y_0 \sin(\omega t) + [K]\{\phi\}_{n \times 1} y_0 \sin(\omega t) = \{0\}$$

$$[K]_{n \times n} - \omega^2 [M]_{n \times n} \{\phi\}_{n \times 1} = \{0\}_{n \times 1}$$

$$\det[K - \omega^2 M] = 0$$

De esta ecuación se obtiene ω_i (Valores propios.), los que representan las frecuencias de cada modo.

Problemas de valores propios

n soluciones.

n frecuencias.

n valores propios.

Ejemplo 1

$$[M] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 2 \end{bmatrix} \quad [K] = \begin{bmatrix} 2 & -2 \\ -2 & 4 \end{bmatrix}$$

$$[\phi] = \begin{bmatrix} -0.7071 & -0.7071 \\ -0.5000 & 0.5000 \end{bmatrix}$$

$$[\omega^2] = \begin{bmatrix} 0.5858 & 0 \\ 0 & 3.4142 \end{bmatrix}$$

$$\text{polcaract} = [1 \quad -4 \quad 2]$$

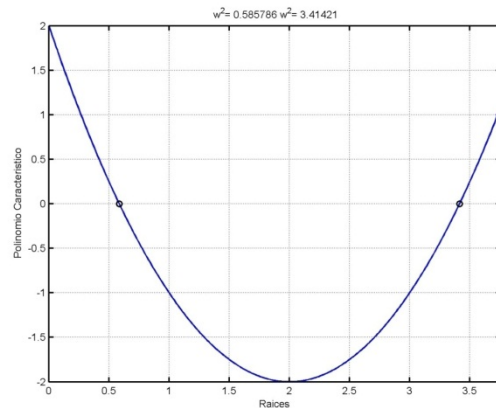


Figura 14.2 Polinomio característico 2 DOF.

Ejemplo 2

DOF: 5 $M_{Piso} = 2$ $K_{Piso} = 3$ $\beta = 0.05$

Polinomio característico:

$(1.00, -13.50, 63.00, -118.13, 75.94, -7.59)$

$$[\phi] = \begin{bmatrix} 0.4221 & 0.3879 & 0.3223 & -0.2305 & 0.1201 \\ 0.3879 & 0.1201 & -0.2305 & 0.4221 & -0.3223 \\ 0.3223 & -0.2305 & -0.3879 & -0.1201 & 0.4221 \\ 0.2305 & -0.4221 & 0.1201 & -0.3223 & -0.3879 \\ 0.1201 & -0.3223 & 0.4221 & 0.3879 & 0.2305 \end{bmatrix}$$

$$[\omega^2] = [0.1215 \quad 1.0354 \quad 2.5731 \quad 4.2462 \quad 5.5238]$$

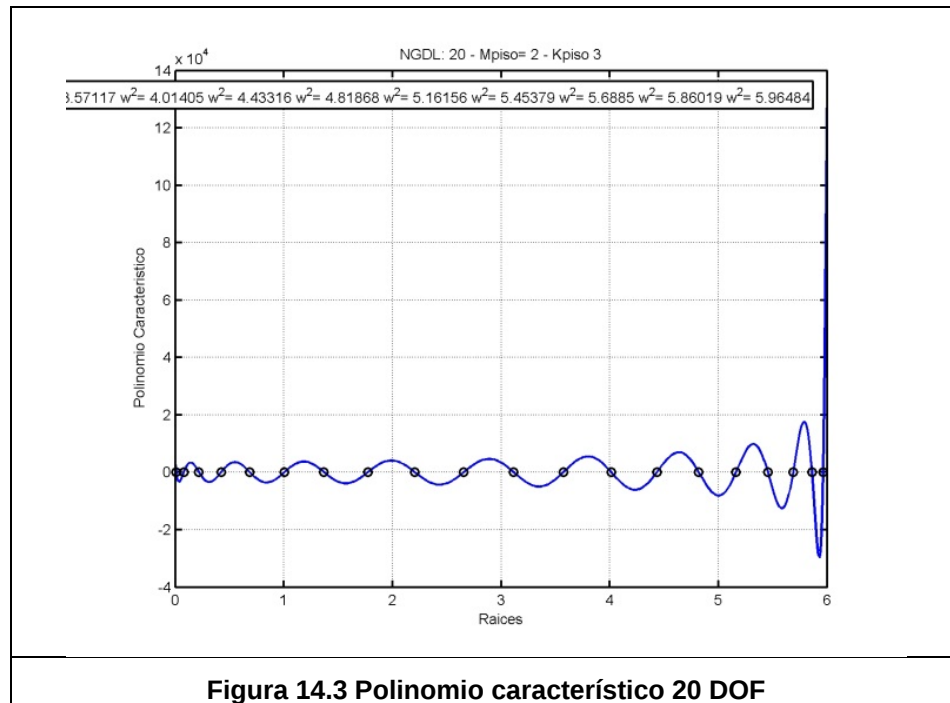
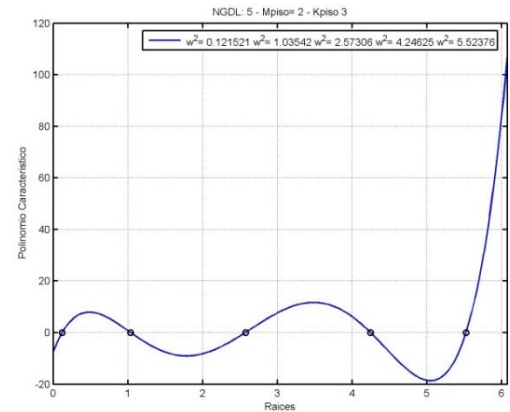


Figura 14.3 Polinomio característico 20 DOF

14.3. FORMULACION DE VALORES PROPIOS CON FLEXIBILIDAD

$$[\underline{K}] - \omega^2 [\underline{M}] \{\phi\} = \{0\}$$

$$[K]^{-1} [\underline{K}] - \omega^2 [\underline{M}] \{\phi\} = \{0\}$$

$$\begin{bmatrix} I \\ \text{nxn} \end{bmatrix} - \omega^2 [F][M] \{\phi\} = \{0\}$$

$$\left[\frac{1}{\omega^2} [I] - [F][M] \right] \{\phi\} = \{0\}$$

No es un problema simétrico por tanto es más difícil de resolver y converge a los valores mayores.

14.4. PROPIEDADES DE ORTOGONALIDAD DE MODOS

$$[[K] - \omega_i^2 [M]] \{\phi_i\} = \{0\}$$

$$\omega_i^2 [M] \{\phi_i\} = [K] \{\phi_i\}$$

Multiplicando por $\{\phi_j\}^T$

$$\underbrace{\omega_i^2 \{\phi_j\}^T}_{1 \times 1} \underbrace{[M] \{\phi_i\}}_{1 \times 1} = \underbrace{\{\phi_j\}^T}_{1 \times 1} \underbrace{[K] \{\phi_i\}}_{1 \times 1} \quad (1)$$

Consideremos la ecuación para el modo j

$$\omega_j^2 [M] \{\phi_j\} = [K] \{\phi_j\} \quad // \text{ pre-multiplicando por } \{\phi_i\}^T$$

$$\Rightarrow \omega_j^2 \{\phi_i\}^T [M] \{\phi_j\} = \{\phi_i\}^T [K] \{\phi_j\} \quad (2)$$

Restando (2) - (1)

$$\omega_j^2 \{\phi_i\}^T [M] \{\phi_j\} - \omega_i^2 \{\phi_i\}^T [M] \{\phi_j\} = 0.$$

$$(\omega_j^2 - \omega_i^2) \{\phi_i\}^T [M] \{\phi_j\} = 0$$

si $i \neq j \Rightarrow \omega_i \neq \omega_j$

$$\Rightarrow \{\phi_i\}^T [M] \{\phi_j\} = 0 \quad \text{Ortogonalidad de modos respecto a la matriz de masa [M].}$$

$$\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_j\} = \begin{cases} M_i \rightarrow i = j \\ 0 \rightarrow i \neq j \end{cases} m_i \text{ Masa modal}$$

En forma similar para la matriz de rigidez

$$\{\phi_i\}^T [K] \{\phi_j\} = \omega_j^2 \{\phi_i\}^T [M] \{\phi_j\} = 0 \text{ si } i \neq j$$

En general

$$\{\phi_i\}^T [K] \{\phi_j\} = \begin{cases} K_i \rightarrow i = j \\ 0 \rightarrow i \neq j \end{cases} k_i \text{ Rigidez modal}$$

Dado esta propiedad si consideremos las fuerzas asociadas a un modo como $[K] \{\phi_j\} = \{f_j\}$

Entonces debido a la ortogonalidad el trabajo de esas fuerzas es nulo: $\Rightarrow \{\phi_i\}^T \{f_j\} = 0$

En resumen

$$\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_j\} = \begin{cases} M_i \rightarrow i = j \\ 0 \rightarrow i \neq j \end{cases} m_i \text{ Masa modal}$$

$$\{\phi_i\}^T [K] \{\phi_j\} = \begin{cases} K_i \rightarrow i = j \\ 0 \rightarrow i \neq j \end{cases} k_i \text{ Rigidez modal}$$

14.4.1. Condiciones Adicionales de Ortogonalidad

Considerando $[K] \{\phi_n\} = \omega_n^2 [M] \{\phi_n\}$ y con $m \neq n$

Si premultiplicamos por $\{\phi_m\}^T [K] [M]^{-1}$

$$\{\phi_m\}^T [K] [M]^{-1} [K] \{\phi_n\} = \omega_n^2 \{\phi_m\}^T [K] [M]^{-1} [M] \{\phi_n\} = 0$$

$$\{\phi_m\}^T [K] [M]^{-1} [K] \{\phi_n\} = 0 \text{ que es otra regla de ortogonalidad}$$

Adicionalmente si premultiplicamos por $\{\phi_m\}^T [K] [M]^{-1} [K] [M]^{-1}$

$$\{\phi_m\}^T [K] [M]^{-1} [K] [M]^{-1} [K] \{\phi_n\} = \omega_n^2 \{\phi_m\}^T [K] [M]^{-1} [K] \{\phi_n\} \text{ y dado la regla anterior}$$

$$\{\phi_m\}^T [K] [M]^{-1} [K] [M]^{-1} \{\phi_n\} = 0$$

Otra familia es utilizar la matriz de flexibilidad: $[K]^{-1} = [F]$

Considerando $[K] \{\phi_n\} = \omega_n^2 [M] \{\phi_n\}$, con $m \neq n$ y premultiplicando por $\frac{1}{\omega_n^2} \{\phi_m\}^T [M] [F]$

$$\frac{1}{\omega_n^2} \{\phi_m\}^T [M] [F] [K] \{\phi_n\} = \frac{\omega_n^2}{\omega_n^2} \{\phi_m\}^T [M] [F] [M] \{\phi_n\}$$

De donde: $\frac{1}{\omega_n^2} \{\phi_m\}^T [M] \{\phi_n\} = \{\phi_m\}^T [M] [F] [M] \{\phi_n\}$ de donde se genera la ortogonalidad

$$\{\phi_m\}^T [M] [F] [M] \{\phi_n\} = 0$$

Ahora si premultiplicamos $[K] \{\phi_n\} = \omega_n^2 [M] \{\phi_n\}$ por $\frac{1}{\omega_n^2} \{\phi_m\}^T [M] [F] [M] [F]$

$$\frac{1}{\omega_n^2} \{\phi_m\}^T [M] [F] [M] [F] [K] \{\phi_n\} = \frac{\omega_n^2}{\omega_n^2} \{\phi_m\}^T [M] [F] [M] [F] [M] \{\phi_n\}$$

De donde: $\frac{1}{\omega_n^2} \{\phi_m\}^T [M] [F] [M] \{\phi_n\} = \{\phi_m\}^T [M] [F] [M] [F] [M] \{\phi_n\}$ y se genera la ortogonalidad

$$\{\phi_m\}^T [M] [F] [M] [F] [M] \{\phi_n\} = 0$$

Estas dos familias de propiedades ortogonales se pueden presentar mediante

$$\{\phi_m\}^T [M] \left[[M]^{-1} [K] \right]^b \{\phi_n\} = 0 \quad -\infty < b < \infty$$

$$b = 0 \quad \{\phi_m\}^T [M] \{\phi_n\} = 0$$

$$b = 1 \quad \{\phi_m\}^T [K] \{\phi_n\} = 0$$

$$b = 2 \quad \begin{aligned} \{\phi_m\}^T [M] [M]^{-1} [K] [M]^{-1} [K] \{\phi_n\} &= 0 \\ \{\phi_m\}^T [K] [M]^{-1} [K] \{\phi_n\} &= 0 \end{aligned}$$

$$b = -2 \quad \{\phi_m\}^T [M] [[K]^{-1} [M]] [[K]^{-1} [M]] \{\phi_n\}$$

$$\{\phi_m\}^T [M] [F] [M] [F] [M] \{\phi_n\} = 0$$

Estas reglas de ortogonalidad permitirán generar luego matrices de $[C]$ proporcionales.

