

# **Diseño y desarrollo de la línea de ensamble para el proyecto latam aplicado a los *shelf* series FF.**

## **Design and development of the assembly line for the latam project applied to the shelf series FF.**

Hernán Valencia Sánchez (1).  
Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, Tecnológico Nacional de México, Chiapas, México.  
[hvalencia@ittg.edu.mx](mailto:hvalencia@ittg.edu.mx).

Roberto Carlos García Gómez (2). I. T. de Tuxtla Gutiérrez, [rgarcia@ittg.edu.mx](mailto:rgarcia@ittg.edu.mx).

Lorenzo Marciano Vázquez (3). I. T. de Tuxtla Gutiérrez, [lmarciano@live.com.mx](mailto:lmarciano@live.com.mx).

Mario Alberto de la Cruz Padilla (4). I. T. de Tuxtla Gutiérrez, [mpadilla@ittg.edu.mx](mailto:mpadilla@ittg.edu.mx).

Mauricio Aquino Ocaña (5). Estudiante, I. T. de Tuxtla Gutiérrez, [aquino.imec@gmail.com](mailto:aquino.imec@gmail.com).

**Artículo recibido en octubre 20, 2017; aceptado en diciembre 08, 2017.**

### **Resumen.**

*El proyecto consiste en el diseño y construcción de un prototipo que ayude a disminuir el tiempo de ensamble, el número de herramientas y la mano de obra; que intervienen en el proceso de ensamble de los tres tipos de parrillas (Shelf) de la serie FF para bottom freezer.. Este proyecto se desarrolla dentro de la línea de ensamble cumpliendo con los lineamientos para el diseño e instalación y con las normas que rigen este tipo de procesos. El desarrollo de este prototipo toma en cuenta la carencia de dispositivos comerciales para estos ensambles, lo que permite crear nuevas máquinas y así como metodologías que ayuden a disminuir el tiempo que se emplea en armar manualmente las parrillas de vidrio.*

**Palabras claves:** Diseño, Ensamblaje, Innovación.

### **Abstract.**

*The project consists of the design and construction of a prototype that helps reduce assembly time, the number of tools and the workforce; that intervene in the assembly process of the three types of grills (Shelf) of the FF series for bottom freezer. This project is developed within the assembly line complying with the guidelines for the design and installation and with the rules that govern this type of processes. The development of this prototype takes into account the lack of commercial devices for these assemblies, which allows creating new machines and methodologies that help reduce the time spent manually assembling the glass grills.*

**Keywords:** Design, Assemble, Innovation.

## 1. Introducción.

El proyecto consiste en: a) Diseño y construcción de una máquina prototipo que ayude a disminuir el tiempo de ensamble, el número de herramientas y la mano de obra; que intervienen en el proceso de ensamble de los tres tipos de parrillas (Shelf) de la serie FF para bottom freezer. b) Diseñar un proceso dentro de la línea de ensamble que permita ensamblar tres tipos de parrillas diferentes en una sola máquina y que cumpla con las normas de calidad y especificaciones del cliente.

Los productos que se manejarán son tres tipos de ensamble con diferentes dimensiones de vidrios y perfiles:

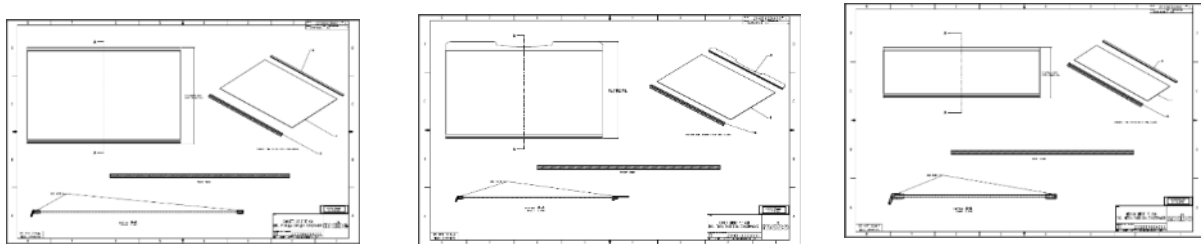
- Medium shelf FF ASM.
- Cover shelf FF ASM.
- Complete shelf FF AS.

