VOLUMEN 48
XXXI Verano De la Ciencia
ISSN 2395-9797

Modelado cinemático y dinámico de un sistema solar tracking para la optimización de la eficiencia fotovoltaica en el sector Bajío

Kinematic and dynamic modeling of a solar tracking system for photovoltaic efficiency optimization in the Bajio region

Gala M. Ortega Witrago[a], José Nolasco Cruz [a]
[a]Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Guanajuato, Carretera Salamanca-Valle de Santiago km 3.5 + 1.8, Comunidad de Palo Blanco, Salamanca, Gto., 36885, México.; j.nolasco@ugto.mx

Resumen

Este trabajo desarrolla el modelado cinemático y dinámico de un mecanismo de seguimiento solar orientado a la mejora de la captación fotovoltaica en el sector Bajío. El sistema se delimita al análisis mecánico del conjunto móvil, considerando posición angular, velocidad angular, aceleración angular, masa equivalente, momento de inercia, torque de accionamiento, relación de transmisión y verificación preliminar del eje principal. La metodología se estructuró con base en estudios recientes sobre seguidores; el mecanismo se idealizó como un sistema de un grado de libertad para el eje de inclinación, con el fin de establecer una base de cálculo consistente antes de una etapa de fabricación o validación experimental. Los resultados preliminares se estimaron a partir de la masa móvil, el torque de diseño, la relación de reducción requerida y los esfuerzos combinados en el eje tubular, proporcionando criterios mecánicos para el dimensionamiento del sistema.
Palabras clave: seguidor solar; panel fotovoltaico; modelado cinemático; análisis dinámico; sistema de inclinación.

1. Introducción

La energía solar fotovoltaica se ha consolidado como una alternativa relevante para la generación de energía limpia, debido a su capacidad para transformar la radiación solar en electricidad sin emisiones directas durante la operación. No obstante, el desempeño de un sistema fotovoltaico depende de la cantidad de radiación que incide sobre la superficie del panel y del ángulo con el que esta radiación llega al módulo. En los sistemas fijos, la captación puede limitarse porque el panel permanece en una sola posición mientras la trayectoria aparente del sol cambia durante el día y a lo largo del año. Esta condición ha impulsado el desarrollo de sistemas de seguimiento solar, o solar tracking, cuya función es modificar la orientación del panel para mejorar el aprovechamiento de la radiación disponible. En este campo, los seguidores solares se han clasificado principalmente en sistemas fijos, de un eje y de dos ejes, además de variantes activas, pasivas, híbridas y basadas en modelos de control (Kumba et al., 2024; Sadeghi et al., 2025).

Los seguidores solares de dos ejes son de especial interés porque permiten ajustar tanto la orientación horizontal como la inclinación vertical del panel, lo que facilita un seguimiento más preciso de la posición aparente del sol respecto a configuraciones fijas o de un solo eje. Su aplicación se ha estudiado en sistemas fotovoltaicos conectados a red, prototipos autónomos, plataformas experimentales y soluciones de generación distribuida, donde se busca incrementar la producción energética sin modificar directamente el área activa del módulo. Estudios recientes reportan que el seguimiento solar puede mejorar la captación fotovoltaica; sin embargo, también señalan que dicho incremento debe analizarse junto con la complejidad del mecanismo, el consumo asociado al accionamiento, la estabilidad del conjunto y la precisión del movimiento (Barrios-Sánchez et al., 2025; Robles-Algarín et al., 2017; Larico et al., 2022; Jaafar et al., 2024; Carballo et al., 2018; Rai et al., 2025).