14.5. NORMALIZACIÓN MODAL

Dado las características de diagonalidad de la matriz de masa:

$$\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\} = M_i = \sum_{j=1}^n m_j \phi_{ji}^2$$

Si normalizamos los modos talque:

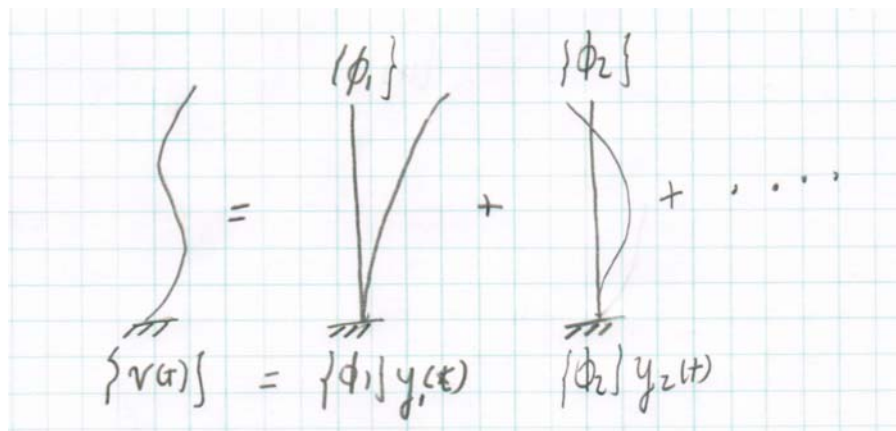
$$\{\phi'_i\} = \frac{\{\phi_i\}}{\sqrt{\sum_{j=1}^n m_j \phi_{ji}^2}}$$

$$\Rightarrow \{\phi'_i\} [M] \{\phi'_i\} = 1$$

$$\Rightarrow \omega_i^2 \{\phi'_i\} [M] \{\phi'_i\} = \{\phi'_i\}^T [K] \{\phi'_i\}$$

$$\Rightarrow \omega_i^2 = \{\phi'_i\}^T [K] \{\phi'_i\}$$

14.6. COORDENADAS MODALES



La respuesta de una estructura se puede ver como una combinación de todas sus formas de vibrar.

$$\{v(t)\} = \sum_{i=1}^n y_i(t) \{\phi_i\}$$

$$\{v(t)\} = y_1(t) \{\phi_1\} + \dots + y_i(t) \{\phi_i\} + \dots$$

$$\{\phi_i\}^T [M] \{v(t)\} = \{\phi_i\}^T [M] y_1(t) \{\phi_1\} + \dots + \{\phi_i\}^T [M] y_i(t) \{\phi_i\} + \dots$$

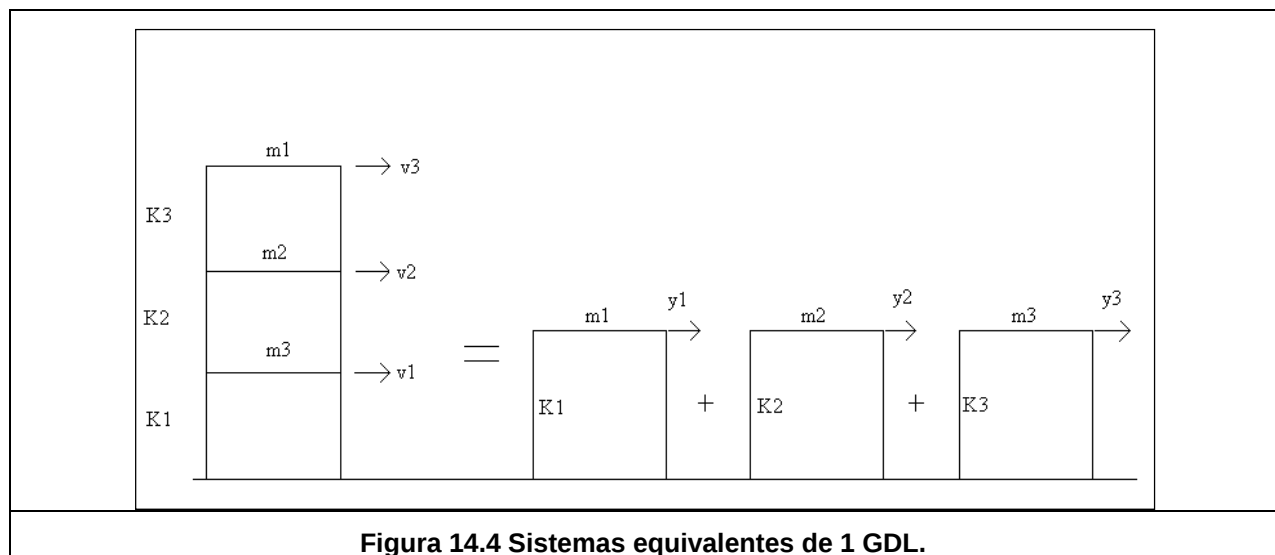
Donde por ortogonalidad todos los términos son = 0, menos $\{\phi_i\}^T [M] y_i(t) \{\phi_i\}$

$$\{\phi_i\}^T [M] \{v(t)\} = M_i y_i(t) \quad // M_i \text{ masa modal}$$

Luego

$$y_i(t) = \frac{\{\phi_i\}^T [M] \{v(t)\}}{M_i}$$

14.7. ¿CÓMO RESOLVEMOS?



$$\{v(t)\} = \sum_{i=1}^n y_i(t) \{\phi_i\}$$

$$\begin{Bmatrix} v_1(t) \\ v_2(t) \\ v_3(t) \end{Bmatrix} = \{\phi_1\} y_1(t) + \{\phi_2\} y_2(t) + \{\phi_3\} y_3(t)$$

Encontrar

$$[M] \{\ddot{v}(t)\} + [C] \{\dot{v}(t)\} + [K] \{v(t)\} = \{P(t)\}$$

Plantear problemas de valores propios sin amortiguamiento (la aproximación es muy buena)

$$[[K] - \omega_i^2 [M]] \{\phi_i\} = \{0\}$$

Encontrar todas las formas modales

$$\{\omega^2\}, [\phi]$$

Obtenemos los parámetros modales

$$M_i = \{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\} \quad K_i = \omega_i^2 M_i \quad P_i(t) = \{\phi_i\}^T \{P(t)\} \quad i = 1 \dots n$$

Encontramos las condiciones iniciales para cada forma modal.

$$y_i(0) = \frac{\{\phi_i\}^T [M] \{v(0)\}}{M_i} ; \quad \dot{y}_i(0) = \frac{\{\phi_i\}^T [M] \{\dot{v}(0)\}}{M_i}$$

Entonces se resuelve de la siguiente manera:

$$[M] \{\ddot{v}(t)\} + [C] \{\dot{v}(t)\} + [K] \{v(t)\} = \{P(t)\}$$

$$[M] \left\{ \sum_{j=1}^n \ddot{y}_j(t) \{\phi_j\} \right\} + [C] \left\{ \sum_{j=1}^n \dot{y}_j(t) \{\phi_j\} \right\} + [K] \left\{ \sum_{j=1}^n y_j(t) \{\phi_j\} \right\} = \{P(t)\}$$

Premultiplicando por $\{\phi_i\}^T$

$$\{\phi_i\}^T \left\{ [M] \left\{ \sum_{j=1}^n \ddot{y}_j(t) \{\phi_j\} \right\} + [C] \left\{ \sum_{j=1}^n \dot{y}_j(t) \{\phi_j\} \right\} + [K] \left\{ \sum_{j=1}^n y_j(t) \{\phi_j\} \right\} \right\} = \{P(t)\}$$

Y reconociendo los valores nulos debido a las propiedades de ortogonalidad, extendidas a la matriz de amortiguamiento:

$$\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\} \ddot{y}_i(t) + \{\phi_i\}^T [C] \{\phi_i\} \dot{y}_i(t) + \{\phi_i\}^T [K] \{\phi_i\} y_i(t) = \{\phi_i\}^T P_i(t)$$

Por ahora asumimos que conocemos $\beta_i \quad i=1 \dots n$ y que $\{\phi_i\}^T [C] \{\phi_i\} = C_i$

Tenemos finalmente

$$M_i \ddot{y}_i(t) + C_i \dot{y}_i(t) + K_i y_i(t) = P_i(t)$$

o

$$\ddot{y}_i(t) + 2\omega_i \beta_i \dot{y}_i(t) + \omega_i^2 y_i(t) = P_i(t) / M_i \quad i = 1 \dots n$$

Encontramos las solución: $\ddot{y}_i(t)$, $\dot{y}_i(t)$, $y_i(t)$ y la respuesta final del sistema.

$$\{v(t)\} = \sum y_i(t) \{\phi_i\} \quad \{\dot{v}(t)\} = \sum \dot{y}_i(t) \{\phi_i\} \quad \{\ddot{v}(t)\} = \sum \ddot{y}_i(t) \{\phi_i\}$$

Las fuerzas elásticas

$$\{f_E(t)\} = [K] \{v(t)\} = \sum \{f_{Ei}(t)\} = \sum [K] \{\phi_i\} y_i(t)$$

Dado el problema de valores propios

$$[K] - \omega_i^2 [M] \{\phi_i\} = \{0\}$$

$$[K] \{\phi_i\} = \omega_i^2 [M] \{\phi_i\}$$

$$\{f_E(t)\} = \sum \omega_i^2 [M] \{\phi_i\} y_i(t) = [M] \sum \omega_i^2 \{\phi_i\} y_i(t)$$

El cortante total dado por la suma de las fuerzas en cada dirección

$$Q(t) = \{1\}^T \{f_E(t)\} = \sum \omega_i^2 \{1\}^T [M] \{\phi_i\} y_i(t) = \sum \omega_i^2 L_i y_i(t)$$

Donde se define el factor de participación modal como

$$L_i = \{1\}^T [M] \{\phi_i\}$$

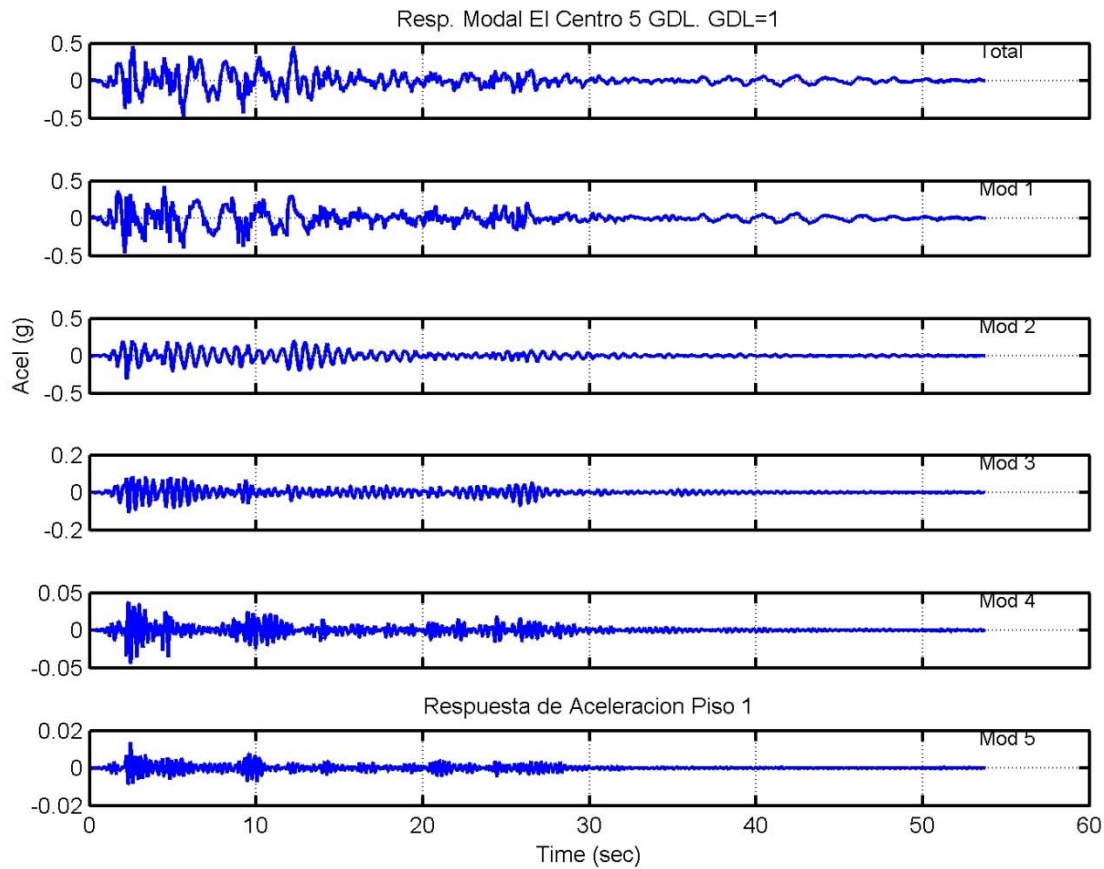


Figura 14.5 Contribución modal a respuesta total de un GDL.

