

ELEMENTOS FINITOS CHEATSHEET

AUTORES

55423

1. Parcial 2

Protip: Necesitas saber que fuerza se tiene que hacer para que se mantenga en posición una arista o punto dado cargas térmicas/fuerza? Apoyalo (fix) y mira las reacciones con la carga termica/fuerza.

1.1. Expresiones útiles

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_y - \sigma_x \sigma_z - \sigma_y \sigma_z + 3(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{xz}^2 + \sigma_{yz}^2)} \quad (1)$$

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{11} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2] + 3(\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2 + \sigma_{23}^2)} \quad (2)$$

$$\lambda = \frac{E \nu}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \quad \mu = G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (3)$$

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \frac{E}{1 - \nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ 2\varepsilon_{xy} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} = \frac{E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \begin{bmatrix} 1 - \nu & \nu & 0 \\ \nu & 1 - \nu & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ 2\varepsilon_{12} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\sigma_n = \frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy}}{2} + \left(\frac{\sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{2} \right) \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \quad (6)$$

$$\tau_n = - \left(\frac{\sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{2} \right) \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \quad (7)$$

$$I = \int_{-1}^1 \phi(\xi) d\xi \approx \phi(\xi_1)W_1 + \phi(\xi_2)W_2 \dots \phi(\xi_n)W_n \quad (8)$$

$$I = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \phi(\xi, \eta) d\xi d\eta \approx \sum_i \sum_j W_i W_j \phi(\xi, \eta) \quad (9)$$

$n=0$							1
$n=1$			x		y		
$n=2$			x^2		xy		y^2
$n=3$			x^3		x^2y		xy^2
$n=4$			x^4		x^3y		x^2y^2
$n=5$			x^5		x^4y		x^3y^2
$n=6$			x^6		x^5y		x^4y^2
							x^3y^3
							x^2y^4
							xy^5
							y^6

1.2. Como obtener cualquier función de forma

Se define cuantos nodos se va tener por elemento y se los ubica en el espacio (ξ, η) que por simplicidad se trataran como (x, y) . Con el triangulo de Pascal para polinomios se elige el grado del polinomio y los términos. Luego se resuelve el sistema de ecuaciones $N_i \cdot X = A$ donde $N_i = [N_1 \ N_2 \ \dots \ N_n]$ y $X = [1 \ x \ y \ \dots \ x^{k-1}y^k \ x^k y^k]^T$, o algo por el estilo. Se tienen que elegir los grados mas convenientes teniendo en cuenta la simetría y el número de nodos, este ultimo te limita el número de términos posibles por la naturaleza de la interpolación. La matriz A tendrá en su **espacio fila** el mismo polinomio evaluado en la posición del nodo correspondiente a esa fila.

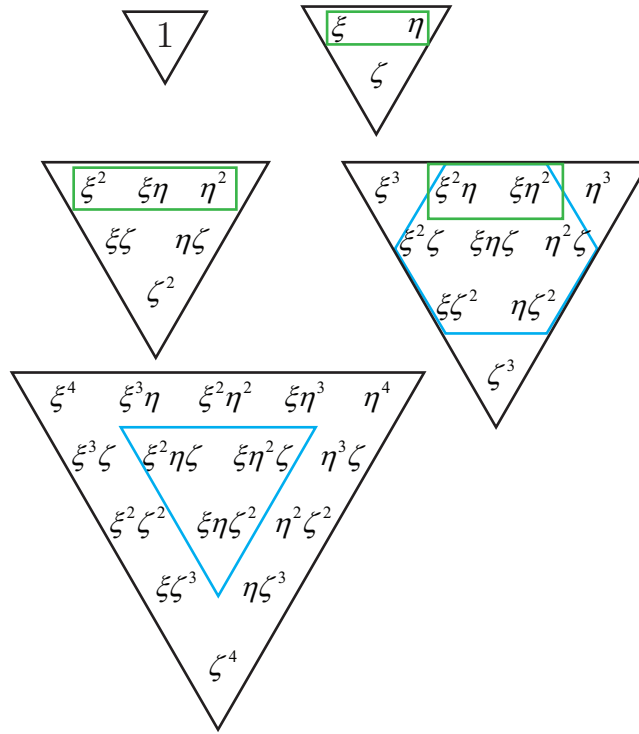


Figura 1: El tetrahedro de Pascal. Los términos de los elementos *serendipidad* están encuadrados.

