



# Universidad de Guanajuato

DIVISIÓN DE INGENIERÍAS  
CAMPUS IRAPUATO - SALAMANCA

## NOTAS DE MECANISMOS FLEXIBLES

autores:

Muñoz Macias Christian Jaime  
Preciado Romero Juan Pablo  
Medrano Tapia Isidro

Julio 2022



# MODELO SEUDO CUERPO RIGIDO

## I. INTRODUCCIÓN

El propósito del modelo de cuerpo pseudo-rígido es proporcionar un método de análisis de sistemas que experimentan grandes desviaciones no lineales. El concepto de modelo de cuerpo pseudo rígido se usa para modelar la deflexión de miembros flexibles usando componentes de cuerpo rígido que tienen características de fuerza-deflexión equivalentes. La teoría del mecanismo de enlace rígido se puede usar entonces para analizar los mecanismos flexibles. En De esta manera, el modelo de cuerpo pseudo-rígido es un puente que conecta la teoría del mecanismo de cuerpo rígido y la teoría del mecanismo flexibles. El método es particularmente útil en el diseño de mecanismos de cumplimiento. Modelos de pseudo-cuerpo rígido que con precisión describir el comportamiento de los mecanismos flexibles. Diferentes tipos de segmentos requieren diferentes modelos; por lo tanto, se presentan una serie de modelos para segmentos individuales. Para cada segmento flexible, un modelo de cuerpo pseudo-rígido predice la deflexión trayectoria y relaciones fuerza-deflexión de un segmento flexible. El movimiento se modela mediante eslabones rígidos unidos a uniones de pasador. Se agregan resortes al modelo para predecir con precisión las relaciones fuerza-desviación de los segmentos flexibles. La clave para cada modelo de cuerpo pseudo-rígido es decidir dónde colocar las juntas de pasador y qué valor asignar a las constantes de resorte. Esto se describe en las siguientes secciones.

## II. MODELOS

### i. PIVOTES DE FLEXIÓN DE PEQUEÑA LONGITUD

rístico y el centro el punto se utiliza por conveniencia.

El primer segmento flexible que se analizará es el pivote de flexión de longitud pequeña. El segmento pequeño se denomina pivote de flexión de longitud pequeña. Por lo general,  $L$  es 10 o más veces mayor que  $l$ . puede usarse para definir un modelo de cuerpo pseudo-rígido simple para pivotes de flexión de longitud pequeña. Dado que la sección flexible es mucho más corta que la sección rígida, el movimiento del sistema se puede modelar como dos eslabones rígidos unidos en una junta de pasador. Llama el pivote característico. El pivote característico está ubicado en el centro del pivote de flexión. Esta es una suposición precisa porque la deflexión se produce en el segmento flexible y es pequeña en comparación con la longitud del segmento rígido.

Por esta misma razón, casi cualquier punto a lo largo del segmento flexible representaría una posición aceptable para el pivote caracte-

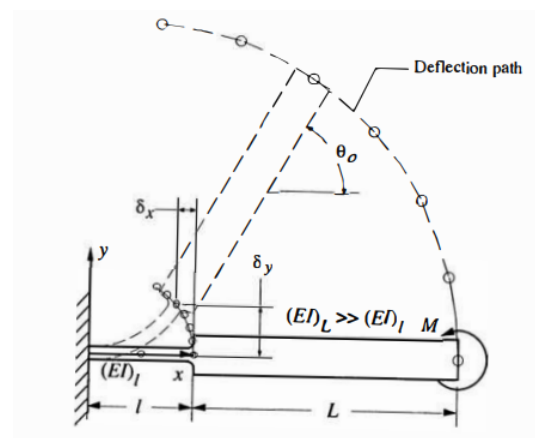


Figura 1: Pivote de flexión de longitud pequeña.



## ii. VIGA EN VOLADIZO CON UNA FUERZA EN EL EXTREMO LIBRE

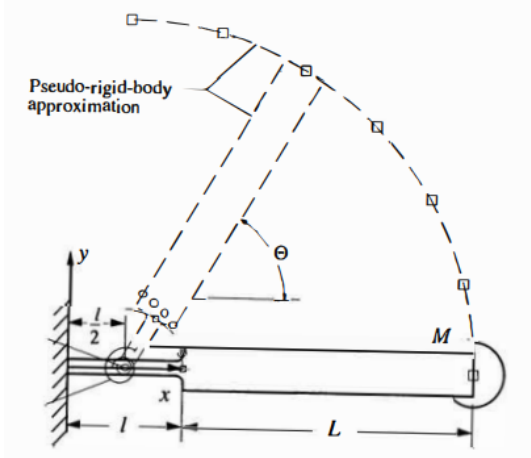


Figura 2: modelo pseudo-cuerpo rígido

Considere la viga en voladizo flexible con sección transversal constante y lineal propiedades del material. El modelo de cuerpo seudo rígido de la viga flexible proporciona un método simplificado pero preciso para analizar la deflexión de vigas flexibles y proporciona al diseñador un medio para visualizar la deflexión. La carga de una fuerza en el extremo libre de una viga en voladizo comúnmente ocurre en segmentos con pasadores fijos de mecanismos flexibles.

