

# **MECANISMO DE 4 BARRAS COMO PROTOTIPO DIDÁCTICO PARA EL ANÁLISIS DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS PRODUCIDAS POR LAS FUERZAS Y MOMENTOS DE SACUDIMIENTO**

## *FOUR-BAR MECHANISM AS A DIDACTIC PROTOTYPE FOR THE ANALYSIS OF MECHANICAL VIBRATIONS PRODUCED BY SHAKING FORCES AND MOMENTS*

### **Armando Abitia Padilla**

Tecnológico Nacional del México en Mazatlán  
*ingabiparmex@hotmail.com*

### **Pedro Zatarain Bernal**

Tecnológico Nacional del México en Mazatlán  
*pzatarain@itmazatlan.edu.mx*

### **Armando Ontiveros Acosta**

Tecnológico Nacional del México en Mazatlán  
*aontiveros@itmazatlan.edu.mx*

### **Viera Ortiz Ulises Ismael**

Tecnológico Nacional del México en Mazatlán  
*uviera@itmazatlan.edu.mx*

### **Samuel Angulo Moreno**

Tecnológico Nacional del México en Mazatlán  
*sangulo@itmazatlan.edu.mx*

## **Resumen**

En este trabajo se muestra el diseño de un mecanismo de 4 barras para su uso demostrativo en clases de ingeniería mecánica. La síntesis dimensional, el análisis cinemático y cinetostático, así como el balanceo estático del mecanismo con el método de Berkof-Lowen son analizados. Este prototipo didáctico fue construido y ensamblado lo que permitió a los usuarios medir y comparar experimentalmente con un vibrómetro las vibraciones mecánicas en la bancada producidas por las fuerzas y momentos de sacudimiento del mecanismo con y sin contrapesos de balanceo. Las mediciones experimentales arrojaron una disminución considerable

en los desplazamientos y velocidades de la bancada con la adición de los contrapesos de balanceo en el mecanismo.

**Palabra(s) Clave:** Balanceo estático de Mecanismos, Fuerzas y Momentos de Sacudimiento, Vibraciones Mecánicas.

## **Abstract**

*In this work the design of a four-bar mechanism for demonstrative use in mechanical engineering classes is shown. The dimensional synthesis, the kinematic and kinetic analysis, as well as the static balancing of the mechanism with the Berkof-Lowen method are analyzed. This didactic prototype was built and assembled which allowed the users to measure and compare experimentally with a vibrometer the mechanical vibrations on the bedplate produced by the shaking forces and moments of the mechanism with and without balancing weights. The experimental measurements showed a considerable decrease in the displacements and velocities of the bedplate with the addition of balancing weights in the mechanism.*

**Keywords:** *Static Balance of Mechanism, Shaking Forces and Moments, Mechanical Vibrations.*

## **1. Introducción**

El Instituto Tecnológico de Mazatlán ofrece educación superior tecnológica de excelencia en la región sur del estado de Sinaloa, dentro de las licenciaturas que se ofertan se encuentra la de Ingeniería Mecánica, carrera que tiene, dentro de su retícula, materias como mecanismos y vibraciones mecánicas en las cuales el prototipo didáctico propuesto impactará directamente en el proceso de enseñanza-aprendizaje. Estos cursos abarcan una amplia gama de mecanismos articulados y conceptos de balanceos de elementos rotativos, en donde se experimenta la compleja matemática que existe detrás de ellos. Además, se enseña a los estudiantes como diseñar mecanismos para movimientos específicos, posiciones y aplicaciones. Mientras que en los cursos se hace un trabajo eficiente para enseñar a los estudiantes, uno de los aspectos de los que se carece es la capacidad de

demostrar las variables físicas de los mecanismos en operación ya que no se cuenta con el equipo necesario para lograr tal objetivo.

Se dice que un mecanismo tiene fuerzas balanceadas o está balanceado estáticamente si, para cualquier posición del mecanismo, no hay fuerzas de reacción (a excepción del peso de los eslabones móviles) transmitidas a la base o bancada; si además de las fuerzas de reacción no hay momentos o pares de torsión transmitidos a la base o bancada, entonces se dice que el mecanismo está balanceado dinámicamente. Se han creado muchos métodos para balancear mecanismos articulados, Lowen y Berkof (1968), Lowen, Tepper y Berkof (1983) proporcionan revisiones completas de la literatura sobre este tema hasta 1983. Se han realizado trabajos posteriores, por ejemplo: Arakelian, Dahan y Smith (2000), Arakelian y Smith (2005) nos muestran en sus trabajos reseñas históricas de la evolución de los métodos de balanceo de fuerzas y momentos de sacudimiento de mecanismos articulados con ejemplos.

