

Cálculo de índices para determinar la sensibilidad a la tolerancia dimensional en ensambles eslabonados

Index Numbers Calculation to Determine the Dimensional Tolerance Sensitivity in Linked Assemblies

VÍCTOR RUIZ ROSAS

Ingeniero mecánico Universidad Nacional de Colombia. MSc. Ingeniería Mecánica Universidad de los Andes. Profesor Diseño Mecánico, Tecnología e Ingeniería Mecánica, Facultad Tecnológica, Universidad Distrital Francisco José de Caldas. Bogotá Colombia
veruizr@udistrital.edu.co

Fecha de recepción: 14 de septiembre de 2007

Clasificación del artículo: investigación

Fecha de aceptación: 11 de marzo de 2008

Palabras clave: análisis de sensibilidad, sensibilidad a la tolerancia, síntesis de mecanismos, número de condición.

Key words: sensitivity analysis, tolerance sensitivity, mechanism synthesis, condition number.

RESUMEN

El artículo muestra el desarrollo de los modelos necesarios para resolver problemas relacionados con el análisis de sensibilidad a las tolerancias dimensionales de ensambles eslabonados a partir de matrices de síntesis de mecanismos. Se llegó a plantear índices de comportamiento, basados en el número de condición de la matriz de sensibilidad, los cuales se pueden emplear para establecer criterios que permitan seleccionar configuraciones de ensamble que ofrezcan menos errores al pasar por posiciones de precisión, cuando se presentan cambios en las dimensiones de los eslabones. Se muestra un ejemplo comparativo del uso de estos índices.

ABSTRACT

In this article it is showed the development of necessary models to solve problems related to analysis of sensitivity to the dimensional tolerances of linked assemblies from matrices of mechanisms synthesis. It was gotten to raise behavior index numbers, based on the sensitivity matrix condition number, which can be used to establish criteria that allow selecting assembly configurations which offer less errors when happening through precision positions, when changes the dimensions of the links appear. It shows a comparative example using these numbers.

* * *

1. Introducción

Una gran cantidad de ensamblajes que se calculan como parte integral de dispositivos tecnológicos se dimensionan de forma analítica; en el caso de los ensamblajes destinados a la transmisión de movimiento se han trabajado una gran cantidad de técnicas orientadas a la síntesis de mecanismos eslabonados que permitan obtener el dimensionamiento de los elementos de los ensamblajes que cumplan con tareas de seguimiento de trayectoria y que tengan en cuenta las particularidades en orientaciones de los eslabones e incluso variables cinemáticas como son velocidades y aceleraciones y dinámicas como fuerzas y momentos, en diferentes puntos de los eslabones. Los algoritmos de síntesis de mecanismos no serán objeto de estudio en el presente artículo, sin embargo, es importante resaltar que se utilizaron modelos basados en coordenadas generalizadas [1], [2] que llevan a ecuaciones y a resultados similares a los planteados por el método de números complejos [3], [4].

Los modelos de síntesis basados en métodos analíticos, como los números complejos [3 y 4]; métodos numéricos alternativos basados en diseño robusto [5]; mapeos cinemáticos [6]; y métodos de optimización [7] dan como resultado, para las longitudes de los eslabones y sus orientaciones iniciales, soluciones con tantas cifras significativas, como herramienta de cálculo que pueda trabajar o el diseñador establecer; lo anterior lleva a plantear un interrogante acerca de cuál es la precisión requerida para el mecanizado de los eslabones calculados con el objetivo de garantizar el comportamiento final de la función del ensamblaje y, por lo tanto, poder establecer el rango de las tolerancias de fabricación, en este caso dimensionales, que no afecten de forma significativa la tarea de movimiento preestablecida. Se presenta la reflexión desarrollada por el autor y propone una serie de índices de comportamiento a la sensibilidad, que se pueden considerar cuando se presentan pequeñas variaciones en las longitudes y orientaciones de los eslabones que conforman el ensamblaje, de forma que sea posible llegar a caracterizar y refinar apropiadamente las soluciones obtenidas.

Entre los trabajos desarrollados en el área se encuentran diferentes estrategias que tienden a resolver problemas de síntesis de forma robusta, una de ellas es la que se plantea a partir del método de configuración de espacios [5], el cual incluye análisis de tolerancias en el ensamblaje y en la parametrización de las relaciones de ensamblaje entre eslabones. El método explora la necesidad de tener en cuenta condiciones reales de operación de los mecanismos sintetizados tales como las variaciones en las dimensiones de fabricación de los elementos involucrados en el proceso de síntesis, centrando el estudio en pares de unión superiores, tales como contactos simples entre superficies.

