

Model and simulation of the gate system for luggage rack on an urban public transport vehicle

Jorge Hurel, PhD.¹, Jorge Luis Amaya, PhD.¹, Francisca Flores, Msc.², Fausto Maldonado, Msc.²,
Ing. Emilio Ramírez¹, Jaime Andre Chan¹

¹Escuela Superior Politécnica del Litoral, ESPOL, Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción,
Campus Gustavo Galindo Km 30.5 Vía Perimetral, P.O. Box 09-01-5863, Guayaquil, Ecuador.

jhurel, jlamaya, famaldon, emiramir, jachan { @espol.edu.ec }

²Escuela Superior Politécnica del Litoral, ESPOL, Facultad de Ciencias Naturales y Matemáticas, Campus Gustavo
Galindo Km 30.5 Vía Perimetral, P.O. Box 09-01-5863, Guayaquil, Ecuador.

ffloresn@espol.edu.ec

Abstract -- The objective of this article is to model the mechanism of a gate in the baggage section of an urban public transport vehicle. The model corresponding to this mechanism responds in a general way to the model of a four-bar articulated mechanism. This model considers the kinematic and dynamic analysis, using the closed vector loop method to represent the closed sum of certain vectors; such as the bars of the mechanism. Additionally, the dynamic analysis of the mechanism must be described by the equations corresponding to Newton's second and third law of motion developed for each mechanism element. These equations have been solved using MATLAB software, those results were taken as theoretical, and were compared with those obtained by a simulation using ADAMS software, object-oriented design software. The results obtained have a low error percentage. The results obtained are useful to make a more detailed design of the mechanism, allowing to optimize the force required to produce the movement and the trajectory that describes it.

Keywords – Kinematic analysis, dynamic analysis, four-bar mechanism, vector loop method.

Digital Object Identifier (DOI):
<http://dx.doi.org/10.18687/LACCEI2019.1.1.453>
ISBN: 978-0-9993443-6-1 ISSN: 2414-6390

Modelo y simulación de compuerta para maletero de vehículo de transporte público urbano

Jorge Hurel, PhD.¹, Jorge Luis Amaya, PhD.¹, Francisca Flores, Msc.², Fausto Maldonado, Msc.²,
Ing. Emilio Ramírez¹, Jaime Andre Chan¹

¹Escuela Superior Politécnica del Litoral, ESPOL, Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción, Campus Gustavo Galindo Km 30.5 Vía Perimetral, P.O. Box 09-01-5863, Guayaquil, Ecuador.

jhurel, jlamaya, famaldon, emiramir, jachan {@espol.edu.ec}

²Escuela Superior Politécnica del Litoral, ESPOL, Facultad de Ciencias Naturales y Matemáticas, Campus Gustavo Galindo Km 30.5 Vía Perimetral, P.O. Box 09-01-5863, Guayaquil, Ecuador.

ffloresn@espol.edu.ec

Abstract– *The objective of this article is to model the mechanism of a gate in the baggage section of an urban public transport vehicle. The model corresponding to this mechanism responds in a general way to the model of a four-bar articulated mechanism. This model considers the kinematic and dynamic analysis, using the closed vector loop method to represent the closed sum of certain vectors; such as the bars of the mechanism. Additionally, the dynamic analysis of the mechanism must be described by the equations corresponding to Newton's second and third law of motion developed for each mechanism element. These equations have been solved using MATLAB software, those results were taken as theoretical, and were compared with those obtained by a simulation using ADAMS software, object-oriented design software. The results obtained have a low error percentage. The results obtained are useful to make a more detailed design of the mechanism, allowing to optimize the force required to produce the movement and the trajectory that describes it.*

Keywords– *Kinematic analysis, dynamic analysis, four-bar mechanism, vector loop method.*