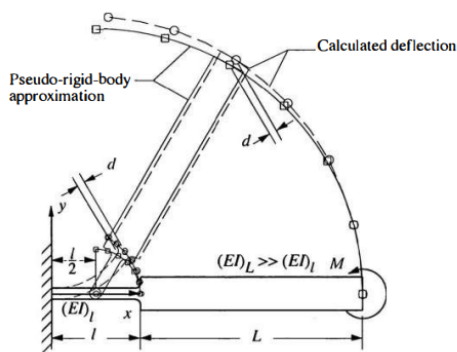


Figura 3: Error asociado con la aproximación del pivote de flexión de longitud pequeña.

cuerpo seudo rígido de una viga de gran deflexión para que se supone que la trayectoria casi circular se puede modelar con precisión mediante dos eslabones rígidos que se unen en un pivote a lo largo de la viga. Un resorte de torsión en el pivote representa la resistencia de la viga a la deflexión. La ubicación de este pivote característico de cuerpo seudo rígido se mide desde el extremo de la viga como una fracción de la longitud del haz, donde la distancia fraccionaria es  $\gamma l$  e  $\gamma$  es el radio característico factor.

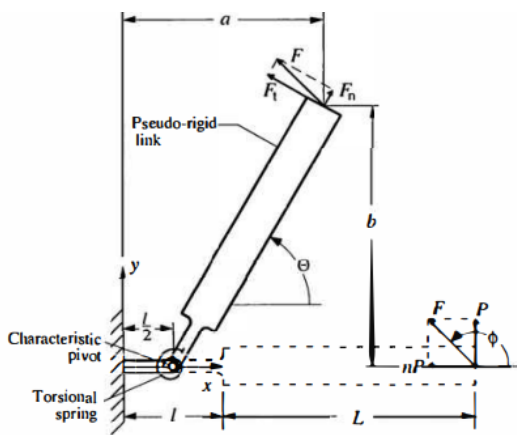


Figura 4: Modelo de pseudo-cuerpo rígido de una viga con un pivote de flexión de longitud pequeña y un fuerza en el extremo libre.

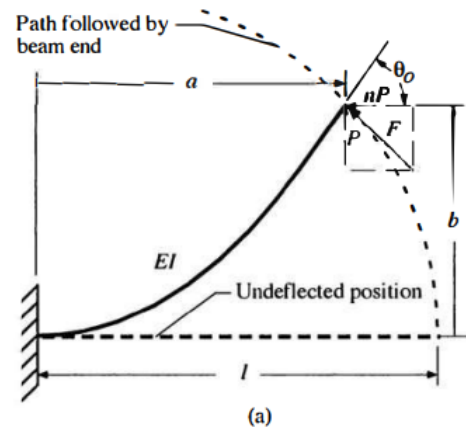


Figura 5: Segmento en voladizo con fuerzas en el extremo libre

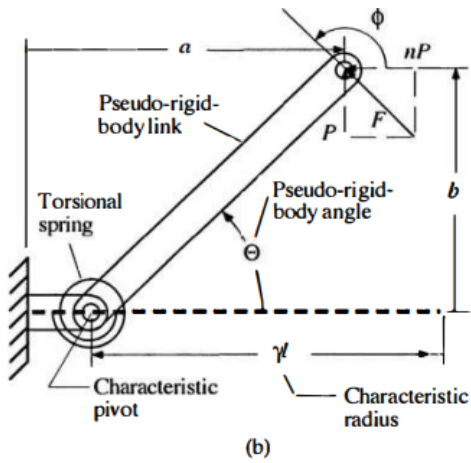


Figura 6: modelo de cuerpo pseudo-rígido.

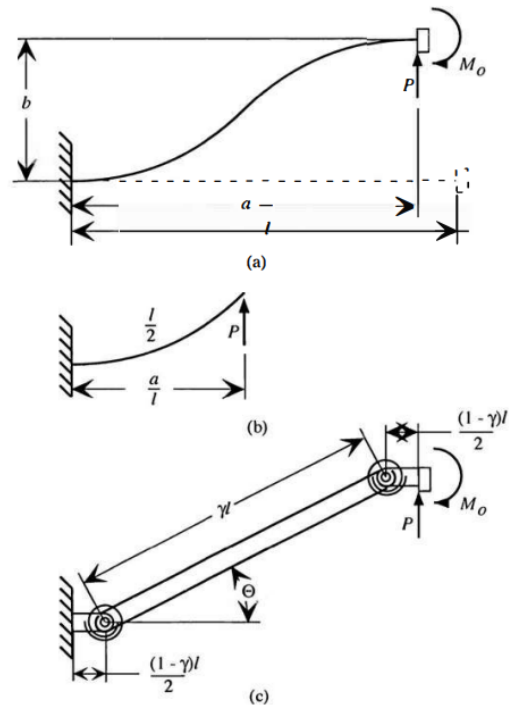


Figura 8: (a) Viga flexible con un ángulo final constante, (b) diagrama de cuerpo libre de un medio de la viga, y (c) modelo de pseudo-cuerpo rígido.

