

DISEÑO CINEMÁTICO DE UN MECANISMO ROBOTIZADO TIPO PICK-AND-PLACE MODULADO POR LEVAS PARA IMPLEMENTACIÓN EN SISTEMAS DE ENSAMBLE DE MOVIMIENTO CONTINUO

Pedro Zatarain Bernal[§]

Patricia Quintero Álvarez, Juan Antonio Rojas Estrada, Arnoldo Apolonio Fernández Ramírez
Instituto Tecnológico de Nuevo León

Av. Eloy Cavazos # 2001 Col. Tolteca Guadalupe, Nuevo León, México,

Tel: 81 57 05 00 ext. 139, Fax: 81 57 05 00 Ext. 306

pezabe@hotmail.com, patyqar@yahoo.com, jarojas2001@yahoo.com.mx, arnoldo_28@hotmail.com.

RESUMEN

En este trabajo se aborda el problema de optimizar los procesos de fabricación de piezas en las líneas de ensamble. Se parte de la idea de que es posible desarrollar un sistema más compacto de mecanismos que realicen la operación de una manera más rápida y continua. Se presenta la síntesis, el diseño cinemático y control de un dispositivo de producción automatizada tipo *pick-and-place* modulado por levas para implementarse en sistemas de ensamble de movimiento continuo.

1. INTRODUCCIÓN

Existen dos tipos básicos de maquinaria de producción automática: las máquinas de ensamble intermitente y las máquinas de ensamble continuo. Las primeras transportan los artículos a ensamblar de una estación de trabajo a otra deteniendo la pieza en cada estación mientras se realiza una operación sobre ella. La velocidad de rendimiento de este tipo de maquinaria está limitada por las fuerzas dinámicas producidas por las aceleraciones y desaceleraciones de la masa de las partes móviles de la máquina y las piezas de trabajo. En un sistema de producción de este tipo, el mecanismo que se encarga del ensamble, por regla general, gira de 10 a 15 RPM más rápido que la velocidad de ciclo de máquina (una revolución del eje impulsor maestro o principal en una máquina), esto debido a que se deben de compensar los retrasos de la banda transportadora o mesa rotatoria que indexa la pieza a ensamblar, debido a esto se tienen mayores fuerzas de aceleración actuando sobre la máquina. Por otro lado, las máquinas de ensamble continuo no permiten que la pieza de trabajo se detenga para realizar una operación sobre esta, por lo cual, son capaces de tener altas velocidades de rendimiento.

La producción continua es típica de las industrias organizadas en líneas de montaje, que producen bienes altamente estandarizados. Se caracteriza por la continuidad y un balance rígido del proceso productivo. Todas las operaciones se realizan sobre el objeto móvil que, al igual que la línea de ensamble, se mueve a cierta velocidad constante. Debido a esto existe la necesidad de que el mecanismo que se encarga del ensamble genere movimiento que se acople a esa velocidad constante en particular durante el tiempo suficiente para realizar un trabajo específico, el sistema leva-seguidor es adecuado para este problema mediante la aplicación de las especificaciones de movimiento de trayectoria crítica [1] utilizando funciones polinomiales para el diseño de la leva.

La principal motivación de diseñar este dispositivo es el incrementar las tasas de producción con un sistema económico, sencillo y altamente confiable que pueda ser utilizado de forma individual o en combinación con robots manipuladores que, con ayuda de visión artificial, son frecuentemente utilizados en sistemas de ensamble de movimiento continuo; el dispositivo se puede adaptar para ser sustituto de uno de ellos en la línea de ensamble en operaciones sencillas como la de *pick-and-place*, tomar un objeto de un lugar y colocarlo en otro.