Resumen– *El presente artículo tiene como objetivo realizar el modelo del mecanismo de una compuerta del área de la sección de porta equipaje de un vehículo de transporte público urbano. El modelo correspondiente a este mecanismo responde de forma general al modelo de un mecanismo articulado de cuatro barras. Este modelo considera el análisis cinemático y dinámico, utilizando el método del lazo vectorial cerrado; el cual consiste en representar mediante la suma cerrada de ciertos vectores al mecanismo como tal. Adicionalmente, para el análisis dinámico del mecanismo se desarrollaron ecuaciones correspondientes a la segunda y tercera ley de movimiento de Newton para cada elemento del mecanismo. Estas ecuaciones se resolvieron a través del uso del software MATLAB, estos resultados se tomaron como los teóricos, y se compararon con los que se obtuvieron por medio de una simulación utilizando el software de diseño orientado a objetos ADAMS. Los resultados obtenidos tuvieron porcentajes de error mínimos entre ellos. Los resultados obtenidos son útiles para realizar un diseño más detallado del mecanismo, permitiendo optimizar la fuerza requerida para producir el movimiento y la trayectoria que describe el mismo.*

Palabras claves– *Análisis cinemático, análisis dinámico, mecanismo de cuatro barras, método de lazo vectorial.*

Digital Object Identifier (DOI):

<http://dx.doi.org/10.18687/LACCEI2019.1.1.453>

ISBN: 978-0-9993443-6-1 ISSN: 2414-6390

17th LACCEI International Multi-Conference for Engineering, Education, and Technology: “Industry, Innovation, And Infrastructure for Sustainable Cities and Communities”, 24-26 July 2019, Jamaica.

I. INTRODUCCIÓN

Las compuertas laterales del área de la sección de porta equipajes en los vehículos de transporte público urbano son fabricadas generalmente de materiales como el acero o el aluminio. Estos componentes comprometen alrededor de un 10% de la superficie del vehículo de acuerdo con los requerimientos de los vehículos de transporte urbano. Considerando el diseño de estos mecanismos, usualmente se utilizan dos tipos de compuertas laterales: el sistema con bisagras simples y el sistema con bisagras paralelas. El sistema con bisagras simples tiene una estructura poco compleja y permanece inmóvil dado a su bisagra y perfiles anchos de nervaduras. No se recomienda este sistema en vehículos que cuenten con espacios reducidos para la apertura de sus compuertas laterales, debido a un marco de puerta que usualmente es pesado y de gran trayectoria de movimiento. Por otro lado, el sistema con bisagras paralelas logra trayectorias estrechas ocupando espacio reducido al encontrarse abierto. Este segundo sistema es muy usado, sobre todo en vehículos de transporte público urbano grandes. En el caso de tener una bisagra pesada, se puede optar por usar un marco de puerta ligero, pero en el cierre la bisagra ocupa un gran volumen. Por otro lado, las piezas del mecanismo tienen longitudes ajustables [1].

El sistema analizado en este proyecto fue el de bisagras paralelas debido a que la problemática principal fue de optimizar el espacio de apertura y cierre en las compuertas laterales de buses interprovinciales, debido al reducido espacio que poseen en ciertas terminales de buses, donde dichos buses están consecutivos y el espacio entre ellos es mínimo, teniendo en cuenta que los pasajeros deben acudir a esa zona para introducir o retirar su equipaje del interior del portamaletas. La trayectoria de apertura y cierre es conveniente para el análisis de un mecanismo de cuatro barras, siendo así este uno de los mecanismos más usados y que a su vez permite realizar un mejor análisis tanto cinemático como dinámico del sistema. Este tipo de bisagras suelen ser de grandes dimensiones y de materiales de alta resistencia, dado que, junto a los eslabones principales, deben soportar la carga total de la compuerta. Adicionalmente, estos elementos deben tener una posición

apropiada al colocarlas para evitar pandeos o fallas en la estructura.

Por lo que este mecanismo debe ser diseñado de manera adecuada y el presente artículo presenta el análisis cinemático y dinámico basado en el cálculo de las velocidades y aceleración de los puntos de unión de los eslabones incluyendo también su centro de masa. Estos parámetros serán calculados con la ayuda de software de cálculo y diseño como MATLAB y MSC ADAMS respectivamente.