En el presente trabajo se muestra el desarrollo de un mecanismo de 4 barras para su uso demostrativo en clase con el objetivo de que los estudiantes puedan comparar, mediante mediciones experimentales, los efectos vibratorios del mecanismo en operación hacia la bancada antes y después del balanceo estático. El eslabonamiento propuesto es de 4 barras ya que es el mecanismo articulado más simple posible para movimiento controlado con 1 grado de libertad. Su sencillez y versatilidad lo hace ser el dispositivo más común en todo tipo de maquinaria (Norton, 2009).

## **2. Métodos**

Para lograr lo anteriormente descrito se siguieron varios pasos, el primero fue determinar el espacio de diseño del mecanismo tomando como puntos principales la movilidad y seguridad de operación del dispositivo en la sala de clase. Enseguida se realizó la síntesis gráfica dimensional del mecanismo tomando en cuenta las restricciones espaciales anteriormente determinadas obteniendo como resultado un mecanismo de Grashof clase I (manivela-balancín). Una vez teniendo la geometría del mecanismo se realizó un análisis cinemático para obtener las

posiciones, velocidades y aceleraciones de todos los elementos móviles durante un ciclo completo. Considerando que se utilizó la síntesis y el análisis cinemático para definir la configuración geométrica del mecanismo fue lógico y conveniente utilizar una solución cinetostática o dinámica inversa para determinar las fuerzas y los pares de torsión del mecanismo durante un ciclo completo. Para esto fue necesario hacer los modelos sólidos de las barras o eslabones móviles en un programa CAD como SOLIDWORKS® para obtener todas sus propiedades físicas como la masa  $m$ , la ubicación del centro de gravedad ( $CG_i$ ) y el momento de inercia de masa con respecto al centro de gravedad  $I_G$ . El material seleccionado para los eslabones del mecanismo fue la aleación de Aluminio 6061-T6 ya que se parte con la consigna de tener eslabones ligeros pero resistentes, de fácil maquinado y con buena resistencia a la corrosión.

Después de realizar todo lo anterior, se analizó el balanceo completo de fuerzas del mecanismo con el método de Berkof-Lowen (1969). Este método proporciona una forma útil para calcular la magnitud y localización de los contrapesos a ser colocados en los eslabones rotatorios del mecanismo (manivela y balancín), lo que inmovilizará el centro de masa global para todas las posiciones del mismo. La colocación de masas de balanceo apropiadas en los eslabones provocará que las fuerzas dinámicas en los pivotes fijos siempre sean iguales y opuestas, es decir, un par, de ese modo se crea un balanceo estático en el mecanismo. El material seleccionado para los contrapesos fue el acero inoxidable tipo 304, ya que, con este material, se obtuvo una buena relación masa-radio. Se utilizó el software LINKAGES® DEMO de Norton Associates Engineering para todo el análisis dinámico del mecanismo propuesto. El mecanismo se construyó, se ensambló y se puso en operación en una bancada ya existente en el laboratorio de vibraciones mecánicas del Instituto Tecnológico de Mazatlán para obtener y comparar las mediciones experimentales con el vibrómetro que se muestra en la figura 1.

### **3. Resultados**

La tabla 1 muestra los parámetros de los eslabones del mecanismo que resultaron de la síntesis dimensional de acuerdo con la nomenclatura de figura 2.



Figura 1 Medidor de vibraciones HUATEC NG-6360.

Tabla 1 Parámetros Dimensionales del Mecanismo.

Parámetro	Valor	Unidades
Número de eslabones	4	---
$L_2$	15	cm
$L_3$	37.5	cm
$L_4$	25	cm
$L_1$	40	cm
Ángulo de $L_1$	0	(°)
$AP$	25	cm
$\delta$	15.11	(°)

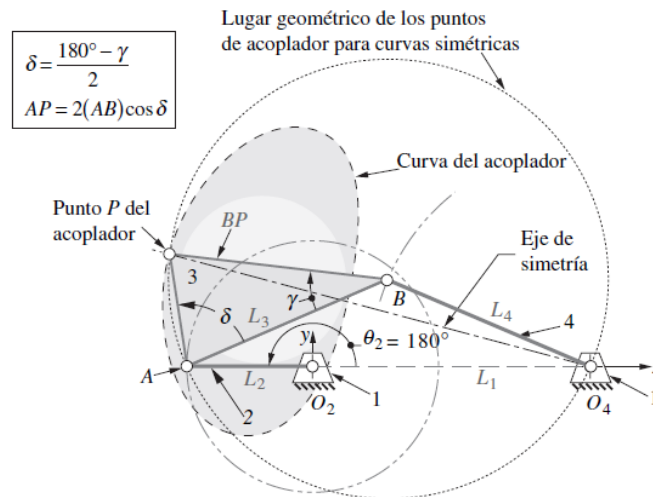


Figura 2 Nomenclatura para el Mecanismo de 4 Barras (Norton, 2009).