Desde el punto de vista del tipo de síntesis de mecanismos, [2] [3] los dispositivos *pick-and-place* pueden clasificarse en los de tipo de eslabonamiento puro y los del tipo combinado leva-eslabonamiento. Ejemplos de estos dispositivos utilizan levas axiales [4] [5] y levas radiales [6]. Los sistemas conducidos por levas son ideales para ensambles de alto volumen y ciclos de producción a largo plazo, son compactos, precisos y duraderos. Comparado con

[§]Profesor adscrito al I T de Mazatlán realizando estudios de maestría en el Posgrado del I T de Nuevo León

los sistemas electromecánicos, los sistemas conducidos por levas son mucho menos costosos y menos complicados, tomando en cuenta las aplicaciones donde la larga vida de servicio es crítica.

2. DESARROLLO

A continuación, se muestra en la figura 1 el diagrama esquemático producto de la síntesis de tipo del mecanismo *pick-and-place*. En la práctica, el cierre de fuerza requiere que se aplique a la junta una fuerza externa para mantener los dos eslabones, la leva y el seguidor, en contacto físico. Usualmente, esta fuerza es proporcionada por un resorte, pero para claridad no se muestra en la figura.

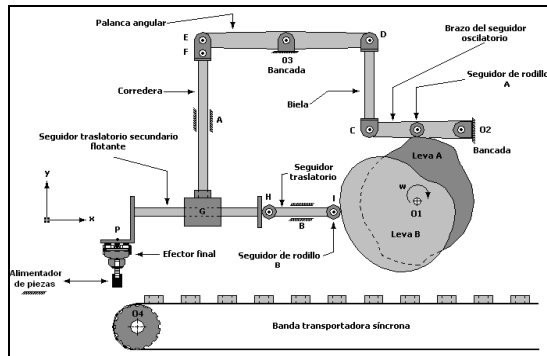


Figura 1. Diagrama esquemático del mecanismo tipo *pick-and-place* modulado por levas

Este dispositivo es en esencia un mecanismo combinado de leva-eslabonamiento con el eje impulsor principal localizado en O1 con una velocidad angular negativa de 150 rpm. Se utilizan dos levas y dos seguidores principales para generar el movimiento del efector final en el plano x-y. La leva A mueve un mecanismo de 6 barras con corredera en A para generar el movimiento vertical del efector final que se encuentra en el punto P, el seguidor principal de la leva A es oscilatorio (O2-C). La leva B mueve un seguidor traslatorio (I-H) en B que transmite el movimiento a un seguidor traslatorio secundario flotante en G unido a la corredera en A para generar el movimiento horizontal del efector final. Un tren de banda sincronizante transmite movimiento desde el eje O1 hasta el eje de la banda transportadora síncrona O4 que llevará los objetos a ensamblar con una relación en la velocidad angular de 1:0.5, por lo que O4 tiene una velocidad angular de 75 rpm. Finalmente, el efector final se coloca en el punto P que, con la

combinación de los movimientos vertical y horizontal seguirá una trayectoria curvilínea realizando la operación de *pick-and-place*. Las especificaciones para el diseño de las levas y el control del efector final (pinzas neumáticas) se muestran en el diagrama de temporización de la figura 2, obviamente, todas estas operaciones deben de mantenerse en perfecta sincronía y fase de tiempo para que el mecanismo funcione.

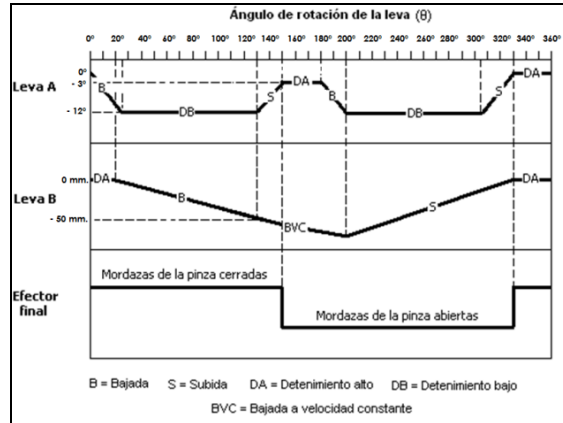


Figura 2. Diagrama de temporización para el diseño de las levas y el control del efector final

2.1. Diseño cinemático de las levas

A partir del diagrama de temporización de la figura 2 se realiza el diseño cinemático de las dos levas tomando en cuenta la ley fundamental del diseño de levas que dice lo siguiente: “la función de la leva debe ser continua por la primera y segunda derivadas del desplazamiento a través de todo el intervalo (360°)” [7] [8] [9] para obtener resultados dinámicos aceptables. A continuación en la tabla 1 se muestran los datos de los segmentos de la leva A.