$$A = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 & \dots & x_1^{k-1} y_1^k & x_1^k y_1^k \\ 1 & x_2 & y_2 & \dots & x_2^{k-1} y_2^k & x_2^k y_2^k \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 1 & x_n & y_n & \dots & x_n^{k-1} y_n^k & x_n^k y_n^k \end{bmatrix}$$

Luego, las funciones de forma N_i se pueden obtener así: $N_i = X^{-1}A$

1.3. Elementos isoparamétricos

- Un elemento que no esta distorsionado (sigue siendo rectangular) tiene J constante
- Cuidado con modo espurio. Ver tabla 6.8-1 pg. 226 el tema de full/reduced integration.
- Todo sobre como cargar tu elemento isoparam. en pg. 228
-

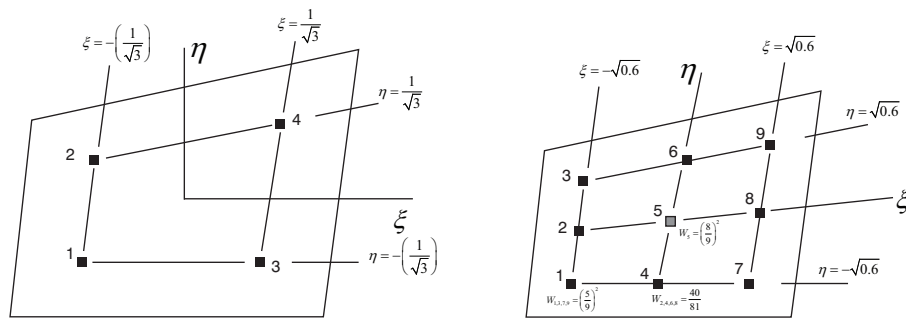


Figura 2: Puntos gauss para ordenes $n = 2$ y $n = 3$. El peso para $n = 2$ es igual en todos los puntos $W_i = 1$

1.4. Ejemplo elemento exótico

Matriz de Rigidez

Imaginemos un elemento Q5 cuadrado de 2×2 con espesor t (igual al Q4 con un nodo en su centro). Si fuéramos a obtener las funciones de formas de dicho elemento quedarían iguales para (x, y) y para (ξ, η) por las dimensiones usadas. La funcionalidad que uno estaría tentado a seleccionar sería $[1 \ x \ y \ x^2 \ y^2]$, pero está trae problemas inesperados debido a que tiene varias soluciones en la interpolación. Como nuestra prioridad siempre es mantener la simetría la funcionalidad será $[1 \ x \ y \ x y \ x^2 y^2]$. Tomando el orden de la figura 3.

$$N_i = \left[\frac{x^2 y^2}{4} + \frac{x y}{4} - \frac{x}{4} - \frac{y}{4}, \frac{x^2 y^2}{4} - \frac{x y}{4} + \frac{x}{4} - \frac{y}{4}, \frac{x^2 y^2}{4} + \frac{x y}{4} + \frac{x}{4} + \frac{y}{4}, \frac{x^2 y^2}{4} - \frac{x y}{4} - \frac{x}{4} + \frac{y}{4}, 1 - x^2 y^2 \right]$$

Llegado a este punto nos interesa obtener la matriz de rigidez. Si queremos lograr “full integration” deberíamos usar Gauss orden $n = 3$ según $2n - 1 \geq O([\mathbf{B}]^T [\mathbf{E}] [\mathbf{B}])$. El producto $[\mathbf{B}]^T [\mathbf{E}] [\mathbf{B}]$ da un polinomio de orden 6 ($[\mathbf{B}]$ tiene el mismo orden que la derivada de $[\mathbf{N}]$). De esta forma nos aseguramos que nuestro resultado va ser exacto para el elemento sin distorsionar.

Para este ejemplo, no se pide *full integration* entonces no pasa nada si queremos *underintegrate*. Usamos Gauss orden $n = 2$.