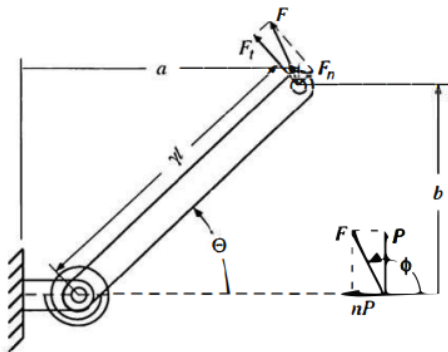


Figura 7: Componentes tangenciales y normales de la fuerza aplicada.

### iii. SEGMENTO FIJO-GUIADO FLEXIBLE

Considere el segmento flexible con cargas en los extremos. Un extremo de la viga está fijo mientras que el otro es guiado en el sentido de que el ángulo de ese extremo de la viga no cambia.

### iv. SEGMENTO ARTICULADO-ARTICULADO

Los segmentos inicialmente curvos se usan bastante comúnmente como segmentos con pasadores, es vale la pena presentar un modelo de pseudo-cuerpo rígido específico para este tipo de segmento. Debido a la simetría de la viga articulada-articulada inicialmente curvada es igualmente aplicable a cualquier lado de el segmento. Sabemos que la fuerza siempre es horizontal ( $n = \infty$ ).

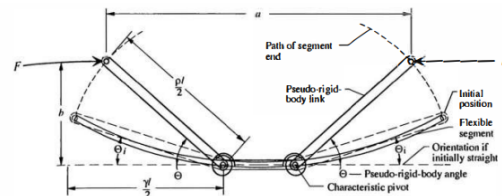


Figura 9: Modelo de cuerpo pseudo-rígido para una viga articulada-articulada inicialmente curvada.



### III. PROCEDIMIENTO

#### i. ECUACIONES VALIDAS EN TODOS LOS ANÁLISIS

$$\sigma_{top} = \frac{-M_{max}c}{l} - \frac{np}{A} \quad (1)$$

$$\sigma_{bot} = \frac{M_{max}c}{l} - \frac{np}{A} \quad (2)$$

$$\sigma_{top} = \frac{-6M_{max}c}{wh^2} - \frac{np}{wh} \quad (3)$$

$$\sigma_{bot} = \frac{6M_{max}c}{wh^2} - \frac{np}{wh} \quad (4)$$

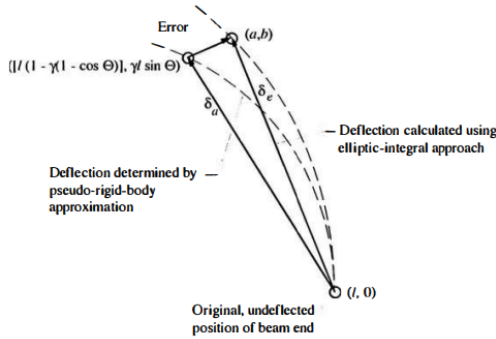


Figura 10: Determinación del error en las aproximaciones de deflexión.

$$\frac{error}{l} = \frac{\sqrt{\left\{ \frac{a}{l} - [1 - \gamma(1 - \cos\Theta)] \right\}^2 + \left( \frac{b}{l} - \gamma \sin\Theta \right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{a}{l}\right)^2 + \left(\frac{b}{l}\right)^2}} \quad (5)$$

$$y_{ave} = \frac{\int_{n_1}^{n_2} \gamma dn}{\int_{n_1}^{n_2} dn} \quad (6)$$

$$K_{\Theta_{ave}} = \frac{\int_{n_1}^{n_2} k_{\Theta} dn}{\int_{n_1}^{n_2} dn} \quad (7)$$

#### ii. ECUACIONES VALIDAS PARA EL MODELO PIVOTES DE FLEXIÓN DE PEQUEÑA LONGITUD.

$$\Theta = \theta_0 \quad (8)$$

$$\frac{a}{l} = \frac{1}{2} + \left( \frac{L}{l} + \frac{1}{2} \right) \cos\Theta \quad (9)$$

$$\frac{b}{l} = \frac{1}{2} + \left( \frac{L}{l} + \frac{1}{2} \right) \sin\Theta \quad (10)$$

