Diseño virtual de un prototipo para ensayos a tensión de materiales polímeros en base a la norma ASTM D638-14.

Virtual design of a prototype for tensile testing of polymer materials based on the ASTM D638-14 standard.

Hernán Valencia Sánchez* (1).
Tecnológico Nacional de México, Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.
hernan.vs@tuxtla.tecnm.mx.

Roberto Carlos García Gómez (2). Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, roberto.gg@tuxtla.tecnm.mx.

Fernando Alfonso May Arrioja (3). Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, fernando.ma@tuxtla.tecnm.mx.

Julio Cesar Llaven Gordillo (4). Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, julio.lg@tuxtla.tecnm.mx.

José Manuel Rasgado Bezares (5). Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, jose.rb@tuxtla.tecnm.mx.

*corresponding author.

Artículo recibido en septiembre 20, 2023; aceptado en noviembre 06, 2023.

Resumen.

Este trabajo presenta el diseño virtual de un prototipo de ensayos para materiales Poliméricos. Analizando las diferentes alternativas para este tipo de accionamiento y de la estructura que presentan las máquinas para ensayos de tensión, se realizó el diseño del prototipo tomando en cuenta la información obtenida de fuentes técnicos-académicos y la designación de la norma ASTM D638-14. Esta norma nos establece pautas a seguir para poder realizar el diseño y del sistema de sujeción de las mordazas.

Palabras claves: CAD, probeta, simulación.

Abstract.

This work presents the virtual design of a testing prototype for Polymeric materials. Analyzing the different alternatives for this type of drive and the structure presented by the tension testing machines, the design of the prototype was carried out taking into account the information obtained from technical-academic sources and the designation of the ASTM D638-14 standard, this standard It establishes guidelines for us to follow in order to carry out the design and the clamping system of the jaws.

Keywords: CAD, simulation, test tube.

1. Introducción.

La resistencia de un material depende de su capacidad para soportar una carga excesiva sin presentar deformación o falla. Esta propiedad es inherente al propio material y debe determinarse mediante la experimentación. Una de las pruebas más importantes a este respecto es el ensayo de tensión. Aunque a partir de esta prueba se pueden establecer varias propiedades mecánicas importantes de un material, se utiliza principalmente para determinar la relación entre el esfuerzo normal promedio y la deformación normal promedio en muchos materiales de ingeniería como metales, cerámicas, polímeros y materiales compuestos (Beer F,2010).

Para realizar un ensayo de tensión, se fabrican probetas del material con forma y tamaño "estándar", en este caso, probetas de Tipo I, Tipo IV y Tipo V según las especificaciones de la norma ASTM D638-14, con material de Polímeros que comúnmente se usan en las impresoras 3D. La probeta tiene una sección transversal rectangular constante con extremos más grandes, de modo que la falla no se produzca en las empuñaduras (Serrato, K,2021).

Para lograr este objetivo, los datos de la carga y la deformación correspondiente se utilizan para calcular distintos valores del esfuerzo y las correspondientes deformaciones en la probeta. La representación gráfica de los resultados produce una curva llamada diagrama esfuerzo-deformación.

2. Métodos.

Definición de la probeta.

El presente proyecto se centró en la propiedad mecánica de resistencia a la tensión, debido a que, en la práctica, los elementos producidos con base en materiales sintéticos son sometidos a este tipo de esfuerzo.

Los ensayos de tensión se realizan en una máquina universal de ensayos y la operación consiste en someter una probeta a una carga monoaxial gradualmente creciente (es decir, estática) hasta que ocurra la falla.

Las probetas para ensayos de tensión se fabrican en una variedad de formas, la sección transversal de la probeta puede ser redonda, cuadrada o rectangular. Para la mayoría de los casos, en polímeros, se utiliza comúnmente una probeta de sección rectangular, para láminas y placas usualmente se emplea una probeta plana (Budynas, R. G. ,2008).

Área inicial (A_0).

Es el área transversal de la parte de la probeta que se va a someter a cualquier esfuerzo antes de realizar la prueba, tal como se muestra en la figura 1.

$$A_0 = b.h \ \ (unidades\ m^2) - - - - - - - - Ecuación\ 1$$

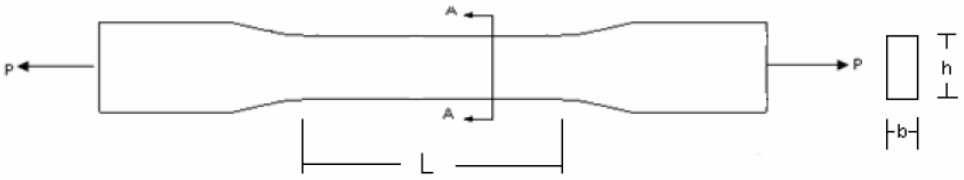


Figura 1. Área inicial transversal de la probeta

Donde:
$b = Base\ de\ la\ Sección\ Transversal\ de\ la\ probeta$
$h = Altura\ de\ la\ Sección\ Transversal\ de\ la\ Probeta$

Donde:
$P = Fuerza\ Aplicada\ en\ la\ Prueba.$
$A = Área\ transversal\ de\ la\ probeta.$

Tipos de Probetas para Polímeros Según la Norma ASTM D638-14.