Igualmente, se han presentado algoritmos robustos para resolver el problema de cinco posiciones de Burmester¹ [6], eliminando estratégicamente los términos que producen singularidades (discontinuidades en la trayectoria o posiciones de agarrotamiento), del sistema de ecuaciones que describe el movimiento del mecanismo. Los resultados muestran que se obtienen índices de sensibilidad bajos con respecto a soluciones obtenidas por los métodos de números complejos basados en el análisis de longitudes y orientaciones de los eslabones [3].

Se han venido desarrollando métodos para determinar las tolerancias dimensionales de los elementos en un ensamblaje para que no afecten el comportamiento final del mecanismo. Este análisis se plantea esencialmente para ensamblajes estáticos [7]; no obstante, se puede hacer extensivo a mecanismos móviles si se tiene en cuenta que se puede estudiar el comportamiento en cada posición de precisión, como si correspondiera a un análisis estático.

La técnica de linealización Directa (DLM) [7, 8 y 9] está basada en la construcción de la matriz de sensibilidad con las variables que se constituyen en posibles fuentes de error y las que se afectan por estas variaciones; esta matriz identifica la robustez

¹ El problema de Burmester consiste en determinar los parámetros geométricos de un mecanismo de cuatro barras con uniones rotacionales capaz de pasar por un número finito de posiciones de precisión. Es un problema que ha sido resuelto de múltiples formas; sin embargo, continúa siendo un reto vigente en el nivel de síntesis de mecanismos.

de un mecanismo frente a cambios externos tales como errores en la manufactura o en el montaje de los eslabones. El método es utilizado como una herramienta para definir las tolerancias.

Los índices de robustez se utilizan en un algoritmo de dimensionamiento basado en síntesis de tolerancias en [10]. En este sentido, el indicador más utilizado es el número de condición, que muestra la forma como se comporta un ensamble con variaciones de sus parámetros de diseño y lo resume en el denominado elipsoide de sensibilidad. Mediante este procedimiento el diseñador tendrá criterios para seleccionar una solución de acuerdo con el orden de magnitud del número de condición. Aquí se advierte de la dificultad de llegar a un algoritmo de síntesis basado en la optimización del número de condición, teniendo en cuenta que este índice es una relación de autovalores de matrices que pueden ser de gran magnitud y su obtención implica algoritmos bastante complejos.

2. Sensibilidad a la tolerancia dimensional en ensambles de cuatro eslabones

Los cambios pequeños en las longitudes de los eslabones de un mecanismo, causadas por errores en la fabricación o el montaje, dan lugar a variaciones en la característica de movimiento del mecanismo ensamblado. Entonces, se requiere un análisis que establezca cómo y cuánto un mecanismo se puede afectar por los cambios dimensionales y de montaje (ubicación de apoyos) y verificar su sensibilidad a este tipo de modificaciones, esto es, qué tan crítico puede ser un error externo frente al funcionamiento final del mecanismo.

Este análisis busca, por un lado, determinar el comportamiento del mecanismo frente a modificaciones externas y, por otro, llegar a establecer las configuraciones de mecanismos menos sensibles a dichas variaciones, las cuales, en consecuencia, generen menos error frente a las posiciones prescritas en el problema de síntesis analítica. De acuerdo con el método de linealización directa (DLM), presentado

en [7], y modificado en [8], se desarrolló un modelo que permite realizar análisis de sensibilidad a la tolerancia dimensional, en mecanismos de cuatro barras. Se consideran dos tipos de variables dentro del análisis, de manufactura o independientes y de ensamble o dependientes.

Las variables de manufactura corresponden a las magnitudes que cambian de manera independiente, debido a errores en la fabricación. En estas variables se encuentran todas las longitudes de los eslabones, incluyendo la ubicación de apoyos. Las variables de ensamble identifican la posición y orientación de un elemento en el montaje y sus modificaciones, debido a los cambios en las variables de manufactura. En este grupo se incluyen, el vector que define la posición de precisión y los ángulos que determinan las orientaciones del eslabón acoplador y de salida.