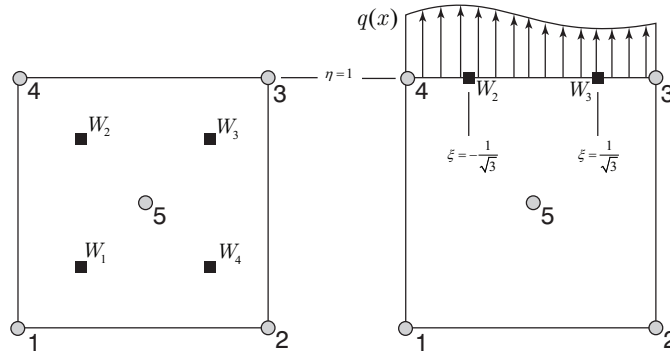


Figura 3: Elemento Q5 rectangular.

La rigidez de un elemento está dada por

$$[\mathbf{k}] = \int [\mathbf{B}]^T [\mathbf{E}] [\mathbf{B}] dV = \int \int [\mathbf{B}]^T [\mathbf{E}] [\mathbf{B}] t dx dy = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [\mathbf{B}]^T [\mathbf{E}] [\mathbf{B}] t |\mathbf{J}| d\xi d\eta \quad (10)$$

donde $[\mathbf{B}]$ es la matriz deformación-desplazamiento del elemento, $[\mathbf{E}]$ es la matriz constitutiva, y $|\mathbf{J}|$ es el determinante de la matriz Jacobiana, el cual se le suele decir simplemente el Jacobiano.

Este ultimo se calcula a partir de la derivada de las funciones de forma

Cargas 2-D

La ecuación que rige como se cargan elementos, siendo $\{\mathbf{r}\}$ las cargas nodales, $\{\mathbf{F}\}$ fuerzas volumétricas, $\{\Phi\}$ fuerzas de tracción superficiales, $\{\epsilon_0\}$ las deformaciones iniciales y $\{\sigma_0\}$ las tensiones iniciales (pg. 228)

$$\{\mathbf{r}\} = \int [\mathbf{N}]^T \{\mathbf{F}\} dV + \int [\mathbf{N}]^T \{\Phi\} dS + \int [\mathbf{B}]^T [\mathbf{E}] \{\epsilon_0\} dV - \int [\mathbf{B}] \{\sigma_0\} dV \quad (11)$$

Carga de línea. Si el elemento está cargado sobre la línea 4-3 con una distribuida $q(x)$ (en $[N m^{-1}]$) entonces procedemos de la siguiente manera según el segundo término de (11):

$$r_{xi} = \int_{-1}^1 N_i (\tau \mathbf{J}_{11} - \sigma \mathbf{J}_{12}) t d\xi \quad (12)$$

$$r_{yi} = \int_{-1}^1 N_i (\sigma \mathbf{J}_{11} + \tau \mathbf{J}_{12}) t d\xi \quad (13)$$

donde σ es la sollicitación normal a la superficie y τ es la tangencial. Para la fuerza sobre el nodo 4 se tiene

$$r_{y4} = N_4(\xi_2)t[\sigma(\xi_2)\mathbf{J}_{11} + \tau(\xi_2)\mathbf{J}_{12}] \cdot \mathbf{W}_2 + N_4(\xi_3)t[\sigma(\xi_3)\mathbf{J}_{11} + \tau(\xi_3)\mathbf{J}_{12}] \cdot \mathbf{W}_3$$

Si consideramos que solo hay una *carga distribuida de linea* a tracción/compresión como indica la figura 3, se reduce la ecuación anterior

$$r_{y4} = N_4(\xi_2)\mathbf{J}_{11} q(\xi_2) + N_4(\xi_3)\mathbf{J}_{11} q(\xi_3) = N_4 q \mathbf{J}_{11} \Big|_{\xi_2} + N_4 q \mathbf{J}_{11} \Big|_{\xi_3}$$

similarmente $r_{y3} = N_3 q \mathbf{J}_{11} \Big|_{\xi_2} + N_3 q \mathbf{J}_{11} \Big|_{\xi_3}$ donde la matriz Jacobiana también se evalúa para cada punto de Gauss!

Carga volumétrica.