(dinaRespSismoNGDLModal NGDL=5; m=100 k=12183)

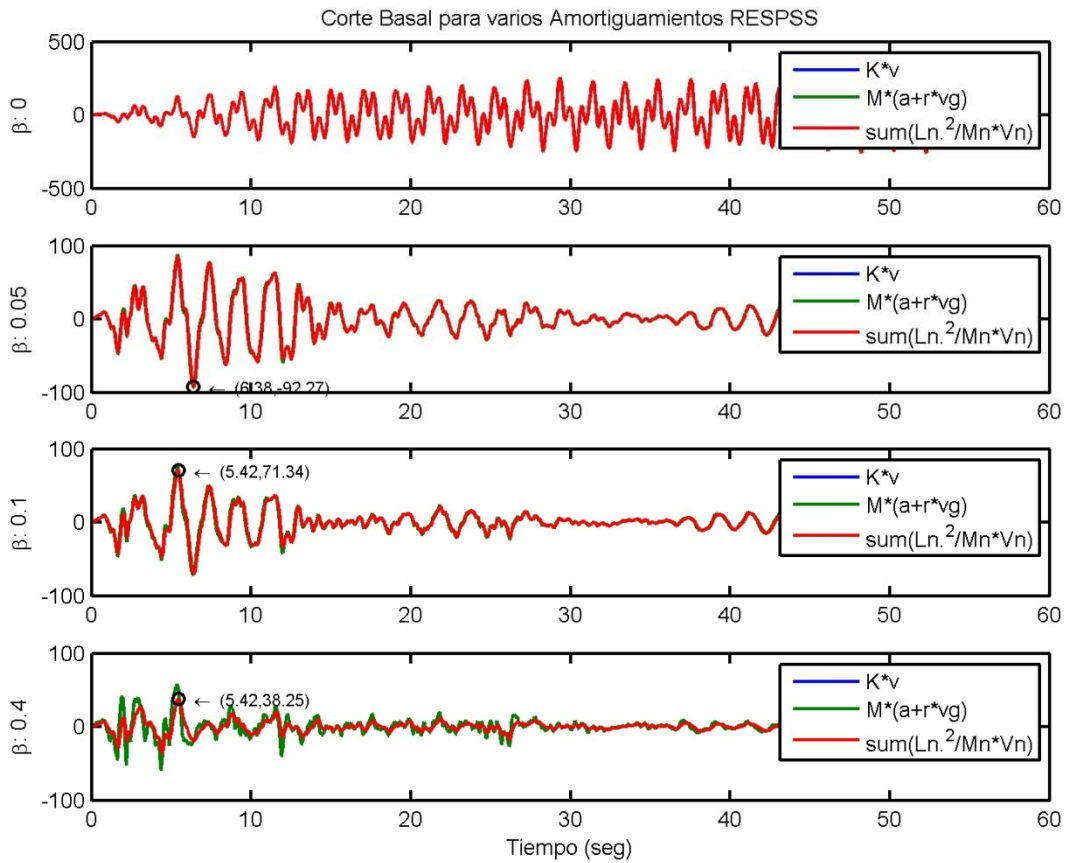


Figura 14.6 Efecto del amortiguamiento en el cálculo del borte basal. Tres formas de calcular.
 (dinaRespSismoNGDLModal NGDL=5; m=100 k=12183)

14.8. ¿COMO CALCULAMOS LA MATRIZ DE AMORTIGUAMIENTO?

Tenemos que desacoplar el problema (usando la ortogonalidad de las formas modales)

$$[M]\{\ddot{v}(t)\} + [C]\{\dot{v}(t)\} + [K]\{v(t)\} = \{P(t)\}$$

$$[M]\left\{\sum_{j=1}^n \ddot{y}_j(t)\{\phi_j\}\right\} + [C]\left\{\sum_{j=1}^n \dot{y}_j(t)\{\phi_j\}\right\} + [K]\left\{\sum_{j=1}^n y_j(t)\{\phi_j\}\right\} = \{P(t)\}$$

Premultiplicando por $\{\phi_i\}^T$

$$\{\phi_i\}^T \left\{ [M]\left\{\sum_{j=1}^n \ddot{y}_j(t)\{\phi_j\}\right\} + [C]\left\{\sum_{j=1}^n \dot{y}_j(t)\{\phi_j\}\right\} + [K]\left\{\sum_{j=1}^n y_j(t)\{\phi_j\}\right\} \right\} = \{P(t)\}$$

$$\{\phi_i\}^T [M]\{\phi_i\} \ddot{y}_i(t) + \{\phi_i\}^T [C]\left\{\sum_{j=1}^n \dot{y}_j(t)\{\phi_j\}\right\} + \{\phi_i\}^T [K]\{\phi_i\} y_i(t) = \{\phi_i\}^T P_i(t)$$

$[C]$ no es una matriz necesariamente diagonal ya que no participa en el problema de valores propios. Se puede construir una matriz proporcional de varias maneras.

14.8.1. Amortiguamiento Proporcional de Rayleigh

John William Strutt, tercer Barón de Rayleigh. (n. Essex, 12 de noviembre de 1842 - m. Witham, Essex, 30 de junio de 1919) fue un físico y profesor universitario británico galardonado con el Premio Nobel de Física en 1904. Strutt descubrió la existencia de los gases inertes principalmente el Argón y el Radón. Las primeras investigaciones de Rayleigh son en matemáticas específicamente óptica y sistemas vibratorios. Posteriormente cubrió casi todo el mundo de la física: sonido, ondas, visión del color, electrodinámica, hidrodinámica, viscosidad, etc. "Lord Rayleigh, Theory of Sound. (Dover Publications, New York, 1945), Vol. I."



Decimos que $[C]$ es combinación lineal de $[M]$ y $[K]$.

$$[C] = a[M] + b[K]$$

$$\{\phi_j\}^T [C] \{\phi_i\} = \{\phi_j\}^T \{a[M] + b[K]\} \{\phi_i\}$$

$$\{\phi_j\}^T [C] \{\phi_i\} = \begin{cases} aM_i + bK_i = C_i \rightarrow i = j \\ 0 \rightarrow i \neq j \end{cases}$$

$$C_i = aM_i + bK_i$$

$$C_{ci} = 2M_i\omega_i$$

$$\beta_i = \frac{1}{2M_i\omega_i} C_i$$

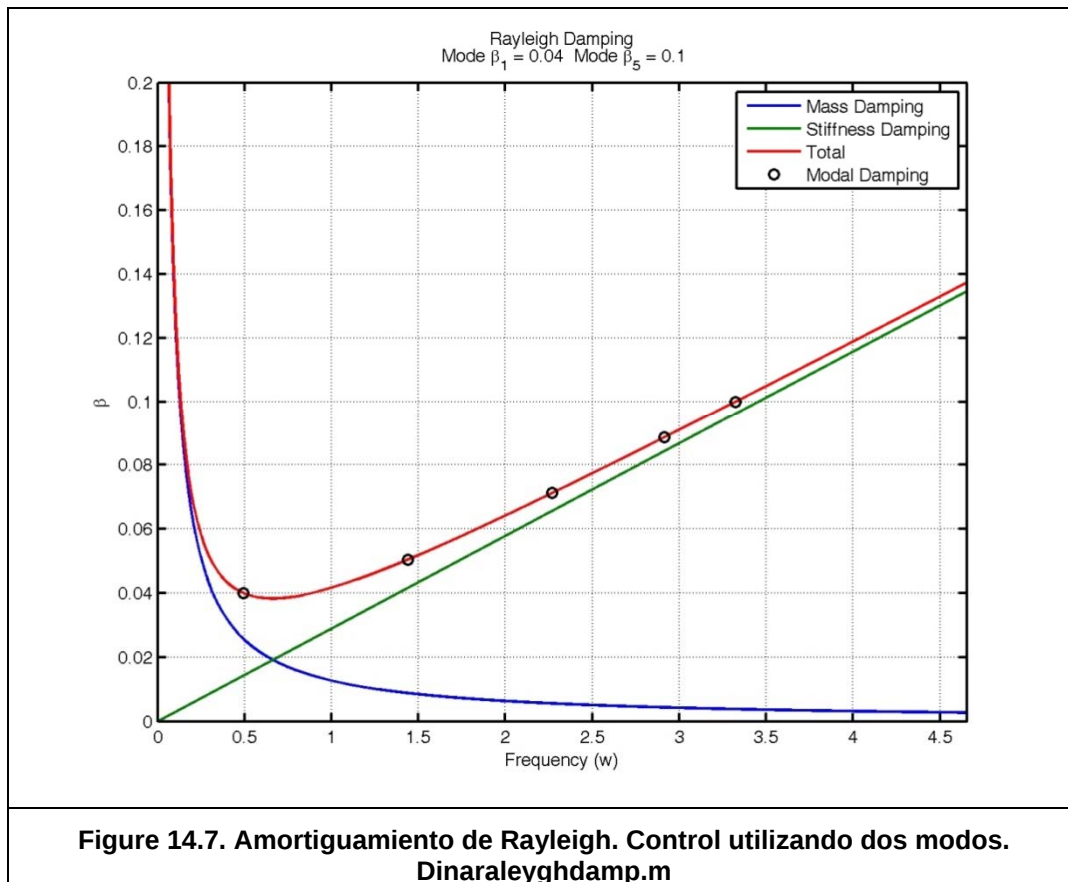
$$\beta_i = \frac{C_i}{C_{ci}} = \frac{aM_i + bK_i}{2M_i\omega_i} = \frac{1}{2\omega_i} a + \frac{b}{2} \omega_i$$

Si asumo dos β_i con los ω_i obtengo las constantes a y b

La matriz de Rayleigh tiene las mismas propiedades de ortogonalidad de $[M]$ y $[K]$, es decir:

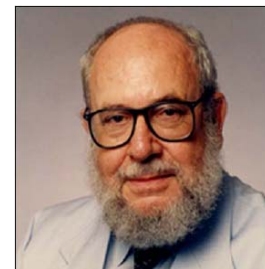
$$\beta_i = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{\omega_i} a + \omega_i b \right]$$

$$\begin{Bmatrix} \beta_i \\ \beta_j \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \frac{1}{\omega_i} & \omega_i \\ \frac{1}{\omega_j} & \omega_j \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a \\ b \end{Bmatrix}$$



14.8.2. Amortiguamiento Proporcional de Caughey

T.K. Caughey, 1927 – 2004 Profesor de Caltech. Classical normal modes in damped linear dynamic systems, J. Appl. Mech. 27 (1960) 269-271. Ver http://oralhistories.library.caltech.edu/142/01/OH_Caughey.pdf



$$[C] = \sum [C_b] = [M] \sum a_b [M]^{-1} [K]^b$$

$$\beta_i = \frac{1}{2\omega_i} \sum_b a_b \omega_i^{2b}$$

Para ajustar con b entero:

$$2 \beta \rightarrow b = 0,1$$

$$3 \beta \rightarrow b = -1,0,1$$

$$4 \beta \rightarrow b = -2,-1,0,1 \text{ o } -1,0,1,2$$

Para el caso de dos valores de amortiguamiento obtenemos el caso de Rayleigh:

$$\beta_1 = \frac{1}{2\omega_1} \sum_{b=0,1} a_b \omega_1^{2b} = \frac{1}{2\omega_1} [a_0 + a_1 \omega_1^2]$$

$$\beta_2 = \frac{1}{2\omega_2} [a_0 + a_1 \omega_2^2]$$

14.8.3. Amortiguamiento Proporcional de Penzien – Wilson

Joseph Penzien



<http://www.eeri.org/site/images/projects/oralhistory/penzien.pdf>

Si conozco todos los β_i puedo entrar un $[C]$ proporcional

Luego:

$$[\Phi]^T [C] [\Phi] = \begin{bmatrix} 2\beta_1 \omega_1 M_1 & 0 & 0 \\ 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 2\beta_n \omega_n M_n \end{bmatrix} = [\alpha]$$

Luego, se puede calcular $[C]$ como:

$$[C] = \left[[\Phi]^T \right]^{-1} [\alpha] [\Phi]^{-1}$$

Pero:

$$[M_i] = [\Phi]^T [M] [\Phi]$$

Considerando que

$$[M_i]^{-1} [M_i] = [I]$$

$$[M_i]^{-1} [\Phi]^T [M] [\Phi] = [I]$$

Post multiplicando por $[\Phi]^{-1}$

$$\left[[M_i]^{-1} [\Phi]^T [M] [\Phi] \right] [\Phi]^{-1} = [I] [\Phi]^{-1}$$

$$[M_i]^{-1} [\Phi]^T [M] = [\Phi]^{-1}$$

En forma similar

$$[M_i] [M_i]^{-1} = [I]$$

Pre multiplicando por $\left[[\Phi]^T \right]^{-1}$

Edward Wilson



<http://www.edwilson.org/>

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] [M_i]^{-1} = [I]$$

$$[M] [\Phi] [M_i]^{-1} = \left[[\Phi]^T \right]^{-1}$$

Por tanto

$$[C] = \left[[M] [\Phi] [M_i]^{-1} \right] [\alpha] \left[[M_i]^{-1} [\Phi]^T [M] \right]$$

Pero

$$[M_i]^{-1} [\alpha] [M_i]^{-1} = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \frac{2\beta_i \omega_i}{M_i} & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \text{ por tanto}$$

$$[C] = [M] \left(\sum_{i=1}^N \{ \phi_i \} \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \frac{2\beta_i \omega_i}{M_i} & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \{ \phi_i \}^T \right) [M]$$

$$[C] = [M] \left(\sum_{i=1}^N \frac{2\beta_i \omega_i}{M_i} \{ \phi_i \} \{ \phi_i \}^T \right) [M]$$

Para aquellos vectores que no se coloque amortiguamiento tendrán valor cero en la solución del problema.