Durante la última década, la investigación sobre solar tracking se ha orientado hacia el diseño de mecanismos capaces de combinar precisión de orientación, simplicidad constructiva y comportamiento mecánico estable. En este sentido, el modelado cinemático permite describir la posición, orientación y trayectoria del panel mediante variables como los ángulos de giro, los grados de libertad y las restricciones geométricas del sistema. Por su parte, el modelado dinámico permite relacionar el movimiento del mecanismo con las fuerzas, momentos, inercia y torque requerido por los actuadores. Estos modelos son necesarios antes de proponer una implementación física, ya que permiten delimitar el comportamiento del sistema, estimar requerimientos mecánicos y verificar si la configuración planteada cumple con el movimiento esperado (Saber et al., 2025; Acosta-Banda et al., 2025; Issa et al., 2025; Lu & Ajay, 2024).

Desde la perspectiva mecánica, el análisis de un seguidor solar debe considerar la relación entre los ejes de rotación, los elementos de soporte, la transmisión del movimiento y las reacciones generadas por el peso propio de sus componentes. Por ello, diversos trabajos han incorporado diseño asistido por computadora, simulación dinámica y análisis estructural para evaluar desplazamientos, esfuerzos y deformaciones dentro del mecanismo. Estos antecedentes muestran que el

diseño de un seguidor solar no debe limitarse al control de orientación, sino que debe integrar criterios de rigidez, compatibilidad geométrica, seguridad estructural y respuesta del sistema durante el movimiento (Rahal et al., 2026; Lin et al., 2026; Khelifi et al., 2016; Alam et al., 2025).

El presente trabajo tiene como finalidad desarrollar el modelado cinemático y dinámico de un sistema solar tracking de dos ejes orientado a mejorar la captación de radiación solar en el sector Bajío. El alcance se delimita al comportamiento del mecanismo mecánico. De esta manera, el estudio busca establecer una base técnica para comprender el funcionamiento del sistema antes de una futura etapa de diseño o fabricación, aportando fundamentos mecánicos aplicables al desarrollo de prototipos físicos en el área de energías renovables.

2. Materiales y métodos

2.1. Enfoque metodológico

La metodología del presente trabajo se estructuró en cinco etapas secuenciales: idealización del mecanismo, formulación cinemática, caracterización de masa e inercia, modelado dinámico y verificación mecánica preliminar. Este orden permite pasar de la descripción geométrica del sistema al cálculo de torque y resistencia del eje principal.

Se tomó como referencia el enfoque reportado por Saber et al. (2025), Acosta-Banda et al. (2025), Issa et al. (2025), Lu & Ajay (2024), Rahal et al. (2026) y Lin et al. (2026), debido a que estos estudios integran procedimientos de diseño mecánico, modelado cinemático, análisis de velocidad, formulación dinámica, control del movimiento, verificación estructural y evaluación del desempeño del sistema. A partir de estos antecedentes, la metodología se adaptó al comportamiento mecánico del prototipo propuesto, considerando posición angular, velocidad angular, aceleración angular, masa móvil, momento de inercia, torque requerido y verificación preliminar del eje principal.

La base, las chumaceras, las placas de apoyo y los elementos de anclaje se consideraron estacionarios, mientras que el bastidor superior, el panel fotovoltaico, el eje principal, los ejes laterales y los soportes triangulares se consideraron como parte del conjunto móvil. Como se observa en la Figura 1(a), el prototipo integra el panel fotovoltaico con la estructura superior de soporte; asimismo, la Figura 1(b) permite identificar el mecanismo de inclinación, su relación con el eje principal y la base estacionaria. Esta referencia gráfica se utilizó para delimitar los componentes móviles considerados en el modelo cinemático y dinámico.