II. MATERIALES Y MÉTODOS

El mecanismo del presente artículo puede ser modelado como un mecanismo de cuatro barras convencional; entonces es posible representarlo mediante un sencillo esquema. El diagrama cinemático del mecanismo se muestra en la figura 1.

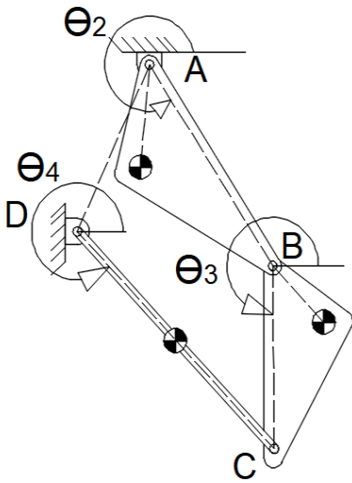


Fig. 1. Diagrama cinemático del mecanismo.

El mecanismo es estudiado utilizando aluminio para la puerta, con una densidad de 2770 kg/m^3 , y acero para los eslabones conectores y pasadores, con una densidad de 7850 kg/m^3 [1]. De acuerdo con la figura 1, la movilidad del mecanismo, definida con el criterio de Kutzbach [2], está dada por:

$$M = 3(n - 1) - 2J_1 - J_2 \quad (1)$$

Dónde, n es el número de eslabones (4), J_1 es el número de juntas de un (1) grado de libertad (GDL) (4), y J_2 es el número de juntas de dos (2) GDL (0). Obteniendo la siguiente ecuación:

$$M = 3(4 - 1) - 2(4) - (0) = 1 \text{ GDL} \quad (2)$$

A. Análisis Cinemático

Para realizar el análisis cinemático del mecanismo, el modelo considera un movimiento en un plano tal como se ha presenta en la figura 1. El método de solución de este análisis es el de lazo vectorial cerrado, el cual consiste en crear vectores

entre las juntas de los eslabones, como se esquematiza en la figura 2.

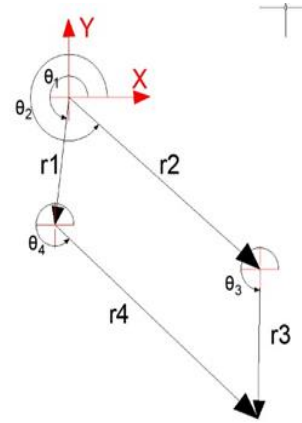


Fig. 2. Diagrama vectorial del mecanismo.

Este método permite describir la cinemática del mecanismo durante todo el rango de movimiento de este mediante la siguiente ecuación vectorial:

$$\vec{r}_2 + \vec{r}_3 = \vec{r}_1 + \vec{r}_4 \quad (3)$$

A partir de la ec. 3, se obtienen las ecuaciones de posición, velocidad y aceleración; de acuerdo con el sistema de referencia definido en la figura 2. Aplicando esto, se obtienen las siguientes expresiones de ecuaciones de posición:

Ecuaciones de posición:

$$X: r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 = r_1 \cos \theta_1 + r_4 \cos \theta_4 \quad (4)$$

$$Y: r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 = r_1 \sin \theta_1 + r_4 \sin \theta_4 \quad (5)$$

Las ecuaciones de velocidad se obtienen de la derivación de las ec. 4 y ec. 5 con respecto al tiempo:

Ecuaciones de velocidad:

$$V_X: -r_2 \omega_2 \sin \theta_2 - r_3 \omega_3 \sin \theta_3 + r_4 \omega_4 \sin \theta_4 = 0 \quad (6)$$

$$V_Y: r_2 \omega_2 \cos \theta_2 + r_3 \omega_3 \cos \theta_3 - r_4 \omega_4 \cos \theta_4 = 0 \quad (7)$$

Derivando con respecto al tiempo las ec. 6 y ec. 7 se obtienen las de aceleración:

Ecuaciones de aceleración

$$A_X: -r_2 \omega_2^2 \cos \theta_2 - r_3 \alpha_3 \sin \theta_3 - r_3 \omega_3^2 \cos \theta_3 + r_4 \alpha_4 \sin \theta_4 + r_4 \omega_4^2 \cos \theta_4 = 0 \quad (8)$$

$$A_Y: -r_2 \omega_2^2 \sin \theta_2 + r_3 \alpha_3 \cos \theta_3 - r_3 \omega_3^2 \sin \theta_3 - r_4 \alpha_4 \cos \theta_4 + r_4 \omega_4^2 \sin \theta_4 = 0 \quad (9)$$

Se debe mencionar que la entrada del movimiento la define el eslabón 2 a una velocidad constante. Algunas cantidades físicas del análisis son: $r_1 = 300mm$, $r_2 = 500mm$, $r_3 = 400mm$, $r_4 = 600mm$, y $\omega_2 = \frac{2}{3}rad/s$.

La solución de las distintas variables durante toda la gama del movimiento se resuelve usando el software MATLAB [3], aplicando el método iterativo de Newton-Raphson para la posición, y la multiplicación de matrices Jacobianas para la velocidad y aceleración.

B. Análisis Dinámico

Para el análisis dinámico se define como la fuerza externa que produce el movimiento del eslabón 2 (figura 3) a un torque T. Aplicando la metodología de la Segunda Ley de Newton para encontrar las fuerzas internas que se producen en cada uno de los eslabones, junto con el torque que produce el movimiento, se resuelve el problema dinámico utilizando los valores obtenidos del análisis cinemático.

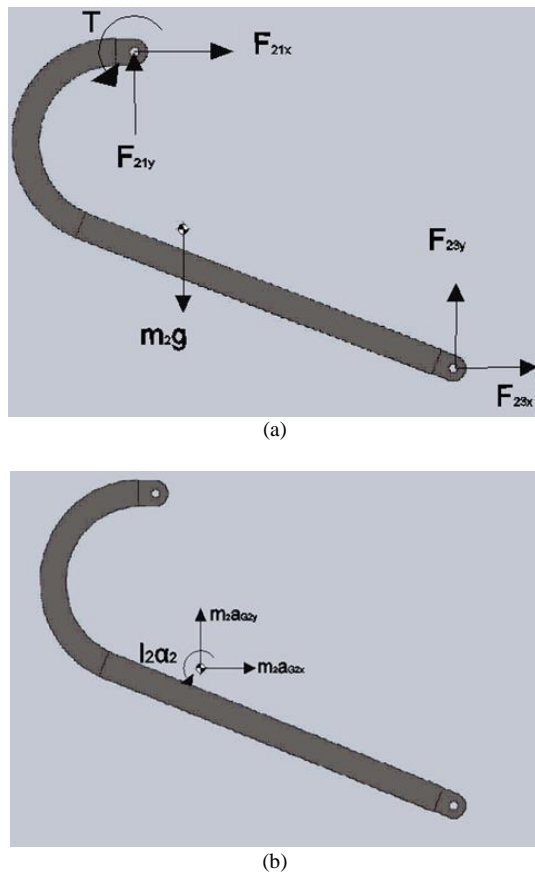


Fig. 3. (a) diagrama de cuerpo libre eslabón 2 y (b) diagrama de masa aceleración eslabón 2.

Se analiza independientemente cada eslabón del mecanismo, trazando el diagrama de cuerpo libre (DCL) y el

diagrama masa aceleración (DMA), permitiendo obtener las ecuaciones de movimiento. Para el eslabón motriz; figura 3. se tiene:

$$F_{21x} + F_{23x} = m_{2a}G_{2x} \quad (10)$$

$$F_{21y} + F_{23y} - m_2g = m_{2a}G_{2y} \quad (11)$$

$$T - r_2Gm_2g\cos\beta_2 + r_2F_{23y}\cos\theta_2 - r_2F_{23x}\sin\theta_2 = 0 \quad (12)$$

La figura 4 representa la compuerta (eslabón 3), se tiene:

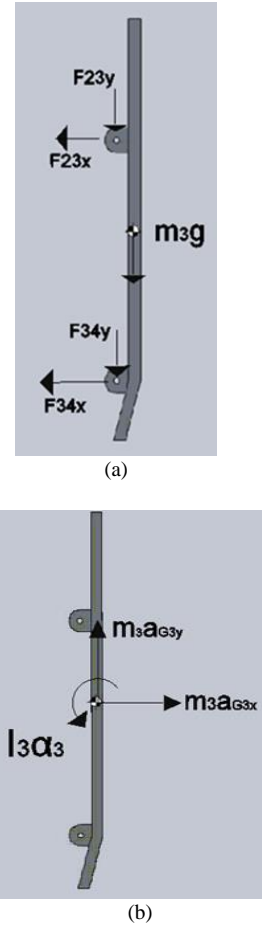


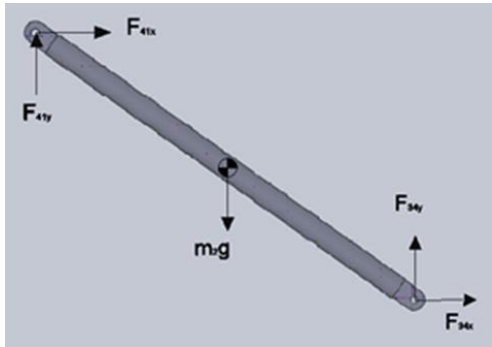
Fig. 4. (a) diagrama de cuerpo libre eslabón 3 y (b) diagrama de masa aceleración eslabón 3.

$$-F_{23x} - F_{34x} = m_{3a}G_{3x} \quad (13)$$

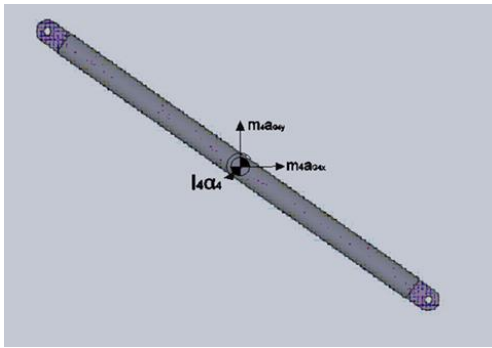
$$-F_{23y} + F_{34y} - m_3g = m_{3a}G_{3y} \quad (14)$$

$$-r_3Gm_3g\cos\beta_3 - r_3F_{34y}\cos\theta_3 + r_3F_{34x}\sin\theta_4 = I_3\alpha_3 \quad (15)$$

Finalmente, en la figura 5 se representa el eslabón 4, donde se obtiene:



(a)



(b)

Fig. 5. (a) diagrama de cuerpo libre eslabón 4 y (b) diagrama de masa aceleración eslabón 4.

$$F_{41x} + F_{34x} = m_{4a}G_{4x} \quad (16)$$

$$F_{41y} + F_{34y} - m_4g = m_{4a}G_{4y} \quad (17)$$

$$-r_4Gm_4g\cos\theta_4 + r_4F_{34y}\cos\theta_4 - r_4F_{34x}\sin\theta_4 = I_4\alpha_4 \quad (18)$$

Representando las ecuaciones dinámicas de los eslabones en un sistema matricial es posible obtener las distintas incógnitas durante todo el movimiento con la ayuda de MATLAB.

Para cumplir con el objetivo principal del proyecto y realizar un modelo del mecanismo, se utiliza la ayuda de un software CAD, y luego se importa la geometría al software de simulación ADAMS, como se muestra en la figura 6.

III. RESULTADOS

Se logró diseñar de forma correcta la compuerta de un portaequipaje de un vehículo de transporte público urbano; esto incluye una fuerza apropiada para lograr que un operario del vehículo logre abrirla sin mayor esfuerzo; y a su vez, que el espacio a ocupar por la puerta pueda ser abierta en su totalidad dentro de un espacio lo más reducido posible. Adicional a ello se determinó el torque ejercido en la bancada del mecanismo al momento de poner la compuerta en movimiento, con valores que satisfacen la problemática a partir de este análisis cinemático y dinámico.