Según la norma ASTM D638-14 (Standard Test Method for Tensile Properties of Plastics), existen cinco tipos de probetas, las cuales, tienen características diferentes en sus dimensiones y cada tipo depende del material del que son fabricadas, las probetas Tipo I, II, III, IV, y V, se pueden fabricar en polímeros rígidos y semirrígidos, además, las probetas III y IV, también se pueden fabricar de polímeros no rígidos, en la figura 2, se muestra las dimensiones de las probetas según la norma ASTM D638-14 (ASTM International, 2015).

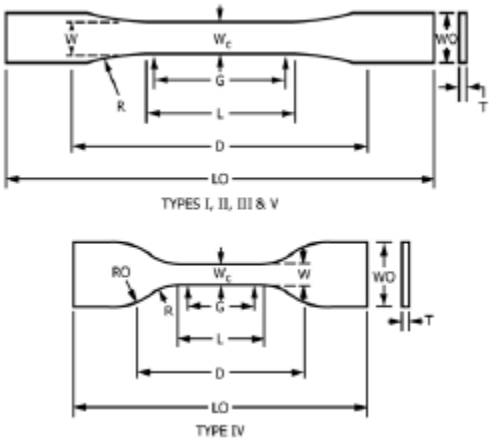


Figura 2. Probetas Normalizadas.

Tabla 1. Dimensiones de las probetas la norma ASTM D638-14.

Dimensions (see drawings)	Specimen Dimensions for Thickness, *T*, mm (in.)[A]					Tolerances
	7 (0.28) or under		Over 7 to 14 (0.28 to 0.55), incl	4 (0.16) or under		
	Type I	Type II	Type III	Type IV[B]	Type V[C,D]	
W—Width of narrow section[E,F]	13 (0.50)	6 (0.25)	19 (0.75)	6 (0.25)	3.18 (0.125)	±0.5 (±0.02)[B,C]
L—Length of narrow section	57 (2.25)	57 (2.25)	57 (2.25)	33 (1.30)	9.53 (0.375)	±0.5 (±0.02)[C]
WO—Width overall, min[G]	19 (0.75)	19 (0.75)	29 (1.13)	19 (0.75)	...	+ 6.4 (+ 0.25)
WO—Width overall, min[G]	...	...	...	...	9.53 (0.375)	+ 3.18 (+ 0.125)
LO—Length overall, min[H]	165 (6.5)	183 (7.2)	246 (9.7)	115 (4.5)	63.5 (2.5)	no max (no max)
G—Gage length[I]	50 (2.00)	50 (2.00)	50 (2.00)	...	7.62 (0.300)	±0.25 (±0.010)[C]
G—Gage length[I]	...	...	...	25 (1.00)	...	±0.13 (±0.005)
D—Distance between grips	115 (4.5)	135 (5.3)	115 (4.5)	65 (2.5)[J]	25.4 (1.0)	±5 (±0.2)
R—Radius of fillet	76 (3.00)	76 (3.00)	76 (3.00)	14 (0.56)	12.7 (0.5)	±1 (±0.04)[C]
RO—Outer radius (Type IV)	...	...	...	25 (1.00)	...	±1 (±0.04)

El espesor, T, debe ser de 3.2 ± 0.4 mm (0.13 ± 0.02 pulg.) para todos los tipos de especímenes moldeados, y para otros especímenes Tipo I y II cuando sea posible.

Materiales Polímeros.

La característica principal de estos materiales que establece la diferencia con los materiales cerámicos y con los materiales metálicos, es que están constituidos por macromoléculas. Al igual que cualquier molécula, los materiales poliméricos están formados (en su mayor parte) por átomos de elementos no metálicos unidos entre sí por enlaces covalentes y se les ha denominado con el nombre genérico de polímeros (o macromoléculas) debido a que son gigantescas moléculas constituidas por unidades repetitivas. Existen casos en los que el polímero está formado por

átomos de elementos no metálicos y semi metálicos (Carpio, G. I.,2019).

Propiedades de los materiales poliméricos.

Los polímeros tienen una serie de importantes cualidades, que unidas a su costo relativamente bajo, explican su amplia utilización en ingeniería, en la tabla 2 y 3, se muestra las propiedades de algunos polímeros seleccionados usados en ingeniería.