Tabla 1. Datos de los segmentos de la leva A

Segmento	Ángulos (°)			Contorno de la leva		Posición del seguidor (°)	
	Beta	Inicio	Final	Movimiento	Programa	Inicio	Final
1	25	0	25	Bajada	Ci-cloidal	0	-12
2	105	25	130	Detenimiento	-----	-12	-12
3	20	130	150	Subida	Ci-cloidal	-12	-3
4	30	150	180	Detenimiento	-----	-3	-3
5	20	180	200	Bajada	Ci-cloidal	-3	-12
6	105	200	305	Detenimiento	-----	-12	-12
7	25	305	330	Subida	Ci-cloidal	-12	0
8	30	330	360	Detenimiento	-----	0	0

En la figura 3 se muestran los diagramas *svaj* (desplazamiento, velocidad, aceleración y rapidez de aceleración) del seguidor oscilatorio de la leva A y en la figura 4 se muestra el contorno de la leva final.

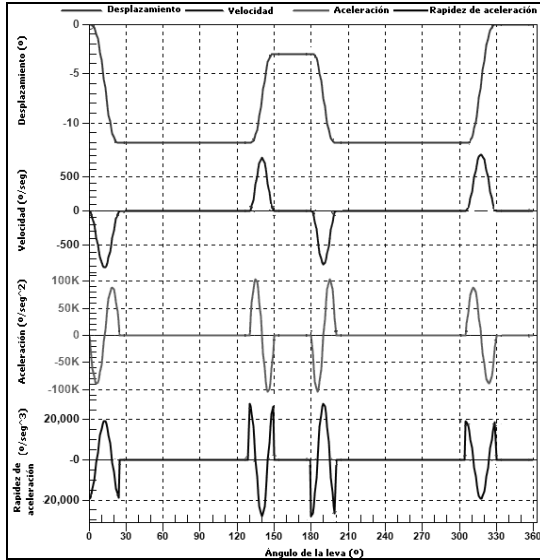


Figura 3. Diagrama *svaj* para el seguidor de la leva A

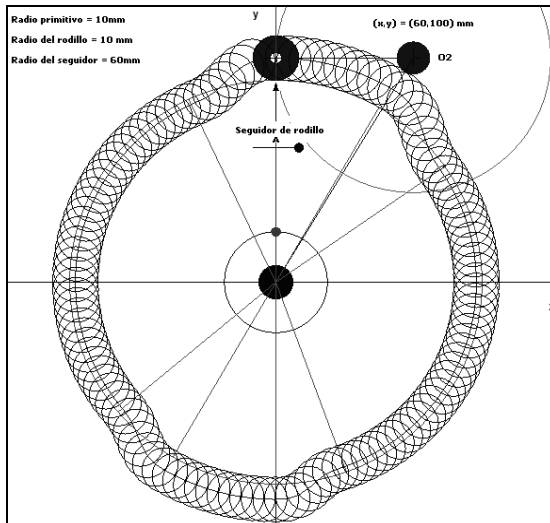


Figura 4. Contorno de la leva A

Robert L. Norton [1] recomienda que como método empírico convendría que el ángulo de presión se sitúe entre 0° y aproximadamente 30° para los seguidores traslatorios, con lo que se evitaría una carga lateral excesiva sobre el seguidor. Si el seguidor oscila sobre un brazo pivotado, un ángulo de presión hasta de 35° es aceptable. Harold A. Rothbart [10] considera que