Estos parámetros dimensionales fueron introducidos al software LINKAGE® DEMO para obtener las características cinemáticas tomando en cuenta una velocidad angular constante del eslabón de entrada ( $L_2$ ) de 75 rpm. Las aceleraciones lineales  $a$  (con respecto al  $CG_i$ ) y angulares  $\alpha$  de los eslabones móviles son los parámetros cinemáticos más importantes para realizar el análisis dinámico

inverso. El análisis dinámico inverso se realiza con diversos métodos. El que proporciona más información sobre las fuerzas internas en un mecanismo sólo requiere el uso de la ley de Newton, ésta se escribe como la suma de todas las fuerzas  $F=ma$  y los pares de torsión  $T=I_G\alpha$  presentes en el sistema.

En tabla 2 se muestran los parámetros físicos obtenidos de SOLIDWORKS® de los eslabones móviles del mecanismo de acuerdo con la nomenclatura de la figura 3.

Tabla 2 Propiedades Físicas de los Eslabones.

Parámetro	Eslabón 2	Eslabón 3	Eslabón 4
$R_{gi}$	$R_{g2} = 7.751$ cm	$R_{g3} = 18.964$ cm	$R_{g4} = 12.62$ cm
$\delta_i$ (LRCS)	$\delta_2 = 14.62^\circ$	$\delta_3 = 4.25^\circ$	$\delta_4 = -7.89^\circ$
$m = masa$	0.19605 kg	0.49753 kg	0.29459 kg
$I_G =$ Momento de inercia de masa con respecto al CG	0.0005619 kg · m <sup>2</sup>	0.0082618 kg · m <sup>2</sup>	0.0018310 kg · m <sup>2</sup>
$F_{Pi}$	---	$F_{P3} = 4.8808$ N	$F_{P4} = 2.8899$ N
$\delta F_{Pi}$ (LNCS)	---	$\delta F_{P3} = 270^\circ$	$\delta F_{P4} = 270^\circ$

LRCS = Sistema Coordinado Local Rotatorio  
 GCS = Sistema Coordinado Global  
 LNCS = Sistema Coordinado Local No Rotatorio

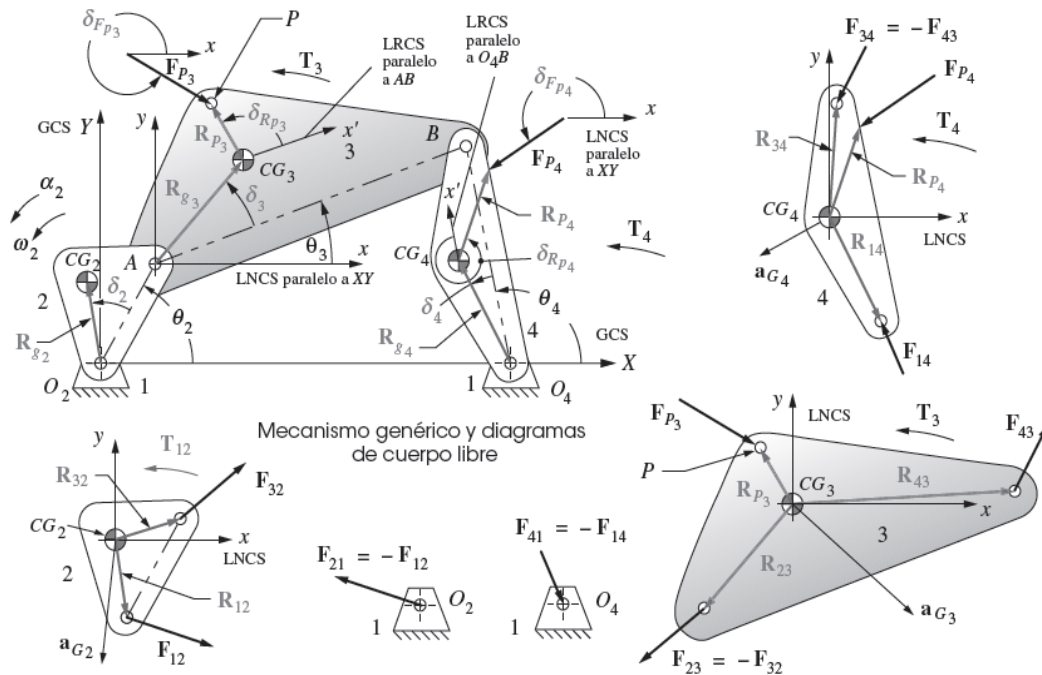


Figura 3 Nomenclatura para el Análisis Cinetostático con LINKAGES® DEMO.