El problema surge porque estas parrillas se ensamblaban a mano, la producción es muy lenta y la calidad no es la deseada y con esto surge la idea del proyecto de la línea de ensamble del proyecto latam, el cual consiste en un dispositivo que ensamble los tres tipos de parrillas diferentes y los 3 perfiles diferentes, mejorando la producción y calidad.

## 2. Métodos.

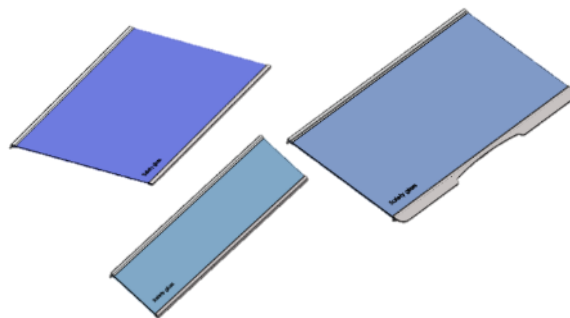
### 1. Diseño de parrillas bottom freezer.

Planos bottom freezer, realizado en el software AutoCAD.



**Figura 1.** Planos de parrillas de vidrio.

Este proyecto es un sistema creado para la prueba de funcionamiento. Se trata de un equipo que interactúe dentro de la línea de ensamble para el proyecto latam, el cual consiste en ensamblar 3 diferentes números de partes y maximizar el tiempo de producción en un 90 % (Gómez ,2012).



**Figura 2.** Diseño de parrillas SolidWorks.

Los diseños fueron creados con el software SolidWorks. Estas parrillas fueron sometidas a pruebas de impacto y choque térmico.

La prueba de choque consiste en dejar caer una bola de acero de 225 gr a una altura de 1.8 m, y el cristal debe soportar esta fuerza con la que es impactada.

## 2. Cálculos de la prueba de impacto.

Una prueba objetiva de las virtudes de este moderno cristal templado se puede observar al someter un placa de 3mm de espesor, al impacto directo de una bola de acero de 225 gr en caída libre, desde una altura de 1.8m y observar su resistencia; en tanto que un cristal normal se rompe con un impacto, a sólo 60cm en las mismas condiciones (Budynas,2012).

Datos:

Masa de la bola: 0.225 kg

Altura: 1.8 m

En la posición inicial antes de soltar la bola de impacto tienen una energía potencial

$$EP = mgh \text{ --- Ecuación 1}$$

Donde:

$h$  = Altura inicial (m)

$m$  = Masa de la bola.(kg)

$g$  = Aceleración de la gravedad. ( $\frac{m}{s^2}$ )

En el momento del impacto sobre el plano del vidrio toda la energía potencial se habrá transformado en cinética.

$$E_p = mgh_1 = \frac{1}{2} mv^2 \text{ --- Ecuación 2}$$

Donde  $v$  es la velocidad de la bola en el momento del impacto ( $\frac{m}{s}$ ). Despejando  $v^2$  en la ecuación 2 nos queda.

$$v^2 = \frac{mgh_1}{\frac{1}{2}m} = 2gh_1 \text{ --- Ecuación 3}$$

Despejando  $v$  de la ecuación 3.

$$v = \sqrt{2gh_1} \text{ --- Ecuación 4}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.

$$v = \sqrt{(2 * 9.8 * 1.8)} = 5.9396 \text{ m/s}$$

Sustituyendo en la ecuación 2 el valor de la velocidad.

$$E_p = mgh_1 = \frac{1}{2} (0.225)(5.9396)^2 = 3.969 \text{ J}$$

Esto nos permite calcular la fuerza de impacto. Como hay una pequeña penetración en el cristal de 0.1m de debe calcular la fuerza de impacto, usando el principio –trabajo- energía.

$$Fuerza\ de\ Impacto(N) * Distancia\ recorrida(m) = Energia\ Cinética(J) \text{ --- Ecuación 5}$$

Aplicando la siguiente ecuación.

$$F = \frac{E_p}{0.1} = \frac{3.969\ J}{0.1\ m} = 39.69\ N \text{ --- Ecuación 6}$$

Si el cristal soporta una fuerza de impacto de 39.69 N , el vidrio pasa la prueba.