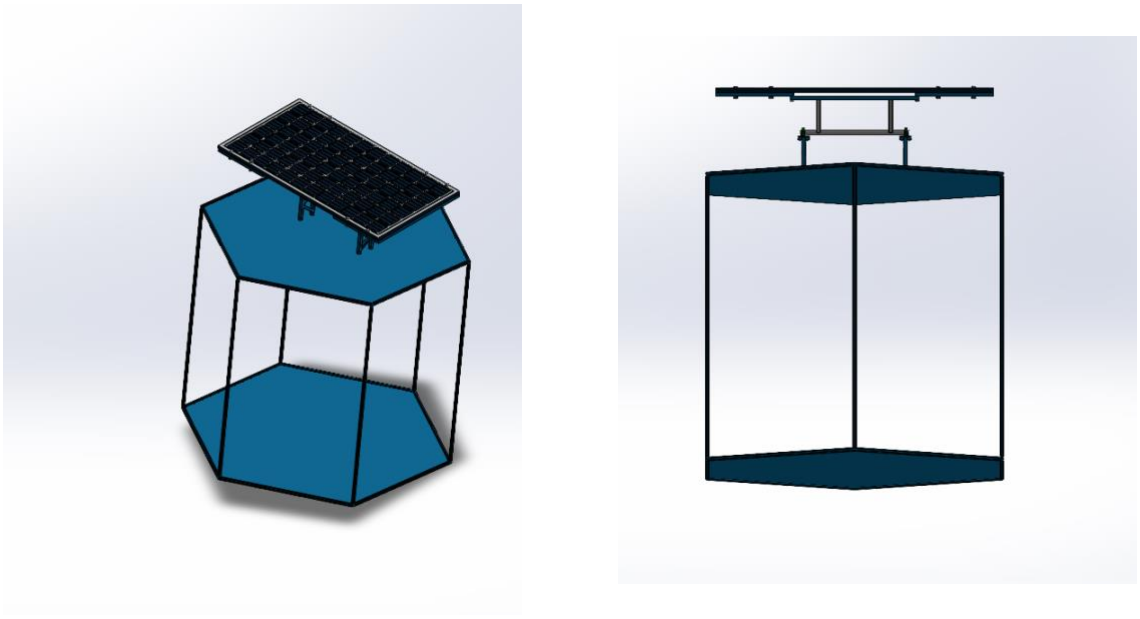


Figura 1. *Configuración del prototipo de seguimiento solar: (a) vista isométrica general del conjunto estructural y del panel; (b) vista frontal del mecanismo de inclinación y su relación con la estructura base. Fuente: elaboración propia.*

2.2. Formulación cinemática

El prototipo se idealizó como un sistema de un grado de libertad para el análisis del eje de inclinación. El origen del sistema de coordenadas se ubicó sobre el eje principal de giro. La coordenada generalizada del mecanismo se definió mediante el ángulo de inclinación del conjunto móvil respecto a una referencia fija de la base, como se expresa en la Ec. (1):

$$q(t) = \theta(t) \qquad (1)$$

A partir de esta coordenada, la velocidad angular y la aceleración angular quedan definidas como la primera y segunda derivada temporal de la posición angular, según las Ecs. (2) y (3):

$$\omega(t) = \frac{d\theta}{dt} \qquad (2)$$

$$\alpha(t) = \frac{d^2\theta}{dt^2} \qquad (3)$$

Para expresar la posición del centro de masa del conjunto móvil se utilizó una representación vectorial reducida a una rotación alrededor de un eje fijo. Considerando que el movimiento se desarrolla en el plano perpendicular al eje de giro, la coordenada axial se toma como $x_G = 0$. Si d_G es la distancia desde el eje de giro hasta el centro de masa, el vector de posición se expresa mediante la Ec. (4):

$$\mathbf{r}_G = 0\,\mathbf{i} + d_G\cos\theta\,\mathbf{j} + d_G\sin\theta\,\mathbf{k} \qquad (4)$$

La derivación temporal de la posición permite obtener la velocidad y aceleración del centro de masa, de acuerdo con las Ecs. (5) y (6):

$$\mathbf{v}_G = -d_G\omega\sin\theta\,\mathbf{j} + d_G\omega\cos\theta\,\mathbf{k} \qquad (5)$$

$$\mathbf{a}_G = -d_G(\alpha\sin\theta + \omega^2\cos\theta)\,\mathbf{j} + d_G(\alpha\cos\theta - \omega^2\sin\theta)\,\mathbf{k} \qquad (6)$$