En la tabla 3 se muestran los resultados del análisis de fuerzas en los pasadores del mecanismo.

Tabla 3 Fuerzas en los Pasadores del Mecanismo.

Fuerza	Máximo	Mínimo
$F_{12}$	13.99 N	0.566 N
$F_{32}$	13.062 N	0.370 N
$F_{43}$	10.47 N	0.312 N
$F_{14}$	13.178 N	0.713 N

Es importante conocer el efecto neto de las fuerzas dinámicas que se perciben en el plano de la bancada, ya que éste puede generar vibraciones en la estructura que soporta la máquina. Las fuerzas suministradas por los eslabones móviles al plano de bancada en los pivotes fijos  $O_2$  y  $O_4$  se designan como  $F_{21}$  y  $F_{41}$ . Como se resuelve para  $F_{12}$  y  $F_{14}$  en la solución, sólo se hacen negativas esas fuerzas para obtener sus contrapartes iguales y opuestas. La suma de todas las fuerzas que actúan en el plano de bancada recibe el nombre de **fuerza de sacudimiento** ( $F_s$ ) y es igual a  $F_{21} + F_{41}$ . La fuerza de sacudimiento tenderá a mover al plano de bancada hacia delante y hacia atrás. En la figura 4 se muestra la fuerza de sacudimiento  $F_s$  del mecanismo desbalanceado de 0 a 360° del eslabón de entrada. Se observa en la gráfica anterior que el valor máximo de la  $F_s$  es de 13.937 N a 14° del eslabón de entrada y el valor mínimo de 2.383 N a 93° del eslabón de entrada.

El momento de reacción percibido por el plano de bancada recibe el nombre de **momento de sacudimiento** ( $M_s$ ). Éste es el negativo del par de torsión de entrada  $T_{12}$  ( $T_{21} = -T_{12}$ ) más los productos cruz de las fuerzas del pasador de bancada y sus distancias desde el punto de referencia definirán el momento de sacudimiento  $M_s$ . El momento de sacudimiento alrededor del pivote de manivela  $O_2$  es  $M_s = T_{21} + (R_1 \times F_{41})$ . El momento de sacudimiento tenderá a hacer oscilar el plano de bancada con respecto al eje de la línea de transmisión. En general, se requiere reducir al mínimo los efectos de la fuerza de sacudimiento y el momento de sacudimiento en la estructura o bancada. En la figura 5 se muestra el momento

de sacudimiento  $M_s$  del mecanismo desbalanceado de  $0$  a  $360^\circ$  del eslabón de entrada.

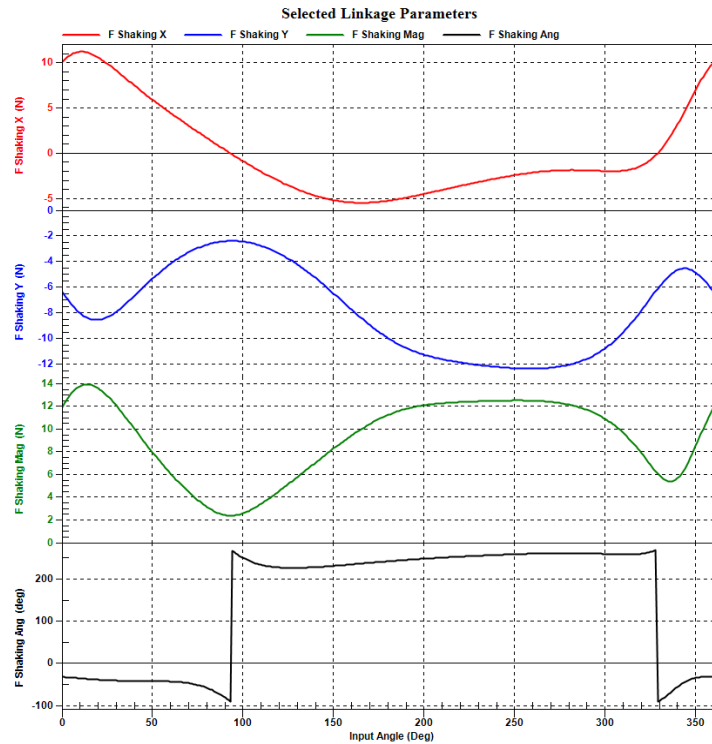


Figura 4 Fuerza de sacudimiento  $F_s$  del mecanismo desbalanceado.

