

Diseño y Construcción de Máquina Montadora/Probadora de Clisés para la Industria Flexográfica

Ángel García Clavijo y Federico Camacho Braussendorf
Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción
Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL)
Campus Gustavo Galindo, Km 30.5 vía Perimetral
Apartado 09-01-5863. Guayaquil-Ecuador
E-mails: ajgarcia@espol.edu.ec y fcamacho@espol.edu.ec

Resumen

El presente artículo resume el diseño de una máquina montadora/probadora utilizada para el montaje y prueba del calce de colores de clisés previo a su final utilización en la imprenta de cajas de cartón. Se describen los métodos de diseño utilizados para este fin que, por lo general, siguen procedimientos convencionales de diseño mecánico, normas internacionales e incluso el uso de software actuales de diseño tales como SAP2000 e Inventor 2012. El trabajo aquí descrito sigue la línea de: diseño conceptual, metodología a seguir, cálculos, análisis de los resultados, fabricación, montaje, pruebas de operación y finalmente recomendaciones de posibles mejoras del diseño propuesto. La máquina después del proceso de diseño fue construida y puesta en operación, la cual requirió de continuas pruebas con el fin de calibrarla. El propósito sería obtener una máquina técnicamente comparable con las máquinas importadas haciéndola accesible al mercado nacional a un menor costo.

Palabras Claves: flexografía, imprenta, clisés, montadora, probadora

Abstract

This article summarizes the design of a mounting/proofing machine used for the mounting and printing of color plate prior to its final use in corrugated printers. We describe the design methods used for this purpose that usually follow conventional procedures of mechanical design, international standards and even the use of current design software such as SAP2000 and Inventor 2012. The work described here follows the line: conceptual design, methodology to be followed, calculations, results analysis, manufacturing, assembly, testing, operation and finally recommendations for further improve of the design. The machine after the design process was constructed and tuned to operate, it took continuous testing in order to calibrate it. The purpose would be to get a machine technical comparable with the imported ones, making it affordable in the national market with a lower cost.

Keywords: flexography, printer, plate, mounting, proofing

1. Introducción

La mayoría de productos que se consumen en nuestra sociedad presentan envases que de una u otra manera tienen sus distintivos impresos en estos últimos. Con esto se consigue una mayor publicidad en los productos que se comercializan llegando incluso en ocasiones a ser factor de decisión principal en la compra del producto en sí. De aquí la razón del desarrollo de la industria flexográfica, cuyas normas de proceso generales las presenta ISO [1].

El tiempo que se tarda un operador en realizar el montaje y la calibración sobre los rodillos propios de la imprenta puede ser de hasta tres o cuatro horas, generando así este tiempo muerto en la máquina. Por ello la necesidad de una etapa previa a la impresión en la cual se realice el montaje y comprobación de las imágenes deseadas generadas.

En el Ecuador no existe construcción y venta de este tipo de maquinarias, pues las que aquí se llegan a

fabricar son de tipo “mesa plana” y difiere de la de cilindros en la distorsión generada en el clisé en el momento de conformarla a la forma cilíndrica del rodillo de la imprenta. Esto es una oportunidad para el mercado ecuatoriano de producir máquinas de este tipo basadas en el diseño aquí presentado.

2. Generalidades y Diseño Conceptual.

El proceso de impresión consiste básicamente en aplicar un sello (clisé) entintado sobre una superficie que puede ser cartón o plástico. Con esto se obtiene la debida presentación y publicidad en los envases de distintos productos del mercado. Estos clisés son montados sobre planchas bases (flexo back) que se engrapan a la superficie de los cilindros en máquinas rotatorias (imprentas) de modo que al girar estos impriman las imágenes previamente diseñadas.

En el medio flexográfico, se utilizan principalmente cuatro colores, estos son: cian,

3.2. Sistema motriz

Con la ayuda de las fórmulas convencionales de la mecánica clásica hallada en el libro de Norton [5] se puede determinar la potencia requerida para poner en movimiento los cilindros de la máquina, así:

$$T = I \times \alpha$$

$$I = \frac{M \times (a^2 + b^2)}{2}$$

Para este cálculo se asumió que la velocidad angular máxima deberá ser de una revolución cada 2 segundos en estado de operación normal y deberá tomar 3 segundos desde el reposo hasta esta velocidad angular nominal. Como se conoce también las dimensiones del cilindro hueco (450x440 mm) y su peso (190 Kg) se puede calcular la Inercia, de modo que se obtiene:

$$I = 9.41 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\alpha = 1.05 \text{ rad/s}^2$$

$$T = 9.89 \text{ Nm}$$

Se conoce el torque y la rotación de operación (2π rad/s), se logra entonces determinar la potencia nominal para hacer girar los rodillos de la máquina siendo esta aproximadamente de 62 Watts considerando los dos cilindros por estar engranados.