en la práctica el límite para el ángulo de presión en seguidores traslatorios es de 30° . Sin embargo, para cargas ligeras con rodamientos de baja fricción se pueden usar ángulos de hasta 48° . Para el radio de curvatura, tanto en el seguidor traslatorio como el oscilatorio, el método empírico consiste en mantener el valor absoluto del radio mínimo de curvatura ρ_{\min} de la curva de paso de la leva, preferentemente al menos 2 o 3 veces del tamaño del radio del seguidor de rodillo R_f . En la figura 5 se muestra el ángulo de presión y el radio de curvatura para el ciclo completo de 360° de la leva A.

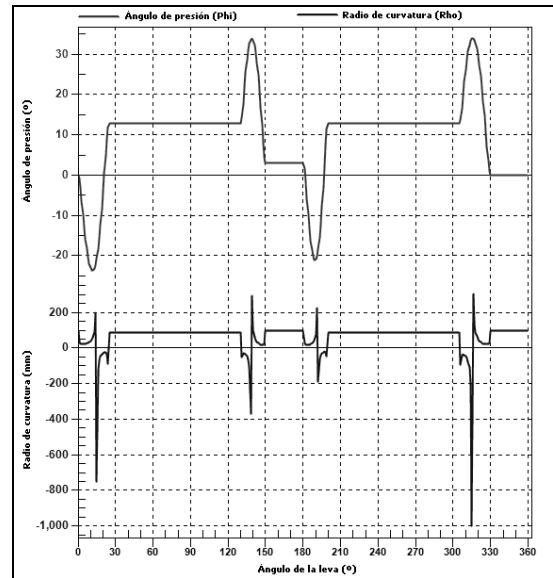


Figura 5. Ángulo de presión y radio de curvatura de la leva A

Las ecuaciones que definen a *svaj* para el programa de movimiento cicloidal de los segmentos con movimientos de subida y bajada son las siguientes, en donde θ es el ángulo de la leva, β es el ángulo del segmento y h es la elevación total:

$$s = \frac{h}{\beta} \left[\frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (1)$$

$$v = \frac{h}{\beta} \left[1 - \cos \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (2)$$

$$a = 2\pi \frac{h}{\beta^2} \sin \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (3)$$

$$j = 4\pi^2 \frac{h}{\beta^3} \cos \left(2\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (4)$$

En la figura 6 se muestra el diagrama *sva* para el punto P (efector final) de la figura 1 tomando en cuenta las longitud del eslabón O2-C = 120 mm. y D-O3 = 60 mm., O3-E = 175.9 mm., E-F = 31.3 mm. y coordenadas (-120 mm., 160 mm.) de O3 tomando como origen O1; aquí el desplazamiento máximo vertical del efector final es de 63.26 mm.

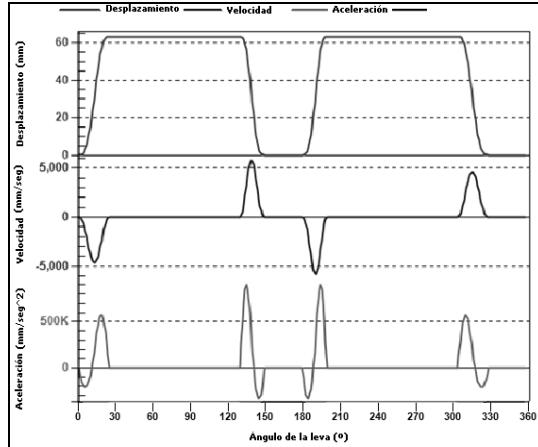


Figura 6. Diagrama *sva* del efector final (movimiento vertical)

Para el mecanismo de ensamble de movimiento continuo, en donde se necesita un segmento del ciclo de 360° con velocidad constante, la función de leva polinomial resulta particularmente adaptable a esta tarea. El efector final se debe acoplar el tiempo necesario a la velocidad lineal constante de la banda transportadora de -253.952 mm/seg. (7.854 rad/seg x 32.3342 mm) en donde el primer factor es la velocidad angular de la polea de la banda transportadora y el segundo factor es el radio de paso de la polea. Con esta velocidad en la banda transportadora se tiene una separación entre objetos a ensamblar de 81.83 mm. de centro a centro por lo que será necesario el uso de bandas transportadoras con cavidades maquinadas o perforadas para posicionamiento como se muestran en la figura 7.