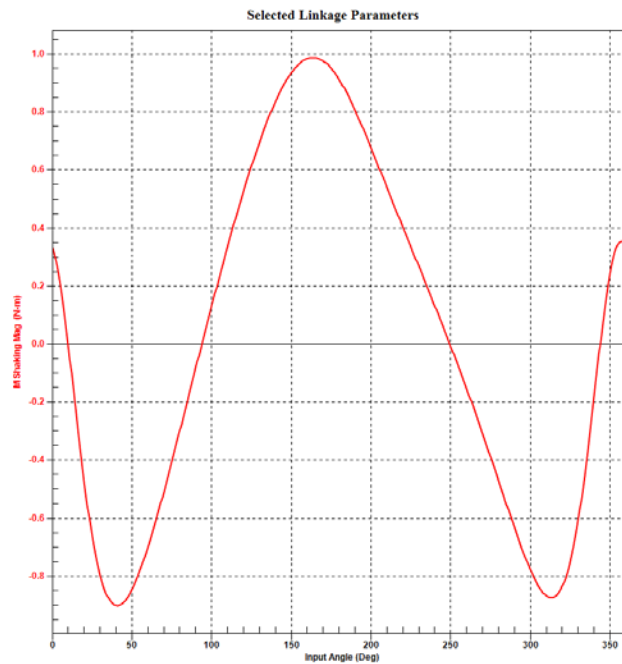


Figura 5 Momento de sacudimiento  $M_s$  del mecanismo desbalanceado.



Se observa en la gráfica anterior que el valor máximo de  $M_s$  es de  $0.988 N \cdot m$  de  $162$  a  $165^\circ$  del eslabón de entrada y el valor mínimo de  $-0.902 N \cdot m$  a  $41^\circ$  del eslabón de entrada. Se determinaron los contrapesos con el método de Berkof-Lowen (1983) a ser colocados en los eslabones rotatorios (manivela y balancín) obteniendo los resultados de la tabla 4.

Tabla 4 Contrapesos a ser colocados en los eslabones rotatorios.

Parámetro	Contrapeso Manivela	Contrapeso Balancín
Producto Masa Radio.	5.17069 kg·cm	9.95544 kg·cm
Ángulo con respecto a la línea de centro del eslabón.	181.15°	179.75°

Con estos contrapesos en los eslabones rotatorios se balancearon las fuerzas de sacudimiento por completo, en la figura 6 se compara las fuerzas de sacudimiento del mecanismo desbalanceado contra las fuerzas de sacudimiento del mecanismo balanceado.

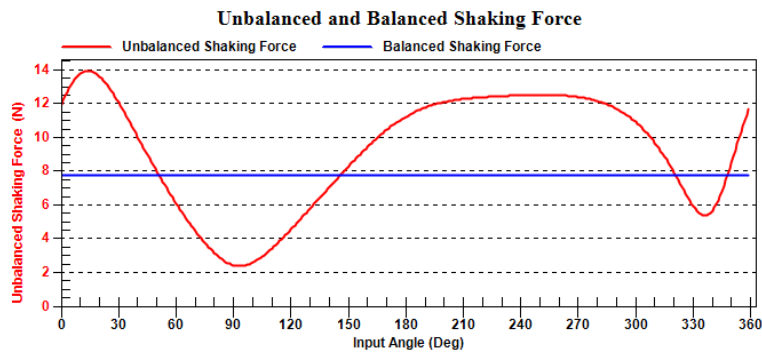


Figura 6 Par de torsión de entrada del mecanismo desbalanceado y balanceado.

Como se observa en la figura 6, la fuerza de sacudimiento del mecanismo balanceado se mantiene constante e igual a  $7.77 N$  (peso de los eslabones 3 y 4) sin variación alguna. En este caso la fuerza de sacudimiento no es igual a cero debido a que se consideraron los pesos del eslabón acoplador y el eslabón de salida. Las fuerzas del pasador en los pivotes de la manivela y el balancín no desaparecieron a causa de las masas de balanceo agregadas, al contrario, aumentaron su magnitud. La  $F_{12}$  incrementó su máximo de  $13.99$  a  $15.56 N$  y la  $F_{14}$

incrementó su máximo de 13.178 a 20.24 N., esto causó que el par de sacudimiento se incrementara en comparación con el valor anterior del mecanismo desbalanceado.

