

Síntesis dimensional de un mecanismo esférico para la orientación de paneles solares¹

Dimensional synthesis of a spherical mechanism for the orientation of solar cells

Síntese dimensional de um mecanismo esférico para a orientação dos painéis solares

L.A. Mejía, J. Mosquera, y J.S. Betancourth

Recibido: junio 2 de 2016 - Aceptado: mayo 31 de 2017

Resumen— En el presente trabajo se realiza la síntesis de un mecanismo esférico de cuatro barras que pueda ser usado como seguidor solar. Con un mecanismo esférico se logra tener un movimiento tridimensional con un único grado de libertad. La síntesis dimensional del mecanismo esférico se basó en encontrar las dimensiones de un mecanismo ajustable de manera tal que las trayectorias requeridas pudiesen ser rastreadas lo más cerca posible. Se analizaron diferentes eslabones para ajuste dimensional: manivela, acoplador, balancín y pivote del balancín. Se logró obtener un mecanismo en acoplador ajustable para dos trayectorias diferentes con un error considerablemente pequeño para la aplicación.

Palabras clave— Mecanismo esférico, seguidor solar, síntesis dimensional.

Abstract— In this paper the dimensional synthesis of a spherical four link mechanism that can be used as a solar tracker is presented. With a spherical mechanism it is possible to have a tridimensional movement with one grade of freedom. The dimensional synthesis was based on finding the lengths of the components so that the paths required could be traced as close as possible. Different options were analyzed: crank, coupler, rocker and rocker pivot. It was possible to obtain an adjustable coupler for two trajectories within a small error to the application.

Key words— Spherical mechanism, solar tracker, dimensional synthesis.

Resumo— No presente trabalho é feita a síntese de um mecanismo esférico de quatro barras que pode ser usado como rastreador solar. Com um mecanismo esférico, é possível ter um movimento tridimensional com um único grau de liberdade. A síntese dimensional do mecanismo esférico baseou-se em encontrar as dimensões de um mecanismo ajustável de tal forma que as trajetórias requeridas pudessem ser rastreadas o mais próximo possível. Diferentes partes foram analisadas para o ajuste dimensional: manivela, biela, balancim e pivô do balancim. Foi possível obter um mecanismo de acoplamento ajustável para dois caminhos diferentes com um erro consideravelmente pequeno para a aplicação.

Palavras chave— Mecanismo esférico, rastreador solar, síntese dimensional.

I. INTRODUCCIÓN

LA energía solar es una de las principales fuentes alternativas de energía debido a su disponibilidad, inagotabilidad, escasa contaminación, y a que puede ser usada en zonas apartadas donde no llega la red eléctrica central. Sin embargo, su capacidad energética depende de los niveles de radiación, que varían de acuerdo con la zona de instalación y con la época del año. En la generación de energía por celdas fotovoltaicas, se logra aumentar la capacidad de generación eléctrica mediante el uso de seguidores solares, de manera que los rayos solares incidan siempre perpendicularmente al panel solar [1]. De forma general, los seguidores solares comerciales, poseen dos movimientos, de acuerdo con dos coordenadas de orientación de los rayos, conocidos como

¹Producto derivado del proyecto de investigación “Diseño de un mecanismo de cuatro barras esférico para la orientación de paneles solares” presentado por el Grupo de Investigación en Diseño de Máquinas y Manufactura, de la Universidad Tecnológica de Pereira.

L.A. Mejía, docencia en la Facultad de Ingeniería Mecánica, de la Universidad Tecnológica de Pereira, Pereira (Colombia); email: adriamec@utp.edu.co

J. Mosquera; email: dexeleron@hotmail.com

J.S. Betancourth; email: betan_96@hotmail.com

ángulo de elevación y azimut. Estas coordenadas varían con la hora del día y el día del año del lugar de ubicación del panel solar, generando por lo tanto un movimiento espacial en su recorrido. En la industria, actualmente se puede encontrar una gran oferta de seguidores solares que varían en movilidad. Considerando únicamente la variación de la trayectoria solar a lo largo del día, se dispone de seguidores denominados mono axiales, tales como los de eje horizontal, eje vertical, eje azimutal o eje polar, caracterizados por tener un solo movimiento o giro (grado de libertad) sobre un único eje, Fig 1.

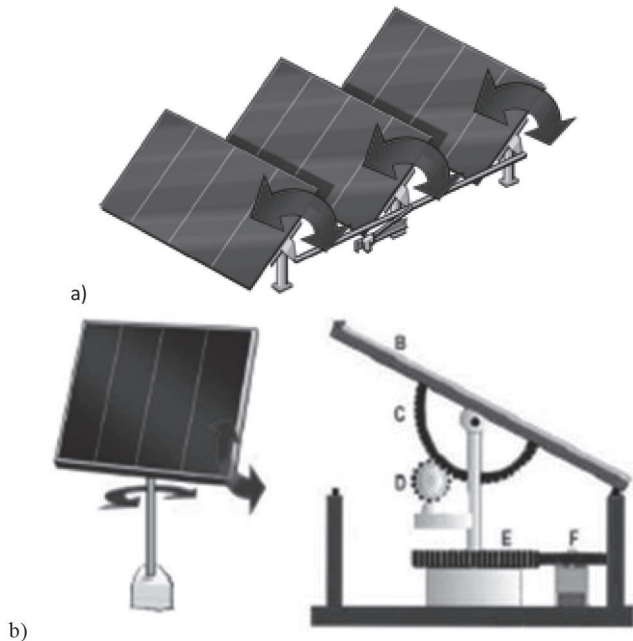


Fig. 1. Seguidores solares comerciales. a) de un solo eje; b) de dos ejes²

Teniendo en cuenta, también la variación de la trayectoria con la época del año, se encuentran seguidores multi-axiales o dos ejes. Este tipo de seguidores disponen de dos grados de libertad para realizar el movimiento combinado, Fig. 1.