Estas relaciones conservan la consistencia cinemática del modelo antes de evaluar el torque requerido. Para una primera evaluación del mecanismo, la distancia entre el eje de giro y el centro geométrico aproximado del conjunto móvil se obtuvo del diseño del prototipo, como se indica en la Ec. (7):

$$d_G = 0.57227\ \text{m} \qquad (7)$$

2.3. Caracterización de masa e inercia

La masa móvil se estimó a partir de la geometría del prototipo y de la densidad nominal del acero. Para cada componente se utilizó la relación general de la Ec. (8):

$$m_i = \rho_i V_i \qquad (8)$$

En perfiles tubulares cuadrados y rectangulares se emplearon las áreas transversales huecas indicadas en las Ecs. (9) y (10):

$$A = b^2 - (b - 2t)^2 \qquad (9)$$

$$A = BH - (B - 2t)(H - 2t) \qquad (10)$$

El volumen de cada perfil se obtuvo mediante la relación de la Ec. (11):

$$V = AL \qquad (11)$$

La masa móvil total se calculó mediante la suma directa de las masas del bastidor, eje principal, ejes laterales, soportes triangulares, ángulos de unión y panel fotovoltaico, como se muestra en las Ecs. (12) y (13):

$$m_G = m_b + m_e + m_{el,total} + m_{tr} + m_{ang} + m_p \qquad (12)$$

$$m_G = 12.35 + 1.75 + 0.99 + 1.91 + 0.11 + 24.40 = 41.51\ \text{kg} \qquad (13)$$

El momento de inercia respecto al eje de giro se evaluó mediante el teorema de ejes paralelos. Como primera cota de ingeniería, al no contar todavía con el tensor de inercia exacto del ensamble móvil, se empleó el término trasladado dominante, descrito en las Ecs. (14)-(16):

$$J_O = J_G + m_G d_G^2 \qquad (14)$$

$$J_O \approx m_G d_G^2 \qquad (15)$$

$$J_O \approx (41.51)(0.57227)^2 = 13.59\ \text{kg} \cdot \text{m}^2 \qquad (16)$$

2.4. Modelo dinámico y torque de accionamiento

El modelo dinámico se formuló mediante las ecuaciones de Newton-Euler. Para el conjunto móvil, la suma de fuerzas permite relacionar las reacciones con la aceleración del centro de masa, mientras que la suma de momentos respecto al eje O permite determinar el torque de accionamiento, conforme a las Ecs. (17) y (18):

$$\sum \text{F} = m_G \text{a}_G \qquad (17)$$

$$\sum M_O = J_O \alpha \qquad (18)$$

El torque requerido por el actuador se expresó como la suma del término inercial, fricción viscosa equivalente, momento gravitacional y torque seco asociado a chumaceras y uniones, como se plantea en la Ec. (19):

$$\tau_{req} = J_O \ddot{\theta} + b\dot{\theta} + m_G g d_G \sin\theta + \tau_f \qquad (19)$$

Debido a que el seguimiento solar se realiza mediante movimientos lentos e intermitentes, la condición inicial de dimensionamiento se planteó como cuasiestática. Bajo esta condición, el término dominante corresponde al momento producido por el peso del conjunto móvil, evaluado mediante las Ecs. (20)-(22):

$$\tau_g = m_G g d_G \sin\theta \qquad (20)$$

$$\tau_{max} = m_G g d_G \qquad (21)$$

$$\tau_{max} = (41.51)(9.81)(0.57227) = 233.1\ \text{N} \cdot \text{m} \qquad (22)$$