$$K = \frac{(EI)_l}{l} \quad (11)$$

#### iii. ECUACIONES VALIDAS PARA EL MODELO VIGA EN VOLADIZO CON UNA FUERZA EN EL EXTREMO LIBRE.

$$\frac{a}{l} = 1 - \gamma(1 - \cos\Theta) \quad (12)$$

$$\frac{b}{l} = 1 - \gamma \sin\Theta \quad (13)$$

$$y_{ave} \approx 0,85 \quad (14)$$

$$\theta_0 = c_{\theta}\Theta \quad (15)$$

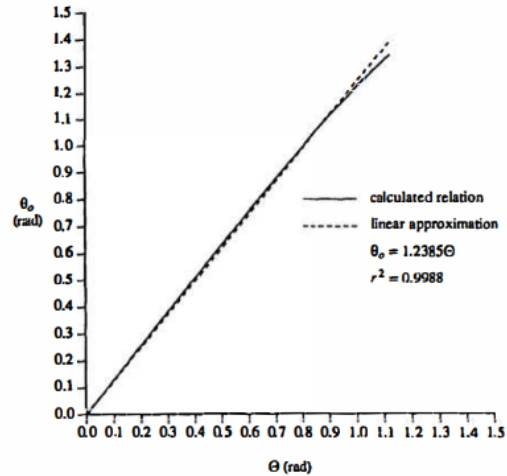


Figura 11: Aproximación lineal de  $\theta_0$ , versus  $\Theta$  para  $n = 0$

$$(\alpha^2)_t = \frac{F_t l^2}{EI} \quad (16)$$

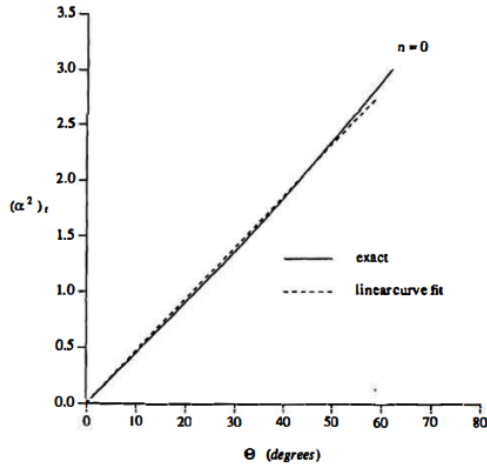


Figura 12: Fuerza tangencial versus deflexión.

### iii.1. VIGA EN VOLADIZO INICIALMENTE CURVADA

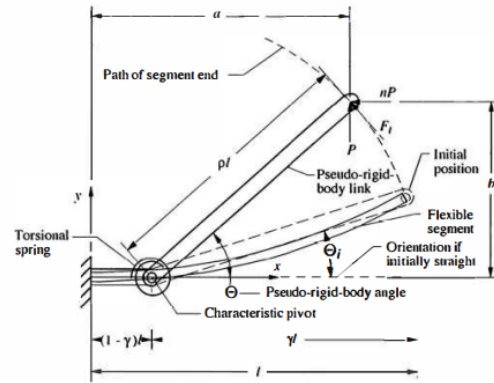


Figura 13: Modelo de cuerpo seudo rígido de una viga en voladizo cargada con fuerza final inicialmente curvada.

$$(\alpha^2)_t = K_{\Theta} \Theta \quad (17)$$

$$\kappa_0 = \frac{l}{R_i} \quad (22)$$

$$\Theta < \Theta_{max} \approx 0,7 \tan^{-1} \frac{1}{-n} = 0,7\phi \quad (-5 < n < 10) \quad (18)$$

$$\rho = \left\{ \left[ \frac{a_i}{l} - (1 - \gamma) \right]^2 + \left( \frac{b_i}{l} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (23)$$

$$\frac{a_i}{l} = \frac{1}{\kappa_0} \sin \kappa_0 \quad (24)$$

$$\frac{b_i}{l} = \frac{1}{\kappa_0} (1 - \cos \kappa_0) \quad (25)$$

$$K_{\Theta_{ave}} = 2,61 \quad (-5 < n < 10) \quad \& \quad (11,3 < \phi < 174,3) \quad (19)$$

$$\frac{a}{l} = 1 - \gamma + \rho \cos \Theta \quad (26)$$

$$\frac{b}{l} = \rho \sin \Theta \quad (27)$$

$$K_{\Theta_{ave}} = 2,65 \quad (-0,5 < n < 1) \quad \& \quad (63 < \phi < 135) \quad (20)$$

$$\alpha_t^2 = K_{\Theta} (\Theta - \Theta_i) \quad (28)$$

$$T = \rho l F_t \quad (29)$$

$$T = K (\Theta - \Theta_i) \quad (30)$$

$$K = \gamma K_{\Theta} \frac{EI}{l} \quad (21)$$

$$K = \rho K_{\Theta} \frac{EI}{l} \quad (31)$$



iv. ECUACIONES VALIDAS PARA EL MODELO SEGMENTO FIJO-GUIADO FLEXIBLE.

$$(\alpha^2)_t = 2K_{\Theta}\Theta \quad (32)$$

$$K = 2\gamma K_{\Theta} \frac{EI}{l} \quad (33)$$

$$\sigma_{max} = \frac{Pac}{2I} \quad (34)$$

v. ECUACIONES VALIDAS PARA EL MODELO SEGMENTO ARTICULADO-ARTICULADO.

$$\Theta_i = \text{atan} \frac{2b_i}{a - l(1 - \gamma)} \quad (35)$$

$$\rho = \left\{ \left[ \frac{a_i}{l} - (1 - \gamma) \right]^2 + \left( \frac{2b_i}{l} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (36)$$

$$\gamma = \begin{cases} 0,8005 - 0,0173\kappa_0, & (0,5 < \kappa_0 < 0,595) \\ 0,8062 - 0,0265\kappa_0, & (0,595 < \kappa_0 < 1,5) \end{cases} \quad (37)$$

$$\frac{a}{l} = 1 - \gamma \cos \Theta \quad (38)$$

$$\frac{b}{l} = \frac{\rho}{2} \sin \Theta \quad (39)$$

$$\frac{a}{l} = 1 - \gamma + \rho \cos \Theta \quad (40)$$

$$\frac{b}{l} = \frac{\rho}{2} \sin \Theta \quad (41)$$

$$K_{\Theta} = 2,568 - 0,028\kappa_0 + 0,137\kappa_0^2 \quad (0,5 \leq \kappa_0 \leq 1,5) \quad (42)$$