Otra posible configuración, no disponible en el mercado actual, es mediante el uso de un mecanismo esférico. La ventaja de este mecanismo es que permite obtener un sistema de movimiento espacial con un único movimiento (grado de libertad).

Un mecanismo esférico consiste en un arreglo de eslabones y pares cinemáticos, para el cual, todos los eslabones se mueven en esferas concéntricas con un punto común central fijo [2], [3]. Uno de los mecanismos esféricos es el tipo 4R, que consiste en 3 eslabones móviles, en general de forma curvilínea, y 4 pares cinemáticos del tipo revolución (R), cuyos ejes se cortan en un punto común, Fig. 2 [4]. La ecuación de la esfera está dada por

$$x^2 + y^2 + z^2 = 1 \quad (1) \text{ y su centro es } O(0,0,0).$$

Los símbolos $A(x_A, y_A, z_A)$, α_2 y α_5 indican los parámetros del lado conductor del mecanismo (lado donde se encuentra

el accionamiento motor) y $D(x_D, y_D, z_D)$, α_3 , α_4 y β son los parámetros del lado conducido. El panel solar estará ubicado en el punto denominado P, cuya trayectoria será la realizada por los rayos solares a lo largo del día y del año.

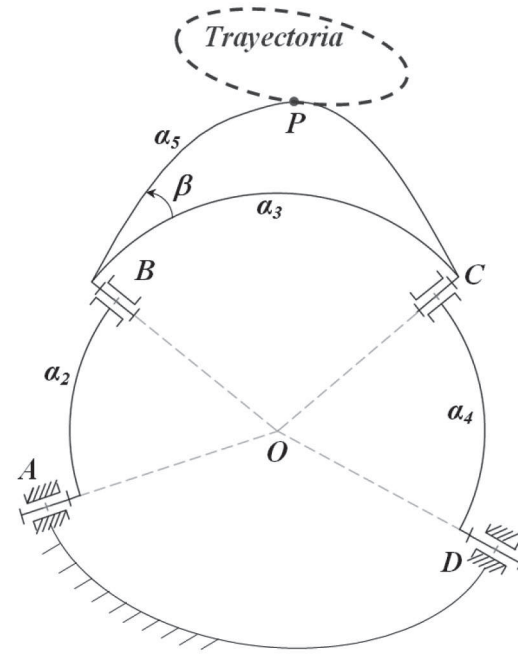


Fig. 2. Mecanismos esférico 4R.

En el presente trabajo se realiza la síntesis de un mecanismo esférico de cuatro barras que pueda ser usado como seguidor solar. El problema de la síntesis dimensional del mecanismo esférico se basa en encontrar las dimensiones de un mecanismo ajustable de manera tal que las trayectorias solares requeridas puedan ser alcanzadas. El desarrollo de la síntesis dimensional del mecanismo esférico inicia en la Sección II con la determinación de las trayectorias a seguir, considerando la ubicación del panel solar en las inmediaciones de la Universidad Tecnológica de Pereira. Se realiza la síntesis del mecanismo esférico mediante optimización para síntesis aproximada de generación de trayectorias múltiples, analizando diferentes parámetros de ajuste: manivela, acoplador, balancín y pivote del balancín. Posteriormente, en la Sección III se presentan los resultados de la síntesis, dónde se logró obtener un mecanismo esférico de acoplador ajustable en dos posiciones.

II. SÍNTESIS DE MECANISMO ESFÉRICO PARA SEGUIDOR SOLAR

La metodología de síntesis dimensional del mecanismo esférico abarca un proceso iterativo de varias etapas, donde se requiere, en algunas de ellas, la minimización de diferentes funciones objetivo. En la Fig. 3, se presenta el diagrama de flujo del proceso. Una vez determinadas las trayectorias solares a seguir, se selecciona el tipo de ajuste a implementar y se lleva a cabo todo el proceso de síntesis. Una vez obtenido el mecanismo para dicho ajuste, se determina el error alcanzado por el mecanismo sintetizado respecto a las trayectorias deseadas. En caso de no obtenerse un error suficientemente pequeño, se selecciona otro tipo de ajuste y se repite el proceso.

²<http://www.solar-tracking.it/>

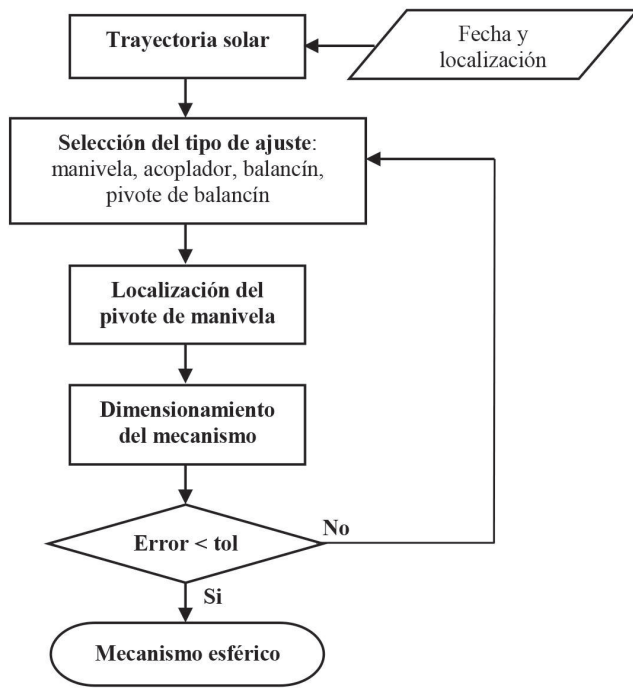


Fig. 3. Diagrama de flujo para síntesis dimensional de mecanismo esférico para múltiples trayectorias.