Tensiones

- Las tensiones en los nodos suele ser de mayor interés que sobre los puntos de gauss (mas comprometidas, permiten estimar error)

2. Parcial 3

2.1. Axisimetría

Resuelvo problema 3-D en el plano. Los resultados son por cada unidad radian. Como sigo teniendo dos grados de libertad tengo las mismas funciones de forma. Cambia mi operador derivada.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_r \\ \sigma_\theta \\ \sigma_z \\ \tau_{rz} \end{Bmatrix} = \frac{(1-\nu)E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1 & f & f & 0 \\ & 1 & f & 0 \\ & & 1 & 0 \\ \text{sim.} & & & g \end{bmatrix} \left(\begin{Bmatrix} \epsilon_r \\ \epsilon_\theta \\ \epsilon_z \\ \gamma_{rz} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \alpha T \\ \alpha T \\ \alpha T \\ 0 \end{Bmatrix} \right)$$

donde

$$f = \frac{\nu}{1-\nu} \quad \text{y} \quad g = \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)}$$

Una carga puntual P aplicada sobre un elemento axisimétrico no tiene el mismo significado físico que en elementos plane stress/strain.

$$P = 2\pi r q$$

donde q es la carga distribuida en [N/m], r es la distancia al eje de revolución y 2π es el resultado de integrar la fuerza distribuida sobre θ .

$$\{\mathbf{r}_e\} = \int \int_{-\pi}^{\pi} [\mathbf{N}]^T \begin{Bmatrix} \rho r \omega^2 \\ 0 \end{Bmatrix} r d\theta dA$$

2.2. Subestructuras

$$\begin{bmatrix} K_{AA} & K_{AB} \\ K_{BA} & K_{BB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_A \\ D_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_A \\ R_B \end{bmatrix}$$

$$D_B = K_{BB}^{-1}(R_B - K_{BA}D_A)$$

$$D_A = K_{AA}^{-1}(R_A - K_{AB}D_B)$$

2.3. Pitfalls

MATLAB

- Antes de aplicar carga distribuida, verificar la orientación del elemento con sus nodos (ξ, η)
-

2.4. Error

Tipos de error:

- Modelado
- Bugs
- Error de usuario
- Error de discretización
- Error de redondeo/truncado
- Error de manipulación
- Error numérico (combinación de los dos anteriores)

Cálculo Tensiones en puntos superconvergencia (Gauss orden 1 para Q4, y Gauss orden 2 aproxima para Q8).

Extrapolo tensiones superconvergentes a los nodos (σ^*).

Energía de deformación.

Se suele requerir que $\eta \leq 0,05$

$$\|U\|^2 = \sum_{i=1}^m \int_{v_e} \{\epsilon\}_i^T [E] \{\epsilon\}_i dV$$

$$\|e\|^2 = \sum_{i=1}^m \int_{v_e} (\{\epsilon^*\}_i - \{\epsilon\}_i)^T [E] (\{\epsilon^*\}_i - \{\epsilon\}_i) dV$$

$$\|e\|^2 = \sum_{i=1}^m \int_{v_e} (\{\sigma^*\}_i - \{\sigma\}_i)^T [E]^{-1} (\{\sigma^*\}_i - \{\sigma\}_i) dV$$