El tiempo que tarda la bola en impactar el cristal se calcula de acuerdo a la ecuación 7.

$$h = \frac{1}{2} g t_0^2 \text{ despejando la ecuación tenemos ; } t_0 = \sqrt{\frac{2h}{g}} \text{ --- Ecuación 7}$$

Sustituyendo los valores.

$$t_0 = \sqrt{\frac{2(1.8m)}{9.81 \frac{m}{s^2}}} \text{ por lo tanto } t_0 = 0.602\ s$$

### 3. Diseño de la línea de ensamble.

En base a la descripción del proyecto antes mencionado, se hizo el diseño de la máquina; cabe destacar que la línea de ensamble ya está normalizada por el cliente así que esta no tiene mayor relevancia, ya que el diseño en que se enfocó este proyecto fue en los ensambles de las parrillas. Las imágenes que se ilustran a continuación son del ensamble del diseño hecho en SolidWorks.

### 4. Cálculo de soporte de la línea de ensamble.

Para el cálculo utilizamos PTR de 1 ½ in y PTR de 1 in. El peso total del mecanismo es de 10.3 kilogramos el cual estará soportado sobre los rieles de la línea de ensamble, y calcularemos la deformación que sufren los rieles con el programa SolidWorks (Gómez ,2012).

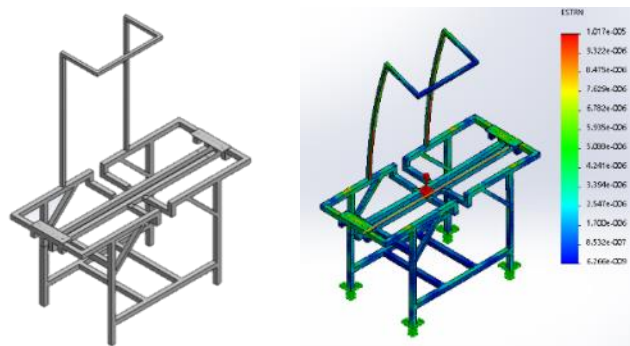


Figura 3. Simulación de deformación.

Para el análisis estático sujetamos las 4 patas de la mesa y colocamos una masa distribuida en la mesa de 10.3 kilogramos que es el peso de todo el mecanismo.

Resultado de la simulación por deformación.

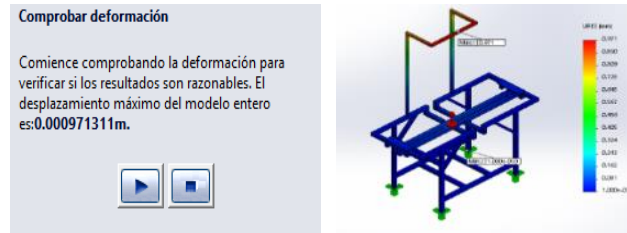


Figura 4. Resultados reales de deformación.

El resultado es demasiado pequeño para que falle la estructura metálica.

### 5. Cálculo de deformación de la barra Thomson en SolidWorks.

La barra Thomson tiene un diámetro de 16 mm por 1.4 m de longitud y está hecha de acero al carbón. El problema es saber si la barra se deforma con el peso de la base de aluminio móvil, por lo recurrimos al software SolidWorks para la simulación estática (Gómez ,2012).

El peso de la base móvil es de 9.2 kilogramos, y se calculó en la mitad de la barra Thomson ya que ahí se concentra la mayor deformación de la barra circular.

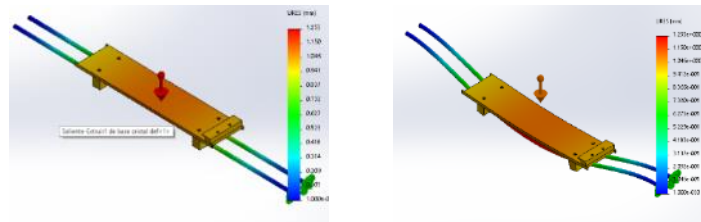


Figura 5. Simulación de deformación barra Thomson.

Se determinó una masa de 9.2 kilogramos, y se anclan los bordes de la barra para hacer un empotre y simular la deformación.

### 6. Resultado de la deformación.

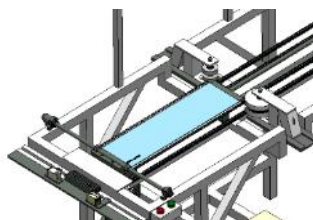


Figura 6. Resultado de deformación.