Tanto en la selección del pivote de manivela como en el dimensionamiento del mecanismo, se requieren funciones objetivo que dependen del tipo de ajuste previamente seleccionado. Evaluar todos los posibles ajustes es un proceso computacionalmente elevado y no en todos los casos se logra obtener un mecanismo que genere trayectorias lo suficientemente cercanas a las deseadas. Si bien en el presente trabajo se contemplaron todos los posibles ajustes, se realizará la descripción únicamente para el ajuste de acoplador, dado que este fue el mecanismo que mejor resultados generó.

A. Acotación de ángulos y trayectorias de rastreo

La primera tarea en el proceso de síntesis del seguidor solar consiste en determinar las trayectorias a seguir. La dirección de los rayos solares depende de la latitud geográfica, hora del día, día y mes del año. Esta dirección se representa por un vector unitario \hat{S} en dirección respecto al norte-este (azimut, τ) y a su altura (elevación, κ) [5]. Con estos valores se construye la trayectoria, mediante las expresiones 2 – 4.

$$S_x = \cos(\kappa) \cdot \cos(\tau) = \cos(\varphi) \cdot \sin(\delta - \beta) \quad (2)$$

$$S_y = \cos(\kappa) \cdot \sin(\tau) = -\sin(\varphi) \cdot \cos(\alpha) - \dots - \cos(\varphi) \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\delta - \beta) \quad (3)$$

$$S_z = \sin(\tau) = \sin(\varphi) \cdot \sin(\alpha) - \dots - \cos(\varphi) \cdot \cos(\alpha) \cdot \cos(\delta - \beta) \quad (4)$$

donde δ es el ángulo horario, β es la Longitud, α es la Latitud, φ es el ángulo de los trópicos y γ el ángulo anual. Se define el ángulo φ como el ángulo de inclinación de los rayos solares respecto a la perpendicular al ecuador en ese momento del año de forma que, $\sin(\varphi) = \sin(\delta) - \cos(\gamma)$ (5).

Para corroborar los datos obtenidos por el programa, elevación o altitud y azimut angular, en diferentes horas del día, se creó un modelo físico donde se verifica tanto el ángulo de elevación como el de azimut, Fig. 4. La recolección de datos hecho el día 20 de febrero de 2014 se realizó desde las 8 de la mañana hasta las 5 de la tarde, arrojando los siguientes resultados consignados en la Tabla I, la cual es una comparativa de datos del programa frente a los obtenidos del modelo.

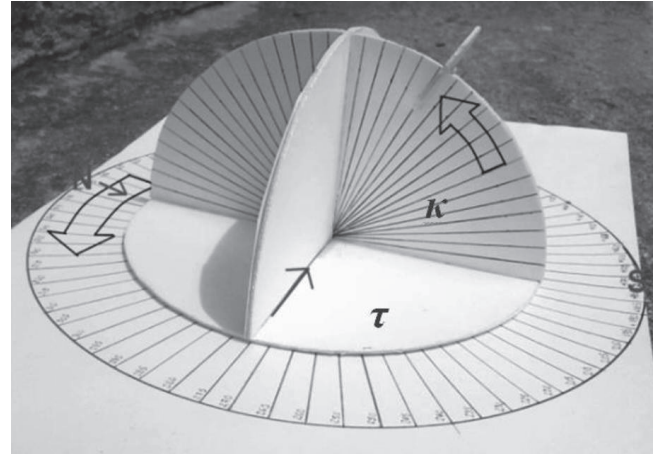


Figura 4. Modelo para verificación de ángulos azimut y elevación.

TABLA I
COMPARATIVA DE ÁNGULOS DE AZIMUT Y ELEVACIÓN

Hora	Modelo		Programa	
	azimut	Elevación	azimut	Elevación
8	-81,5°	26,0°	-82,1°	24,0°
10	-65,5°	53,5°	-67,0°	52,2°
12	-15,0°	73,5°	-14,5°	73,1°
14	61,0°	57,5°	59,1°	59,6°
16	79,5°	33,5°	78,8°	32,2°

En la Fig. 5 se presenta un mapa solar con los ángulos anuales de elevación y azimut en las horas de captación de luz solar. Para cada trayectoria se puede ajustar el mecanismo sintetizado; sin embargo, por simplificación del proceso se han seleccionado únicamente dos trayectorias correspondientes con las variaciones trimestrales marzo, junio, septiembre y diciembre.

B. Síntesis dimensional de mecanismo esférico ajustable

La metodología de síntesis está basada en el desarrollo planteado por [6], correspondiente a un mecanismo esférico ajustable para generación de multi-trayectorias, con posibilidad de ajuste con las dimensiones de a) manivela α_2 , b) acoplador de diada conductora α_3 , c) apoyo de balancín D , d) balancín α_4 , y e) acoplador α_5 . El procedimiento contempla dos etapas, la primera de ellas encaminada a encontrar el lugar geométrico del apoyo A y la segunda donde se realiza la síntesis dimensional del mecanismo completo.