Para incorporar incertidumbres de fabricación, dispersión de masa, ubicación aproximada del centro de masa, fricción no modelada y tolerancias de ensamble, se aplicó un factor de seguridad de 1.5, de acuerdo con las Ecs. (23) y (24):

$$\tau_d = FS\, \tau_{max} \qquad (23)$$

$$\tau_d = 1.5(233.1) = 349.7\ \text{N} \cdot \text{m} \qquad (24)$$

El sistema de accionamiento se definió a partir de un motor paso a paso NEMA 34 con torque nominal de 8.5 N·m. La relación de reducción se estableció a partir del torque de diseño, el torque nominal del motor y la eficiencia mecánica de la transmisión, considerada como η = 0.85. El cálculo se presenta en las Ecs. (25)-(28):

$$i_{red} = \frac{\tau_d}{\eta \tau_m} \qquad (25)$$

$$i_{red} = \frac{349.7}{(0.85)(8.5)} = 48.4 \qquad (26)$$

$$\tau_{out} = \eta i \tau_m \qquad (27)$$

$$\tau_{out} = (0.85)(50)(8.5) = 361.3\ \text{N} \cdot \text{m} \qquad (28)$$

Por criterio de diseño, se adoptó una relación de reducción de 50:1, ya que este valor proporciona una condición de accionamiento compatible con la operación lenta, controlada e intermitente requerido por el mecanismo de seguimiento.

2.5. Verificación mecánica preliminar del eje

Finalmente, se verificó el eje tubular bajo solicitaciones combinadas de torsión y flexión. Para el tubo SCH 40 NPS 1 in se emplearon D_o = 0.03340 m, D_i = 0.02664 m y c = D_o/2 = 0.01670 m. El momento polar de inercia se calculó mediante las Ecs. (29) y (30):

$$J_p = \frac{\pi}{32}\left(D_o^4 - D_i^4\right) \qquad (29)$$

$$J_p = 7.273 \times 10^{-8}\ \text{m}^4 \qquad (30)$$

El esfuerzo cortante máximo por torsión para el torque de diseño se calculó con las Ecs. (31) y (32):

$$\tau_t = \frac{\tau_d c}{J_p} \qquad (31)$$

$$\tau_t = \frac{(349.7)(0.01670)}{7.273 \times 10^{-8}} = 80.3 \text{ MPa} \qquad (32)$$

Para una carga vertical equivalente al peso del conjunto móvil y una separación entre apoyos de L_b = 0.70 m, las reacciones en las chumaceras se estimaron mediante las Ecs. (33)-(35):

$$W = m_G g \qquad (33)$$

$$W = (41.51)(9.81) = 407.2 \text{ N} \qquad (34)$$

$$R_A = R_B = \frac{W}{2} = 203.6 \text{ N} \qquad (35)$$

El momento flector máximo para una carga centrada entre apoyos se aproximó mediante las Ecs. (36) y (37):

$$M_{max} = \frac{WL_b}{4} \qquad (36)$$

$$M_{max} = \frac{(407.2)(0.70)}{4} = 71.26 \text{ N} \cdot \text{m} \qquad (37)$$

El segundo momento de área de la sección tubular y el esfuerzo normal máximo por flexión se calcularon con las Ecs. (38)-(41):

$$I = \frac{\pi}{64}\left(D_o^4 - D_i^4\right) \qquad (38)$$

$$I = 3.636 \times 10^{-8} \text{ m}^4 \qquad (39)$$

$$\sigma_b = \frac{M_{max} c}{I} \qquad (40)$$

$$\sigma_b = \frac{(71.26)(0.01670)}{3.636 \times 10^{-8}} = 32.7 \text{ MPa} \qquad (41)$$

La combinación de flexión y torsión se evaluó mediante el criterio de Von Mises, definido en las Ecs. (42) y (43):

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_t^2} \qquad (42)$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{(32.7)^2 + 3(80.3)^2} = 142.8 \text{ MPa} \qquad (43)$$