El resultado fue una deformación muy pequeña la cual no afecta a la barra Thomson.

### 7. Diseño del mecanismo de ensamble.

Para el diseño del mecanismo se proponen 3 cadenas, un soporte de vidrio y unas virolas que ensamblarán las parrillas.

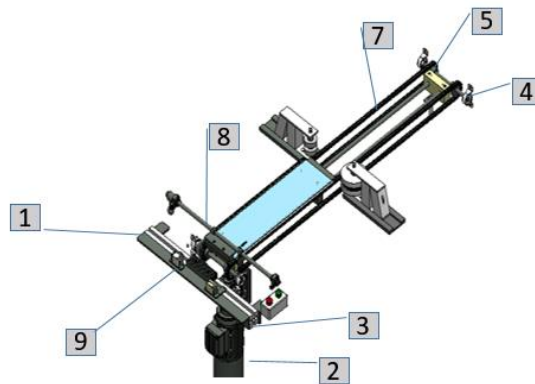


**Figura 7.** Diseño de mecanismo.

Este diseño está constituido por los accesorios que se indican en la siguiente tabla.

**Tabla 1.** Accesorios de máquina.

Nº	Material	Cantidad
1	Chumacera Caja con casquillo de bolas para un eje de Ø 16 mm	4
2	Manivela :Asa de mando, versión taladro roscado, M16, Longitud 118mm	1
3	Perfil Thomson: Ø 16 mm , Acero 60 Rockell C, Long: 1.4 M	2
4	Flecha Lineal Templada, Ø 16 mm	2
5	Tornillos Ale: M6X 20mm, M6X30mm	4
6	Placa de aluminio: 914 X 2438, Espesor 1/2	1
7	Motor de corriente alterna, 0.5 HP	1
8	Sensor de proximidad	1
9	Cadena con Ø de paso 1/2 in	1
10	Cadena motriz con Ø de paso 1/2 in	3.160m
11	Sprockets con diámetro de paso 1 1/2 in	65.79cm
12	Variador de velocidad de motor de 0.5 hp	1
13	Ptr de 1 1/2 in	16m
14	Botones de retroceso y adelanto	2
15	Tornillo sin fin de Ø 16 mm	1
16	Perfil Bosch de 5 x 5 cm	16.8cm
17	Nylamid negro (maquinados de soporte de barras Thomson)	80x50x60cm
18	Nylamid beige (maquinados de virola de ensamble y Fixture de cristal.)	80x50x60cm



**Figura 8.** Numeración de mecanismos.

### 8. Cálculo de la potencia del motor.

Se determinó la fuerza que ocupa el motor mediante un dinamómetro jalando el mecanismo manualmente. Esta es la fuerza que se requiere para mover la base móvil a través del rodillo ya que estos están a una longitud menor a una parrilla (Russell,2011).



**Figura 9.** Dinamómetro.

Para encontrar la fuerza se jaló manualmente la base lineal a través de las virolas para saber que fuerza se aplica.

La fuerza que se obtuvo es de 390 N con la que se determinará la potencia mecánica del motor. Se propone un reductor de motor de 0.5 hp, con un diámetro de flecha de ½ in y 1370 rpm, obtenido de la tabla (Russell, 2011).

Datos:

$$D = \frac{1}{2} \text{ pulg} = 12.70\text{mm}$$

$$Rpm = 1370 \text{ rev}$$

Ecuaciones de la potencia mecánica es:  $P = T * W$  ----- Ecuación 8

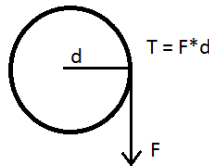
Donde:

$$T = \text{Torque } N.m$$

$$W = \text{velocidad angular } \text{rad/s}$$

El torque de acuerdo a la ecuación 9 y a la figura 10 se obtiene:

$$T = F * d \text{ ----- Ecuación 9}$$



**Figura 10.** Diagrama para representar el Torque.

Resolviendo la ecuación 9 se tienen los siguientes resultados.