3.3. Sistema de aproximación de rodillos

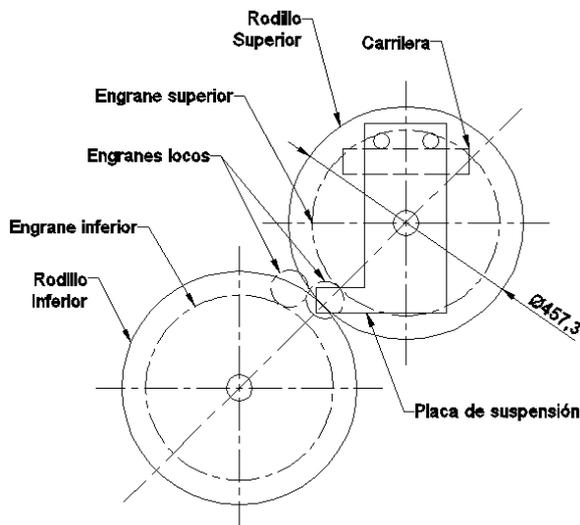


Figura 4. Esquema del sistema de aproximación

Es necesario que los rodillos puedan separarse al menos unos 50 mm para que el operador pueda colocar el conjunto del clisé alrededor del cilindro inferior antes de imprimir. En este sistema es de vital importancia la permanente sincronización dado que ambos rodillos siempre deben de hacer contacto en un mismo punto (antes y después de separarse) y entre

ambos rodillos debe existir una relación de velocidad $m_G=1$. Por ello se ha diseñado un sistema de engranajes que proporcione estas habilidades en la máquina como se observa en la figura 4.

El sistema de aproximación de rodillos es simétrico con respecto a la línea centro de la máquina, es decir, que a ambos lados de la máquina se lo debe instalar husillos de modo que pueda moverse uniformemente. Para esto es necesario la implementación de dos tornillos de potencia engranados (con helicoidales cruzados) entre sí puestos uno a cada lado de la máquina. Este acoplamiento entre husillos se lo logra con un árbol de transmisión transversal que se lo puede ver esquematizado en la figura 5.

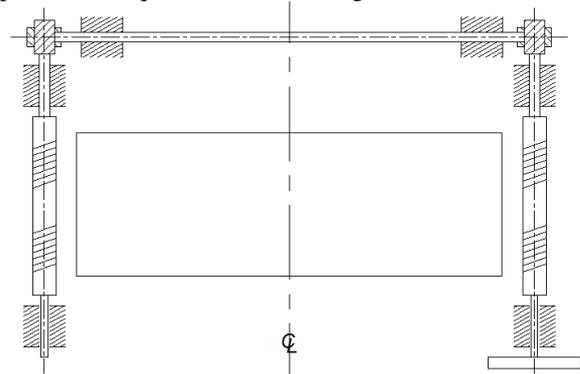


Figura 5. Esquema del sistema de aproximación

En esta vista de planta esquemática se aprecia que el movimiento es producido por el operador a través del volante ubicado a la derecha. Con esto se acercará o alejará el rodillo superior con facilidad.

3.3.1. Engranajes entre rodillos. Se considera el diseño de 2 engranajes preliminarmente de 360 mm de diámetro de paso y otros 2 engranajes de aproximadamente 72 mm lo cual da un valor de $m_G=5$ entre ambos tamaños de engranajes. La disposición del tren de engranajes visto en esta figura 4 logrará que la máquina “trague” al clisé.

Los pasos diametrales hasta 18 dientes/plg representan un paso fino como lo dice Norton [6], lo cual es necesario para evitar errores perceptibles en la impresión. También beneficia si a futuro se desea instalar un motor pues la gran cantidad de dientes que hay en la rueda grande permite la selección de un moto-reductor de baja relación con lo que se generará avances lentos en la rotación.