$$\eta = \sqrt{\frac{\|e\|^2}{\|e\|^2 + \|U\|^2}}$$

ADINA

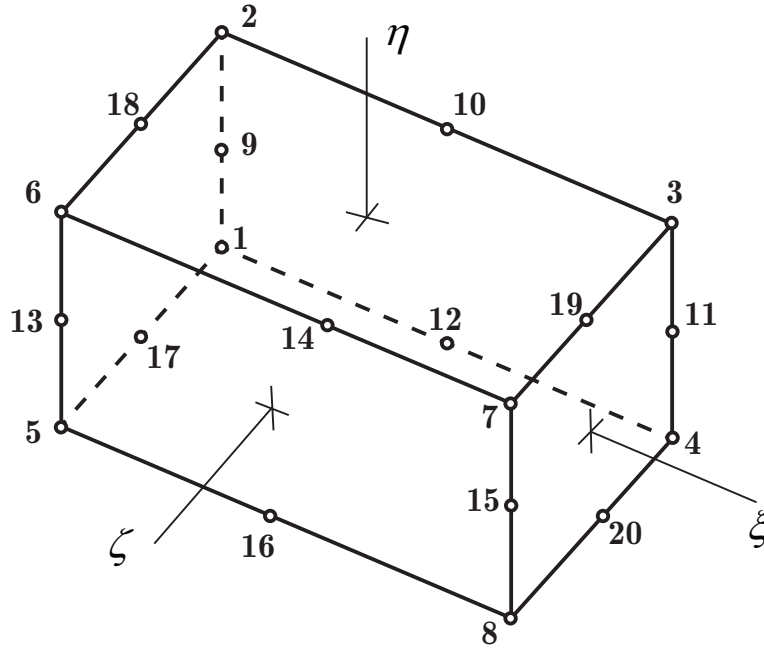


Figura 4: Numeración de nodos H20 en ADINA(Ejes sugeridos)

3. Finitos II

Modal:

$$\{Z\} = \frac{\{R_\Phi\}}{\{\Omega\}^2 \sqrt{(1 - \chi^2)^2 + (2\zeta\chi)^2}}$$

donde $\chi = \frac{\omega_{exc}}{\{\Omega\}}$ y ζ se elige por el usuario.

Proporcional:

$$\{D\} = \frac{\{R\}}{\{\Omega\}^2 \sqrt{(1 - \chi^2)^2 + (2\zeta\chi)^2}}$$

donde $\chi = \frac{\omega_{exc}}{\{\Omega\}}$ y $\zeta = \frac{1}{2} \left(\frac{a}{\omega_{exc}} + \beta \omega_{exc} \right)$

Si se quiere estudiar un rango de frecuencias de excitación tal que $\omega_{\text{exc}} \in [\omega_1, \omega_2]$ y eligiendo dos valores de damping para ambas frecuencias ζ_1 y ζ_2 se tiene:

$$\alpha = 2\omega_1\omega_2(\zeta_1\omega_2 - \zeta_2\omega_1)/(\omega_2^2 - \omega_1^2)$$

$$\beta = 2(\zeta_2\omega_2 - \zeta_1\omega_1)/(\omega_2^2 - \omega_1^2)$$

3.1. Sine Sweep

A medida que la frecuencia de excitación aumenta la *amplitud del sistema disminuye*¹. Es interesante pensar que si aumentara no tendría sentido buscar las frecuencias naturales porque estas son caracterizadas por un máximo de amplitud. Las curvas del barrido de frecuencia son decrecientes en lejanía de una frecuencia natural porque para una fuerza cíclica $F(t) = F_0 \sin \omega t$ el tiempo que actúa en una dirección es inversamente proporcional a la frecuencia. Por ende la estructura no tiene tiempo para moverse lejos antes de que se invierta la dirección de la fuerza.

¹Excepto en cercanías de una frecuencia natural

Código MATLAB Finitos II

Código de Placas

Se va tratar con un método para el almacenado eficiente de las funciones de forma usando structures de MATLAB. Esto acorta el tiempo de corrido en un factor mayor a 100 para problemas medianos/grandes.

Código 3.1 (Funciones de Forma Mindlin Q4)

```
clear dN N dNaux X dNxx dNyy dNxy
syms ksi eta real
X = [1 ksi eta ksi.*eta];
Xdx = diff(X,ksi);
Xdy = diff(X,eta);
uNod = [-1 -1;1 -1;1 1;-1 1];
Nnodporelem = length(uNod);
Ndofpornod = 3; %Placas Mindlin
Ndofporelem = Nnodporelem*Ndofpornod;
A = zeros(Nnodporelem,length(X));
for i=1:Nnodporelem
    ksi=uNod(i,1); eta = uNod(i,2);
    A(i,:) = double(subs(X));
end

syms ksi eta real
shapefuns = X*inv(A);
N = shapefuns;
dNx = diff(shapefuns,ksi);
dNy = diff(shapefuns,eta);
B = sym('noImporta',[5,Ndofporelem]);
for i = 1:Nnodporelem
    B(:,(i*3-2):(i*3)) = [0 dNx(i) 0;0 0 dNy(i);0 dNy(i) dNx(i);
    -dNx(i) N(i) 0;-dNy(i) 0 N(i)];
end
dN = [dNx;dNy];
```