Adicionalmente podemos utilizar una combinación de Rayleigh y Wilson – Penzien. Siguiendo la recomendación de Clough y Penzien. Sumamos ambos efectos. Se define el último modo al cual se le asigna un amortiguamiento ω_c , β_c y se establece Rayleigh:

$$[C] = a_c [K] \text{ de donde } a_c = \frac{2\beta_c}{\omega_c} \text{ el amortiguamiento para cualquier otra frecuencia es}$$

$$\beta_i = \frac{1}{2} a_c \omega_i = \frac{1}{2} \left(\frac{2\beta_c}{\omega_c} \right) \omega_i = \beta_c \left(\frac{\omega_i}{\omega_c} \right)$$

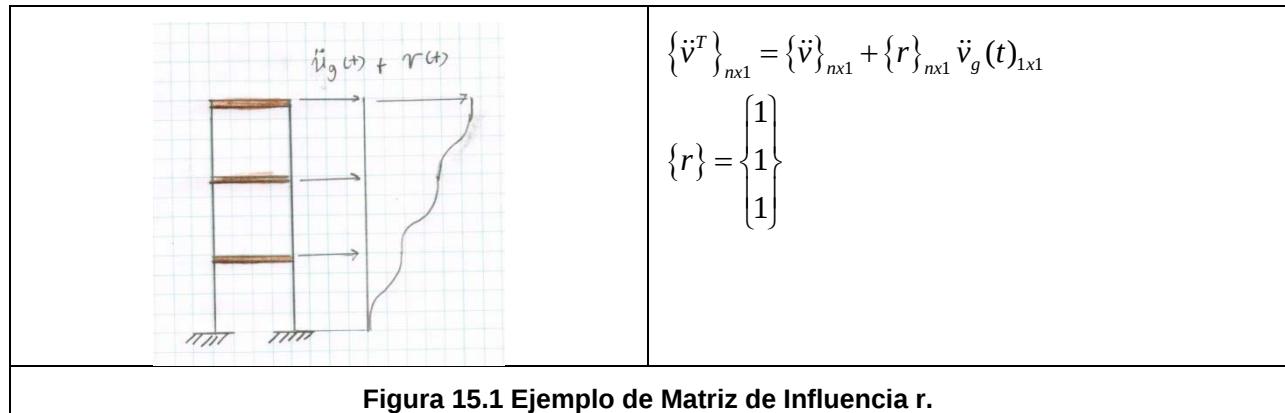
Para las frecuencias bajo ω_c se debe modificar su valor

$$\bar{\beta}_i = \beta_i - \beta_c \left(\frac{\omega_i}{\omega_c} \right)$$

Finalmente

$$[C] = a_c [K] + [M] \left(\sum_{i=1}^c \frac{2\bar{\beta}_i \omega_i}{M_i} \{ \phi_i \} \{ \phi_i \}^T \right) [M]$$

15. RESPUESTA SISMICA PARA UN SISTEMA DE VARIOS GRADOS DE LIBERTAD



$$[M]\{\ddot{v}^T(t)\} + [C]\{\dot{v}(t)\} + [K]\{v(t)\} = \{0\}$$

$$[M]\{\{\ddot{v}(t)\} + \{r\} \ddot{v}_g(t)\} + [C]\{\dot{v}(t)\} + [K]\{v(t)\} = \{0\}$$

$$[M]\{\ddot{v}(t)\} + [C]\{\dot{v}(t)\} + [K]\{v(t)\} = -[M]\{r\} \ddot{v}_g(t) = \{P_{efectivo}(t)\}$$

$$[[K] - \omega_i^2 [M]]\{\phi_i\} = \{0\}$$

$$\{\phi_i\}^T [M]\{\phi_i\} \ddot{y}_i(t) + \{\phi_i\}^T [C]\{\phi_i\} \dot{y}_i(t) + \{\phi_i\}^T [K]\{\phi_i\} y_i(t) = -\{\phi_i\}^T [M]\{r\} \ddot{v}_g(t)$$

$$M_i \ddot{y}_i(t) + C_i \dot{y}_i(t) + K_i y_i(t) = -L_i \ddot{v}_g(t) \quad i=1 \dots n$$

M_i C_i K_i : Masa, Disipación y Rigidez modal

L_i : Factor de participación modal

15.1. CASO SÍSMICO SOLUCIÓN EN EL TIEMPO

$$y_i(t) = \frac{1}{M_i \omega_{Di}} \int_0^t p_{i_eff}(\tau) e^{-\beta_i \omega_i(t-\tau)} \text{sen}(\omega_{Di}(t-\tau)) d\tau$$

$$y_i(t) = \frac{-1}{M_i \omega_{Di}} \int_0^t L_i \ddot{v}_g(\tau) e^{-\beta_i \omega_i(t-\tau)} \text{sen}(\omega_{Di}(t-\tau)) d\tau$$

$$y_i(t) = \frac{L_i}{M_i \omega_{Di}} \underbrace{\left(- \int_0^t \ddot{v}_g(\tau) e^{-\beta_i \omega_i(t-\tau)} \text{sen}(\omega_{Di}(t-\tau)) d\tau \right)}_{V_i(t) = V(t, \beta_i, \omega_i, \ddot{v}_g)}$$

$$y_i(t) = \frac{L_i}{M_i \omega_i} V(\beta_i, \omega_i, \ddot{v}_g)$$

La desplazamientos totales son la suma de los modales

$$\{v(t)\} = \sum \{\phi_i\} y_i(t) = \sum \{\phi_i\} \frac{L_i}{M_i \omega_i} V_i(t)$$

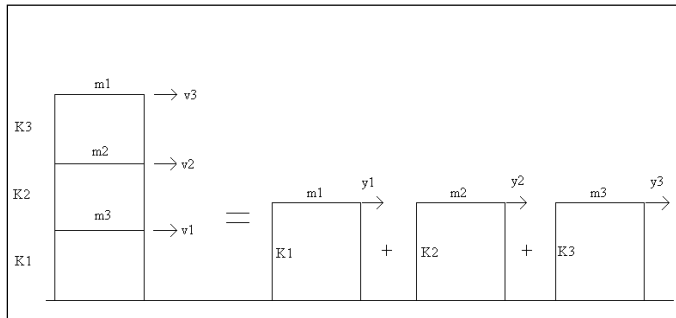
$$\{F_E(t)\} = [K] \{v(t)\} = \sum [K] \{\phi_i\} \frac{L_i}{M_i \omega_i} V_i(t)$$

$$\{F_E(t)\} = \sum [M] \{\phi_i\} \frac{\omega_i^2 L_i}{M_i \omega_i} V_i(t)$$

$$\{F_E(t)\} = \sum [M] \{\phi_i\} \frac{\omega_i L_i}{M_i} V_i(t)$$

La ventaja de esto, es que $[M]$ es diagonal y $[K]$ no.

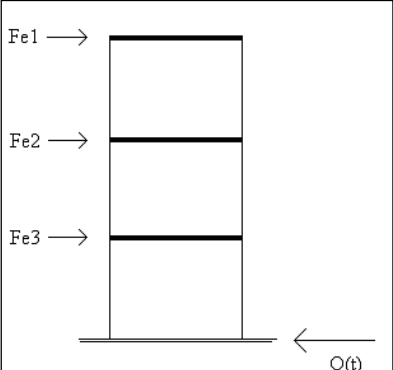
Ejemplo



Si $m = m_1 = m_2 = m_3$ y $k = k_1 = k_2 = k_3$ encontrar matriz de masa, rigidez, formas modales y factor de participación.

Repetir caso aislado asumiendo $k_1 = 0.05k$

15.1.1. Cortante Basal

	$Q(t) = \{1\}^T \{F_E(t)\}$ $\rightarrow \{1\}^T \sum [M] \{\phi_i\} \frac{L_i \omega_i}{M_i} V_i(t)$ $\rightarrow Q(t) = \sum \frac{L_i^2}{M_i} \omega_i V_i(t)$
---	---

$\frac{L_i^2}{M_i}$ Se llama masa modal efectiva

Una propiedad importante asociada a la masa modal efectiva es:

$$M_{total} = \sum_{i=1}^n \frac{L_i^2}{M_i} = \{1\}^T [M] \{1\} \quad \text{La norma exige un 90 o 95\%}$$

Demostración

Si definimos un vector unitario en forma modal

$$\{1\} = \sum \{v_i\} = [\Phi] \{Y\}$$

Cada coeficiente es:

$$y_i = \frac{\{\phi_i\}^T [M] \{v\}}{M_i} \Rightarrow M_i y_i = \{\phi_i\}^T [M] \{1\} = L_i \text{ que es el factor de participación modal.}$$

$$\Rightarrow y_i = \frac{L_i}{M_i} \text{ por tanto } [1] = [\Phi] \left\{ \frac{L_i}{M_i} \right\}$$

La masa total de la estructura es:

$$M_T = \sum \text{diag}([M]) = \{1\}^T [M] \{1\} = \{1\}^T [M] [\Phi] \left\{ \frac{L_i}{M_i} \right\}$$

$$M_T = [L_1 \dots L_n] \left\{ \frac{L_i}{M_i} \right\} = \sum_{i=1}^N \frac{L_i^2}{M_i}$$

15.1.2. Aceleración de Piso

$$[M] \{\ddot{v}^T(t)\} + [C] \{\dot{v}(t)\} + [K] \{v(t)\} = 0$$

Reordenando

$$-[M] \{\ddot{v}^T(t)\} = [C] \{\dot{v}(t)\} + [K] \{v(t)\}$$

Además

$$[K] \{\phi_i\} = \omega_i^2 [M] \{\phi_i\}$$

$$\Rightarrow [M]^{-1} [K] \{\phi_i\} = \omega_i^2 \{\phi_i\}$$

$$\text{Si } \{v(t)\} = \sum \{\phi_i\} Y_i(t)$$

$$-[M] \{\ddot{v}^T(t)\} = \sum [C] \{\phi_i\} \dot{y}_i(t) + \sum [K] \{\phi_i\} y_i(t)$$

Usando amortiguamiento Rayleigh e identidad de valores propios:

$$-[M] \{\ddot{v}^T(t)\} = \sum (a [M] \{\phi_i\} \dot{y}_i(t) + b [K] \{\phi_i\} \dot{y}_i(t)) + \sum \omega_i^2 [M] \{\phi_i\} y_i(t)$$

Premultiplicando por $[M]^{-1}$

$$-\{\ddot{v}^T(t)\} = \sum (a \{\phi_i\} \dot{y}_i(t) + \omega_i^2 b \{\phi_i\} \dot{y}_i(t)) + \sum \omega_i^2 \{\phi_i\} y_i(t)$$

Pero

$$C_i = a M_i + b K_i = a M_i + \omega_i^2 b M_i$$

$$C_i = (a + \omega_i^2 b) M_i$$

$$\Rightarrow \frac{C_i}{M_i} = a + \omega_i^2 b = 2\omega_i \beta_i$$

Remplazando

$$\{\ddot{v}^T(t)\} = \underbrace{\sum 2\omega_i \beta_i \{\phi_i\} \dot{y}_i(t)}_{\beta_i \ll 1 \Rightarrow \approx 0} + \sum \omega_i^2 \{\phi_i\} y_i(t)$$

$$\{\ddot{v}^T(t)\} \cong \sum \omega_i^2 \{\phi_i\} y_i(t)$$

En caso espectral el valor modal máximo es $\omega_i^2 \{\phi_i\} Sd_i = \{\phi_i\} Sa_i$. Luego se aplica la combinación correspondiente.