Al escoger un paso diametral de 14, se tendrá que el diámetro para el engranaje grande es de 362.86 mm, mientras que para el de diámetro menor el diámetro de paso será 72.57 mm. La relación mecánica es de 5 a 1, con 200 y 40 dientes para los engranajes grandes y pequeños, respectivamente.

Para el cálculo de los esfuerzos de flexión y de superficie generados en estos engranes rectos se utilizó la norma AGMA [7][8] en el que se determinan todas las variables necesarias para el cálculo de esfuerzos y finalmente de factores de

seguridad. La fórmula principal con la que se trabaja es la modificada de Lewis:

$$\sigma_b = \frac{W_t p_d}{FJ} \cdot \frac{K_a K_m}{K_v} \cdot K_s K_B K_I$$

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f}$$

Para agilizar cálculo del factor I se escribió un código en Matlab en el que se introduce el procedimiento descrito en las normas AGMA. Así, si se desea cambiar las variables para otros tamaños y formas la obtención se vuelve sencilla. Los factores de seguridad se los obtienen con las fórmulas siguientes:

$$N_b = \frac{S_{fb}}{\sigma_b}$$

$$N_c = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c}\right)^2$$

Todas estas variables pueden ser obtenidas de las normas de AGMA citadas anteriormente considerando una vida útil de 15 años para la máquina. Así se obtienen los factores de seguridad para el engranaje grande:

$$N_{b \text{ rueda}} \approx 20$$

$$N_{c \text{ rueda}} \approx 171$$

Y también para el engranaje pequeño:

$$N_{b \text{ rueda}} \approx 12$$

$$N_{c \text{ rueda}} \approx 42$$

Los valores obtenidos son muy favorables y esto se debe a que los mecanismos no se operan de manera continua como cualquier otra máquina sino que se han de operar 16 rotaciones por montaje unas ocho veces por día durante seis días a la semana hasta quince años, entonces se obtendrá un número de ciclos de 6×10^5 , para las ruedas grandes y 3×10^6 de revoluciones para las ruedas.

3.3.2. Tornillo de potencia. Para este efecto se realizó un diagrama de cuerpo libre que puede ser visto en la figura 6. En este diagrama se considera que el peso de la mitad del cilindro superior recaerá completamente sobre el husillo, algo que sólo ocurriría en un mal ajuste de la máquina en el que no se aseguraría que el peso del cilindro recaiga sobre su carrilera.

Con los valores previamente calculados se puede estimar el par necesario para mover el sistema de aproximación con el uso de la siguiente fórmula obtenida de Norton [4]:

$$T_{su} = \frac{P d_p}{2} \left(\frac{\mu \pi d_p + L}{\mu \pi d_p - L} \right)$$

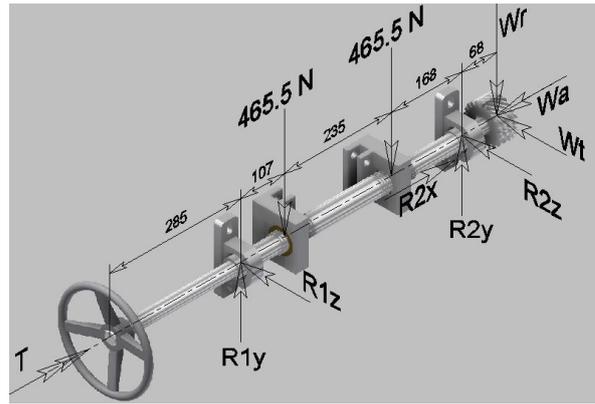


Figura 6. Diagrama de cuerpo libre del tornillo de potencia

El paso del tornillo se lo ha establecido en 6 mm (rosca cuadrada de 3 mm), con lo cual el diámetro de paso del tornillo queda en $34 + 2(3/2) = 37$ mm. Para el caso del coeficiente de fricción tenemos algunas combinaciones. Se podría pensar en un bronce al aluminio para las tuercas del tornillo de potencia. Los valores para acero dulce y aluminio es 0.61 mientras que para el acero dulce y el latón es de 0.51 en seco.

Estos valores son para la fricción sin lubricación. A pesar de que este material es apropiado para trabajar sin lubricación, es bastante caro en el mercado, por lo que se utilizará el material latón para la fabricación de las tuercas de potencia. Haciendo uso de la fórmula anterior se puede comparar el comportamiento de ambos coeficientes para cada tornillo (ver tabla 1) y se observa que no hay mucha diferencia en el torque de operación, lo que nos indica que el material a elegir puede ser latón.