$$K = 2\rho K_{\Theta} \frac{EI}{l} \quad (43)$$

$$T = Fb \quad (44)$$

$$T = K(\Theta - \Theta_i) \quad (45)$$

$$F = \frac{K(\Theta - \Theta_i)}{b} \quad (46)$$

$$\sigma_{max} = \pm \frac{Fbc}{I} - \frac{F}{A} \quad (47)$$

vi. ECUACIONES VALIDAS PARA EL MODELO PIVOTES DE FLEXIÓN DE PEQUEÑA LONGITUD E VIGA EN VOLADIZO CON UNA FUERZA EN EL EXTREMO LIBRE.

$$T = K\Theta \quad (48)$$

$$F_t = \frac{K\Theta}{\gamma l} \quad (49)$$

$$n = \left( \frac{F \text{ componente vertical}}{F \text{ componente horizontal}} \right)_{\phi} \quad (50)$$

$$F = P\sqrt{n^2 + 1} \quad (51)$$

$$\phi = \text{atan} \frac{1}{-n} \quad (52)$$

$$F_t = F \sin(\phi - \Theta) \quad (53)$$

vii. ECUACIONES VALIDAS PARA EL MODELO VIGA EN VOLADIZO CON UNA FUERZA EN EL EXTREMO LIBRE E SEGMENTO FIJO-GUIADO FLEXIBLE.

$$\theta_0 = \frac{M_0 l}{EI} = \kappa_0 \quad (54)$$

$$\Theta = \text{atan} \frac{b}{a - l(1 - \gamma)} \quad (55)$$

$$\gamma = \begin{cases} 0,841655 - 0,0067807n \\ + 0,000438n^2, & (0,5 < n < 10) \\ (0,852144 - 0,0182867n), & \\ (-1,8316 < n < 0,5) & \\ (0,91364 + 0,0145928n), & \\ (-5 < n < -1,8316) & \end{cases} \quad (56)$$



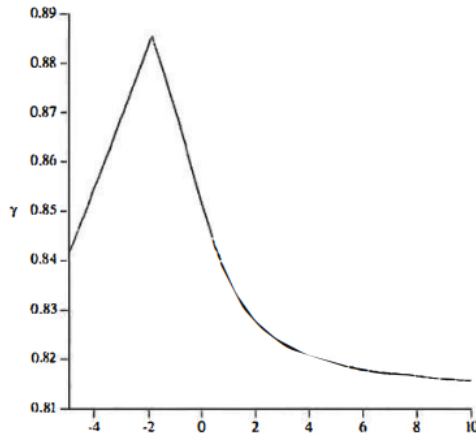


Figura 14: Gráfico del factor de radio característico,  $\gamma$ , versus  $n$ .

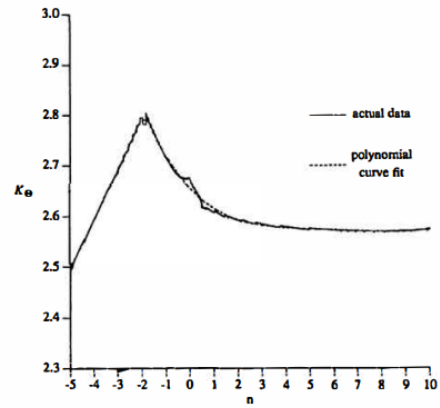


Figura 15: Coeficiente de rigidez versus  $n$ .

$$K_{\Theta} = \begin{cases} 3,024112 + 0,12129n \\ +0,003169n^2, (-5 < n < -2,5) \\ 1,967647 - 2,616021n \\ -3,738166n^2 - 2,649437n^3 \\ -0,891906n^4 - 0,113063n^5, \\ (-2,5 < n < -1) \\ 2,654855 - 0,0509896n \\ +0,0126749n^2 - 0,00142039n^3 \\ +0,584525 \times 10^{-4}n^4, (-1 < n < 10) \end{cases} \quad (57)$$

#### viii. ECUACIONES VALIDAS PARA EL MODELO SEGMENTO FIJO-GUIADO FLEXIBLE E SEGMENTO ARTICULADO-ARTICULADO.

$$\frac{a_i}{l} = \frac{2}{\kappa_0} \sin \frac{\kappa_0}{2} \quad (58)$$

$$\frac{b_i}{l} = \frac{1}{\kappa_0} \left( 1 - \cos \frac{\kappa_0}{2} \right) \quad (59)$$

$$\sigma_{max} = \pm \frac{P(a + nb)c}{I} - \frac{nP}{A} \quad (60)$$

## RELACIONES DE FUERZA-DEFLEXIÓN

El concepto de modelo de cuerpo pseudo-rígido permite que los mecanismos compatibles se modelen como mecanismos de cuerpo rígido, el modelo de cuerpo pseudo-rígido aún puede ser más complejo que el modelo de cuerpo rígido.