15.1.3. Desplazamiento de Entrepiso

$$\{v(t)\} = \sum \{\phi_i\} y_i(t)$$

$$\Delta v_j = v_j(t) - v_{j-1}(t) = \sum (\phi_{j,i} - \phi_{j-1,i}) y_i(t)$$

15.2. RESPUESTA ESPECTRAL

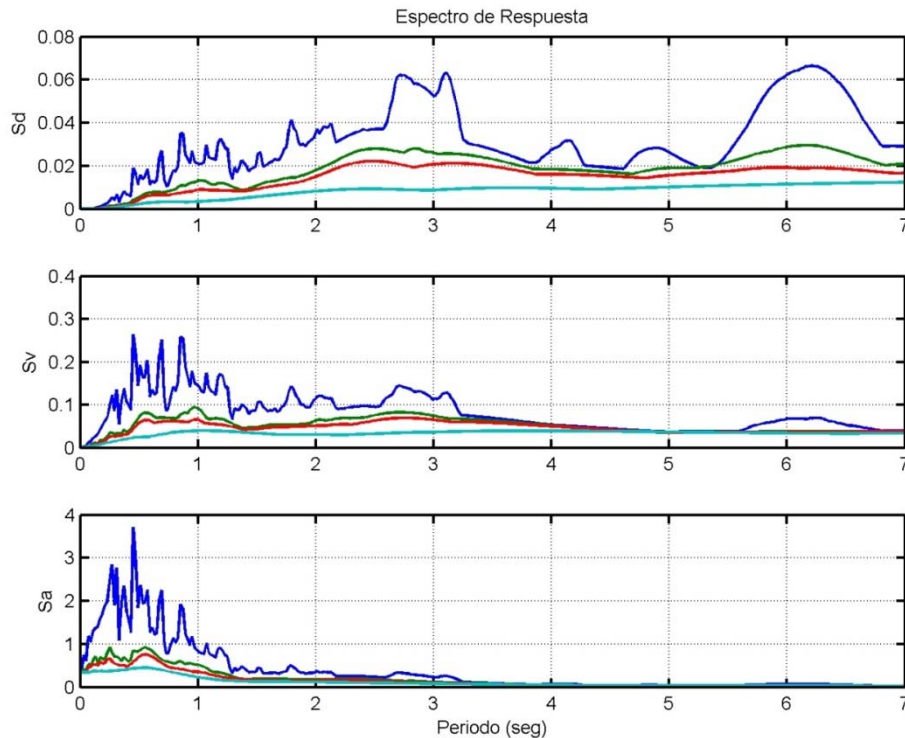


Figura 15.2 Espectros de Respuesta El Centro 1940. dinaRespSismoNGLDEspectr.m

Utilizando la respuesta modal

$$\{v(t)\} = \sum_{i=1}^{J \ll N} \{v_i(t)\} = \sum_{i=1}^{J \ll N} \{\phi_i\} y_i(t)$$

Respuesta Modal Máxima

$$y_i(t) = \frac{L_i}{M_i \omega_i} V(\beta_i, \omega_i, \ddot{v}_g)$$

$$|y_i| = \frac{L_i}{M_i} S_d(\beta_i, T_i)$$

Desplazamiento Modal Máximo

$$|v_i| = \{\phi_i\} \frac{L_i}{M_i} S_d(\beta_i, T_i)$$

Fuerza Modal Máxima

$$\{F_{Ei}(t)\} = [K] \{v_i(t)\} = [K] \{\phi_i\} \frac{L_i}{M_i \omega_i} V_i(t) = [M] \{\phi_i\} \frac{\omega_i^2 L_i}{M_i \omega_i} V_i(t)$$

Para el valor máximo $\{|F_{Ei}|\} = [M] \{\phi_i\} \frac{L_i \omega_i^2 S_d(\beta_i, T_i)}{M_i}$

$$\{|F_{Ei}|\} = [M] \{\phi_i\} \frac{L_i P S_d(\beta_i, T_i)}{M_i}$$

Desplazamiento Modal Máximo de Entrepiso Edificio de Corte

$\Delta v_{j,i} = v_{j,i}(t) - v_{j-1,i}(t) = (\phi_{j,i} - \phi_{j-1,i}) y_i(t)$ Para un edificio de corte. Esta expresión debe variarse para cada caso.

$$|\Delta v_{j,i}| = (\phi_{j,i} - \phi_{j-1,i}) \frac{L_i}{M_i \omega_i} S_d(\beta_i, T_i)$$

15.2.1. Combinación Modal

ABS

$\{|R|\} = \sum |R_i| \rightarrow$ Conservador, pues sabemos que sumando todos los máximos, nunca se va a tener respuestas mayores

SRSS: Importante esto es válido para situaciones de duraciones importantes, no impulsivas y no monofrecuenciales

$$\{|R|\} = \left(\sum |R_i|^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

NCH433 OF 72

$$\{|R|\}_{NCH1972} = \frac{1}{2} \left(\sum |R_i| + \left(\sum |R_i|^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)$$

CQC

$$|R| = \sqrt{\sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^N \rho_{ij} R_i R_j} \quad \text{CQC}$$

Donde:

Según Der Kiureghian (1981)

$$\rho_{ij} = \frac{8\sqrt{\beta_i \beta_j} (\beta_i + r \beta_j) r^{3/2}}{(1-r^2)^2 + 4\beta_i \beta_j r (1+r^2) + 4(\beta_i^2 + \beta_j^2) r^2} \quad \text{con } r = \frac{T_i}{T_j}$$

Para amortiguamientos iguales:

$$\rho_{ij} = \frac{8\beta^2 (1+r) r^{3/2}}{(1-r^2)^2 + 4\beta^2 r (1+r)^2}$$

En la norma Chilena NCh433 que es lo misma anterior dividida por $(1+r)$

$$\rho_{ij} = \frac{8\beta^2 r^{3/2}}{(1+r)(1-r)^2 + 4\beta^2 r (1+r)}$$

Rosembueth y Elorduy (~1969) propuso una solución intuitiva similar.

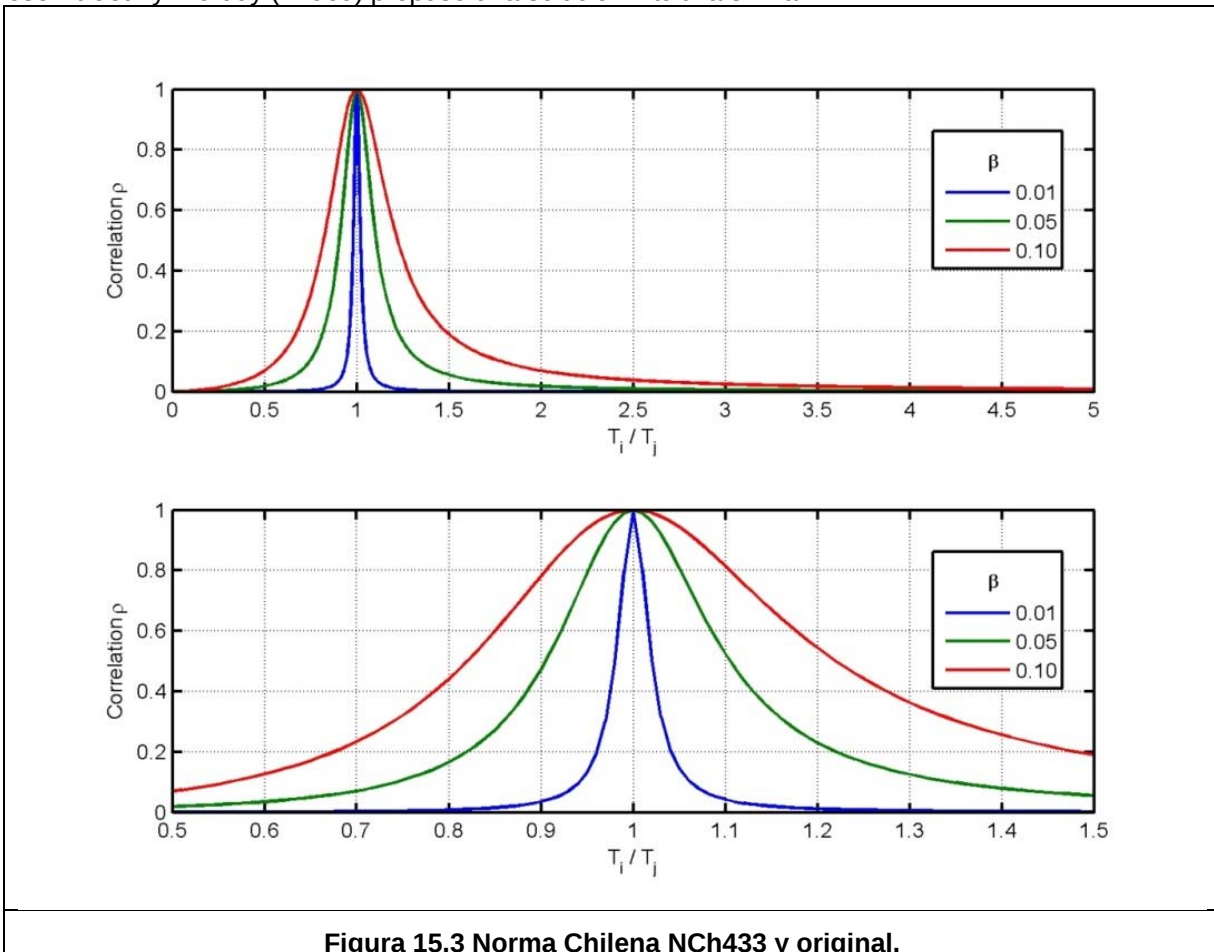


Figura 15.3 Norma Chilena NCh433 y original.

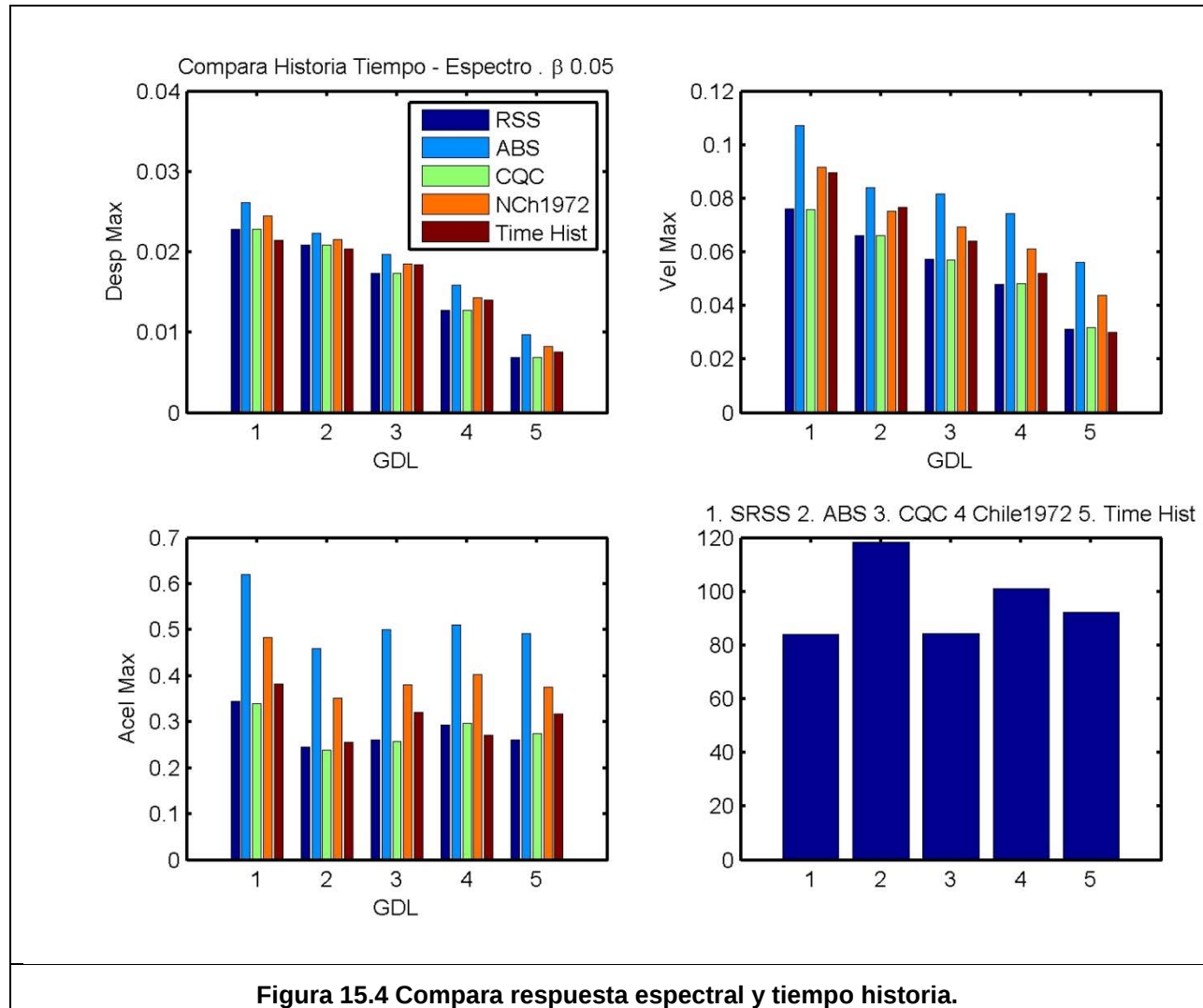
Ejemplo

EQ: El Centro; NGDL= 5 m=100; k=12183; beta=0.05;

M =	K =	C =
100 0 0 0 0	12183 -12183 0 0 0	94.6621 -55.1846 -12.2270 -4.8649 -1.8935
0 100 0 0 0	-12183 24366 -12183 0 0	-55.1846 137.6197 -47.8225 -9.2556 -2.9714
0 0 100 0 0	0 -12183 24366 -12183 0	-12.2270 -47.8225 140.5910 -45.9290 -7.3622
0 0 0 100 0	0 0 -12183 24366 -12183	-4.8649 -9.2556 -45.9290 142.4845 -42.9576
0 0 0 0 100	0 0 0 -12183 24366	-1.8935 -2.9714 -7.3622 -42.9576 149.8467

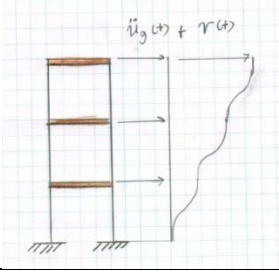
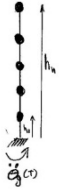
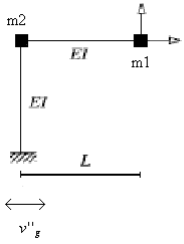
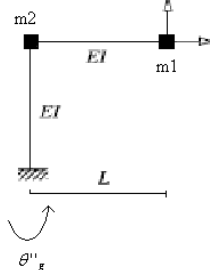
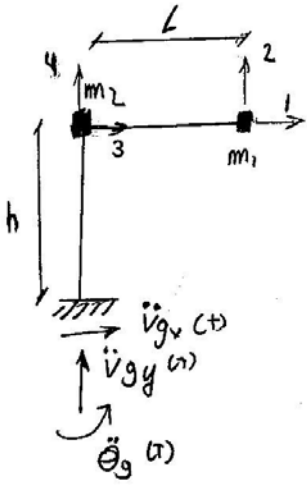
w =	T =	phi =
3.1416	2.0000	0.0597 0.0549 0.0456 -0.0326 0.0170
9.1704	0.6852	0.0549 0.0170 -0.0326 0.0597 -0.0456
14.4563	0.4346	0.0456 -0.0326 -0.0549 -0.0170 0.0597
18.5709	0.3383	0.0326 -0.0597 0.0170 -0.0456 -0.0549
21.1811	0.2966	0.0170 -0.0456 0.0597 0.0549 0.0326