La adición de contrapesos a los eslabones rotatorios incremento los momentos de inercia de masa de los eslabones. Cualquier aceleración angular de estos eslabones contribuirá a la carga de par de torsión en el mecanismo. Weiss y Fenton (1972) demostraron que un contrapeso circular colocado tangente al centro del pivote de los eslabones rotatorios es un buen compromiso entre el peso agregado y el momento de inercia incrementado. En la figura 7 se muestra como el par de torsión de entrada se incrementó de un máximo positivo de 1.007 a 1.215 N·m al colocar los contrapesos en los eslabones rotatorios siguiendo las recomendaciones de Weiss y Fenton.

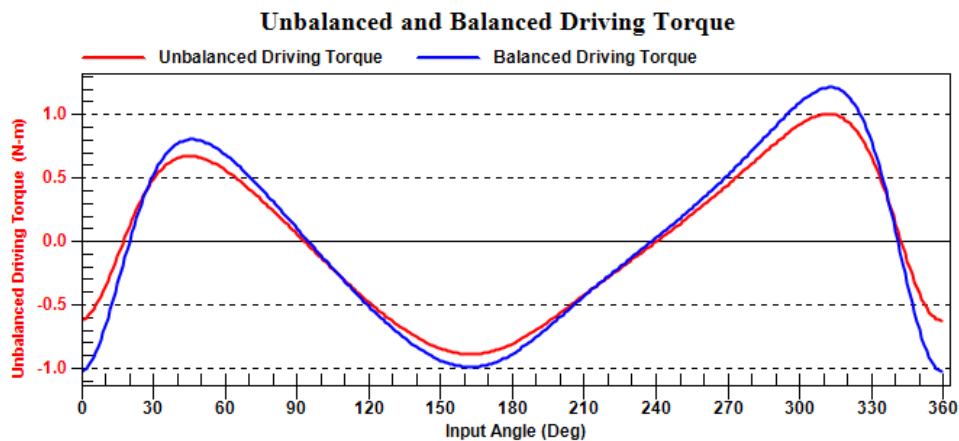


Figura 7 Par de torsión de entrada del mecanismo desbalanceado y balanceado.

Con el acelerómetro del equipo de la figura 1 se midieron los desplazamientos, velocidades y aceleraciones de la bancada en la dirección radial horizontal con el mecanismo desbalanceado y balanceado para posteriormente comparar los resultados. En la figura 8 se muestra el mecanismo desbalanceado.

En las figuras 9, 10 y 11 se muestran los resultados de las mediciones de los desplazamientos, velocidades y aceleraciones de la bancada debido a las fuerzas y momentos de sacudimiento del mecanismo desbalanceado en operación durante un periodo de 60 segundos.



Figura 8 Mecanismo Desbalanceado.

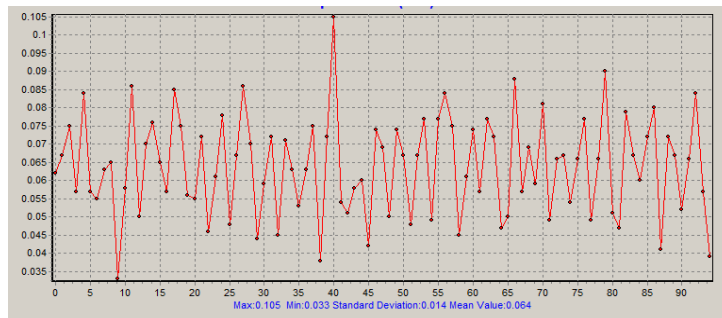


Figura 9 Desplazamientos en la dirección horizontal de la bancada.

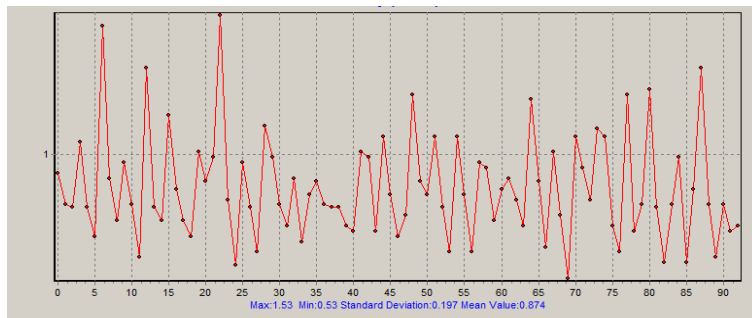


Figura 10 Velocidades en la dirección horizontal de la bancada.