A diferencia de la cinemática de cuerpo rígido, el movimiento de un mecanismo compatible depende de la ubicación y la magnitud de las fuerzas aplicadas. Por lo tanto, el modelo de cuerpo pseudorígido contiene no solo los enlaces rígidos y los pares cinemáticos necesarios para modelar el movimiento, sino que también incluye resortes discretos apropiados para modelar el movimiento.

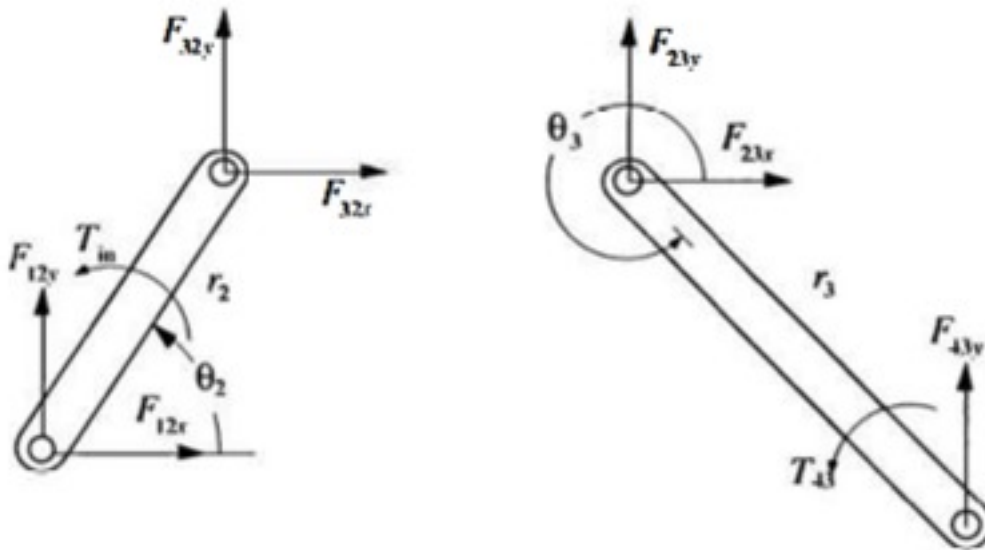
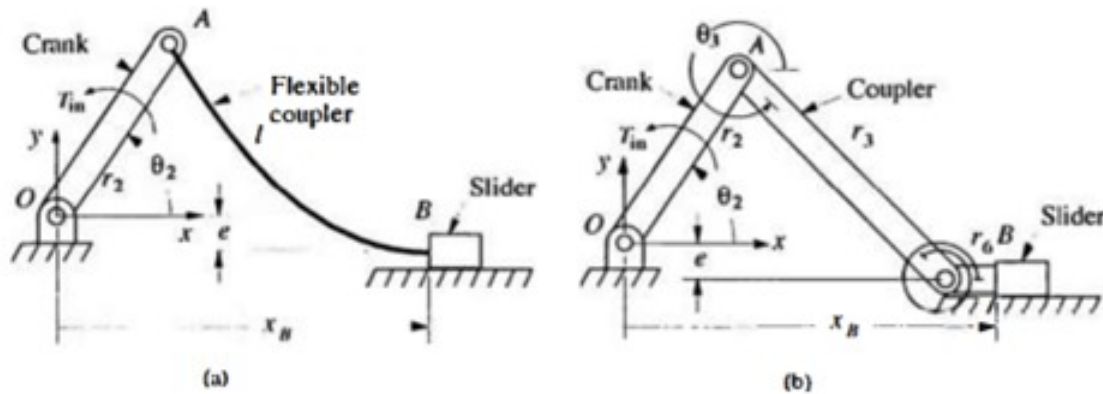
Una ventaja del modelo de cuerpo pseudo-rígido es que permite modelar mecanismos flexibles como mecanismos de cuerpo rígido con resortes y eslabones rígidos. El modelo resultante se analiza fácilmente utilizando métodos comunes de diseño de mecanismos.





El mecanismo de cuerpo pseudo-rígido se dibuja con las fuerzas aplicadas incluidas. Se construye un diagrama de cuerpo libre para cada eslabón, y las ecuaciones de equilibrio estático se construyen para cada eslabón. Para enlaces rígidos en un plano, el enlace está en equilibrio si la sumatoria de fuerzas en  $y$ ,  $x$  y los momentos es 0.

Ejemplo: Mecanismo deslizante compatible. Tal vez la mejor manera de describir el método es, por un ejemplo. Considere el mecanismo deslizante compatible y su modelo de cuerpo pseudo-rígido que se muestra en la figura. La entrada es un momento en el enlace 2,  $T_0$ , y un resorte de torsión provoca un par en la conexión de los enlaces 3 y 4,  $T_3$ . Los diagramas de cuerpo libre para los eslabones 2 y 3 se muestra. Dado que el control deslizante no resistir el movimiento en la dirección  $x$ ,  $F_{43x} = 0$ . Las ecuaciones de equilibrio estático para enlace 2 son