SaTn =	Yn =	Ln =	Mn =
0.1787	20.9706	20.9706	1.0000
0.6502	-6.6022	-6.6022	1.0000
0.6914	3.4796	3.4796	1.0000
0.6439	1.9377	1.9377	1.0000
0.7043	0.8853	0.8853	1.0000

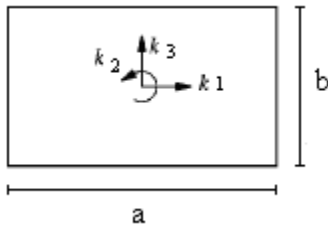


16. VECTOR DE INFLUENCIA

Para la siguiente estructura, se tiene:

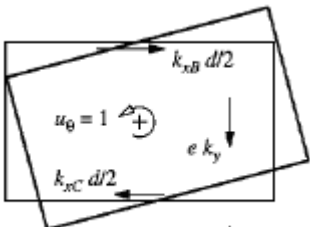
	$\{\ddot{v}^T\}_{n \times 1} = \{\ddot{v}\}_{n \times 1} + \{r\}_{n \times 1} \ddot{v}_g(t)_{1 \times 1}$ $\{r\} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{Bmatrix}$
	$r = \begin{Bmatrix} h_n \\ \vdots \\ h_1 \end{Bmatrix}$
	$[M] = \begin{bmatrix} m1 + m2 & 0 \\ 0 & m1 \end{bmatrix}$ $[F_I(t)] = [M] \{\ddot{v}^T(t)\} = [M] \{\ddot{v}(t) + \{r\} \ddot{v}_g(t)\}$ $r = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \end{Bmatrix}$
	$[M] = \begin{bmatrix} m1 + m2 & 0 \\ 0 & m1 \end{bmatrix}$ $[F_I(t)] = [M] \{\ddot{v}^T(t)\} = [M] \{\ddot{v}(t) + \{r\} \ddot{v}_g(t)\}$ $r = \begin{Bmatrix} -h \\ L \end{Bmatrix}$
	$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & & \\ & m_1 & \\ & & m_2 \\ & & & m_2 \end{bmatrix}$ $r = \begin{Bmatrix} 1 & 0 & -h \\ 0 & 1 & L \\ 1 & 0 & -h \\ 0 & 1 & 0 \end{Bmatrix} \quad \{\ddot{v}_g(t)\} = \begin{Bmatrix} \ddot{v}_{gx}(t) \\ \ddot{v}_{gy}(t) \\ \ddot{\theta}_g(t) \end{Bmatrix}$

17. TORSIÓN



$$m = \gamma ab$$

$$I_0 = \frac{1}{12} m (a^2 + b^2) [M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & mr^2 & 0 \\ 0 & 0 & m \end{bmatrix}$$

 $\{v\} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$ $k_{11} = \sum (k_{ix} * 1)$ $k_{31} = 0$ $k_{21} = -\sum (k_{xi} y_i)$	 $\{v\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{Bmatrix}$ $k_{22} = \sum (k_{xi} y_i^2 + k_{yi} x_i^2 + k_\theta)$	 $\{v\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{Bmatrix}$ $k_{33} = \sum k_{yi}$ $k_{23} = \sum k_{yi} x_i$
---	--	---

$$[K] = \begin{bmatrix} \sum k_{xi} & -\sum k_{xi} y_i & 0 \\ -\sum k_{xi} y_i & k_{22} & \sum k_{yi} x_i \\ 0 & \sum k_{yi} x_i & \sum k_{yi} \end{bmatrix}$$

$$k_x = \sum k_{xi}$$

$$k_y = \sum k_{yi}$$

$$k_\theta = \sum (k_{xi} y_i^2 + k_{yi} x_i^2 + k_\theta)$$

$$k_x e_y = \sum k_{xi} y_i$$

$$k_y e_x = \sum k_{yi} x_i$$

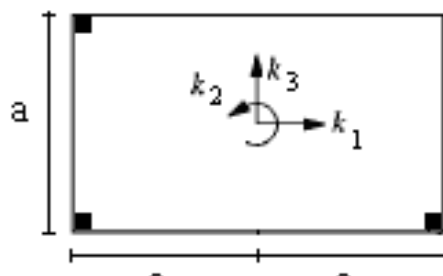
Excentricidad del centro de masa

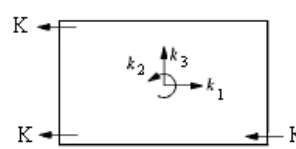
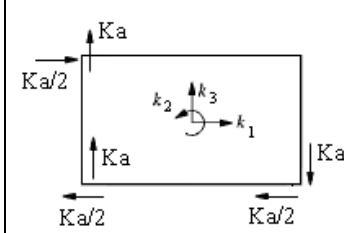
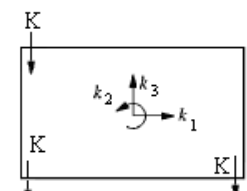
$$e_x = \frac{1}{k_y} \sum k_{yi} x_i$$

$$e_y = \frac{1}{k_x} \sum k_{xi} y_i$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_x & -e_y k_x & 0 \\ -e_y k_x & k_\theta & e_x k_y \\ 0 & e_x k_y & k_y \end{bmatrix}$$

Ejemplo:

	$[M] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & r^2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad r = \sqrt{\frac{I_0}{m}}$ $k_\theta = 0$ $k_x = k_y = k = 1$ $m = 1$ $a = 10$
---	---

$k_1 = 1$  $k_{11} = 3k$ $k_{31} = 0$ $k_{21} = k \frac{a}{2} + k \frac{a}{2} - k \frac{a}{2} = k \frac{a}{2}$	$k_2 = 1$  $k_{22} = ka^2 + k \left(\frac{a}{2} \right)^2 + ka^2 + k \left(\frac{a}{2} \right)^2 + ka^2 + k \left(\frac{a}{2} \right)^2$	$k_3 = 1$  $k_{33} = 3k$ $k_{23} = -ka$ $k_{13} = 0$
---	--	---

$$[K] = \begin{bmatrix} 3k & \frac{ak}{2} & 0 \\ \frac{ak}{2} & 3 \left(ka^2 + k \frac{a^2}{4} \right) & -ak \\ 0 & -ak & 3k \end{bmatrix}$$

$$[K] = k \begin{bmatrix} 3 & 5 & 0 \\ 5 & \frac{1500}{4} & -10 \\ 0 & -10 & 3 \end{bmatrix} \quad k = 1 \quad [M] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{100}{6} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\rightarrow T = \begin{bmatrix} 3.8 \\ 3.6 \\ 1.3 \end{bmatrix} [\Phi] = \begin{bmatrix} -0.45 & 0.89 & 0.21 \\ 0.03 & 0 & 0.87 \\ 0.9 & 0.45 & -0.43 \end{bmatrix}$$

Excentricidad

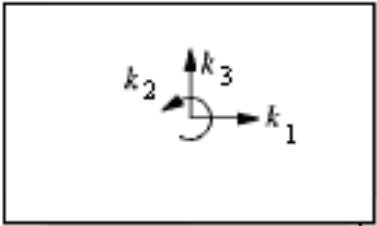
$$e_x = \frac{1}{k_y} \sum k_{yi} x_i = -\frac{ak}{3k} = -\frac{10}{3}$$

$$e_y = \frac{1}{k_x} \sum k_{xi} y_i = -\frac{k \frac{a}{2}}{3k} = -\frac{10}{6}$$

$$CR = \left(-\frac{10}{3}, -\frac{10}{6} \right).$$

Si tenemos una acción arbitraria:

$$[M] \{\ddot{v}(t)\} + [C] \{\dot{v}(t)\} + [K] \{v(t)\} = \{P(t)\}$$



$$[[K] - \omega_i^2 [M]] \{\phi_i\} = \{0\}$$

En caso de movimiento en la base:

$$\{P(t)\} = [M] [r] \begin{Bmatrix} \ddot{v}_{g1}(t) \\ \ddot{v}_{g2}(t) \\ \ddot{v}_{g3}(t) \end{Bmatrix}$$

18. SISTEMAS CONTINUOS

Se tiene el siguiente estado de cargas:

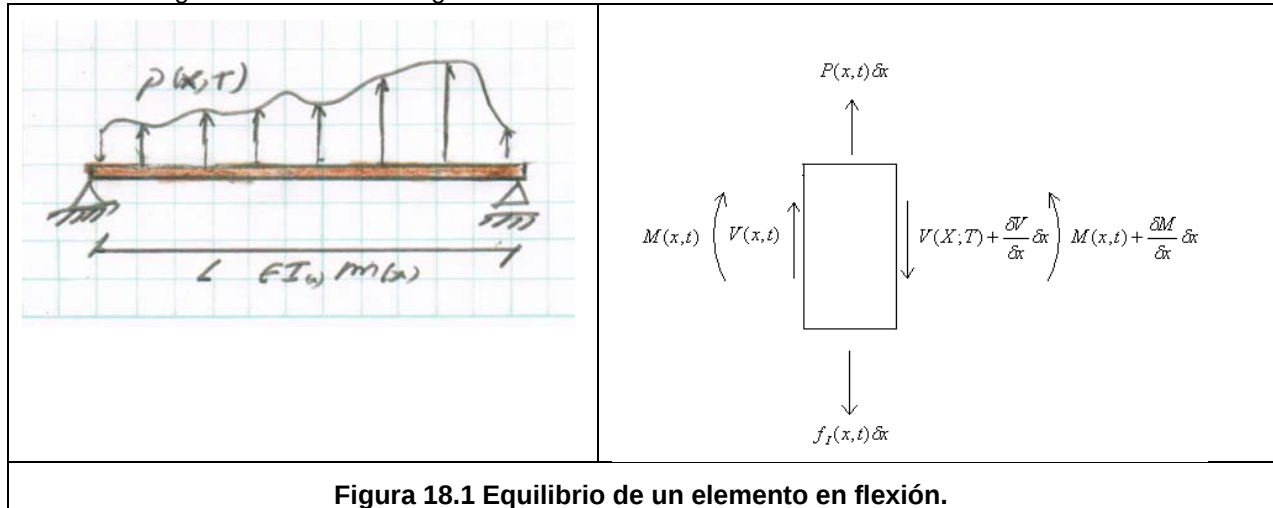


Figura 18.1 Equilibrio de un elemento en flexión.

Luego, con un diagrama de cuerpo libre se identifican las fuerzas que intervienen en el sistema, trabajando siempre, sobre el eje neutro

Haciendo sumatoria de fuerzas verticales:

$$\sum F_y = 0$$

$$\rightarrow V(x,t) + p(x,t)dx = V(x,t) + \frac{\partial V(x,t)}{\partial x} dx + f_I(x,t)dx$$

Despejando se obtiene

$$\rightarrow p(x,t) = \frac{\partial V}{\partial x} + f_I(x,t) \rightarrow (1)$$

Pero, se sabe $f_I(x,t) = m(x) \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2}$

Luego haciendo sumatoria sobre los momentos a los que está sometido el cuerpo:

$$\sum M_0 = 0$$

$$-M(x,t) + p(x,t)dx \frac{dx}{2} - f_I(x,t)dx \frac{dx}{2} - V(x,t)dx - \frac{\partial V(x,t)}{\partial x} dx dx + M(x,t) + \frac{\partial M(x,t)}{\partial x} dx = 0$$

Con lo que se obtiene

$$\rightarrow \frac{\partial M(x,t)}{\partial x} = V(x,t) \rightarrow (2)$$

Sabemos además (ecuación de la elástica)

$$M(x,t) = EI(x) \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} \rightarrow (3)$$

Sustituyendo en (3) y (2) en (1)

$$m(x) \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI(x) \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} \right] = p(x,t)$$

Caso básico $m(x) = \bar{m}$ $EI(x,t) = EI$:

$$\bar{m} \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^4} = p(x,t)$$

Solución homogénea

$$\bar{m} \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^4} = 0$$

Solución del tipo: $v(x,t) = \phi(x)y(t)$

$$\bar{m} \ddot{y}(t) \phi(x) + EI \phi^{IV}(x) y(t) = 0.$$

$$\frac{\bar{m}}{EI} \frac{\ddot{y}(t)}{y(t)} = -\frac{\phi^{IV}(x)}{\phi(x)} = -a^4 = cte$$