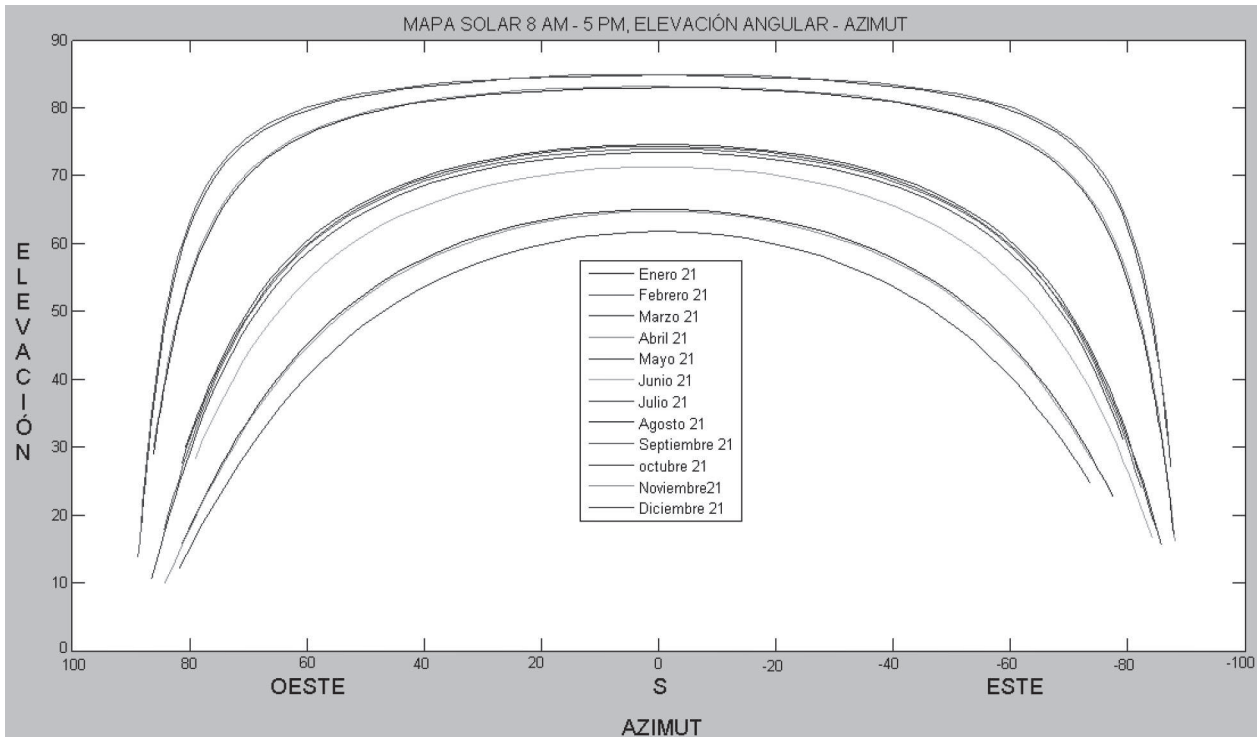


Fig. 5. Mapa solar 8am – 5pm elevación angular-azimut.

En la Fig. 6, se observan las trayectorias a seguir sobre una esfera de radio unitario.

1) *Determinación del lugar geométrico del pivote de manivela A.*

La posición de A puede describirse a partir de coordenadas polares esféricas, con el ángulo azimutal τ de variación sobre el plano XY medido a partir de $+X$ y al ángulo polar κ respecto al eje $+Z$. Para estas coordenadas, el vector posición del apoyo A ubicado sobre una esfera de radio unitario puede determinarse como,

$$\vec{r}_A = \begin{bmatrix} x_A \\ y_A \\ z_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\tau) \cdot \sin(\kappa) \\ \sin(\tau) \cdot \sin(\kappa) \\ \cos(\kappa) \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\text{con } \kappa \in [0, \pi] \text{ y } \tau \in [0, 2\pi]$$

Para cada punto i de la trayectoria k se obtiene un ángulo sobre la esfera definido como,