Adoptando un esfuerzo de fluencia de referencia de S_y = 240 MPa para el acero del eje, el factor de seguridad frente a fluencia se estimó mediante las Ecs. (44) y (45):

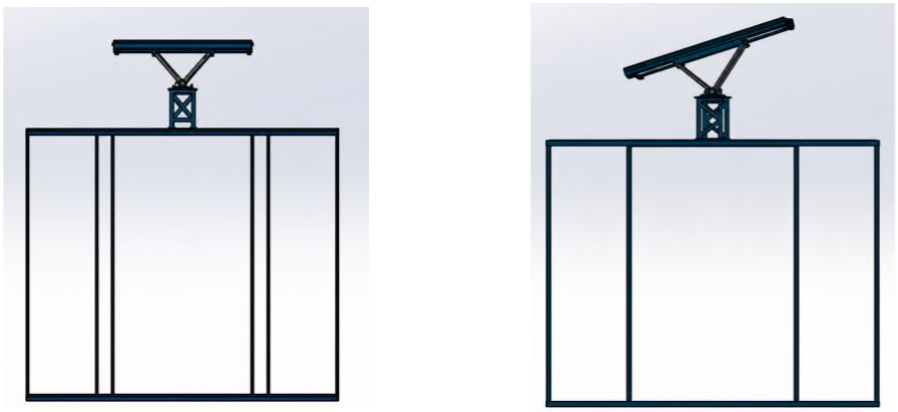
$$FS_y = \frac{S_y}{\sigma_{vm}} \qquad (44)$$

$$FS_y = \frac{240}{142.8} = 1.68 \qquad (45)$$

3. Resultados

A partir de la formulación desarrollada, el conjunto móvil del mecanismo presentó una masa total de mG = 41.51 kg y una distancia aproximada del centro de masa al eje de giro de dG = 0.57227 m. Estos valores permitieron estimar el peso del sistema, el brazo mecánico de accionamiento y el momento gravitacional dominante durante el movimiento de inclinación. Los parámetros calculados para el dimensionamiento preliminar se concentran en la Tabla 1.

La trayectoria del mecanismo se interpreta como una rotación del conjunto móvil alrededor de un eje principal fijo. En la Figura 2(a) se presenta la posición horizontal de referencia, mientras que en la Figura 2(b) se muestra la posición inclinada del panel. En ambas configuraciones, la base permanece estacionaria y el movimiento se concentra en el panel, el bastidor superior y los elementos articulados; por ello, el centro de masa describe una trayectoria circular en el plano vertical con radio aproximado dG = 0.57227 m.



(a) Posición horizontal de referencia *(b) Posición inclinada del panel*

***Figura 2**. Comparación del prototipo CAD en posición horizontal de referencia y posición inclinada del panel. La secuencia permite identificar la trayectoria de inclinación alrededor del eje principal de giro y el desplazamiento del conjunto móvil utilizado en el modelo cinemático. Fuente: elaboración propia.*

La posición horizontal se tomó como configuración inicial del análisis, mientras que la posición inclinada representa el cambio de orientación requerido para el seguimiento solar. Esta comparación visual permite relacionar la coordenada angular θ(t) con el desplazamiento físico del panel y con la variación de la posición del centro de masa durante la operación del mecanismo.

Bajo una condición cuasiestática, el torque gravitacional máximo fue de $\tau_{max} = 233.1\ \mathrm{N \cdot m}$; al aplicar un factor de seguridad de 1.5, el torque de diseño resultó de $\tau_d = 349.7\ \mathrm{N \cdot m}$. Con un motor NEMA 34 de 8.5 N·m y una eficiencia de transmisión de $\eta = 0.85$, se adoptó una relación de reducción de 50:1, obteniendo un torque de salida estimado de $\tau_{out} = 361.3\ \mathrm{N \cdot m}$. Esta diferencia positiva entre el torque disponible y el torque de diseño indica que la transmisión propuesta ofrece margen suficiente para una operación lenta, controlada e intermitente del sistema.