La metodología utilizada plantea un circuito de vectores a lo largo de todo el ensamble. Para que el ensamble funcione adecuadamente la suma de los vectores a lo largo del circuito debe ser igual a cero. Si se presentan variaciones en la longitud de los vectores o en sus orientaciones, el ensamble igualmente se verá modificado, tal como se aprecia en la figura 1.

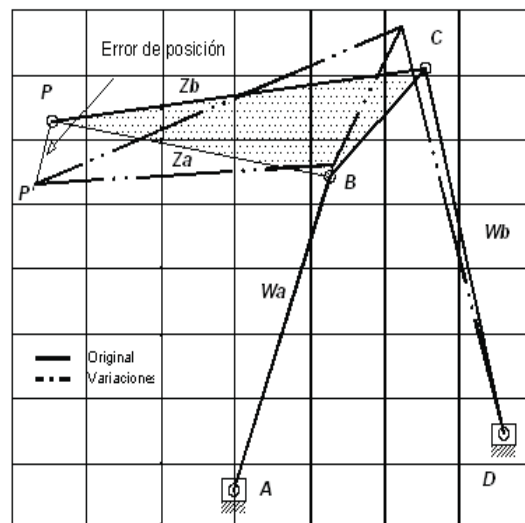


Figura 1. Mecanismo de cuatro barras con errores en el ensamble.

Para trabajar el modelo de sensibilidad a la tolerancia en una aproximación inicial se verifican los efectos de las variables de manufactura, sin tener en cuenta variaciones en la ubicación de los apoyos. Esto se hizo para un mecanismo sintetizado a partir de parejas de vectores de restricción en coordenadas generalizadas, esquematizado como se muestra en la figura 2.

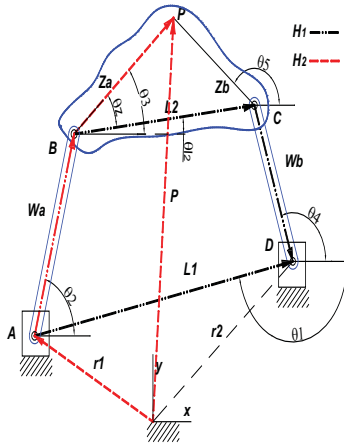


Figura 2. Ciclos en un mecanismo de cuatro barras para análisis de sensibilidad

Para describir completamente el comportamiento de ensamble, se definen dos ciclos de restricciones [8], el primero, de acuerdo con la figura 2, es el ABCDA que analiza todo el ensamble del mecanismo y el segundo ABPOA se plantea sobre el eslabón acoplador y el vector que define la posición de precisión. Las expresiones vectoriales que se obtienen en cada caso se ven en las ecuaciones 1 y 2.

$$\underline{H}_1 = \underline{L}_1 + \underline{W}_a + \underline{L}_2 + \underline{W}_b = 0 \quad (1)$$

$$\underline{H}_2 = \underline{r}_1 + \underline{W}_a + \underline{Z}_a + \underline{P} = 0 \quad (2)$$

A partir de las ecuaciones del circuito (1) y (2) se obtiene una pareja de ecuaciones escalares por cada circuito, una por cada dirección de traslación absoluta (X, Y), para un total de cuatro ecuaciones escalares. Si se tiene en cuenta que \underline{P} es el vector que define la posición de precisión con respecto al

origen de coordenadas, se puede decir entonces que las componentes rectangulares del vector \underline{P} corresponden a las coordenadas en x y y de la posición:

$$P_x = P \cos \theta \quad (3)$$

$$P_y = P \sin \theta \quad (4)$$

El vector \underline{r}_1 establece la posición del punto A, x_A, y_A con respecto al origen de coordenadas. Finalmente las ecuaciones de lazo vectorial se pueden expresar como [2]

$$H_{1x} = L_1 \cos \theta_1 + W_a \cos \theta_2 + L_2 \cos \theta_3 + W_b \cos \theta_4 = 0 \quad (5)$$

$$H_{2x} = x_A + W_a \cos \theta_2 + Z_a \cos \theta_2 + P_x = 0 \quad (6)$$

$$H_{1y} = L_1 \sin \theta_1 + W_a \sin \theta_2 + L_2 \sin \theta_3 + W_b \sin \theta_4 = 0 \quad (7)$$

$$H_{2y} = y_A + W_a \sin \theta_2 + Z_a \sin \theta_2 + P_y = 0 \quad (8)$$

Al analizar el mecanismo se identifica que las variables que se modifican de manera independiente son: $\theta_2, \theta_3, W_a, L_2, W_b, Z_a, L_1, x_A$ y y_A . Las variables dependientes son

$$\theta_1, \theta_4, \theta_{PA}, P_x, P_y$$

El método de linealización directa define las variaciones en el ensamble como [7 y 8].