$$F_{12x} + F_{32x} = 0 \quad (61)$$

$$F_{12y} + F_{32y} = 0 \quad (62)$$



$$T_{in} + F_{32y}r_2 \cos \theta_2 - F_{32x}r_2 \sin \theta_2 = 0 \quad (63)$$

Para el enlace 3

$$F_{23x} = 0 \quad (64)$$

$$F_{23y} + F_{43y} = 0 \quad (65)$$

$$T_{43} + F_{43y}r_3 \cos \theta_3 = 0 \quad (66)$$

Donde

$$T_{43} = -k_3(\theta_3 - \theta_{30}) \quad (67)$$

También sabemos que en una unión con pasador las fuerzas sobre los eslabones conectados tienen igual magnitud, pero están en direcciones opuestas, es decir

$$F_{32x} = -F_{23x} \quad (68)$$

$$F_{32y} = -F_{23y} \quad (69)$$

Sustituyendo da como resultado

$$F_{32x} = F_{23x} = F_{12x} = 0 \quad (70)$$

Resolviendo la ecuación para resolver F43

$$T_{43y} = -\frac{T_{43}}{r_3 \cos \theta_3} \quad (71)$$

$$F_{23y} = -F_{32y} = F_{12y} = -F_{43y} = \frac{T_{43}}{r_3 \cos \theta_3} \quad (72)$$

Sustituyendo las ecuaciones y resolviendo para Tin

$$T_{in} = \frac{T_{43}r_2 \cos \theta_2}{r_3 \cos \theta_3} = -\gamma k_\theta \frac{EI}{i} \theta_3 - \theta_{30} \frac{r_2 \cos \theta_2}{r_3 \cos \theta_3} \quad (73)$$

La ecuación se puede usar para calcular el par de entrada requerido para mantener el mecanismo en varias posiciones.

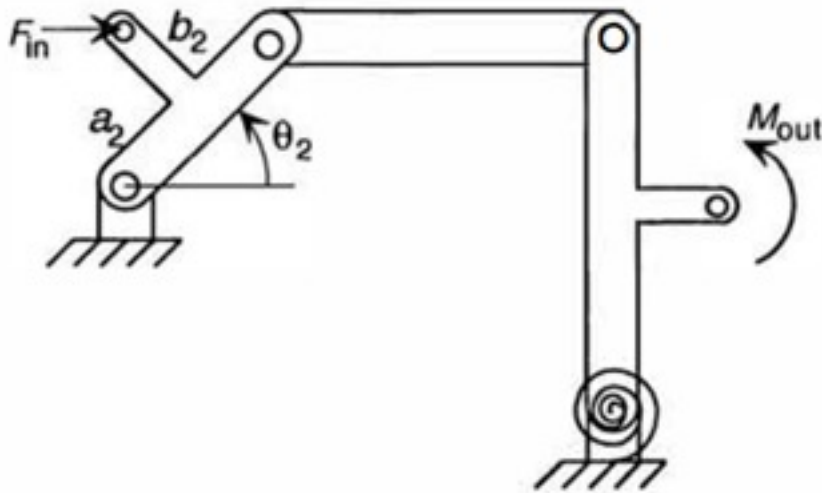
El trabajo realizado sobre un objeto, W, por una fuerza, F, es el producto escalar de la fuerza y vectores de desplazamiento, o

$$dW = \vec{F} \cdot d\vec{z} \quad (74)$$

El trabajo realizado por un momento, M, es

$$dW = \vec{M} \cdot d\vec{\theta} \quad (75)$$

El trabajo realizado es la diferencia en la energía potencial, V, del sistema en el dos puntos finales:



$$W = V_1 - V_2 \quad (76)$$

La energía de deformación de un resorte puede ser determinado a partir de

$$V = \int_{s_0}^s f_k(s) ds = \frac{k}{2}(x - x_0)^2 \quad (77)$$

Las características de fuerza-desplazamiento de los mecanismos compatibles se pueden encontrar aplicando el principio del trabajo virtual. El método puede describirse en una serie de pasos. Estos pasos se describen a continuación y se proporcionan en el contexto del modelo de cuerpo pseudorígido de un mecanismo compatible, como se ilustra en la figura 6.6. El mecanismo tiene una fuerza de entrada horizontal,  $F_{in}$ , un momento de salida,  $M_{out}$  y una torsión resorte para representar un pivote de flexión de longitud pequeña con una constante de resorte torsional de  $k_4$ .



- **Paso 1. Elija la coordenada generalizada, q.**

Para este ejemplo, tiene sentido elegir  $\theta_2$  como la coordenada generalizada porque es la entrada conocida.

- **Paso 2. Expresar las fuerzas aplicadas en forma vectorial.**

Para el ejemplo, la fuerza de entrada es

$$\vec{F} = F_{in}\hat{i} \quad (78)$$

- **Paso 3. Escriba un vector desde el origen hasta la ubicación de cada fuerza en el paso 2.**

Para nuestro ejemplo, el origen se elige como el punto donde el enlace 2 está anclado al suelo. Solo hay una fuerza, por lo que se necesita un vector de desplazamiento. Este es

$$\vec{z} = (a_2 \cos \theta_2 - b_2 \sin \theta_2)\hat{i} + (a_2 \sin \theta_2 + b_2 \cos \theta_2)\hat{j} \quad (79)$$

- **Paso 4. Determinar el desplazamiento virtual diferenciando la posición de vectores (encontrados en el paso 3) con respecto a la coordenada generalizada.**