$$\alpha_{pi}^k = \cos^{-1}(\vec{r}_{pi}^k \cdot \vec{r}_A) \quad (7)$$

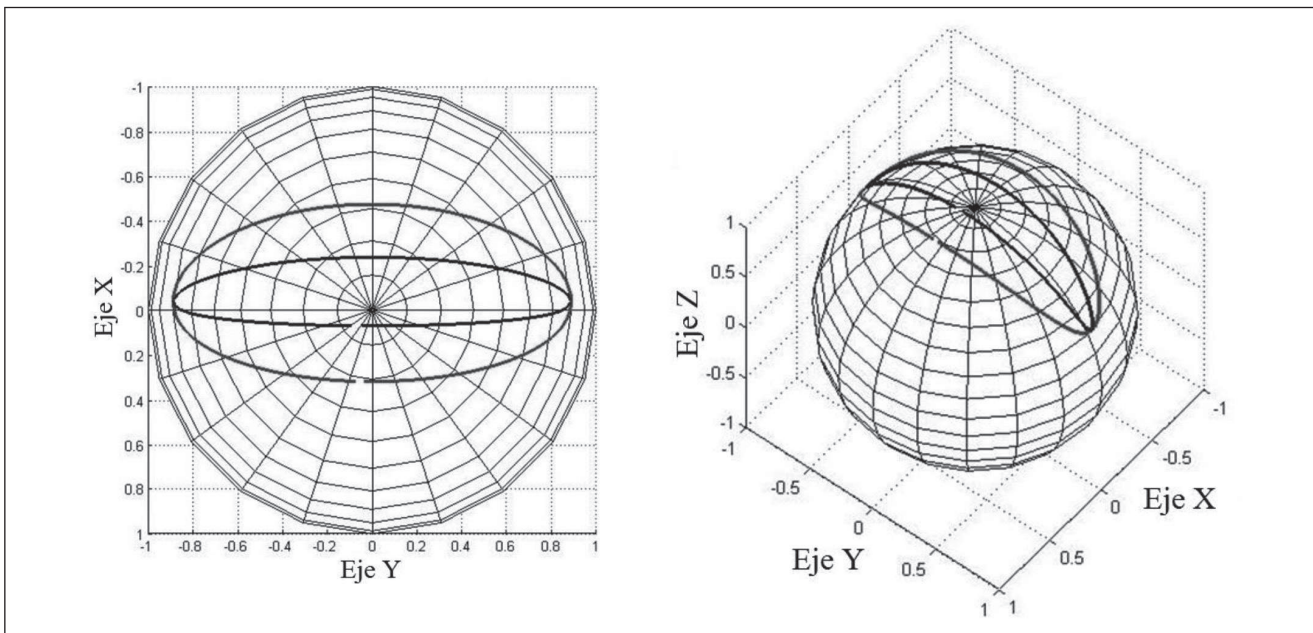


Fig. 6. Trayectorias del acoplador sobre la esfera base.

con $\vec{r}_{P_i^k}$ como la posición i de cada punto de la trayectoria k a seguir.

Los valores límites máximos y mínimos para cada trayectoria permiten definir las dimensiones de la diada conductora, siempre que $\alpha_5 > \alpha_2$,

$$\alpha_{\max} = \alpha_2 + \alpha_5 \text{ y } \alpha_{\min} = |\alpha_5 - \alpha_2| \quad (8)$$

Ajustando el mecanismo de manera que el ángulo de giro de la manivela $\theta=0$ corresponda con la posición de P_{\max} (punto más alejado de la trayectoria, medido a partir de A), se definen las posiciones de los puntos B de cada posición como,

$$\vec{n}_{\max} = \frac{\vec{r}_A \times \vec{r}_{P_{\max}}}{\|\vec{r}_A \times \vec{r}_{P_{\max}}\|} \quad (9)$$

$$\vec{r}_{B_{\max}} = \left[T_{\alpha_2}^n \right] \vec{r}_A \quad (10)$$

$$\vec{r}_{B_i} = \left[T_{\theta_2}^r \right] \vec{r}_{B_{\max}} \quad (11)$$

La posición del punto C queda definido como,

$$\vec{n}_{C_i} = \frac{\vec{r}_{B_i} \times \vec{r}_{P_i}}{\|\vec{r}_{B_i} \times \vec{r}_{P_i}\|} \quad (12)$$

$$\vec{r}_{C_i} = \left[T_{-\beta}^r \right] \left[T_{\alpha_3}^{n_{C_i}} \right] \vec{r}_{B_i} \quad (13)$$

donde $\left[T_{\delta}^n \right]$ corresponde a la matriz rotación para un giro δ sobre el eje instantáneo de rotación n .

$$T_{\delta}^n = \begin{bmatrix} \cos \delta + n_x^2 (1 - \cos \delta) & n_x n_y (1 - \cos \delta) - n_z \sin \delta & n_x n_z (1 - \cos \delta) + n_y \sin \delta \\ n_x n_y (1 - \cos \delta) + n_z \sin \delta & \cos \delta + n_y^2 (1 - \cos \delta) & n_y n_z (1 - \cos \delta) - n_x \sin \delta \\ n_x n_z (1 - \cos \delta) - n_y \sin \delta & n_y n_z (1 - \cos \delta) + n_x \sin \delta & \cos \delta + n_z^2 (1 - \cos \delta) \end{bmatrix} \quad (14)$$

Para cada posible mecanismo de ajuste (manivela, balancín, acoplador, etc.) se plantea una función objetivo a minimizar de acuerdo con las restricciones cinemáticas establecidas en la diada conductora. En el trabajo desarrollado por [7] se detallan dichas funciones de minimización.

Para el mecanismo esférico propósito de este trabajo, se sintetizó un mecanismo de acoplador α_3 ajustable. Para este tipo de mecanismo, los valores α_{\max} y α_{\min} permanecen constantes dado que la diada conductora permanecerá fija. Bajo esta consideración, los valores α_5 y α_2 se obtienen de (8).

La distancia euclidiana entre el apoyo A y el punto P_i de cada trayectoria k calculada a partir de la expresión,

$$l_i^k = \|\vec{r}_A - \vec{r}_{P_i^k}\| \quad (15)$$

corresponde con el ángulo α , de manera de los valores α máximo y mínimo corresponden con las máximas distancias euclidianas. Bajo la consideración de diada conductora constante, los valores l_{\max} y l_{\min} deberán permanecer igualmente constantes, de donde se cumple que,

$$l_{\max}^i - l_{\max}^j = 0 \text{ y } l_{\min}^i - l_{\min}^j = 0 \quad (16)$$

donde i y j corresponden a dos trayectorias diferentes.