$$\Delta H = [A]\Delta X + [B]\Delta U = 0 \quad (9)$$

donde:

ΔX son las variaciones en el lazo de restricciones;

ΔU representa las variaciones de las variables de ensamble;

ΔX las variaciones en las variables de manufactura;

$[B]$ matriz de derivadas parciales con respecto a las variables independientes;

$[A]$ matriz de derivadas parciales con respecto a variables dependientes.

Se analizan los cambios en los variables dependientes, asociados a los cambios en las variables independientes, a partir de la ecuación (9) se deduce que:

$$\Delta U = -[B]^{-1}[A]\Delta X \quad (10)$$

Las matrices A y B se calculan como:

$$[B] = \left[\begin{array}{cc} H_x^i & H_y^i \\ \partial U_j & \partial U_j \end{array} \right]^T \quad (11)$$

$$[B] = \left[\begin{array}{cc} H_x^i & H_y^i \\ \partial U_j & \partial U_j \end{array} \right]^T \quad (12)$$

Donde i indica el número de ciclos y j el número de variables dependientes o independientes de acuerdo con la matriz considerada.

La matriz de sensibilidad a la tolerancia se define como [8 y 9]

$$[S] = -[B]^{-1}[A] \quad (13)$$

La ecuación (13) establece la sensibilidad de un mecanismo o ensamble con respecto a los cambios que se presentan de manera independiente en los eslabones. Algunos índices basados en las propiedades de la matriz indican un nivel de más o menos sensibilidad, de forma que se permita tomar decisiones frente a una solución, todos ellos están en torno a la singularidad de la matriz.

Si se tienen en cuenta las ecuaciones (10) y (13), los cambios en las variables dependientes en términos de las independientes se expresan como:

$$\Delta U_i = [S][\Delta X] \quad (14)$$

La expresión (14) en términos de las variables dependientes e independientes definidas anteriormente, se presenta como [2]

$$\begin{bmatrix} d\theta_a \\ d\theta_b \\ dP_x \\ dP_y \end{bmatrix} = [S] \begin{bmatrix} dq_{a1} \\ dq_{a2} \\ dL_1 \\ dW_a \\ dL_2 \\ dW_b \\ dZ_a \\ dx_A \\ dy_A \end{bmatrix}$$

Donde dq_{a1} , dq_{a2} , dP_a , dP_y , son los cambios en las variables dependientes asociados a los cambios en las variables independientes dq_{A1} , dq_{A2} , dL_1 , dW_a , dL_2 , dW_b , dZ_a , dx_A y dy_A .

3. Criterios de comportamiento basados en análisis de sensibilidad

A fin de predecir el comportamiento de un ensamble ante cambios en sus dimensiones se utiliza la información que se pueda obtener de la matriz de sensibilidad. El criterio de sensibilidad más común en matrices cuadradas se define a partir de la singularidad de la matriz, mediante el cálculo de su determinante; si este es nulo, la matriz no es invertible y, por lo tanto, es singular. De tal forma se puede afirmar que una matriz es muy sensible, cuando la matriz está cercana a la singularidad y poco sensible cuando no hay singularidad [9], [10]. Sin pérdida de generalidad y aplicado este criterio a los mecanismos sintetizados analíticamente se definen mecanismos muy sensibles, cuando para cambios muy pequeños en las variables independientes la matriz de sensibilidad es singular o está muy próxima a la singularidad y a mecanismos poco sensibles, que son aquéllos que para grandes cambios en las variables independientes la matriz de sensibilidad no es singular.

Los modelos de síntesis en coordenadas generalizadas basados en la generación de sistemas de

ecuaciones simultáneas de lazos vectoriales por cada posición de precisión, desarrollados en [2], permiten obtener por la técnica DLM matrices de sensibilidad rectangulares (dependiendo del número de variables independientes incluidas en el problema), para las cuales no es calculable directamente su inversa, lo que representa un inconveniente en el momento de trabajar utilizando el criterio basado en la singularidad presentado anteriormente.