Tabla 1. Torques de operación según materiales

T _{su} (Nm)		
Material	Latón	Aluminio
$\mu =$	0,51	0,61
1er Tornillo	1,72	1,67
2do Tornillo	0,43	0,42
Total	2,15	2,08

En el extremo del husillo se ha colocado un engranaje helicoidal a 45° con un $p_d = 6$ dtes/in y un total de 19 dientes, dando un diámetro de paso de 80.43 mm. El ángulo de presión es 20° . Con el torque y las dimensiones ya definidas se pueden obtener las componentes de las fuerzas que actúan sobre el extremo del husillo, en el engranaje helicoidal:

$$W_t = \frac{T_p}{r_p} = \frac{2.15 \text{ Nm}}{0.04022 \text{ m}} = 53.46 \text{ N}$$

$$W_r = W_T \tan \phi = 19.46 \text{ N}$$

$$W_a = W_T \tan \psi = 53.46 \text{ N}$$

En base a las fuerzas que actúan en el husillo se logró establecer los diagramas de fuerza cortante y de

momento flector en dos planos. Los diagramas vistos en la figura 7 proporcionan información para la determinación de los esfuerzos de Von Mises y el cálculo de su factor de seguridad.

A partir de la figura 7 se puede encontrar que el punto crítico está a 342 mm de la chumacera izquierda. De los esfuerzos en el plano XY (vista frontal del husillo) se ve que el momento llega a 6.14 Kgm, mientras que para el momento en el plano XZ (vista inferior del husillo) se obtiene el momento:

$$M = -7.13 \text{ Kg} (0.342 \text{ m}) = 2.44 \text{ Kg m}$$

Para determinar el momento total que actúa en el punto crítico se realiza una suma de vectores:

$$M_{Total} = \sqrt{6.14^2 + 2.44^2} = 64,78 \text{ Nm}$$

$$\theta_M = \arctan\left(\frac{6.14}{2.44}\right) \approx 68^\circ$$

El esfuerzo de flexión viene dado por:

$$\sigma_{Flexión} = \frac{64,78 \text{ Nm} \times \left(\frac{0.034 \text{ m}}{2}\right)}{\pi(0.034 \text{ m})^4} = 16,79 \text{ MPa}$$

Mientras que el esfuerzo cortante por torsión es:

$$\tau_{máx} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 \times 2.15 \text{ Nm}}{\pi \times (0.034 \text{ m})^3} \approx 0.28 \text{ MPa}$$

No se ha considerado el esfuerzo cortante por las cargas aplicadas pues la fibra donde el momento es máximo, el esfuerzo por cortante es cero. Se consideró el concentrador de esfuerzos por cambios de sección y se obtuvo un factor de 1.92, dando finalmente:

$$\sigma_{Flexión} = \sigma_x = 32.24 \text{ MPa}$$

$$\tau_{máx} = \tau_{xz} = 0.54 \text{ MPa}$$

En base a estos se calculan los principales haciendo uso de las fórmulas dadas por Timoshenko [9]:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{xz}^2} = 16.13 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} + \tau_{max} = 32.35 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} - \tau_{max} \approx 0$$

Con lo que el esfuerzo de Von Mises se reduce a:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} = 32.25 \text{ MPa}$$

El material escogido es AISI 1010 laminado en caliente, lo cual da finalmente un factor de seguridad de:

$$N = \frac{179 \text{ MPa}}{32.25 \text{ MPa}} = 5.6$$

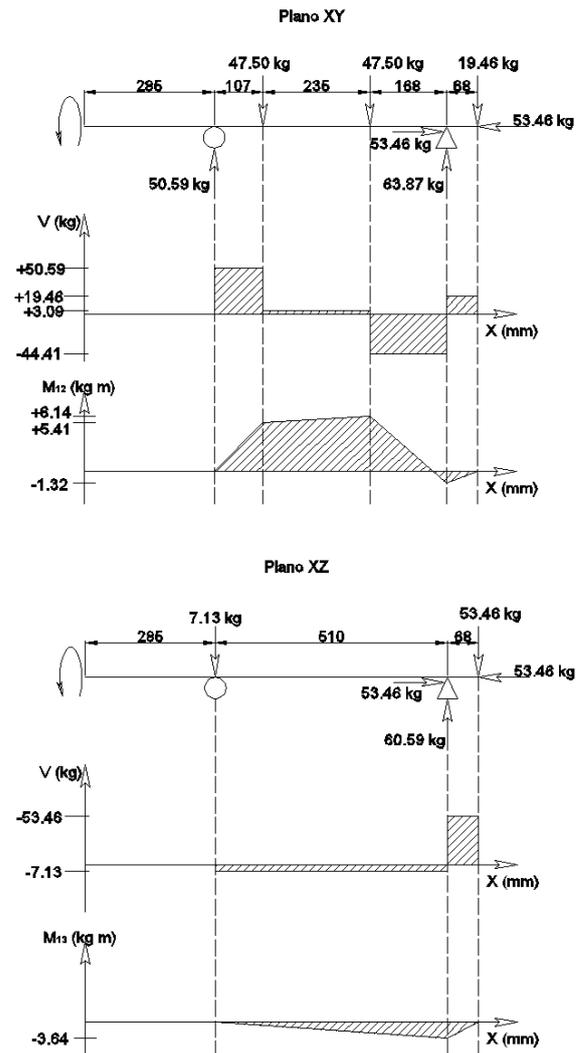


Figura 7. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del tornillo de potencia [8]

El resultado de un análisis al tornillo de potencia hecho en Inventor 2012 se presenta en la figura 8, en la que se pueden corroborar los cálculos antes hechos.

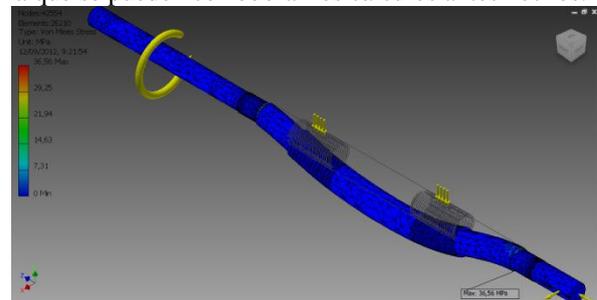


Figura 8. Resultados del análisis del tornillo de potencia en Inventor 2012 [10]

3.3.3. Árbol de Transmisión. En la figura 9 se puede observar un diagrama de cuerpo libre de este elemento mecánico. El procedimiento de cálculo realizado es

exactamente el mismo que se empleó en el tornillo de potencia.

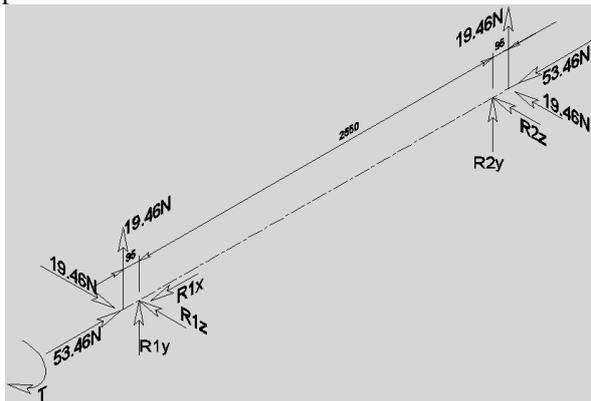


Figura 9. Diagrama de cuerpo libre del árbol de transmisión transversal

Por lo tanto se presentan solamente los valores de esfuerzos principales y su factor de seguridad

$$\sigma_1 = 20.13 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 \approx 0$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} = 20.13 \text{ MPa}$$

Con el mismo material escogido para el husillo el factor de seguridad queda:

$$N = \frac{179 \text{ MPa}}{20.13 \text{ MPa}} = 8.9$$

Tanto el tornillo de potencia como el árbol de transmisión transversal tienen factores de seguridad estáticos altos lo que lleva a pensar que también son resistentes a la fatiga.

3.3.4. Engranajes helicoidales. Las normas AGMA citadas en la referencia claramente afirman que no se usan para los engranajes cuyos ejes no son paralelos. Por lo tanto el procedimiento utilizado es el cálculo de esfuerzos hertzianos [4] con los que se determinarán si sus superficies son o no aptas para el trabajo.