Si se utiliza  $\theta_2$  como coordenada generalizada, entonces

$$\delta\vec{z} = \frac{d\vec{z}}{d\theta_2} = (-a_2 \cos \theta_2 - b_2 \sin \theta_2)\delta\theta_2\hat{i} + (a_2 \sin \theta_2 + b_2 \cos \theta_2)\delta\theta_2\hat{j} \quad (80)$$

- **Paso 5. Calcular el trabajo virtual debido a las fuerzas tomando el producto punto del vector fuerza y el desplazamiento virtual.**

Para el ejemplo, esto da como resultado

$$\delta W = \vec{F} \cdot \delta\vec{z} \quad (81)$$

$$\delta W = -F_{in}(a_2 \sin \theta_2 + b_2 \cos \theta_2)\delta\theta_2 \quad (82)$$

- **Paso 6. Expresar los momentos aplicados en forma vectorial.**

El momento de salida,  $M_{out}$ , se puede expresar como

$$M_{out}\hat{k} \quad (83)$$

El momento causado por el resorte de torsión se puede tener en cuenta en este paso, o en el paso que involucra energía potencial. Esto da como resultado.

$$T_4 = -k_4(\theta_4 - \theta_{40})\hat{k} \quad (84)$$



- **Paso 7. Determine los ángulos a través de los cuales actúan los momentos y escribir en forma vectorial.**

Para  $M_{out}$

$$\hat{\Theta} = (\theta_4 - \theta_{40})\hat{k} \quad (85)$$

Y para  $T_4$

$$\hat{\Theta} = (\theta_4 - \theta_{40})\hat{k} \quad (86)$$

- **Paso 8. Encuentre los desplazamientos angulares virtuales diferenciando los desplazamientos angulares con respecto a la coordenada generalizada.**

Tanto para  $M_{out}$  como para  $T_4$  esto sería

$$\delta\vec{\Theta} = \frac{d}{d\theta_2}\vec{\Theta}\delta\theta_2 = \frac{d\theta_4}{d\theta_2}\delta\theta_2\hat{k} \quad (87)$$

Donde

$$\frac{d\theta_4}{d\theta_2} = \frac{r_2 \sin(\theta_3 - \theta_2)}{r_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (88)$$

- **Paso 9. Calcular el trabajo virtual debido a momentos tomando el punto producto del vector momento y el desplazamiento angular virtual**

Para  $M_{out}$

$$\delta W = M_{out} \frac{d\theta_4}{d\theta_2} \delta\theta_2 \quad (89)$$

Para  $T_4$

$$\delta W = -k_4(\theta_4 - \theta_{40}) \frac{d\theta_4}{d\theta_2} \delta\theta_2 \quad (90)$$

- **Paso 10. Encuentre fuentes de energía potencial que no hayan sido contabilizadas en pasos anteriores.**

La energía asociada con el resorte torsional ya ha sido resuelta. incluyéndolo en los términos de momento en los pasos anteriores. Un enfoque alternativo sería tener en cuenta la energía potencial del sistema. Si este es su enfoque fue tomada, la energía potencial para el resorte sería

$$V = \frac{1}{2}k_4(\theta_4 - \theta_{40})^2 \quad (91)$$

- **Paso 11. Encuentre el trabajo virtual de la energía potencial diferenciando la energía potencial con respecto a la coordenada generalizada y multiplicando por  $-\delta q$ .**

El uso de la energía potencial en el paso 10 da como resultado



$$\delta W = -k_4(\theta_4 - \theta_{40}) \frac{d\theta_4}{d\theta_2} \delta\theta_2 \quad (92)$$

- **Paso 12. Calcular el trabajo virtual total sumando el trabajo virtual términos en los pasos 5, 9 y 11.**

Para el ejemplo. esto resulta en

$$\delta W = -F_{in}(a_2 \sin \theta_2 + b_2 \cos \theta_2) \delta\theta_2 + M_{out} \frac{d\theta_4}{d\theta_2} \delta\theta_2 - k_4(\theta_4 - \theta_{40}) \frac{d\theta_4}{d\theta_2} \delta\theta_2 \quad (93)$$

- **Paso 13. Aplicar el principio del trabajo virtual: Si se está en equilibrio, el trabajo virtual es igual a cero.**

Si el trabajo virtual se iguala a cero, ambos lados pueden ser dividido por  $\delta\theta_2$  para obtener

$$-F_{in}(a_2 \sin \theta_2 + b_2 \cos \theta_2) + M_{out} \frac{d\theta_4}{d\theta_2} - k_4(\theta_4 - \theta_{40}) \frac{d\theta_4}{d\theta_2} = 0 \quad (94)$$

- **Paso 14. Resuelva la ecuación del paso 13 para la incógnita.**

Si se conoce la fuerza de entrada y la fuerza de salida  $M_{out}$  es desconocida, entonces  $M_{out}$  puede ser calculado para una posición dada.

$$M_{out} = \frac{F_{in}(a_2 \sin \theta_2 + b_2 \cos \theta_2) r_4 \sin(\theta_4 - \theta_{40})}{r_2 \sin(\theta_3 - \theta_2)} + k_4(\theta_4 - \theta_{40}) \quad (95)$$