Un método usado para establecer la singularidad de una matriz, independientemente de que ésta sea cuadrada o no, es el cálculo del número de condición de la matriz a partir de la descomposición de sus valores singulares [9 y 10]. La ventaja que ofrece este método es que el valor del número de condición hace cuantificable la sensibilidad de la matriz y la convierte en un criterio importante para medir el comportamiento de un mecanismo sintetizado analíticamente.

3.1 Valores singulares

Un método que ayuda a determinar singularidades para cualquier matriz independiente que sea invertible o no corresponde a la Descomposición de Valores Singulares (SVD). Dada una matriz $[T]$, existe un operador T^* que corresponde a la conjugada transpuesta de la matriz $[T]$. El producto $[T^*][T]$ da como resultado una matriz cuadrada. Los autovalores del operador $[T^*][T]$ son siempre positivos y mayores que cero y su descomposición se denotará como [11]:

$$\sigma_1^2 \geq \sigma_2^2 \geq \sigma_3^2 \geq \dots \geq \sigma_n^2 \geq 0 \quad (16)$$

Donde ω_0 corresponde al n -ésimo valor singular ordenado de mayor a menor y se calculan a partir de la expresión:

$$\sigma = \sqrt{T^*T} \quad (17)$$

3.2 Número de condición

El número de condición se define como la razón entre el máximo y el mínimo valores singulares de

una matriz. Si se tiene en cuenta que los valores singulares son siempre positivos, el número de condición será siempre mayor o igual que la unidad. [11], [12], [13]

$$C = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} \geq 1 \quad (18)$$

3.3 Criterios de sensibilidad a partir del número de condición

El número de condición de una matriz indica su cercanía a la singularidad, de tal manera que si este número tiende a la unidad, se dice que la matriz es menos sensible a los cambios que se presentan en las variables; de igual forma, entre mayor sea el número de condición, la matriz tiende a la singularidad y será mucho más sensible a pequeños cambios en las variables independientes.

Para el caso de los mecanismos de cuatro barras obtenidos mediante síntesis analítica, el número de condición se calcula a partir de los valores singulares de la matriz de sensibilidad obtenida por la relación entre las variables dependientes e independientes en el ensamble. Dado que se sintetiza el mecanismo para múltiples posiciones, se tiene una matriz de sensibilidad por cada posición de precisión lo que implica un número de condición diferente en cada ubicación del mecanismo. Por lo tanto, el análisis de condición y sensibilidad se debe hacer en cada una de las posiciones para las cuales se desarrolló la síntesis dimensional, esto en atención a que el mecanismo puede ser, por ejemplo, poco sensible en una posición, pero muy sensible en otras.

El estudio del número de condición conduce al establecimiento de las configuraciones sintetizadas menos sensibles a las tolerancias dimensionales, el cual se concentra especialmente en buscar mecanismos para los que se obtengan cambios mínimos en las posiciones de precisión, a fin de cumplir con los requisitos de un problema de síntesis cinemática.

3.4 Número de condición ponderado

Cuando hay un problema de síntesis de trayectoria o de movimiento, para el cual se requiere que el

mecanismo pase exactamente por unas posiciones de precisión prescritas, el análisis de sensibilidad se debe enfocar en buscar mínimas diferencias entre dichas posiciones y las que el mecanismo logra alcanzar cuando hay variaciones en el ensamble. Para este caso se conformó una nueva matriz $[S^*]$ a partir de las dos últimas filas de la matriz de sensibilidad inicial, ecuación (13), que corresponden a los cambios generados en la posición, la nueva expresión para el análisis de sensibilidad es la ecuación (18). El número de condición de esta nueva matriz servirá para establecer la sensibilidad en el cambio en las posiciones de precisión del mecanismo ante cambios dimensionales en el ensamble.

$$\begin{bmatrix} dP^* \\ dP_7 \end{bmatrix} = [S^*] \begin{bmatrix} d\theta_1 \\ d\theta_2 \\ d\theta_3 \\ dL_1 \\ dWa \\ dL_2 \\ dWb \\ dZa \end{bmatrix} \quad (19)$$

Con el objeto de obtener un solo número de condición que agrupe el comportamiento del mecanismo en toda su trayectoria, se buscó hacer un promedio ponderado de los números de condición en cada posición de precisión, teniendo en cuenta que, de acuerdo con la función final del mecanismo, puede ser más importante el paso exacto por una posición que por otras, si bien este criterio depende completamente del diseñador del mecanismo, con el objetivo de validar el índice propuesto, se estableció que las posiciones más importantes son la inicial y la final y, por lo tanto, tendrán pesos mayores en el momento de calcular el número de condición ponderado. En general, este indicador se puede expresar como:

$$c^* = \sum_{i=1}^n p_i c_i \quad (20)$$

Donde p_i es la ponderación sobre el 100% del número de condición en la i -ésima posición.