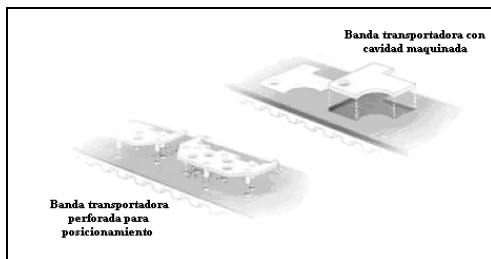


Figura 7. Bandas transportadoras sincrónicas con cavidades maquinadas o perforadas

La forma general de una función polinomial es:

$$s = C_0 + C_1x + C_2x^2 + C_3x^3 + C_4x^4 + \dots + C_nx^n \quad (5)$$

Donde s es el desplazamiento del seguidor; x es la variable independiente, que en este caso se remplazara por θ/β o por el tiempo t , en donde β es el periodo de un segmento. Los coeficientes constantes C_n son las incógnitas por determinar en el desarrollo de la ecuación polinomial particular para que se adapte a una especificación de diseño. A continuación en la tabla 2 se muestran los datos de los segmentos de la leva B.

Tabla 2. Datos de los segmentos de la leva B

Segmento	Ángulos (°)			Contorno de la leva		Posición del seguidor (mm)	
	Beta	Inicio	Final	Movimiento	Programa	Inicio	Final
1	50	0	50	Detenimiento	-----	0	0
2	110	50	160	Polinomial	Polinomial	0	-50
3	70	160	230	Polinomial	Polinomial	-50	-69.75
4	130	230	360	Polinomial	Polinomial	-69.75	0

Los polinomios resultantes que describen el comportamiento cinemático en cualquier punto del segundo segmento de la leva B son los siguientes:

$$s = -206.8842\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 + 532.7298\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 - 375.8456\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 \quad (6)$$

$$v = \frac{1}{\beta} \left[-1034.421\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 2130.9192\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 - 1127.5368\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 \right] \quad (7)$$

$$a = \frac{1}{\beta^2} \left[4137.684\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + 6392.7576\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 - 2255.0736\left(\frac{\theta}{\beta}\right) \right] \quad (8)$$

$$j = \frac{1}{\beta^3} \left[12413.052\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 12785.5152\left(\frac{\theta}{\beta}\right) - 2255.0736 \right] \quad (9)$$

Los polinomios resultantes que describen el comportamiento cinemático en cualquier punto del tercer segmento de la leva B (de velocidad constante) son los siguientes:

$$s = -19.75184\left(\frac{\theta}{\beta}\right) - 50 \quad (10)$$

$$v = \frac{1}{\beta} [-19.75184] \quad (11)$$

$$a = 0 \quad (12)$$

$$j = 0 \quad (13)$$

Y, por último, los polinomios resultantes que describen el comportamiento cinemático en cualquier punto del cuarto segmento de la leva B son los siguientes:

$$s = 528.557 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^5 - 1339.733 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^4 + 917.61 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 36.682 \left(\frac{\theta}{\beta} \right) - 69.752 \quad (14)$$

$$v = \frac{1}{\beta} \left[2642.784 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^4 - 5358.932 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 + 2752.8297 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 - 36.68198 \right] \quad (15)$$

$$a = \frac{1}{\beta^2} \left[10571.136 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 16076.796 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 5505.6594 \left(\frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (16)$$

$$j = \frac{1}{\beta^3} \left[31713.408 \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2 - 32153.592 \left(\frac{\theta}{\beta} \right) + 5505.6594 \right] \quad (17)$$

En la figura 8 se muestran los diagramas *svaj* del seguidor traslatorio de la leva B y en la figura 9 se muestra el contorno de la leva final.