Primero se calculó los radios de curvatura con el código generado en Matlab para el factor I de la norma AGMA citada. Con esto se obtuvo el valor de la constante B:

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{0.20550} + \frac{1}{0.20550} \right) = 4.866 \text{ m}^{-1}$$

Luego se procede a encontrar las constantes de material y a determinar la fuerza total que actúa sobre la superficie del diente del engranaje helicoidal:

$$m_1 = m_2 = \frac{1 - v_1^2}{E} = 4.4 \times 10^{-12} \frac{\text{m}^2}{\text{N}}$$

$$F = \sqrt{W_t^2 + W_r^2 + W_a^2} = 78.07 \text{ N}$$

Luego, el radio del círculo formado por el contacto queda determinado por:

$$a = \sqrt[3]{0.375 \frac{m_1 + m_2}{B} F} = 0.38 \text{ mm}$$

El esfuerzo máximo puntual que se da en el flanco del diente es:

$$p_{max} = \frac{3}{2} \frac{F}{\pi a^2} = 265 \text{ MPa}$$

Valor que representa cerca del 85% de la fluencia de un AISI 1045 rolando en caliente. Por lo que se vuelve necesario dar un tratamiento térmico adecuado a la superficie (cementado) para que pueda tener mayor resistencia mecánica.

3.3.5. Selección de rodamientos. La selección de los rodamientos antifricción se la realizó utilizando el catálogo de la casa SKF [11], recordando que el peso aproximado de cada rodillo es 190 Kg.

Se procedió a escoger para cada punta de eje una chumacera de 50 mm, de pared para el rodillo superior y de piso para rodillo inferior. Estas chumaceras tienen una capacidad de carga estática de 2300 kg. Para los tornillos de potencia se escogieron según el análisis anterior las chumaceras de piso de 30 mm de diámetro que servirán de apoyo. La capacidad de carga estática de estas chumaceras es de 11200 N (1142 Kg). También se debe tener presente que estos husillos no girarán a grandes velocidades y serán operados sólo a determinados intervalos de tiempo, razón por la cual conviene más seleccionar las chumaceras por cargas estáticas que por cargas dinámicas.

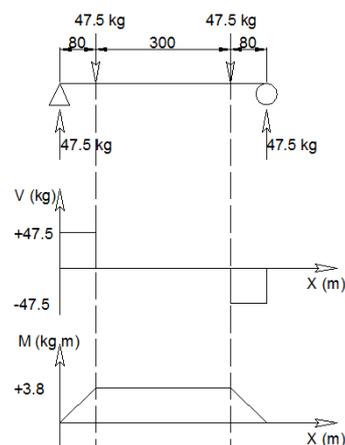


Figura 10. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de carrilera

3.3.6. Carrilera. La carrilera es el elemento de sección cuadrada sobre el cual rodarán los rodamientos de la placa de suspensión con el propósito de acercar o alejar el rodillo. Este elemento se diseñará asumiendo que el peso total de la mitad de un rodillo se asentará sobre esta carrilera. Este es el

caso más crítico. El modelo matemático es el que se indica en la figura 10.

Se determinan los esfuerzos en la carrilera:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{3.8 \text{ kg m} \times 0.0235 \text{ m}}{\frac{0.05 \times 0.047^3}{12} \text{ m}^4} \approx 2.02 \text{ MPa}$$

Estos esfuerzos son mucho más pequeños que los hallados en el tornillo de potencia y el árbol por lo que se sabe que este elemento es más que seguro.

3.4. Sistema montador/probador

Este sistema permite montar el clisé en su posición fija. Los clisés se montan sobre el flexo back con una cinta adhesiva de doble faz y al flexo back se le cose una grampa plástica para la cual se debe diseñar un riel sobre el cilindro sobre la que se fije

Se optó por el diseño de ranura mostrado en la figura 11, el mismo que permite utilizar un tubo comercial de 18" al que se le practica un ranurado y se le insertan postizos a manera de grampas.