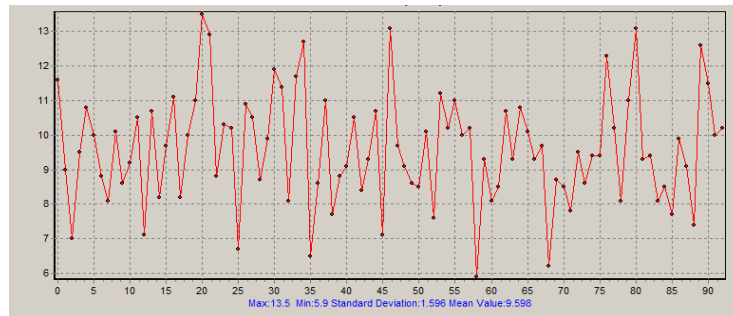


Figura 11 Aceleraciones en la dirección horizontal de la bancada.

En la figura 12 se muestra el mecanismo con los contrapesos ensamblados.



Figura 12 Mecanismo balanceado.

En las figuras 13, 14 y 15 se muestran los resultados de las mediciones de los desplazamientos, velocidades y aceleraciones de la bancada debido a los momentos de sacudimiento con el mecanismo balanceado en operación durante periodo de 60 segundos.

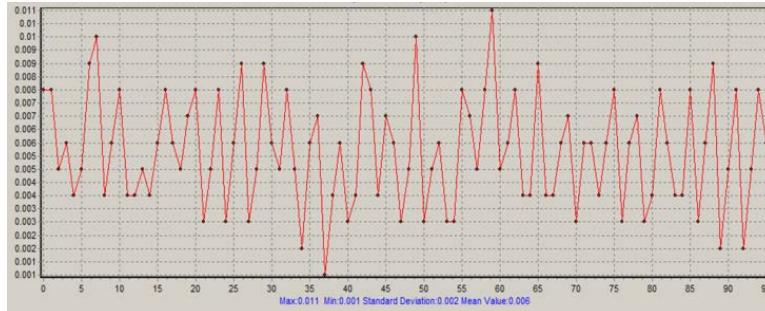


Figura 13 Desplazamientos en la dirección horizontal de la bancada.

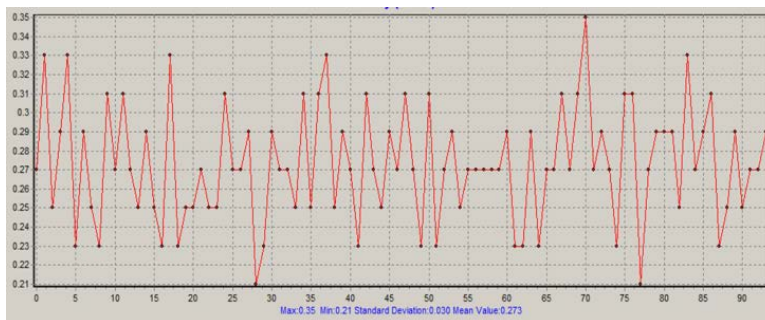


Figura 14 Velocidades en la dirección horizontal de la bancada.

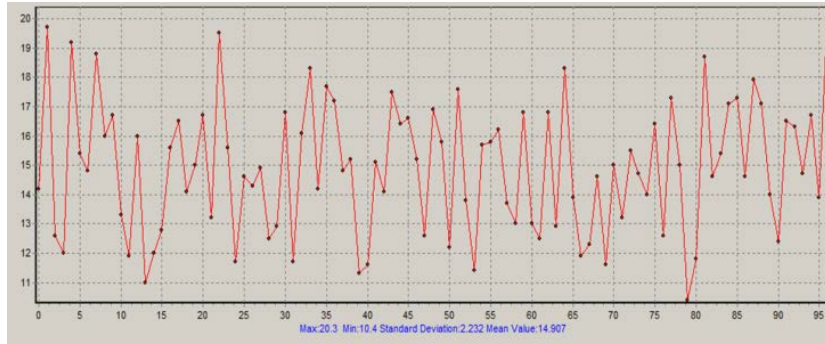


Figura 15 Aceleraciones en la dirección horizontal de la bancada.

En las tablas 5 y 6 se muestran los resultados máximos y mínimos de las mediciones anteriores, así como también la desviación estándar y el valor medio.

Tabla 5 Mediciones con el mecanismo desbalanceado.