Para el mecanismo de ajuste en acoplador, las condiciones anteriores definen la función objetivo a minimizar en función de los ángulos que definen la posición del apoyo A ,

$$E(\kappa, \tau) = \sum_{i=1}^{m-1} \sum_{j=i+1}^m \left[(l_{\max}^i - l_{\max}^j)^2 + (l_{\min}^i - l_{\min}^j)^2 \right] \quad (17)$$

con m como el número de trayectorias a seguir. Adicionalmente, el ángulo de la manivela debe incrementar o decrementar cuando se siga la trayectoria. Bajo estas condiciones se tiene que,

$$\theta_{(i+1)}^k - \theta_{(i)}^k > 0 \text{ o } \theta_{(i+1)}^k - \theta_{(i)}^k < 0 \text{ y } \alpha_5^k < \alpha_5$$

En la Fig. 7 se presentan varios lugares geométricos del apoyo A para las trayectorias planteadas para el mecanismo de acoplador ajustable. Se usaron variaciones de elevación κ de $0,0625^\circ$ y azimut τ de 3° .

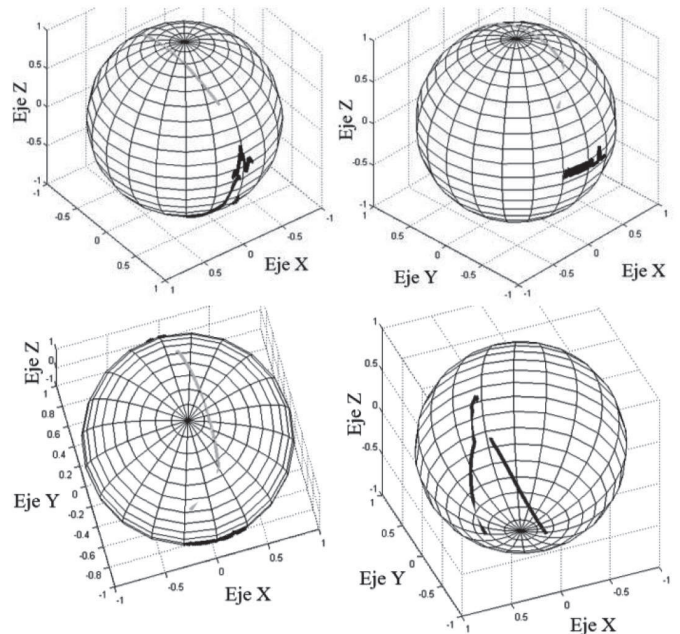


Fig. 7. Posibles lugares geométricos para el pivote A .

La Tabla II presenta los valores seleccionados para ubicar el apoyo A . Si bien este punto no representa un mínimo global, se seleccionó por facilidad para el ensamble del mecanismo final.

TABLA II

DATOS ESCOGIDOS PARA LA LOCALIZACIÓN DEL PIVOTE A

κ , Z+	τ , X+	α_5	α_2	r_{Ax}	r_{Ay}	r_{Az}	Error E
$\pi/2$	$3\pi/2$	1,5717	1,0955	0	-1	0	$1,645 \times 10^{-6}$

2) Síntesis completa del mecanismo de acoplador ajustable.

Siendo la diada conductora, el apoyo D (que define a α_1) y la longitud del balancín α_4 fijos, el proceso de síntesis en la segunda etapa se centra en encontrar los lugares geométricos de la unión cinemática C en su movimiento. Con el balancín

fijo, el punto C traza arcos sobre el mismo círculo espacial para cada trayectoria. Este círculo espacial localiza todos los puntos C de una misma trayectoria sobre un plano. Bajo esta condición, la función objetivo a minimizar corresponde a,

$$f(\alpha_3, \beta) = \sum_{k=1}^m \sum_{i=1}^N \frac{(ax_{c_i}^k + by_{c_i}^k + cz_{c_i}^k + d)^2}{a^2 + b^2 + c^2} \quad (18)$$

con N como el número de puntos de las trayectorias.

Los valores $x_{c_i}^k$, $y_{c_i}^k$ y $z_{c_i}^k$ en son determinados a partir de la posición del punto C , obtenida mediante (13), para diferentes valores de α_3 y β , donde $\alpha_2 < \alpha_3^k < \alpha_{3\max}$, $\alpha_2 < \alpha_1$, $\alpha_2 < \alpha_4$, $-\pi < \beta < \pi$ y la variación del ángulo del balancín no debe ser superior a π .

El pivote fijo D se determina como,

$$D = \frac{(a, b, c)}{\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}} \quad (19)$$

Los parámetros a , b , c y d se obtienen de la función de minimización (18), restringidas sobre la esfera unitaria a valores entre -1 y 1. Esta función puede resolverse mediante un algoritmo de programación secuencial cuadrático (SQP) con restricciones, tal como la función `fmincon` de Matlab®.

Los eslabones del balancín y del eslabón fijo se determinan a partir de las expresiones,

$$\alpha_4 = \cos^{-1} \left(\frac{\|d\|}{\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}} \right) \quad (20)$$

$$\alpha_1 = \cos^{-1} (\vec{r}_A \cdot \vec{r}_D) \quad (21)$$

La Tabla III contiene los valores de las variables de la diada conducida a , b , c , d , β , α_{31} y α_{32} .