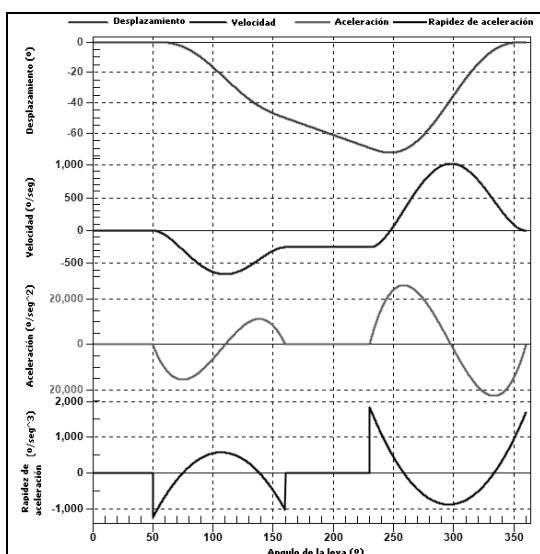


Figura 8. Diagramas *svaj* para el seguidor de la leva B

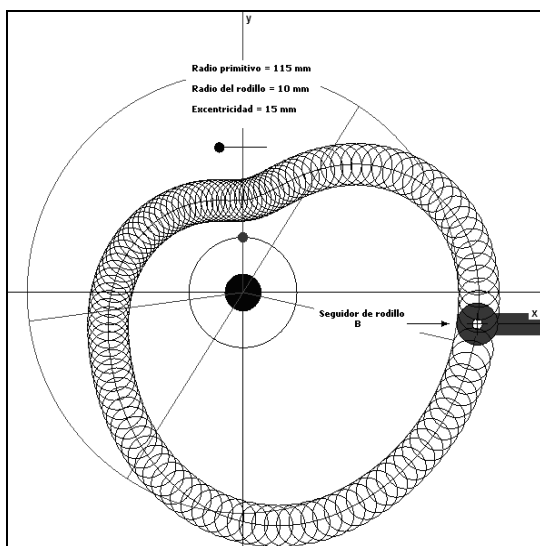


Figura 9. Contorno de la leva B

En la figura 10 se muestran el ángulo de presión y el radio de curvatura para el ciclo completo de 360° de la leva B. Aquí el desplazamiento del seguidor traslatorio coincide con el del efector final.

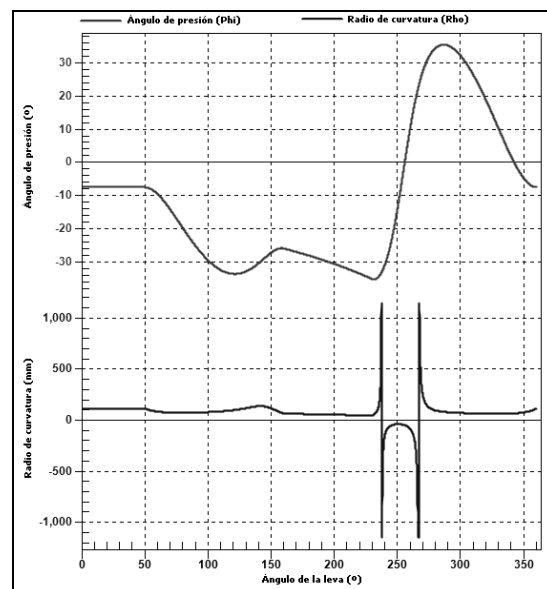


Figura 10. Ángulo de presión y radio de curvatura de la leva B

2.2. Control del efector final

En la figura 10 se muestra el sistema de control del efector final (pinzas neumáticas).