Parámetro	Máximo	Mínimo	Desviación Estándar	Valor Medio
<b>Desplazamiento</b>	0.105 mm	0.033 mm	0.014	0.064 mm
<b>Velocidad</b>	1.53 mm/s	0.53 mm/s	0.197	0.74 mm/s
<b>Aceleración</b>	13.5 m/s <sup>2</sup>	5.9 m/s <sup>2</sup>	1.596	9.598 m/s <sup>2</sup>

Tabla 6 Mediciones con el mecanismo balanceado.

Parámetro	Máximo	Mínimo	Desviación Estándar	Valor Medio
<b>Desplazamiento</b>	0.011 mm	0.001 mm	0.002	0.006 mm
<b>Velocidad</b>	0.35 mm/s	0.21 mm/s	0.030	0.273 mm/s
<b>Aceleración</b>	20.3 m/s <sup>2</sup>	10.4 m/s <sup>2</sup>	2.232	14.907 m/s <sup>2</sup>

Se observa una disminución considerable en los desplazamientos y velocidades de la bancada una vez que el mecanismo balanceado se puso en operación, tan es así que fue posible verificar la disminución del sacudimiento de la bancada de manera visual. Al ensamblar los contrapesos de balanceo en el mecanismo se incrementó el momento de inercia de masa global del mismo, esto ocasionó, que a diferencia de los desplazamientos y velocidades, las aceleraciones de la bancada se incrementaran.

#### 4. Discusión

Con el prototipo didáctico propuesto, el alumno pudo visualizar y comparar con los resultados obtenidos las diferencias del sacudimiento de la bancada cuando el

mecanismo se puso en operación con y sin contrapesos. Comprendió, de una manera más clara, el método de balanceo estático de mecanismos combinando la teoría con la práctica, ya que, sin esta dualidad en el proceso de enseñanza-aprendizaje, los conocimientos eran parcialmente adquiridos. El usuario pudo percibir las siguientes situaciones que le eran imposibles comprender sin el equipo didáctico:

- Descubrió que la adición de los contrapesos necesarios para el balanceo estático incrementó cuatro veces la masa total del mecanismo por lo que el momento de inercia de masa global se incrementó y ocasionó que las aceleraciones de la bancada también crecieran. Los usuarios midieron y observaron que los desplazamientos y velocidades de la bancada disminuyeron en un 90 y 63%, respectivamente, con el mecanismo balanceado. Por el contrario, las aceleraciones de la bancada aumentaron en un 55%.
- Se percató que la eliminación de las fuerzas de sacudimiento con el mecanismo balanceado incrementó los momentos de sacudimiento y el par de torsión de entrada.
- Comprendió que la velocidad es el parámetro de vibración más comúnmente utilizado, que la medición del desplazamiento es útil para mecanismos de baja velocidad como es el caso y que la aceleración es efectiva para determinar fallas en los rodamientos.
- Con el prototipo didáctico propuesto se logró complementar la teoría con la práctica específicamente para los cursos de ingeniería mecánica con un dispositivo de manufactura sencilla, de bajo costo y de uso amigable tanto para el alumno como para el técnico laboratorista.

## **5. Bibliografía y Referencias**

- [1] Lowen, G., & Berkof, R. (1968). Survey of investigations into the balancing of linkages. *Journal Of Mechanisms*, 3(4), 221-231.
- [2] Lowen, G., Tepper, F., & Berkof, R. (1983). Balancing of linkages—an update. *Journal Of Mechanism And Machine Theory*, 18(3), 213-220.

- [3] Arakelian, V., Dahan, M., & Smith, M. R. (2000). A Historical Review of the Evolution of the Theory on Balancing of Mechanisms. International Symposium on History of Machines and Mechanisms—Proceedings HMM2000, Springer, Dordrecht, 291–300.
- [4] Arakelian, V. H., & Smith, M. R. (2005). Shaking force and shaking moment balancing of mechanisms: A historical review with new examples. ASME Journal of Mechanical Design, 127, 334–339.
- [5] Norton, R. (2009). Diseño de maquinaria (4th ed). México: McGraw-Hill.
- [6] Berkof, R., & Lowen, G. (1969). A New Method for Completely Force Balancing Simple Linkages. Journal of Engineering for Industry, 91(1), 21 -26.
- [7] Norton Associates Engineering. (2018): <http://www.designofmachinery.com>.
- [8] Professional Testing Equipments. (2018): <http://www.huatecgroup.com>.
- [9] Weiss, K., & Fenton R. G. (1972). Minimum Inertia Balance Weight. Mech. Chem. Eng. Trans. I. E. Aust., MC8 (1), 93-96.