TABLA III

DATOS DIMENSIONAL DE LA SÍNTESIS COMPLETA DEL MECANISMO ESFÉRICO

a	b	c	D	β	α_{31}	α_{32}
0,9926	0,0000	0,0838	0,0000	π	1,5446	1,3439

3) Criterio de Grashoff

El criterio de Grashoff asegura que el eslabón más corto de un mecanismo esférico de cuatro barras articulado gira vueltas completas respecto de todas las demás si se verifica que la suma de las longitudes del eslabón corto y el más largo es menor o igual que la suma de las longitudes de los dos eslabones restantes. Para el mecanismo proyectado esta consideración indica que,

$$\alpha_1 + \alpha_2 \leq \alpha_3 + \alpha_4 \quad (22)$$

Ya que son dos los mecanismos obtenidos para satisfacer las dos trayectorias consideradas, se debe evaluar en ambos casos el cumplimiento del criterio. Para las dimensiones proyectadas, ambos mecanismos cumplen el criterio de Grashoff.

III. RESULTADOS

En las Fig. 8 y Fig. 9 se pueden evaluar gráficamente las diferencias entre las trayectorias requeridas y las trayectorias obtenidas por el mecanismo sintetizado.

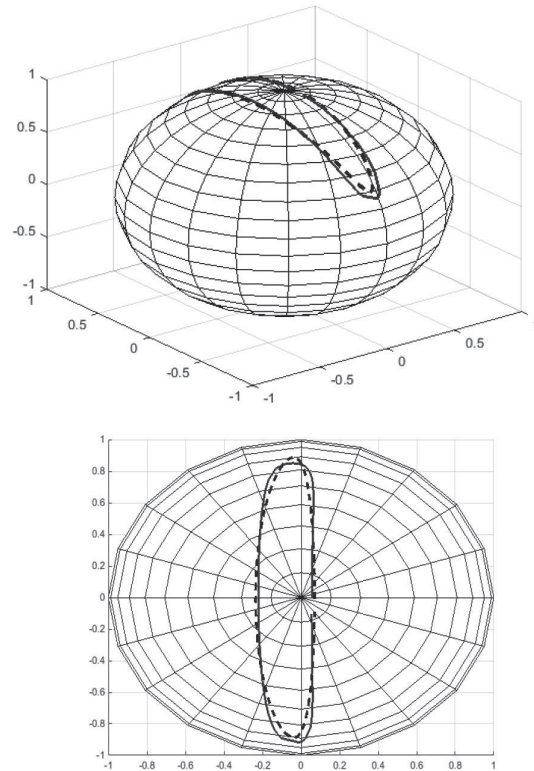


Fig. 8. Primeras trayectorias requerida y obtenida por el mecanismo proyectado. Requerida --- Sintetizada

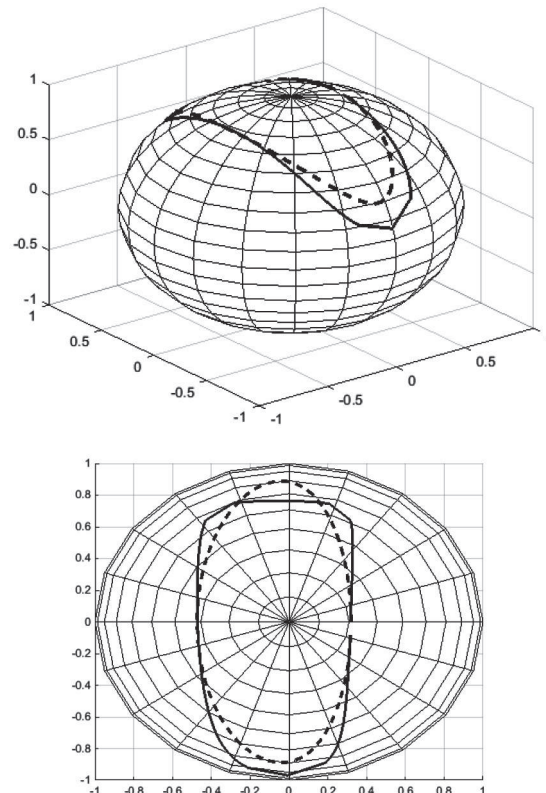


Fig. 9. Segunda trayectorias requerida y obtenida por el mecanismo proyectado. . Requerida ---Sintetizada

De la determinación de la norma del vector de errores relativos entre ambas trayectorias, se obtienen los errores teóricos consignados en la Tabla IV, error calculado como,

$$e_i = \sum_{i=1}^n \|r_p^i - r_{p, mec}^i\| \quad (23)$$

Dado que la orientación del panel solar no es una aplicación de alta precisión, los errores obtenidos por el procedimiento son considerados pequeños y por tanto se da como satisfactoria la síntesis del mecanismo.

TABLA IV

ERRORES TEÓRICOS OBTENIDOS PARA LAS DOS TRAYECTORIAS EVALUADAS

Trayectoria	Error teórico, e_i
1	0,01626
2	0,25143

En la Fig. 10 se presenta el mecanismo modelado en un programa CAD. Las dimensiones del mecanismo pueden ser usadas para completar los demás cálculos de diseño (análisis dinámico, esfuerzos-deformaciones, fatiga, etc).