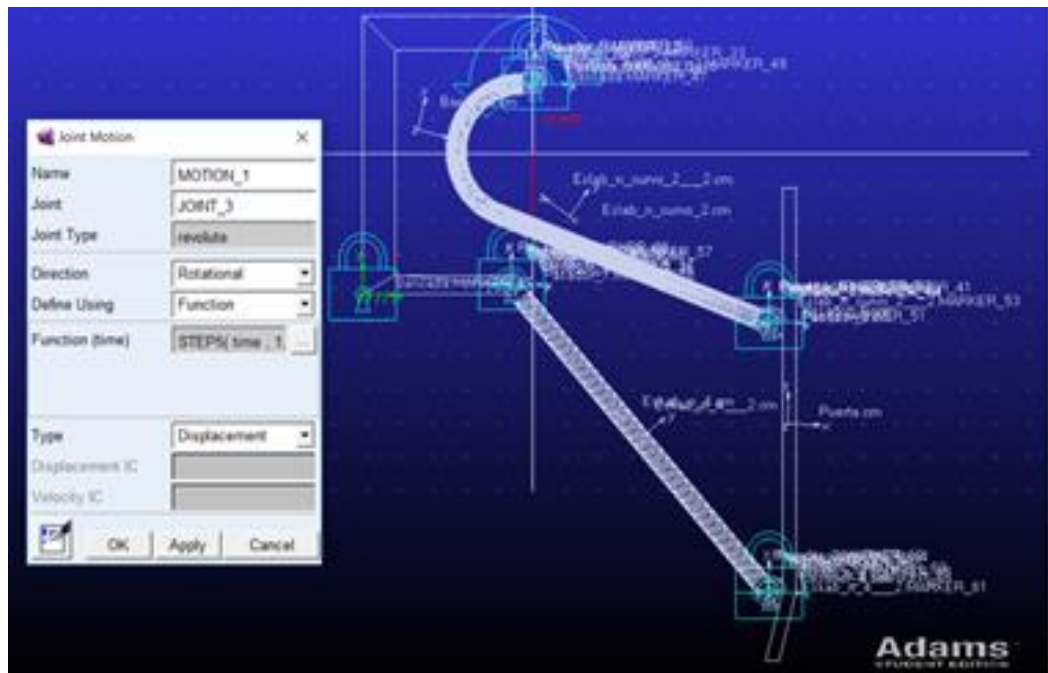


Fig. 6 Simulación del mecanismo en ADAMS.

En lo que corresponde al análisis cinemático, se tenía como objetivo principal determinar y buscar el mínimo valor posible del desplazamiento angular respecto a la vertical al momento de abrir la puerta en su totalidad, dónde se obtuvo un valor entre $16.3^\circ - 16.26^\circ$ en MATLAB y ADAMS, respectivamente, generando así un error del 0.25% el cuál es relativamente bajo y aceptable. Este valor angular, que promediado da como resultado 16.28° pero como resultado final, se consideró el valor cerrado correspondiente a 16° , respecto a la vertical, pues considerando la geometría de este mecanismo, los valores decimales pequeños son insignificantes en este mecanismo y, a su vez este valor permite asegurar que es apropiado puesto que la puerta no gira en exceso al ser abierta en su totalidad cumpliendo de esta manera los objetivos que satisfacen la problemática del problema. Así mismo, respecto a las posiciones, velocidades y aceleraciones de cada uno de los eslabones respecto a un sistema de referencia, se logró determinar que apenas existían errores comprendidos entre 0% - 2%, los cuales son errores pequeños y aceptables.

En el apartado del análisis dinámico, se tenía como objetivo principal determinar el torque que sufre la bancada a lo largo del tiempo al poner la puerta en movimiento y, así mismo la fuerza requerida por la persona encargada de abrir y cerrar la puerta, pero adicional a ello se hizo otro análisis para el correcto diseño del mecanismo, como lo es la fuerza de sacudimiento que sufre la bancada.