Para normalizar el número de condición ponderado, éste se divide entre su norma de tal forma que:

$$i_q = \frac{V_d}{X_q} \quad (21)$$

3.5 Inverso del número de condición ponderado

Teniendo en cuenta que el número de condición en ocasiones puede ser muy grande, el hecho de obtener su inverso es útil para manejar los valores en una escala entre cero y uno, de forma que puede ser más fácilmente interpretado y representado. El inverso del número de condición ponderado está definido por la ecuación (22):

$$rc^* = \frac{1}{c^*} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n p_i c_i} \quad (22)$$

Como se ve en la formulación, el inverso trabaja con el número de condición ponderado sin normalizar. Un caso particular tenido en cuenta en los dos índices formulados fue dar el mismo peso a los números de condición en cada posición, a fin de verificar el efecto de la ponderación en los números de condición.

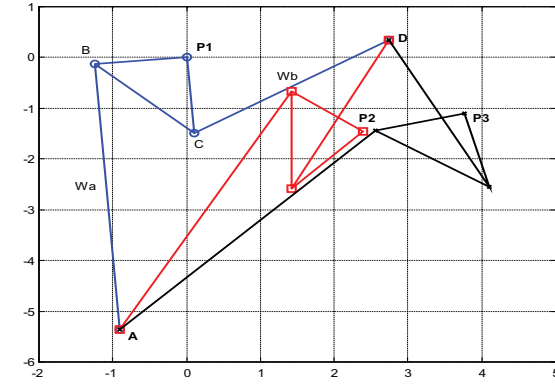
4. Resultados

Para verificar la utilidad del número de condición ponderado se plantearon diferentes problemas de síntesis cinemática, estableciendo las configuraciones más adecuadas en cada caso, para las cuales el número de condición es mínimo. Se muestran los resultados obtenidos para un problema de síntesis de movimiento en tres posiciones y el análisis de condición correspondiente.

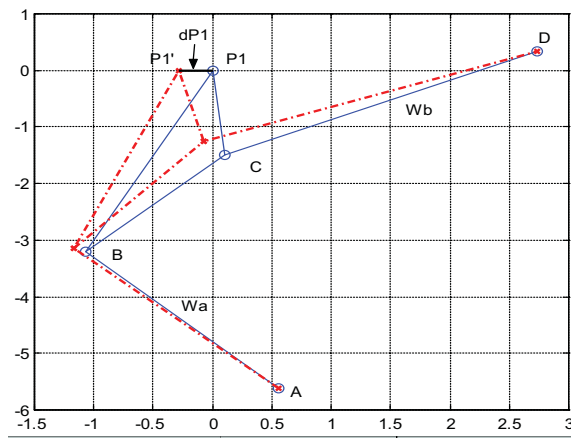
Las gráficas 1 y 3 muestran dos soluciones para un mismo problema de síntesis planteado para tres

posiciones. En las gráficas 2 y 4 se muestran los errores en la primera posición de precisión asociados a los cambios en las longitudes de los eslabones de 0,1 unidades y de 1° en las orientaciones; en este ejemplo no se trabajó con errores en la ubicación de los apoyos A y D. El ensamble sintetizado se

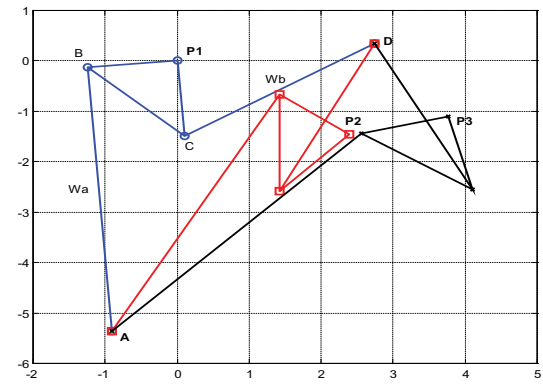
presenta en líneas continuas y el mecanismo con errores está en líneas discontinuas, el error de posición se denota como dP que corresponde a la distancia de la posición calculada P a la obtenida con errores P' .