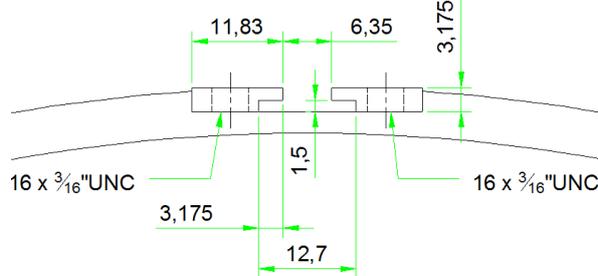


Figura 11. Riel de sujeción del flexo back

3.5 Cámaras

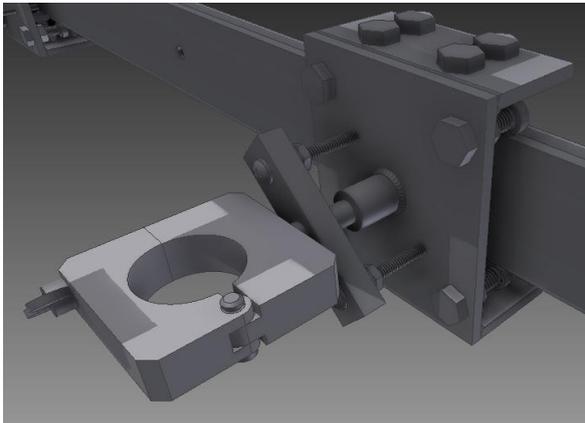


Figura 12. Porta cámaras

El propósito de las cámaras es el de fijar un punto sobre el cilindro, con el cual se puedan alinear (horizontal y verticalmente) los demás puntos guías que se producen en los diversos clisés que componen un diseño. Por ello las cámaras deben de moverse axialmente sobre el rodillo con facilidad y para ello se diseñó un porta cámara deslizable como se muestra en la figura 12. Esto es más un diseño de forma que de resistencia.

3.6 Porta plumas

Es un diseño similar al anterior, es decir, no se basa tanto en la resistencia de sus componentes sino en su forma y función. Un dibujo de este sistema con el que se pueden hacer trazos horizontales y verticales sobre el flexo back con el propósito de ubicar clisés se puede ver en la figura 13.

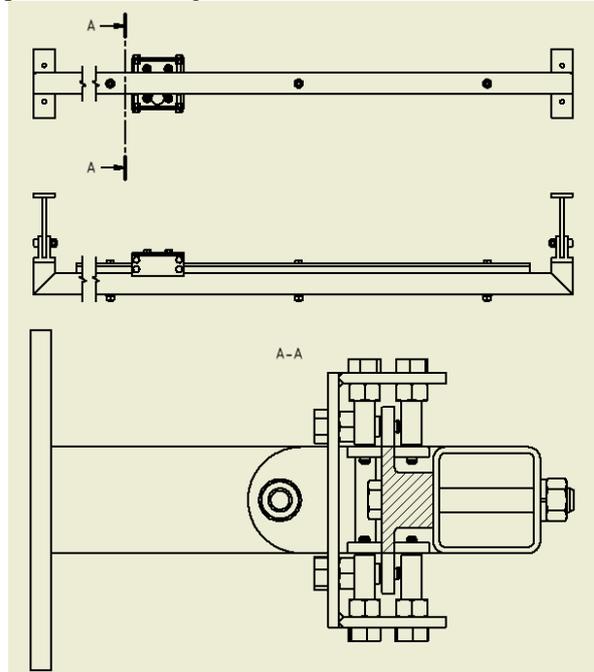


Figura 13. Porta plumas

4. Construcción y costos

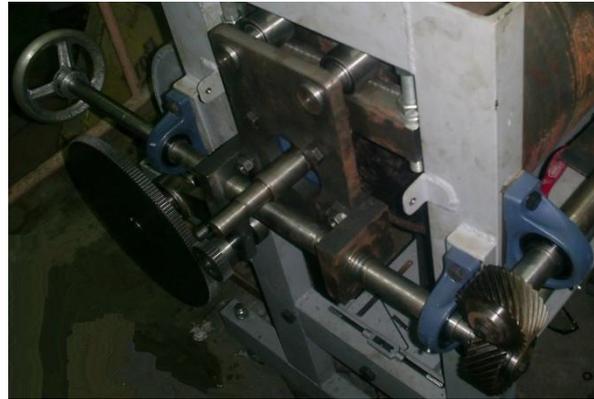


Figura 14. Etapa de construcción

Se precisó de aproximadamente 2 meses para la cotización, compra, producción, ensamble, pruebas, traslado y ajustes de la máquina montadora/probadora. La tabla 2 muestra los costos de la inversión hecha en esta máquina.

Al término de la construcción de la máquina se logró imprimir diversas pruebas de las cuales una se muestra en la figura 15.