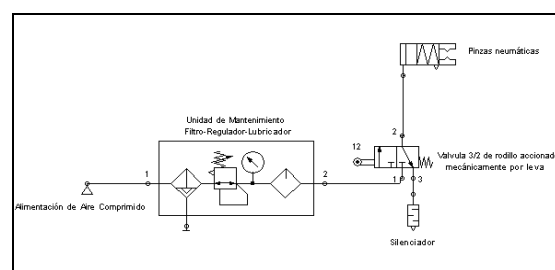


Figura 10. Sistema de control del efector final

La primera etapa inicia con la alimentación de aire comprimido el cual cumple con ciertos requisitos como presión, cantidad, contenido de agua, etc. para que los componentes neumáticos sean confiables, de buen rendimiento y en lo posible con pocas fallas, el aire comprimido entra directamente a la unidad de mantenimiento el cual consta de filtro, regulador de presión y lubricador, después, le sigue la válvula 3/2 (3 vías, 2 posiciones) de rodillo de accionamiento mecánico, esta válvula es accionada por una leva que

activará y desactivará las pinzas durante el lapso de tiempo determinado anteriormente en el diagrama de temporización.

3. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

El mecanismo es capaz de controlar con precisión la posición, velocidad y aceleración de todos los puntos del movimiento. Una curva de aceleración sin discontinuidad es un aspecto importante en el movimiento controlado lo cual se logró en el diseño de las levas. El control preciso del movimiento puede hacer una diferencia dramática en la capacidad de velocidad, vibración, la generación de ruido, el consumo de energía y especialmente la vida del mecanismo. El dispositivo *pick-and-place* del tipo eslabonamiento modulado por levas para ensamble continuo en línea analizado en este trabajo puede ser diseñado con facilidad y tiene la ventaja de ser capaz de lograr el movimiento deseado del efector final de manera clara y eficaz con todas las ventajas que ofrece la producción continua contra la intermitente.

La desventaja de este sistema es que es poco flexible para cambios en los productos a ensamblar, es imposible cambiar el perfil de movimiento de una leva pero si se puede modificar la configuración de los eslabones.

En base a los resultados obtenidos con el análisis cinemático se planea continuar con un análisis cinetostático y con esto encontrar todas las cargas que se ejercen sobre el sistema (fuerzas, y/o pares de torsión).

4. BIBLIOGRAFÍA

- [1] R. L. Norton, **“Cam Design and Manufacturing Handbook”**, New York, USA Thompson Press., pp. 125 y 149, 2009
- [2] R. S. Hartenberg y J. Denavit, **“Kinematic Synthesis of Linkages”**, New York, USA, McGraw-Hill, pp. 435, 1964
- [3] G. N. Sandor and A. G. Erdman, **“Advanced Mechanism Design: Analysis and Synthesis”**, Englewood Cliffs, New Jersey, USA, Volume 2, Prentice-Hall, pp. 530, 1984
- [4] S. Nagai, **“Gate Motion Mechanism”**, US Patent 3988938, 1976
- [5] F. L. Healy, **“Parts Handler”**, US Patent 3865253, 1975

- [6] Machine Engineering (MEG) Corp., **Products Guide Book** (in Japanese), MEG Corp., Nagano, Japan, pp. 74-81, 1996
- [7] C. N. Neklutin, **“Vibration Analysis of Cams”**, Machine Design, 26, pp. 190-198, 1954.
- [8] J. L. Wiederrich, y B. Roth, **“Design of low vibration cam profiles”**, Londres, Cams and cam mechanism, Jones, J. R. editor, Institution of Mechanical Engineers, pp. 3-8, 1978
- [9] M. Chew y C. H. Chuang, **“Minimizing Residual Vibration in High Speed Cam-Follower Systems Over a Range of Speeds”**, Journal of Mechanical Design, 117(1), pp. 166, 1995
- [10] H. A. Rothbart, , **“Cam Design Handbook”**, USA ,McGraw-Hill, pp. 607, 2004