$$D = 12.7mm \left( \frac{1m}{1000mm} \right) = 0.0127 m, d = \text{al radio de la fig. 10}; d = \frac{D}{2}; \text{ sustituyendo valores se tiene:}$$

$$T = F * d = 390N * .00635m = \mathbf{2.476 Nm}$$

La potencia es igual al torque por velocidad angular, las condiciones iniciales nos proporcionan las rpm y se debe realizar la conversión adecuada; por lo tanto tenemos lo siguiente:

$$rpm = 1370 \left( \frac{rev}{min} \right) \left( \frac{2\pi rad}{1 rev} \right) \left( \frac{1 min}{60 s} \right) = 143.4660 rad/s$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 8.

$$P = T * W = 2.4756 N.m * 143.4660 \frac{rad}{s} = 355.73 Watts$$

$$P = 355.73 Watts \left( \frac{1 HP}{745.699 Watts} \right) = \mathbf{0.4770 HP} \approx \mathbf{0.5 HP}$$

Este resultado nos indica el motor a utilizar.

### 9. Reductor para un motor de 0.5 hp.

Obtenida la potencia del motor, necesitaremos un reductor de velocidad. Si tenemos una relación de velocidad de 17:1 por especificación del motor reductor y una potencia nominal de 0.55/0.65 kW con un factor de servicio de 2.5 y una velocidad de entrada de 1370 rpm, podemos conocer la velocidad a la salida del reductor y así determinar el torque disponible.

Datos.

$$Potencia = 0.5 Hp$$

$$n_1 = 1370 rpm$$

$$P_{nom} = 55/0.655 kW$$

$$F_s = 2.5$$

$$Rv = 17:1$$



$$\text{Relación de velocidad} = \frac{n_1}{n_2} \text{ --- Ecuación 10}$$

Despejando  $n_2$  la ecuación 10 y sustituyendo los valores tenemos:

$$n_2 = \frac{1370 \text{ rpm}}{17} = 80.58 \text{ rpm}$$

El torque disponible será:

$$T = \frac{HP * 716}{rpm} = \frac{0.5 * 716}{80.58} = 4.4427 \text{ kg.m}$$

De estos resultados podemos diseñar la transmisión de la cadena, sabiendo que la velocidad de entrada es de 30.44 rpm y la potencia transmitida serán los 0.5 hp (Mott,2006).

Por lo tanto:

$$P_{trs} = 0.5 \text{ hp}$$

Velocidad del motor = velocidad inicial 30.44 rpm, en este caso se toma la velocidad del reductor como primera velocidad, y se calcula la segunda velocidad.

Para el sistema de movimiento usaremos dos catarinas de 12 dientes.

Tenemos la relación.

$$N_1 Z_1 = N_2 Z_2 \text{ --- Ecuación 11}$$

Donde:

$$N_1 N_2 = \text{Velocidad de entrada y salida rpm.}$$

$$Z_1 Z_2 = \text{Numero de dientes de entrada y salida.}$$

Queremos obtener la velocidad de salida del sistema por lo que.

$$N_2 = \frac{N_1 Z_1}{Z_2} = \frac{30.44 * 12}{12} = 80.58 \text{ rpm}$$

La velocidad es la misma ya que tienen el mismo número de dientes y no existe un cambio de velocidad a lo largo de la transmisión.

### 10. Selección del tipo de cadena.

La selección del tipo de cadena se realiza utilizando la tabla 2 con los siguientes valores:

Potencia corregida de cálculo (Pc): 0.55 kW;

Cadena simple;

Velocidad de giro del piñón: 80.50 r.p.m.

Con estos valores resulta una cadena Tipo 40; de paso,  $p = 12.70 \text{ mm}$ .

**Tabla 2.** Selección de cadena.

Velocidad de la catarina, rpm	Número ANSI de cadena.					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13	0.41	0.99	0.55	1.92	3.32
200	0.16	0.54	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30	1.01	2.40	1.32	4.37	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44	1.46	3.45	1.90	6.72	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56	1.89	4.48	2.46	8.71	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1000	0.68	2.31	5.48	3.01	10.7	18.3
1200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1400	0.93	3.13	7.41	2.61	14.4	18.1
1600	1.05	3.53	8.36	2.14	12.8	14.8
1800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2000	1.27	4.32	7.72	1.52	9.27	10.6
2500	1.56	5.28	5.51	1.10	6.58	7.57
3000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76

### 11. Cálculo del diámetro de las ruedas.

Según la lista de formulaciones que aparecen en el anexo A1 se puede obtener los diámetros primitivos ( $D_p$ ) de las ruedas mediante la expresión:

$$D_p = \frac{p}{\text{sen } \pi/Z} \quad \text{--- Ecuación 12}$$

Donde:

$p$  = paso en mm.