De lo anterior se obtienen 2 ecuaciones, una en función del tiempo, la otra función del espacio. $y(t)$ y $\phi(x)$ respectivamente

$$\ddot{y}(t) + a^4 \frac{EI}{\bar{m}} y(t) = 0 \rightarrow \text{Solución del tipo } y(t) = A \sin(\omega t) + B \cos(\omega t)$$

$$\phi^{IV}(x) - a^4 \phi(x) = 0 \rightarrow \text{Solución del tipo } \phi(x) = Ae^{xb}$$

$$Ab^4 e^{xb} - a^4 Ae^{xb} = 0$$

$$(b^4 - a^4) \phi(x) = 0 \rightarrow b^4 = a^4 \rightarrow b = \{a, -a, ia, -ia\}$$

$$\phi(x) = A_1 e^{ax} + A_2 e^{-ax} + A_3 e^{-iax} + A_4 e^{iax}$$

$$\phi(x) = A_1 e^{ax} + A_2 e^{-ax} + A_3 \{\cos(ax) - i \sin(ax)\} + A_4 \{\cos(ax) + i \sin(ax)\}$$

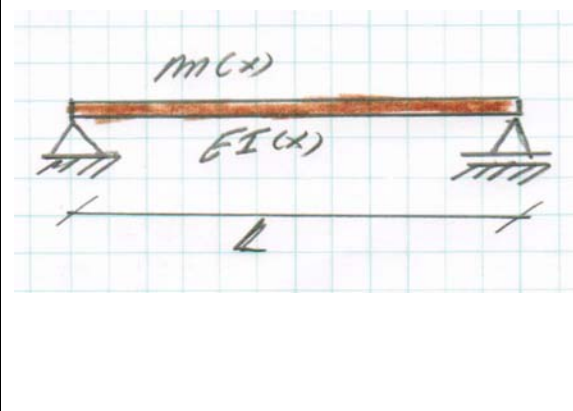
$$\phi(x) = A_1 e^{ax} + A_2 e^{-ax} + B_3 \sin(ax) + B_4 \cos(ax)$$

$$\phi(x) = B_1 \sinh(ax) + B_2 \cosh(ax) + B_3 \sin(ax) + B_4 \cos(ax)$$

$$\cosh(x) = \frac{e^x + e^{-x}}{2}$$

$$\sinh(x) = \frac{e^x - e^{-x}}{2}$$

18.1.1. Viga simplemente apoyada.

	Condiciones de borde en $x = 0$: $v(0, t) = 0 \rightarrow y(t)\phi(0) = 0$ $M(0, t) = 0 \rightarrow EIy(t)\phi''(0) = 0$ $\phi(0) = B_1 * 0 + B_2 * 1 + B_4 * 1 + B_3 * 0 = 0 \quad (1)$ $\rightarrow B_2 + B_4 = 0$ $\phi''(0) = B_1 a^2 * 0 + B_2 a^2 - B_4 a^2 - B_3 a^2 * 0 = 0 \quad (2)$ $\rightarrow B_2 = B_4 = 0$
---	--

Condición de borde en $x = L$.

$$v(L, t) = 0 \rightarrow y(t)\phi(L) = 0$$

$$M(L, t) = 0 \rightarrow EI\phi''(L) = 0$$

$$\phi(L) = B_1 \sinh(aL) + B_3 \sin(aL) = 0 \quad (3)$$

$$\phi''(L) = B_1 a^2 \sinh(aL) - B_3 a^2 \sin(aL) = 0 \quad (4)$$

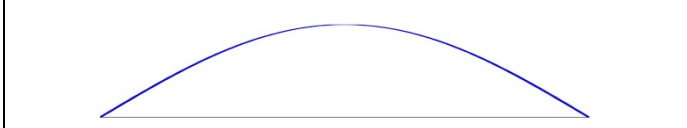
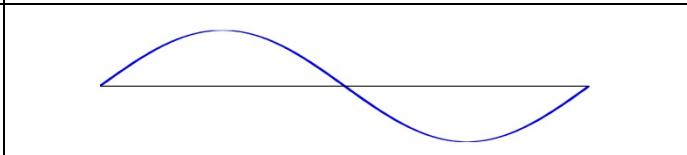
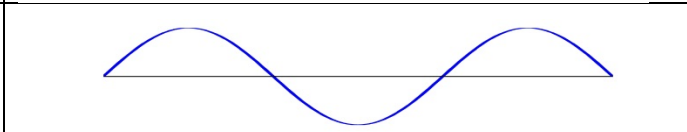
$$\rightarrow 2B_1 \sinh(aL) = 0 \rightarrow B_1 = 0$$

$$B_3 \sin(aL) = 0 \rightarrow \begin{cases} B_3 = 0 \\ aL = n\pi \rightarrow a = \frac{n\pi}{L} \end{cases}$$

$$\phi(x) = B_3 \sin\left(\frac{n\pi}{L} x\right)$$

$$\omega^2 = \frac{a^4 EI}{\bar{m}} = \frac{n^4 \pi^4 EI}{L^4 \bar{m}} \rightarrow \frac{n^2 \pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\bar{m}}}$$

Tenemos infinitos modos, como corresponde a una viga en un sistema continuo. Los primeros 3 serian:

$\phi_1(x) = B \sin\left(\frac{\pi x}{L}\right) \quad \omega_1 = \frac{\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\bar{m}}}$	
$\phi_2(x) = B \sin\left(\frac{2\pi x}{L}\right) \quad \omega_2 = 4 \frac{\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\bar{m}}}$	
$\phi_3(x) = B \sin\left(\frac{3\pi x}{L}\right) \quad \omega_3 = 9 \frac{\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\bar{m}}}$	

18.1.2. Viga Cantiléver

	En $x = 0$, el desplazamiento y el giro es nulo $v(0, t) = 0 \rightarrow \phi(0) = 0 \rightarrow B_2 + B_4 = 0$ $\dot{v}(0, t) = 0 \rightarrow \phi'(0) = 0 \rightarrow B_1 = -B_3$
---	---

En el extremo libre: momento nulo

$$M(L, t) = 0 \rightarrow EI\phi''(L) = 0$$

$$B_3 \sin(aL) + B_4 (\cos(aL) + \cosh(aL)) = 0$$

Corte nulo:

$$V(L, t) = 0 \rightarrow EI\phi'''(L) = 0$$

$$B (\cos(aL) + \cosh(aL)) + B (-\sin(aL) + \sinh(aL)) = 0$$

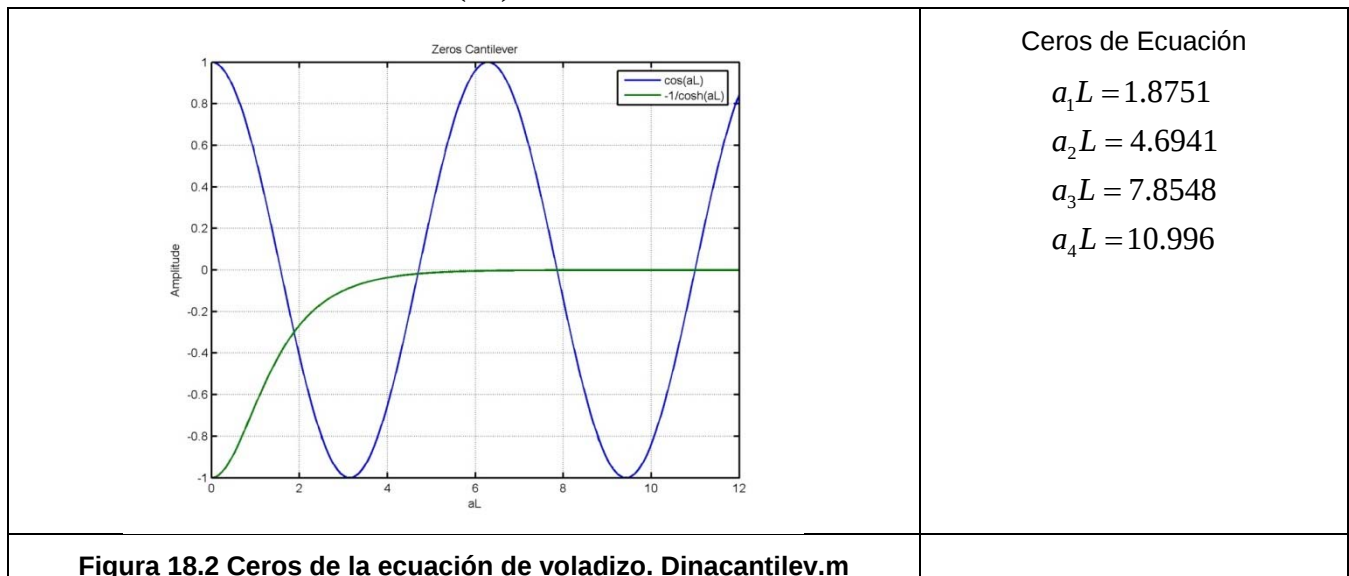
Rescribiendo:

$$\begin{bmatrix} \sin(aL) + \sinh(aL) & \cos(aL) + \cosh(aL) \\ \cos(aL) + \cosh(aL) & -\sin(aL) + \sinh(aL) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_3 \\ B_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Desarrollando se encuentra

$$\rightarrow 1 + \cosh(aL) \cos(aL) = 0$$

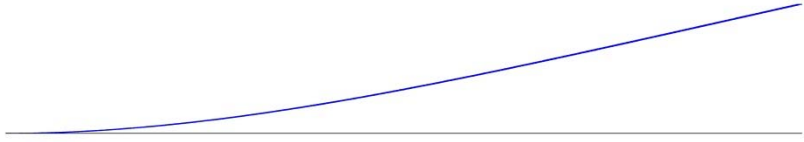
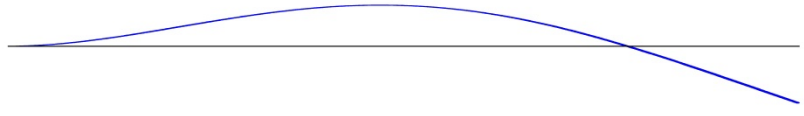
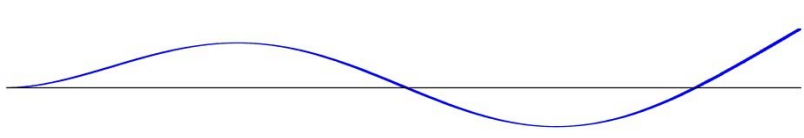
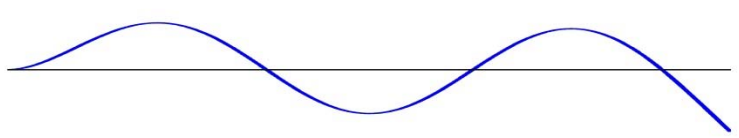
Reordenando $\cos(aL) = -\frac{1}{\cosh(aL)}$



Dado que la exponencial converge rápidamente a cero los otros ceros se pueden aproximar a partir de $\cos(aL) = 0$:

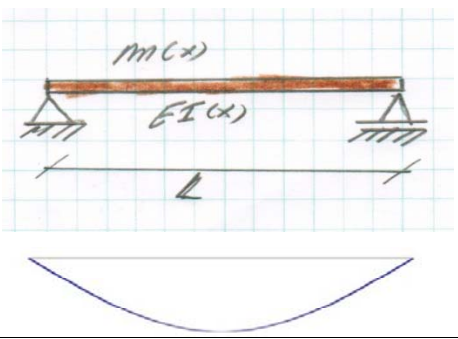
$$\text{Para } n > 4 \quad a_n L \approx (2n - 1) \frac{\pi}{2}$$

$$\phi_n(x) = B_3 \left[\cosh(a_n x) - \cos(a_n x) - \frac{\cosh(a_n L) + \cos(a_n L)}{\sinh(a_n L) + \sin(a_n L)} (\sinh(a_n x) - \sin(a_n x)) \right]$$

$\phi_1(x)$	
$\phi_2(x)$	
$\phi_3(x)$	
$\phi_4(x)$	

18.1.3. Ortogonalidad

Sea una viga cuya deformada tenga la siguiente forma:

	$v_i(x, t) = y_i(t)\phi_i(x) = y_i \sin(\omega_i t)\phi_i(x)$ $f_i(x, t) = -m(x)\omega_i^2 y_i \sin(\omega_i t)\phi_i(x)$
---	---

$$|v_i(x, t)| = y_i \phi_i(x)$$

$$|f_i(x, t)| = y_i \omega_i^2 m(x) \phi_i(x)$$

$$|v_j(x, t)| = y_j \phi_j(x)$$

$$|f_j(x, t)| = y_j \omega_j^2 m(x) \phi_j(x)$$

$$\int_0^L f_i(x, t) v_j(t, x) dx = \int_0^L f_j(x, t) v_i(x, t) dx \quad (\text{Betti})$$

$$\int_0^L m(x) y_i \omega_i^2 \phi_i(x) \phi_j(x) y_j dx = \int_0^L m(x) y_j \omega_j^2 \phi_j(x) y_i \phi_i(x) dx$$

$$(\omega_i^2 - \omega_j^2) \int_0^L m(x) \phi_i(x) \phi_j(x) dx = 0$$

Ortogonalidad de Masa

$$\int m(x) \phi_i(x) \phi_j(x) dx = \begin{cases} M_i & \rightarrow i = j \\ 0 & \rightarrow i \neq j \end{cases} \quad \text{Para } \omega_i \neq \omega_j$$

$$\int m(x) \phi_i^2(x) dx = M_i \quad \text{Masa Modal}$$

Ortogonalidad de Rigidez

$$m(x) \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} (EI(x) v''(x, t)) = 0$$

Pero $v_i = \phi_i(x) y_i(t)$

$$\int \phi_j(x) \left[m(x) \ddot{y}_i(t) \phi_i(x) + \frac{\partial^2}{\partial x^2} (EI(x) y_i(t) \phi_i''(x)) \right] dx = 0$$

$$\ddot{y}_i(t) \int m(x) \phi_i(x) \phi_j(x) dx + y_i(t) \int \phi_j(x) \frac{\partial^2}{\partial x^2} (EI(x) \phi_i''(x)) dx = 0$$

$$\int_0^L \phi_j(x) \frac{\partial^2}{\partial x^2} (EI(x) \phi_i''(x)) dx = \begin{cases} 0 & \rightarrow i \neq j \\ \omega_i^2 M_i = K_i & \rightarrow i = j \end{cases}$$

El dx va a lo largo del eje neutro. Integrando, por partes

$$\phi_j(x) \frac{\partial}{\partial x} (EI(x) \phi_i'(x)) \Big|_0^L - \int_0^L \phi_j' \frac{\partial}{\partial x} (EI(x) \phi_i''(x)) dx = 0$$

$$\phi_j(x) Q(x) \Big|_0^L - \phi_j'(x) (EI(x) \phi_i''(x)) \Big|_0^L + \int_0^L \phi_j''(x) EI(x) \phi_i''(x) dx = 0$$

Esto indica que cuando las condiciones de borde trabajan la Ortogonalidad es más compleja. Para apoyos que no trabajan:

$$\int EI(x) \phi_j''(x) \phi_i''(x) dx = \begin{cases} 0 & \rightarrow i \neq j \\ \omega_i^2 M_i = K_i & \rightarrow i = j \end{cases}$$

Con estas condiciones de Ortogonalidad podemos desacoplar la solución:

$$m(x) \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI(x) \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial x^2} \right) = p(x, t)$$

$$v(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(x) y_i(t)$$

Luego la respuesta final real, se puede expresar como una suma de todas las respuestas asociadas a cada modo.