Dado que el mecanismo funciona de forma manual, se requería de la fuerza de un ser humano, esta se consideró aplicada en el centro de gravedad de la puerta la cual se presenta en la figura 7, con un resultado comprendido entre 209.9 N – 230.9 N, a lo largo de la trayectoria del movimiento de la puerta. Así mismo, el torque que sufre la bancada al poner en movimiento la puerta estuvo en el rango de 85 Nm – 125.4 Nm, obteniendo resultados diferentes entre MATLAB y MSC ADAMS, dando como error un valor de 4%, el cual es aceptable dentro de los parámetros de ingeniería. Finalmente, la fuerza de sacudimiento que sufre la bancada a lo largo del movimiento tiene un valor máximo y mínimo, el cual está comprendido entre 468 N – 551 N, aproximadamente, siendo estos valores inofensivos para una estructura hecha a base de acero.

Es importante recalcar que todos los valores son óptimos para ser aplicados en el mecanismo, esto es, que no se sufra daños en la estructura, que la fuerza requerida se pueda ejercer por una persona y, la bancada soporte las fuerzas ejercidas en ella a lo largo del movimiento.

Para evidenciar el análisis de resultados, se muestran las respectivas gráficas que son producto del modelado del mecanismo tanto en MATLAB (figura 8) como en ADAMS (figura 9).

VI. DISCUSIÓN

Para el correcto diseño del mecanismo se hicieron modelados en softwares como SOLIDWORKS, MATLAB Y ADAMS,

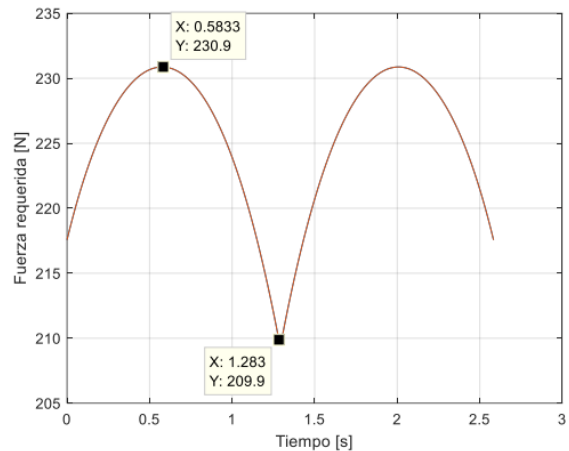


Fig. 7. Fuerza requerida por la persona a lo largo de la trayectoria simulada en MATLAB

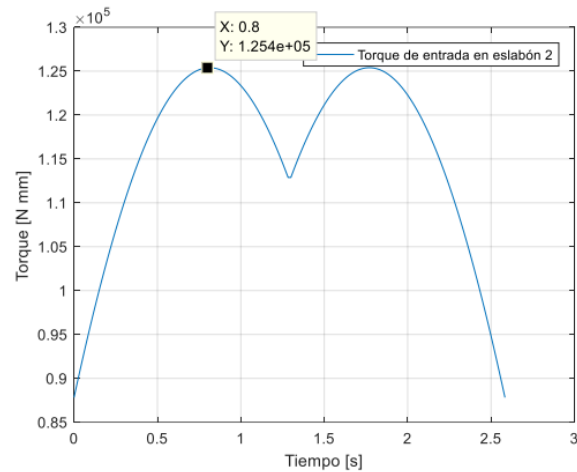


Fig.8. Torque de entrada en MATLAB.