Tabla 1. Parámetros mecánicos estimados para el mecanismo de inclinación del sistema de seguimiento solar.

Parámetro	Símbolo	Valor	Interpretación
Masa móvil total	m_G	41.51 kg	Masa participante en la rotación
Distancia al centro de masa	d_G	0.57227 m	Brazo mecánico usado para el torque gravitacional
Peso del conjunto móvil	W	407.2 N	Carga vertical equivalente
Torque máximo	τ_{max}	233.1 N·m	Condición cuasiestática crítica
Torque de diseño	τ_d	349.7 N·m	Torque con factor de seguridad de 1.5
Momento de inercia estimado	J_O	13.59 kg·m²	Cota inicial para dinámica rotacional
Relación de reducción	i	50:1	Selección de diseño para aumentar torque
Torque de salida	τ_{out}	361.3 N·m	Par disponible en el eje de inclinación
Esfuerzo de Von Mises	σ_{vm}	142.8 MPa	Esfuerzo combinado flexión-torsión
Factor de seguridad	FS_y	1.68	Verificación preliminar frente a fluencia

Con base en los valores reportados en la Tabla 1, la verificación preliminar del eje tubular indica que el esfuerzo equivalente de Von Mises, $\sigma_{vm} = 142.8\ \text{MPa}$, se mantiene por debajo del esfuerzo de fluencia considerado para el acero, $S_y = 240\ \text{MPa}$. En consecuencia, el factor de seguridad calculado, $FS_y = 1.68$, permite considerar al eje principal mecánicamente aceptable para el caso de carga cuasiestática analizado, aunque se recomienda validar posteriormente el comportamiento bajo cargas de viento, holguras y condiciones reales de ensamble.

En conjunto, los resultados muestran que el modelo cinemático y dinámico permite establecer una primera base de dimensionamiento mecánico para el sistema de seguimiento solar. La Figura 2 complementa los resultados numéricos al mostrar cómo el cambio de orientación puede representarse mediante una coordenada angular, mientras que la masa móvil, el momento de inercia, el torque requerido, la relación de reducción y el factor de seguridad del eje principal constituyen parámetros fundamentales para continuar con una etapa posterior de diseño detallado, selección final de componentes y validación experimental.

4. Conclusiones

El modelo cinemático permitió describir el movimiento del mecanismo de inclinación mediante una coordenada angular, así como sus relaciones de velocidad y aceleración. Esta formulación proporciona una base clara para analizar la trayectoria del conjunto móvil y su comportamiento durante el cambio de orientación.

El modelo dinámico, basado en Newton-Euler, permitió estimar el par requerido para accionar el sistema. Bajo una condición cuasiestática, el término gravitacional resultó dominante, por lo que el dimensionamiento inicial se realizó a partir del peso del conjunto móvil y la distancia del centro de masa al eje de giro.

La selección de una transmisión reductora 50:1 permite que el motor paso a paso considerado proporcione un par de salida superior al par de diseño estimado. Asimismo, la verificación preliminar del eje tubular bajo flexión y torsión mostró un factor de seguridad aceptable para el caso de carga analizado.

La metodología propuesta integra análisis cinemático, dinámico, estático y de resistencia mecánica. La configuración mostrada en la Figura 1 y los resultados sintetizados en la Tabla 1 constituyen una base técnica para continuar con el diseño detallado y la futura validación del mecanismo de seguimiento solar.

5. Agradecimientos

Se agradece a la Universidad de Guanajuato por el apoyo otorgado mediante el programa “XXXI Verano De La Ciencia”. Asimismo, se reconoce el acompañamiento académico del Departamento de Ingeniería Mecánica y la asesoría brindada durante el desarrollo del modelado cinemático y dinámico del sistema de seguimiento solar. Este trabajo forma parte de las actividades de formación científica orientadas al fortalecimiento de capacidades en diseño mecánico, energías renovables y desarrollo de prototipos aplicables al sector Bajío.