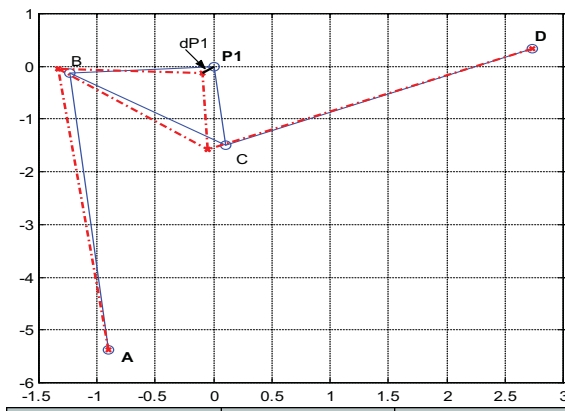
Gráfica 1. Mecanismo de cuatro barras en sus tres posiciones. Solución 1.



Gráfica 2. Errores en el ensamble debidos a variaciones dimensionales de los eslabones. 1ª posición Solución 1.



Gráfica 3. Mecanismo de cuatro barras en sus tres posiciones. Solución 2.

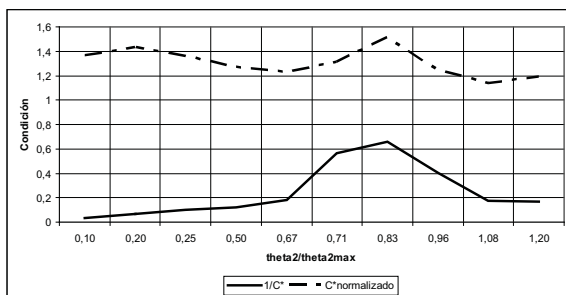


Gráfica 4. Errores en el ensamble debidos a variaciones dimensionales de los eslabones. 1ª posición. Solución 2.

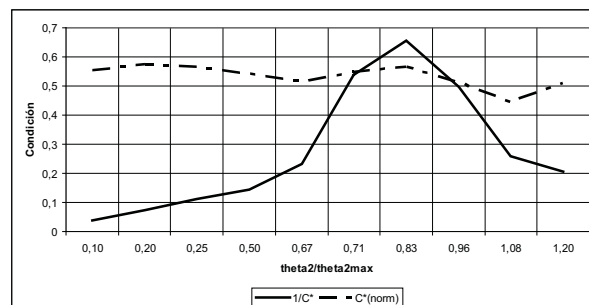
Al comparar las soluciones obtenidas y verificar los errores inducidos asociados a las variaciones (gráficas 2 y 4) fácilmente se puede detectar que la solución 1 para las mismas variaciones en eslabones y ángulos presenta mayores errores en el seguimiento de la posición prescrita que la solución 2; el ejemplo presentado se extendió para obtener diez posibles soluciones por medio del control de una de las variables de diseño (orientación del eslabón de entrada θ_2), para las cuales se calcularon los índices de condición normalizado, C^* e inverso, $1/c^*$, con diferentes ponderaciones, los resultados se resumen en la tabla 1 y se ven graficados en las gráficas 5 y 6.

Solución	θ_2/θ_{2max}	Igual ponderación		Diferente ponderación	
		$1/c^*$	C^*	$1/c^*$	C^*
1	0,10	0,04	0,55	0,03	1,37
2	0,20	0,08	0,57	0,07	1,43
3	0,25	0,11	0,57	0,10	1,36
4	0,50	0,14	0,54	0,12	1,27
5	0,67	0,23	0,52	0,18	1,23
6	0,71	0,54	0,55	0,56	1,31
7	0,83	0,66	0,56	0,66	1,51
8	0,96	0,50	0,51	0,40	1,24
9	1,08	0,26	0,44	0,17	1,14
10	1,20	0,21	0,51	0,17	1,19

Tabla 1. Resultados de índices de condición para diferentes soluciones sintetizadas.



Gráfica 5. Índices de condición con ponderaciones diferentes para cada posición.



Gráfica 6. Índices de condición con igual ponderación en todas las posiciones.

Los resultados obtenidos evidencian que es posible determinar un mecanismo que se comporte adecuadamente ante los errores que se puedan presentar en las dimensiones de los eslabones. Se logra apreciar que para la solución 1 se obtienen picos en el índice de condición inverso, que indican el valor más cercano a la unidad.