$Z$  = número de dientes.

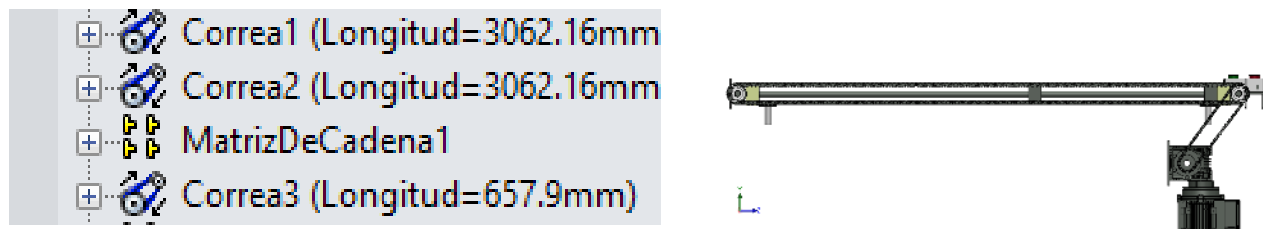
En este caso se tiene que:

$$D_{p_1} = \frac{12.7}{\text{Sen } \pi/12} = 49.22 \text{ mm}$$

Las ruedas son las mismas en el sistema con la misma potencia y velocidad que tiene el diseño.

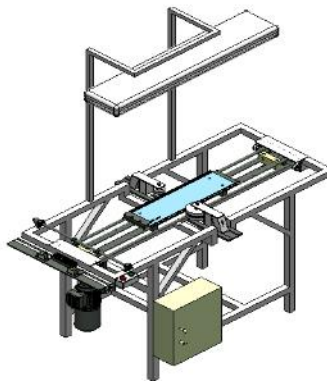
### 12. Longitud de cadenas.

La longitud de cadena no fue necesario calcularla ya que con el programa SolidWorks se tiene la operación de ensamble de cadena y matriz de cadena, ya que el programa da automáticamente las longitudes de las 3 cadenas (Gómez ,2012).



**Figura 11.** Longitud de cadenas.

**Diseño completo de la línea de ensamble.**

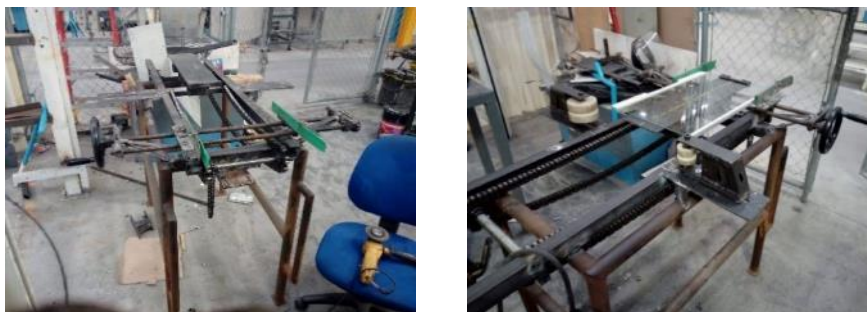


**Figura 12.** Diseño terminado.

### 3. Desarrollo.

#### 13. Prototipo para la evaluación del Funcionamiento.

Con el fin de corroborar las condiciones de diseño, dispuestas para el equipo diseñado, se construyó un prototipo que permitió caracterizar el comportamiento del ensamble simulando las carreras de la parte móvil mediante un riel.



**Figura 13.** Prototipos del proyecto.

Para este prototipo se utilizaron cadenas para transmitir el movimiento mecánico del motor, se construyó sobre una mesa de tubular con diámetro de 50 mm y se construyó un riel con ángulos de 1 ½ in en la que se simularía el recorrido

de la barra Thomson. Sobre ella se construyó una especie de patineta que transportará el cristal hacia las virolas para ensamblar el perfil, y un centrador de vidrios.

Se usó un motor de 0.5 hp para poder ensamblar las parrillas con el dispositivo antes mencionado.