6. Referencias

Abdallah, S., & Nijmeh, S. (2004). Two axes sun tracking system with PLC control. Energy Conversion and Management, 45(11-12), 1931-1939. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2003.10.007

Acosta-Banda, A., Aguilar-Esteva, V., Campos-Mercado, E., Patiño-Ortiz, M., Carreño-Aguilera, R., Enríquez-Santiago, J. A., & Abundis-Fong, H. F. (2025). Design, modeling, and experimental validation of a dual-axis solar tracking system with embedded control and monocular vision. Energies, 18(22), 5951. https://doi.org/10.3390/en18225951

Agee, J. T., Obok Opok, A., & Lazzer, M. D. (2007). Solar tracker technologies: Market trends and field applications. Advanced Materials Research, 18-19, 339-344. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.18-19.339

Barrios-Sánchez, J. M., et al. (2025). Dual-axis solar tracking system for enhanced photovoltaic energy production. Sustainability, 17(3), 1117. https://doi.org/10.3390/su17031117

Carballo, J. A., Bonilla, J., Berenguel, M., Fernández-Reche, J., & García, G. (2018). New approach for solar tracking systems based on computer vision, low-cost hardware and deep learning. Renewable Energy. https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.06.101

Farooqui, S. Z. (2015). A mini power free tracking system for box type solar cookers. Solar Energy, 120, 100-103. https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.07.021

Fathabadi, H. (2016). Novel high accurate sensorless dual-axis solar tracking system controlled by maximum power point tracking unit of photovoltaic systems. Applied Energy, 173, 448-459. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.03.109

Ferdous, S. M., Asif, M. R., Sanzidur, M., & Salehin, S. (2014). Energy efficient hybrid dual axis solar tracking system. Journal of Renewable Energy, 2014, 1-12. https://doi.org/10.1155/2014/629717

Ghassoul, M. (2018). Single axis automatic tracking system based on PILOT scheme to control the solar panel to optimize solar energy extraction. Energy Reports, 4, 520-527. https://doi.org/10.1016/j.egyr.2018.07.001

Gitan, A. A., Shayma, H. A., Dihrab, S. S., & Sopian, K. (2015). Tracking collector consideration of tilted collector solar updraft tower power plant under Malaysia climate conditions. Energy, 93, 1467-1477. https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.09.009

Gordon, J. M., Wenger, H. J., & Wilson, J. H. (1991). Central-station solar photovoltaic systems: Field layout, tracker, and array geometry sensitivity studies. Solar Energy, 46(4), 211-217. https://doi.org/10.1016/0038-092X(91)90065-5
Gregor, R., Takase, Y., Rodas, J., Carreras, L., Gregor, D., López, A., et al. (2015). Biaxial solar tracking system based on the MPPT approach integrating ICTs for photovoltaic applications. International Journal of Photoenergy, 2015. https://doi.org/10.1155/2015/202986

Lu, W., & Ajay, P. (2024). Solar PV tracking system using arithmetic optimization with dual axis and sensor. Measurement: Sensors. https://doi.org/10.1016/j.measen.2024.101089

Mousazadeh, H., Keyhani, A., Javadi, A., Mobli, H., Abrinia, K., & Sharifi, A. (2009). A review of principle and sun-tracking methods for maximizing solar systems output. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13(8), 1800-1818. https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.01.022

Rai, P., Prasad, D., & Kumar, S. (2026). A self-powered hybrid dual-axis solar tracker with integrated PV-TEG model for improved grid injection and autonomous operation. Results in Engineering. https://doi.org/10.1016/j.rineng.2025.108480

Sefa, I., Demirtas, M., & Colak, I. (2009). Application of one-axis sun tracking system. Energy Conversion and Management, 50(11), 2709-2718. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.06.018