Código 3.2 (Definiciones y elemDof)

```
[Nelem, Nnodporelem]= size(elementos);
[Nnod, Ndim] = size(nodos); % Numero de nodos, Numero de dimensiones del problema (e

Ndofpornod = 3; %Para placa Kirchhoff
dof = Nnod*Ndofpornod;
DOF = (1:dof)'; %vector columna

n2d = @(nodo) [nodo*3-2, nodo*3-1, nodo*3]; % Función Node a DOF. Obtiene indices de
elemDof = zeros(Nelem,Ndofpornod*Nnodporelem);
for e = 1:Nelem
    for n = 1:Nnodporelem
```

```

    elemDof(e,n2d(n)) = n2d(elementos(e,n));
end
end

```

Codigo 3.3 (Constitutiva)

```

F = E*t^3/(12*(1 - NU^2)); %Rigidez ante la flexion
G = E/(2+2*NU); % Rigidez a la torsion
Cb = [F NU*F 0;
      NU*F F 0
      0 0 (1-NU)*F/2];
Cs = 5/6*[G*t 0;0 G*t];
C = blkdiag(Cb,Cs);

```

Codigo 3.4 (Acople matriz rigidez)

```

Kg = sparse(dof,dof);
for e = 1:Nelem
    Kb = zeros(Ndofporelem);
    dofIndex = elemDof(e,:);
    storeTo = elemDof(e,:);
    nodesEle = nodos(elementos(e,:),:);
    Bb = zeros(3,Ndofporelem);
    Bs = zeros(2,Ndofporelem);
    for ipg = 1:npg2
        ksi = upg2(ipg,1); eta = upg2(ipg,2);
        jac = dNs2{ipg}*nodesEle;
        dNxy = jac\dNs2{ipg}; % dNxy = inv(jac)*dN
        for i = 1:Nnodporelem
            Bb(:,(i*3-2):(i*3)) = [0 dNxy(1,i) 0;0 0 dNxy(2,i);0 dNxy(2,i) dNxy(1,i)];
        end
        Kb = Kb + Bb'*Cb*Bb*wpg2(ipg)*det(jac);
    end
    jac = dNs1*nodesEle;
    dNxy = jac\dNs1; % dNxy = inv(jac)*dN
    for i = 1:Nnodporelem
        Bs(:,(i*3-2):(i*3)) = [-dNxy(1,i) Ns1(i) 0;-dNxy(2,i) 0 Ns1(i)];
    end
    Ks = Bs'*Cs*Bs*wpg1*det(jac);

    Kg(storeTo,storeTo) = Kg(storeTo,storeTo) + Kb+ Ks;
end

```

Codigo 3.5 (Cargas)

```

p0 = -0.05e6; %MPa
R = zeros(dof,1);
for e = 1:Nelem
    storeTo = elemDof(e,1:3:end);

```

```

nodesEle = nodos(elementos(e,:),:);
for ipg = 1:npg2
    jac = dNs2{ipg}*nodesEle;
    Q = Ns2{ipg}'*p0*wp2(ipg)*det(jac);
    R(storeTo)=R(storeTo)+Q;
end
end

```

Codigo 3.6 (Recuperación de tensiones)

```

Sb = zeros(Nnodporelem,3,Nelem);
Ss = zeros(Nnodporelem,2,Nelem);
% FuncFormas en nodos
Nsn = cell(Nnodporelem,1);
dNsn = cell(Nnodporelem,1);
for inod = 1:Nnodporelem
    ksi = uNod(inod,1); eta = uNod(inod,2);
    dNsn{inod} = double(subs(dN));
    Nsn{inod} = double(subs(N));
end

for e = 1:Nelem
    storeTo = elemDof(e,:);
    nodesEle = nodos(elementos(e,:),:);
    Bb = zeros(3,Ndofporelem);
    Bs = zeros(2,Ndofporelem);
    for inod = 1:Nnodporelem
        ksi = uNod(inod,1); eta = uNod(inod,2);
        Nder=dNsn{inod};
        jac = Nder*nodesEle;
        dNxy = jac\Nder; % dNxy = inv(jac)*dN
        for i = 1:Nnodporelem % Armo matriz B de bending
            Bb(:,(i*3-2):(i*3)) = [0 dNxy(1,i) 0
                                   0 0 dNxy(2,i)
                                   0 dNxy(2,i) dNxy(1,i)];
        end
        for i = 1:Nnodporelem
            Bs(:,(i*3-2):(i*3)) = [-dNxy(1,i) Nsn{inod}(i) 0
                                   -dNxy(2,i) 0 Nsn{inod}(i)]; % Ver cook 15.3-3
        end
        Sb(inod,:,e) = Cb*(Bb*D(storeTo));
        Ss(inod,:,e) = Cs*(Bs*D(storeTo));
    end
end
end