El mecanismo prototipo fue validado, ya que se ensamblaron las parrillas con buena calidad y en buen tiempo.

#### 14. Construcción de línea de ensamble.

Una vez validado el prototipo se construye el proyecto final correspondiente al diseño hecho en SolidWorks, en el cual se utilizó: PTR de 1 ½ in, perfil Bosch y una fuente de soldadura (Russell,2011).



**Figura 14.** Construcción final de la máquina.

Después de construir la estructura se montaron los accesorios mecánicos del diseño como: cadena, base de vidrio, sprockets, gabinete de control.

#### 15. Resultados obtenidos.

La línea de ensamble del proyecto ha sido diseñada bajo normas de seguridad en su funcionamiento. No obstante, se deben observar normas de precaución.

La máquina está diseñada para trabajar con modelos diferentes.

Los elementos comerciales que se utilizaron (cadena con diámetro de paso ½ in, sensores inductivos, variador de velocidad para motor de 0.5 hp, motor de 0.5 hp etc.) ya están normalizados y cumplen con las especificaciones que el cliente solicitó.

El diseño ya fue aprobado internamente con el cliente, en este caso se trata de la empresa MABE.

La máquina ya está en producción, para realizar las pruebas de funcionamiento con el producto para detectar que todo esté en orden y, en caso de ser necesario realizar algún tipo de ajuste en él.

### Conclusión.

Comparando los datos obtenidos del análisis por elementos finitos con los valores teóricos, se encuentra que los porcentajes de error son relativamente pequeños, lo que indica la consistencia del método. Los porcentajes de error son debidos a que para el análisis por elementos finitos el modelo matemático usado (Von Mises), linealiza las deformaciones estructurales, lo que induce la diferencia entre este análisis y la simulación. Al obtener porcentajes de error relativamente pequeños en la simulación de la prueba, se vislumbra otra ventaja del método, y es el hecho de que en un momento dado se pueda reemplazar la prueba real por la simulación, reduciendo costos en uso de equipos y

materiales en el laboratorio.

Este tipo de análisis permite también mostrar las bondades del análisis por elementos finitos a la hora de trabajar en la simulación de eventos mecánicos y como esta técnica trabajada correctamente se convierte en una gran herramienta para la labor del Ingeniero actual, dándole ventajas competitivas frente a aquellos que siguen diseñando con las herramientas de diseño Mecánico tradicional.

### Referencias Bibliográficas.

**Budynas, R., & Nisbett, J. (2012).** Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. New York: Mc Graw Hill.

**E.R, B. F. (1992).** Mecánica de materiales . Mexico: Editorial Mc Graw Hill .

**Gómez González Sergio, (2012).** “SolidWorks”, Ed. Alfaomega México, 12da.

**Hibbeler Russell C., (2011).** “Mecánica de materiales”, Ed. Pearson México, 8va.

**Mott, R. (2006).** Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson.

### Información de los autores.



**Hernán Valencia Sánchez** tiene la Licenciatura en Ingeniería Mecánica y un Posgrado en Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecatrónica Egresado del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, Jefe de Proyectos de Investigación del Departamento de Metal-Mecánica, Docente del Departamento de Metal-Mecánica del Instituto tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.



**Roberto Carlos García Gómez** tiene la licenciatura en Ingeniería Mecánica, con tres posgrados: Especialidad en Mecatrónica, Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, Doctorado en Procesos de Manufactura. Egresado del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, Jefe de Proyectos de Vinculación del Departamento de Metal-Mecánica, Docente del Departamento de Metal-Mecánica del Instituto tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.



**Lorenzo Marciano Vázquez** tiene la Licenciatura en Ingeniería Industrial en Mecánica en el Instituto Tecnológico de Veracruz, Maestría en Ingeniería Mecánica en la Universidad Veracruzana, Docente en el Departamento de Metal-Mecánica del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.



**Mario Alberto De la Cruz Padilla** tiene la Licenciatura en Ingeniería Mecánica con un posgrado en Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica. Egresado del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, coordinador de la carrera de Ingeniería Mecánica, docente del departamento de Metal-Mecánica del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.



**Mauricio Aquino Ocaña** alumno De 10° Semestre De Ing. Mecánica del Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez. Técnico en construcción y certificación en construcción