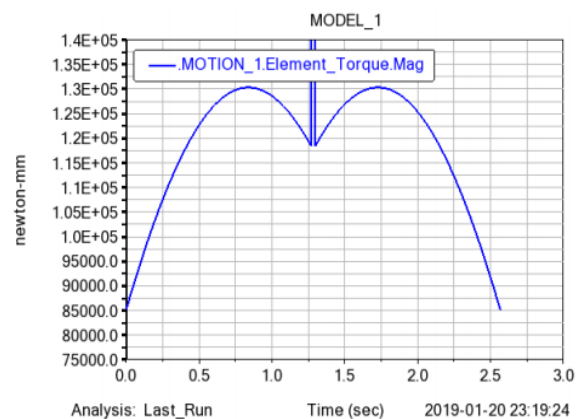


Fig.9. Torque de entrada en ADAMS.

para lograr determinar con mayor facilidad datos de cada uno de los eslabones y hacer un análisis tanto cinemático como dinámico para este tipo de mecanismos. Es importante

mencionar que ese fue el objetivo principal del presente documento, pero, se pueden hacer análisis más avanzados como lo es el análisis estructural del mecanismo, análisis de temperatura, entre otros, que pueden ser modelados en ANSYS con mayor facilidad y de forma detallada. Así mismo las variantes de la estructura de este mecanismo son múltiples; es decir, de acuerdo con los requerimientos y temas económicos se pueden establecer varios diseños, como incluir un cilindro hidráulico con un actuador y mando desde la cabina del vehículo, o para ser más rústicos, una varilla que sostiene la compuerta cuando esté abierta en su totalidad. Una variante importante a considerar puede ser el tipo de bisagras a utilizar, recordando que, en el caso de utilizar bisagras simples, la compuerta de todas formas abriría, pero formando una perpendicular respecto a la vertical del autobús, lo cual maximiza el espacio a utilizar, siendo este el resultado contrario a la problemática de este artículo.

V. CONCLUSIONES

En este documento se analizó el comportamiento cinemático y dinámico de un mecanismo de cuatro eslabones de la compuerta del área de la sección de portaequipaje de un vehículo de transporte público urbano durante todo el ciclo de su movimiento utilizando MATLAB y MSC ADAMS. Los 16° de desplazamiento angular que sufre la puerta relativo al plano vertical del autobús permiten concluir que la trayectoria que cumple este eslabón se puede considerar paralela a la pared lateral de bus, validando la funcionalidad de este tipo de mecanismo al minimizar la trayectoria y el espacio ocupado. El máximo torque necesario para producir el movimiento es de 125.4 Nm, el cual se traduce en una fuerza de 231 N que debería aplicar una persona en la manija de la puerta para mover el mecanismo. La similitud entre las gráficas obtenidas en ambos softwares, en las cuales se presentan errores máximos de 1.5% y 4%, para el análisis cinemático y dinámico, respectivamente, permiten validar los modelos matemáticos utilizados, de tal manera que se podría utilizar este estudio para realizar un diseño más detallado del mecanismo, permitiendo optimizar la fuerza requerida para producir el movimiento y la trayectoria que describe el mismo.

REFERENCIAS

- [1] B. Baykus, E. Anli and I. Ozkol, "Design and Kinematic Analysis of a Parallel Mechanism to be Utilized as a Luggage Door by an Analogy to a Four - Bar Mechanism", *Engineering*, vol. 03, no. 4, pp. 411-421, 2011.
- [2] R. Norton, *Diseño de maquinaria*. México D.F: McGraw-Hill, 2012, pp. 33-36.
- [3] G. Alvi, S. Deshmukh and R. Wayzode, "Computer Aided Analysis of four bar Chain Mechanism" vol. 2, pp. 286-290, 2012.
- [4] K. Teja, Nittala, "Kinematic design and fabrication of four bar mechanism to steer a human-powered vehicle" vol. 3, pp. 102-107, 2016.
- [5] L. Roy, "Analysis and synthesis of four bar mechanism" vol. 3, pp. 172-175, 2008.
- [6] E. Martínez, C. Romero, "On the geometry and design of four bar linkage mechanisms" *Barcelona, España*, pp. 2-4, 2012.

- [7] Sharma, Ram & Ranjan, "Modeling and simulation of four-bar planar mechanisms using ADAMS" vol. 3, pp. 429-435, 2013.
- [8] R. C. Hibbeler, *Dinamica*, México: Prentice Hall, 2010.