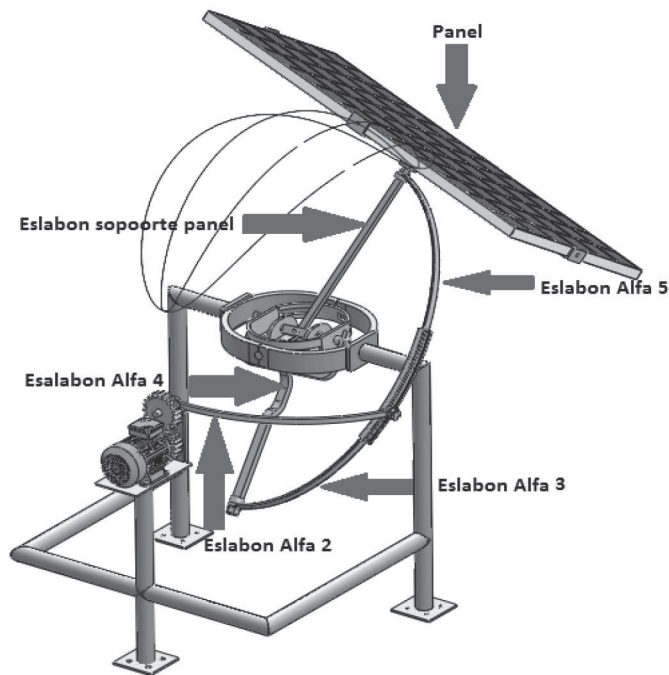


Fig. 10. Modelado CAD del mecanismo esférico para seguidor solar.

IV. CONCLUSIONES

Con una sola entrada de movimiento, a diferencia de los mecanismos planos, el mecanismo esférico de cuatro barras proporciona una salida de movimiento tridimensional aprovechable en posicionamiento de piezas. Aunque el mecanismo esférico 4R no ha sido usado en seguidores solares, se ha podido apreciar a partir del presente trabajo, que este mecanismo permite considerar el cambio de dirección de los rayos solares teniendo en cuenta, no sólo el relacionado con el movimiento diario, sino también el generado a lo largo del año, con un solo accionamiento.

La implementación computacional de la metodología no es trivial y su ejecución es de alto costo computacional, por lo que se hace necesario evaluar las funciones por secciones, es decir, limitar en cada proceso las variaciones de los ángulos del acoplador, hasta completar el rango total de variación.

Es posible, aumentar el número de trayectorias del seguidor para aumentar la capacidad de rastreo, pero en igual medida se aumentaría el costo computacional del algoritmo y de igual manera se aumentan los errores en las trayectorias.

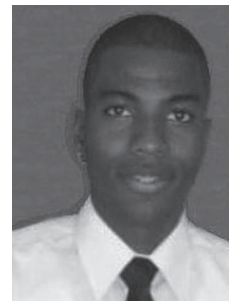
REFERENCIAS

- [1] A. Sempinar and M. Cebeci, "Evaluation of power output for fixed and two-axis tracking PV arrays," *Applied Energy*, vol. 92, pp. 677-685, 2012.
- [2] F. Peñuñuri, R. Peón-Escalante, C. Villanueva and C. Cruz-Villar, "Synthesis of spherical 4r mechanism for path generation using differential evolution," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 57, pp. 62-70, 2012.
- [3] R. Peón-Escalante, R., C. Villanueva and F. Peñuñuri, "The Spherical Four-Bar Mechanism: Optimum Synthesis with DE Algorithm and Animation Using Mathematica," presented at 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, Mexico, pp. 19-25, June 2011.
- [4] A. Tadeo, J. Rico, J. Cervantes, M. Gonzalez, D. Reyes, I. Durán, L. Baldomero y O. Arzola, "Análisis cinemático de mecanismos esféricos," presented at XV Congreso Internacional Anual de la Somim, Guanajuato, México, pp. 742 - 751, 2009.
- [5] H. Mousazadeh, A. Keyhani, A. Javadi, H. Mobli, K. Abrinia y A. Sharifi, "A review of principle and sun-tracking methods for maximizing solar systems output," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, pp. 1800-1818, 2009.
- [6] P. Vilas and A. Ghosal, "Optimal synthesis of adjustable planar four-bar crank-rocker type mechanisms for approximate multi-path generation," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 69, pp. 263-277, 2013.
- [7] P. Vilas, M. Amith and A. Ghosal, "Synthesis of adjustable spherical four-link mechanisms for approximate multi-path generation," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 70, pp. 538-552, 2013.



Luz Adriana Mejía Calderón nació en Pereira, Colombia, el 26 de abril de 1976. Se graduó como ingeniero mecánico por la Universidad Tecnológica de Pereira en 1999. Culminó la Maestría en Sistemas Automáticos de Producción de la Universidad Tecnológica de Pereira en el año 2005 y en el año 2009 el Máster Oficial en Ingeniería Mecánica y Materiales en la Universidad Politécnica de Valencia, España. En el año 2016 obtuvo su título de Doctorado en Ingeniería y Producción Industrial por la Universidad Politécnica de Valencia. Actualmente se desempeña como

docente catedrática en la Universidad Tecnológica de Pereira. Su campo de trabajo es la teoría de máquinas, la simulación dinámica multicuerpo y la robótica.



Jonathan Mosquera Ramírez nació en Pereira, Colombia, el 18 de diciembre de 1990. Egresado de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira en el año 2014, iniciando su experiencia laboral en la empresa BUSSCAR de Colombia S.A.S, y en la actualidad ejerce su profesión como Ingeniero Residente de Obra con Industrias del Pacífico S.A.S.



Jhon Sebastian Betancourth Rojas; nació el 25 de enero de 1990 en Cartago, Valle del Cauca. En 2009 inició sus estudios universitarios en la Universidad Tecnológica de Pereira en la carrera de Ingeniería Mecánica, la cual culminó en marzo del año 2015. Laboró en el proyecto hidroeléctrico el Quimbo con la empresa Alstom Power desempeñándose como inspector QA/QC. Actualmente es ingeniero residente del complejo Mesa de Yeguas Country Club en Anapoima, Cundinamarca.