```

Codigo 3.7 (Plot Von Mises y desplazamientos)

```

Svm1 = (((Sb(:,1,:)-Sb(:,2,:)).^2+(Sb(:,3,:)).^2 + ...
          Ss(:,1,:).^2+Ss(:,2,:).^2) )./2).^(.5);

```

```

bandplot(elementos,nodos,squeeze(Svm1)',[],'k')

Dz = zeros(divisionesx,divisionesy); % Matriz superficie
xv = [];
yv = [];
for n=1:Nnod
    xv = [xv nodos(n,1)];yv = [yv nodos(n,2)];
    Dz(n) = D(n*3-2);
end
Dz=reshape(Dz,[],1)';
scatter3(xv,yv,Dz)

```

3.1.1. Vibraciones

La rutina para acoplar a la matriz de rigidez y la matriz es la misma.

Codigo 3.8 (Matriz de masa viga 2 dof)

```

Me= m/420 * [156      22*Le      54      -13*Le
             22*Le      4*Le^2     13*Le     -3*Le^2
             54       13*Le      156     -22*Le
            -13*Le     -3*Le^2    -22*Le     4*Le^2];

```

Codigo 3.9 (El problema de autovalores)

```

A = Mg(isFree,isFree)\Kg(isFree,isFree);
[Vr, eigVal]=eig(A);
V=zeros(dof);
V(isFree,isFree)=Vr;
dofred = size(Vr,2);

```

Codigo 3.10 (5 formas de obtener $\{\Omega\}$)

```

Phi = zeros(dofred,dofred);
omega = zeros(dofred,1);
omegaray = zeros(dofred,1);
ray = zeros(dofred,1);
for i = 1:dofred
    Dbi=Db(:,i);
    Phi(:,i) = Dbi/sqrt(Dbi'*Mr*Dbi);
    Phii = Phi(:,i);
    omegaray(i) = sqrt((Dbi' * Kg(isFree,isFree) *Dbi)/aux);% Cook (11.4-13)
    ray(i)= sqrt((Phii' * Kg(isFree,isFree) *Phii)/(Phii' *...
        Mg(isFree,isFree) *Phii)); %Cook (11.7-1)b
    omega(i) = sqrt(Phii'* Kg(isFree,isFree)*Phii); % Idem
end
ESP = Phi' * Kg(isFree,isFree) *Phi;
omegaespectral = sqrt(diag(ESP));
omegaeig = sqrt(diag(eigVal)); %y una quinta para que tengas

```

Codigo 3.11 (Rutina barrido de frecuencia)

```
input_ksi = 0.05:0.05:0.3;
Nmodos = 3;
input_omega = 1:1:10000;
for k = 1:Nksi
    ksi = input_ksi(k);
    for f = 1:Nfrec
        Z=zeros(dofred,1);
        for i=1:dofred
            chi = input_omega(f)/omega(i);
            z(i) = (Rmodalenfrecuencia(i,f)/omega(i)^2)/ ...
                sqrt((1-chi^2)^2+(2*input_ksi(k)*chi)^2);
        end
        Amp(f,k) = abs(sum(z));
    end
    semilogy(input_omega/(2*pi),Amp(:,k))% HZ
    hold on
end
```

Código MATLAB Anexo

Algoritmo rápido para funciones de formas simbólicas

Código 3.12 (aplicación a Gauss 2×2)

```
k = 1/sqrt(3);
upg2 = [ -k  -k
         k   k
        -k   k ];
npg2 = size(upg2,1);
wpg2 = ones(npg2,1);

Ns2 = cell(npg2,1);
dNs2 = cell(npg2,1);
for ipg = 1:npg2
    ksi = upg2(ipg,1); eta = upg2(ipg,2);
    dNs2{ipg} = double(subs(dN));
    Ns2{ipg} = double(subs(N));
end
```