Para condiciones iniciales

$$v(x, 0) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(x) y_i(0)$$

$$\int m(x) \phi_j(x) v(x, 0) dx = \int m(x) \phi_j(x) \left(\sum \phi_i(x) y_i(0) \right) dx$$

$$\int m(x) \phi_j(x) v(x, 0) dx = y_j(0) \int m(x) \phi_j^2(x) dx$$

$$y_j(0) = \frac{\int m(x) \phi_j(x) v(x, 0) dx}{\int m(x) \phi_j^2(x) dx}$$

$$\int \phi_j(x) m(x) \left(\sum \phi_i(x) \ddot{y}_i(t) \right) dx + \int \phi_j(x) \left[\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI(x) \left(\sum y_i(t) \phi_i''(x) \right) \right) \right] dx = \int p(x, t) \phi_j(x) dx$$

$$\ddot{y}_j(t) \int m(x) \phi_j^2(x) dx + y_j(t) (\omega_j^2 M_j) = p_j^*(t)$$

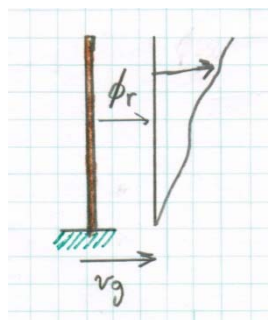
$$\ddot{y}_j(t) M_j + \omega_j^2 M_j y_j(t) = p_j^*(t) \quad j = 1 \dots \infty$$

$$M_j \ddot{y}_j(t) + 2\beta_j \omega_j M_j \dot{y}_j(t) + \omega_j^2 M_j y_j(t) = p_j^*(t)$$

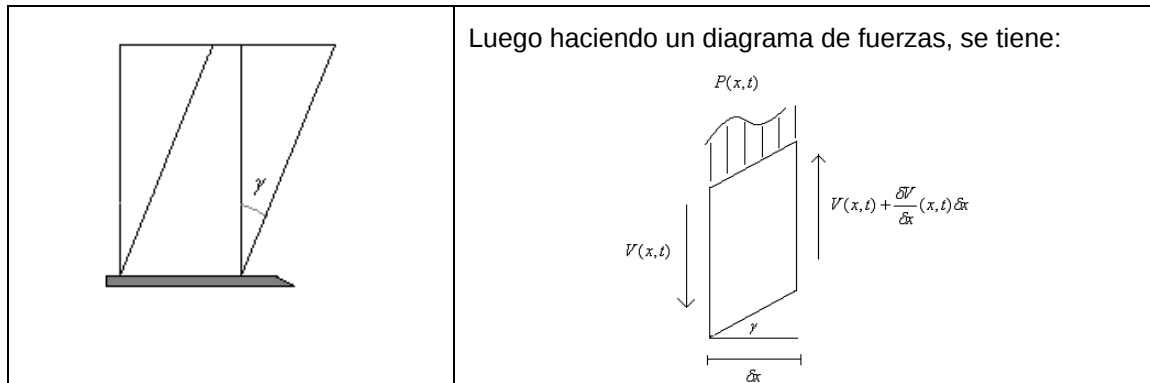
$$y_j(0) = \frac{\int m(x) \phi_j(x) v(x, 0) dx}{M_j}$$

$$F_I(x, t) = m(x) \ddot{v}^T(x, t)$$

Caso Sísmico

$= m(x) [\ddot{v}(x, t) + \phi_r(x) v_g(t)]$ $\phi_r(x) = 1$	$p_{ef}(x, t) = -m(x) \phi_r(x) \ddot{v}_g(t)$	
--	--	--

18.1.4. Deformación por Corte (distorsión angular)



Con lo que se puede plantear las siguientes ecuaciones:

$$F_I(x,t)dx - V(x,t) + V(x,t) + \frac{\partial V(x,t)}{\partial x} dx + p(x,t)dx = 0 \quad -m(x) \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} + \frac{\partial V(x,t)}{\partial x} = -p(x,t)$$

$$\tau(x,t) = G(x)\gamma(x,t)$$

$$\frac{V(x,t)}{\hat{A}(x)} = G(x) \frac{\partial v(x,t)}{\partial x}$$

$$\frac{\partial V(x,t)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(G\hat{A}(x) \frac{\partial v(x,t)}{\partial x} \right)$$

$$m \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left(G\hat{A}(x) \frac{\partial v(x,t)}{\partial x} \right) = p(x,t)$$

$$m\ddot{v}(x,t) - G\hat{A}(x)v''(x,t) = p(x,t)$$

$$v(x,t) = \sum \phi(x)y(t)$$

$$\phi(x) = A \sin \left(\sqrt{\frac{\bar{m}}{G\hat{A}}} ax \right) + B \cos \left(\sqrt{\frac{\bar{m}}{G\hat{A}}} ax \right)$$

19. ANEXO A

Respuesta a Impulso Sinusoidal

Fase I $\rightarrow c = 0$

$$P(t) = P_0 \text{sen}(\bar{\omega}t)$$

$$v_0 = 0, \dot{v}_0 = 0$$

$$v(t) = (A \text{sen}(\omega t) + B \cos(\omega t)) \left(\frac{1}{1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2} \right) \text{sen}(\bar{\omega}t)$$

$$v(t) = \frac{P_0}{k} \left(\frac{1}{1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2} \right) \left(\text{sen}(\bar{\omega}t) - \frac{\bar{\omega}}{\omega} \text{sen}(\omega t) \right)$$

$$\dot{v}(t) = \frac{P_0}{k} \left(\frac{1}{1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2} \right) (\bar{\omega} \cos(\bar{\omega}t) - \bar{\omega} \cos(\omega t))$$

$$\dot{v}(t) = 0 \quad // \text{Para obtener el máximo}$$

$$\bar{\omega} \cos(\bar{\omega}t) = \bar{\omega} \cos(\omega t)$$

$$\bar{\omega}t = \omega t + 2\pi n = 2\pi n - \omega t$$

$$\Rightarrow \bar{\omega}t = 2\pi - \omega t$$

$$t = \frac{2\pi}{\bar{\omega} + \omega} / \bar{\omega}$$

$$t\bar{\omega} = \frac{2\pi}{1 + \frac{\omega}{\bar{\omega}}} < \pi \quad (\text{Ya que } t_1\bar{\omega} = \pi)$$

Para forzar que el máximo esté en la Fase I

$$\frac{\bar{T}}{T} > 1$$

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{\pi} t_1 = 2t_1$$

$$\Rightarrow \frac{t_1}{T} > \frac{1}{2}$$

$$v_{\max} = \frac{P_0}{k} \left(\frac{1}{1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2} \right) \operatorname{sen} \left(\frac{2\pi}{1 + \frac{\omega}{\bar{\omega}}} \right)$$

Para que ocurra Fase II

$$\frac{t_1}{T} < 1$$

$$v_{\max} = \sqrt{v_0^2 + \left(\frac{\dot{v}_0}{\omega} \right)^2}$$

Donde las condiciones iniciales son las del término de la Fase I

$$\Rightarrow v_0 = \dot{v}(t_1)$$

$$\dot{v}_0 = \ddot{v}(t_1)$$

$$v_{\max} = \frac{P_0}{k} \frac{2}{1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2} \frac{\bar{\omega}}{\omega} \cos \left(\frac{\pi\omega}{2\bar{\omega}} \right)$$

20. FRICCION

Ecuación de Equilibrio Dinámico sin Amortiguamiento Viscoso:

$$m\ddot{v}(t) - \operatorname{sign}(\dot{v}(t))\mu N + kv(t) = p(t)$$

Para vibración libre $p(t) = 0$

Se resuelve por partes dependiendo del signo de la velocidad $\dot{v}(t) > 0$

$$m\ddot{v}(t) - \mu N + kv(t) = 0$$

$$m\ddot{v}(t) + kv(t) = \mu N$$

Para movimiento libre homogénea base $v_k(t) = A \operatorname{sen}(\omega t) + B \cos(\omega t)$

Solución particular $v_p(t) = G$ y por tanto $\ddot{v}_p(t) = 0$

$$G = \frac{\mu N}{k}$$

$$v(t) = A \sin(\omega t) + B \cos(\omega t) + \frac{\mu N}{k}$$

Para condiciones iniciales $v_o, \dot{v}_o$

$$v_o = B + \frac{\mu N}{k} \Rightarrow B = v_o - \frac{\mu N}{k}$$

$$\dot{v}_o = A\omega$$

Solución final para caso uno:

$$v(t) = \frac{\dot{v}_o}{\omega} \sin(\omega t) + \left(v_o - \frac{\mu N}{k} \right) \cos(\omega t) + \frac{\mu N}{k}$$

Segundo caso: $\dot{v}_o < 0$

$$m\ddot{v}(t) + \mu N + kv(t) = 0$$

$$m\ddot{v}(t) + kv(t) = -\mu N$$

$$v(t) = \frac{\dot{v}_o}{\omega} \sin(\omega t) + \left(v_o + \frac{\mu N}{k} \right) \cos(\omega t) - \left(\frac{\mu N}{k} \right)$$

Evaluamos decaimiento libre a partir de un desplazamiento inicial no nulo y $\dot{v}_o = 0$

En este caso controla la ecuación con $\dot{v}_o < 0$ para $0 \leq t \leq T/2$

$$v(t) = \frac{\dot{v}_o}{\omega} \sin(\omega t) + \left(v_o + \frac{\mu N}{k} \right) \cos(\omega t) - \left(\frac{\mu N}{k} \right) \text{ El desplazamiento final de este segmento es:}$$

$$v\left(t = \frac{T}{2} = \pi / \omega\right) = v_o + \frac{\mu N}{k} \cos\left(\omega \frac{\pi}{\omega}\right) - \frac{\mu N}{k}$$

$$v\left(\frac{T}{2}\right) = v_o - 2 \frac{\mu N}{k}$$

En forma recursiva podemos encontrar la envolvente de decaimiento. Si en medio ciclo decae

$$\text{Decay}\left(\frac{T}{2}\right) = 2 \frac{\mu N}{k} \text{ En } T \text{ decae } 4 \frac{\mu N}{k} = 4 \frac{F_D}{k} = 4\Delta_k$$

$$\text{Angulo de la pendiente: } \tan \theta = 4 \frac{\mu N}{Tk} = 4 \frac{\mu N}{2\pi k} \omega = \frac{4\mu mg}{2\pi k} \omega = 4 \frac{\mu g}{2\pi \omega}$$

¿Cuándo se detiene?

$$kv(t) = \mu N \text{ y } \dot{v}_k = 0 \text{ por tanto}$$

$$m\ddot{v} = 0 \text{ este desplazamiento es } v_k = \frac{\mu N}{k}$$

20.1. MOVIMIENTO SIN RESORTE

Cuando no hay resorte y con una velocidad inicial $\dot{v}_0$ la distancia máxima recorrida se obtiene del balance de la energía cinética inicial y el trabajo de la fuerza disipada:

$$W = \frac{1}{2} m \dot{v}_0^2 = \mu N d$$

$$d = \frac{1}{2} \frac{m \dot{v}_0^2}{\mu m g} = \frac{1}{2} \frac{\dot{v}_0^2}{\mu g}$$

20.2. ENERGÍA DISIPADA EN REGIMEN PERMANENTE

$$E_p = 4\mu N \cdot v_{\max}$$

20.3. INESTABILIDAD

Si estamos en resonancia puede ser inestable:

$$F_D < W_{\text{entrada}}$$