Tabla 2. Costos de construcción

Item	Rubro	Cant.	Parcial	Costo	Resumen
Rodamientos					763,19
1	Chumacera pared 50 mm	2	63,39	126,78	
2	Chumacera piso 50 mm	2	55,19	110,38	
3	Chumacera piso 30 mm	4	30,91	123,64	
4	Chumacera piso 35 mm	2	39,57	79,14	
5	Rodamiento 6005	3	7,88	23,64	
6	Rodamiento 3204	1	44,66	44,66	
7	Rodamiento 3207	1	57,24	57,24	
8	Rodamiento 27x53x43	4	32,50	130,00	
9	Rodamiento 626	3	3,93	11,79	
10	Rodamiento 624	20	0,55	11,00	
11	Rodamiento 624	6	1,34	8,04	
12	Rodamiento 625	8	4,61	36,88	
Fundiciones					250,00
13	Volante rotación	1	80,00	80,00	
14	Volante avance	1	50,00	50,00	
15	Rieles de cámaras	2	60,00	120,00	
Bastidor					1000,82
16	Viga UPN200	1	270,00	270,00	
17	Viga UPN100	3	76,94	230,82	
18	Mano de obra	1	500,00	500,00	
Trabajos Paredes					1350,00
19	2 Cilindrada de tubos				
20	4 Tapas				
21	4 Puntas de ejes				
Trabajos Armeh					3650,00
22	4 Engranajes				
23	2 Ejes de engranajes pequeños				
24	Cajera de ejes de engranajes pequeños				
25	Arbol de transmisión				
26	2 Placas de suspensión				
27	2 Husillos con tuercas				
Trabajos Piguave					970
28	Helicoidales				
29	Ranura y engrampado				
Trabajos Herrera					360
30	Rieles de porta cámaras				
31	Rieles de porta pluma				
32	Pernos			100,19	
33	Reloj comparador			33,00	
34	Broca cobalto 3/4"			32,00	
35	Pinturas			55,00	
36	Tubo 18in			1389,00	
37	Transporte			120,00	
38	Ingeniería			2000,00	
39	Mano de obra			4200,00	
40	Cubiertas			50,00	
41	Software			1000,00	
Total				17323,20	

5. Conclusiones

La construcción de una máquina montadora/probadora en el Ecuador es viable. Si bien es cierto no es una máquina con todos los servicios que ofrecen las máquinas norteamericanas o europeas, pero con inversión y mejoras con un sistema de automatización se puede llegar a producir una máquina con las mismas funciones que las importadas.

El costo de una máquina extranjera supera a más del doble a la de producción nacional. Este hecho se justifica en ciertas ocasiones por el uso de servomotores en lugar de piñonería, sin embargo el uso de engranajes no es tan inexacto sino más bien satisfactorio a la hora de obtener buenas imágenes impresas. Puede no ser rentable la sustitución de engranajes por servomotores ó alargar el período de recuperación de inversión de la máquina.

Cabe mencionar que la máquina es netamente mecánica, pero es muy fácil de automatizar sus movimientos principales, y su fabricación en el Ecuador es viable y debe ser aprovechada por ser un producto nacional nuevo.



Figura 15. Prueba de impresión

14. Referencias

- [1] ISO 12647-6. Graphic technology — Process control for the production of half-tone colour separations, proofs and production prints —Part 6:Flexographic printing, 2006
- [2] Página electrónica de la empresa E. L. Harley <http://www.elharleyinc.com/PC-5000.html>
- [3] Página electrónica del software SAP2000 <http://www.csiberkeley.com/>
- [4] Página electrónica de la empresa J. M. Heaford <http://www.jmheaford.co.uk/corrugated.html>
- [5] Robert L. Norton, *Diseño de Maquinaria*, Mc. Graw Hill, 1999.
- [6] Robert L. Norton, *Diseño de Máquinas*, Prentice Hall, Inc., 1997.
- [7] ANSI/AGMA 2001 C-95, *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, American National Standard, 2001.
- [8] AGMA 908-B89, *Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth*, American National Standard, 1995
- [9] Timoshenko, *Strength of materials*, Editorial D. Van Nostrand, 1940.
- [10] Página electronica del software Inventor 2012 <http://usa.autodesk.com/autodesk-inventor/>
- [11] SKF, *Catálogo General*, Catalogo 5000E, 2003.