El inverso del número de condición ponderado se muestra más favorable para presentar la tendencia a la singularidad comparado con el número de condición normalizado, para el cual las variaciones en su valor son menos notorias y no logra definir claramente la singularidad.

En cuanto a la ponderación, es de resaltar que los valores de I/c^* cuando las ponderaciones son iguales se comportan de forma muy similar a cuando se tienen ponderados diferentes en cada posición; sin embargo, se considera la ponderación importante

cuando son más relevantes unas posiciones con respecto a otras y, por lo tanto, se buscan menos errores en ellas.

5. Conclusiones

Los índices de comportamientos planteados, basados en el número de condición ayudan a seleccionar una solución que no presente altas sensibilidades a lo largo de una trayectoria prescrita, teniendo en cuenta que estos indicadores son globales para todas las posiciones y no locales como se presentan en la mayoría de estudios consultados.

El presente trabajo puede ser base para el desarrollo de futuras investigaciones que impliquen diversos temas como: síntesis con uniones deslizantes y pares superiores; mecanismos de cuatro barras con condiciones cinemáticas y cinéticas que incluyan inercias; velocidades y aceleraciones y optimización de ensambles móviles.

Referencias bibliográficas

- | | |
|---|--|
| <p>[1] Rodríguez, C. (2005) <i>Modelado de mecanismos con coordenadas generalizadas</i>. Departamento de Ingeniería Mecánica Universidad de los Andes. (No publicado).</p> <p>[2] Ruiz, V. (2005) <i>Diseño de un programa para síntesis de mecanismos con sensibilidad a la tolerancia dimensional</i>. Universidad de los Andes. Facultad de Ingeniería. Tesis de Maestría. No publicado.</p> <p>[3] Erdman, A. and Sandor, G. (1997) <i>Mechanism Design: Analysis and Synthesis</i> (Volume 1). Prentice Hall.</p> <p>[4] Norton, R.L. (1992) <i>Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines</i>. New York: McGraw-Hill.</p> <p>[5] Al- Widyam, Angeles and Cervantes. (2002) A Numerically Robust Algorithm to Solve the Five Poses Burmester Problem. Proceedings of DETC/CIE'02 ASME 2002 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference Montreal, Canada.</p> <p>[6] Hayes, M.J.D. and Zsombor-Murray, P.J. (2002) Solving the Burmester Problem Using Kinematic Mapping. Proceedings of DETC/CIE'02 ASME 2002 Design Engineering Technical Conferences Montreal Québec, Canada.</p> <p>[7] Sacks, E. and Joskowicz, L. (1997) Parametric Kinematic Tolerance Analysis of Planar Mechanisms. <i>Computer-Aided Design</i>, 29 (5), 333-342.</p> | <p>[8] Chase, K.; Gao, J.; and Magleby, S. (1997) <i>General 2-D Tolerance Analysis of Mechanical Assemblies with Small Kinematic Adjustments</i>. Brigham Young University.</p> <p>[9] Gao, J.; Chase, K. and Magleby, S. (1998) <i>Global Coordinate Method for Determining Sensitivity in Assembly Tolerance Analysis</i>. Brigham Young University Provo, UT.</p> <p>[10] Chase, K. W.; Gao, J.; Magleby, S. and Sorensen, C. (2002). <i>Including Geometric Feature Variations in Tolerance Analysis of Mechanical Assemblies</i>. Brigham Young University.</p> <p>[11] García, S. (2004) 108B2 <i>Advanced Linear Algebra. Lecture 17: Singular Values</i>. Notas de clase [en línea]. Disponible en: http://www.math.ucsb.edu/garcias/teachin/teaching/IVo5-108B/lectures/108B2-lecture 17.pdf. [Recuperado el 25 de abril de 2005].</p> <p>[12] Erds, L. (2000) <i>Linear Algebra for MATH2601 Numerical Methods</i>. Notas de clase [en línea]. Disponible en: http://www.math.gatech.edu/~bourbaki/math2601/Web-notes/index.html. [Recuperado el 20 de diciembre de 2004]</p> <p>[13] Caro et al. (2002) <i>Tolerance Synthesis of Mechanisms: A Robust Design Approach</i>. IRCCyN: UMR n° 6597 CNRS. École Centrale de Nantes, Université de Nantes, École des Mines de Nantes</p> |
|---|--|