Tabla 2. Propiedades mecánicas y físicas del ABS**.**

Propiedades Mecánicas		Propiedades Físicas	
Módulo elástico	1.1 – 2.9 GPa	Temperatura de transición vítrea	87.9 – 118 ºC
Coeficiente de Poisson	0.391 – 0.422	Temperatura de fusión	200 – 245 ºC
Resistencia mecánica a la compresión	31 – 86.2 MPa		
Resistencia mecánica a la flexión	47,8 – 76 MPa		
Resistencia mecánica a la tracción	27.6 – 55.2 MPa		

Tabla 3. Propiedades mecánicas y físicas del PLA.

Propiedades Mecánicas		Propiedades Físicas	
Módulo elástico	3 - 4 GPa	Temperatura de transición vítrea	60 -70 °C
Alargamiento a la Rotura	2 - 5 %	Temperatura de fusión	170 - 200 ºC
Resistencia mecánica a la flexión	100 MPa		
Resistencia mecánica a la tracción	27 – 41 MPa		

Diseño de la estructura.

Los ingenieros mecánicos están relacionados con la producción y el procesamiento de energía y con el suministro de los medios de producción, las herramientas de transporte y las técnicas de automatización. Las bases de su capacidad y conocimiento son extensas. Entre las bases disciplinarias se encuentran la mecánica de sólidos, de fluidos, la transferencia de masa y momento, los procesos de manufactura y las teorías de la electricidad y de la información. El diseño en ingeniería mecánica involucra todas las áreas que componen esta disciplina**.**

Fases e interacciones en el proceso de diseño.

El proceso de diseño completo, de principio a fin, que a menudo se bosqueja como se muestra en la figura 3, comienza con la identificación de una necesidad y la decisión de resolverla, después de muchas iteraciones, termina con la presentación de los planes para satisfacerla. De acuerdo con la naturaleza de la tarea de diseño, algunas fases se repiten durante la vida del producto, desde la concepción hasta la terminación (Budynas, R. G., 2008).

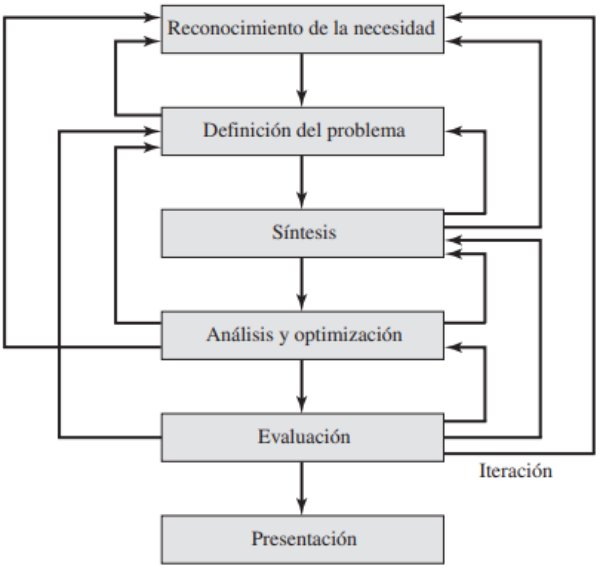


Figura 3. Fases del diseño.

Herramientas y recursos del diseño.

En la actualidad el ingeniero tiene una gran variedad de herramientas y recursos disponibles que le ayudan a solucionar problemas de diseño. Las microcomputadoras y los robustos paquetes de software proporcionan herramientas de gran capacidad para diseñar, analizar y simular componentes mecánicos. Además de estas herramientas, el ingeniero siempre necesita información técnica, ya sea en forma de comportamiento básico en ciencias/ingeniería o de las características de componentes especiales recién lanzados. En este caso, los recursos pueden ir desde libros de ciencia/ingeniería hasta folletos o catálogos de los fabricantes. También la computadora puede jugar un papel importante en la obtención de información.

Herramientas computacionales.

El software para el diseño asistido por computadora (CAD) permite el desarrollo de modelos tridimensionales (3-D) a partir de los cuales pueden producirse vistas ortográficas convencionales en dos dimensiones con dimensionamiento automático. Las trayectorias de las herramientas pueden generarse a partir de los modelos 3-D y, en algunos casos, las partes se crean desde una base de datos 3-D mediante el uso de un método para la creación rápida de prototipos y manufactura. Otra ventaja de las bases de datos tridimensionales es que permiten cálculos rápidos y exactos de ciertas propiedades como la masa, la localización del centro de gravedad y los momentos de inercia de masa. Del mismo modo, se obtienen con facilidad otras propiedades como áreas y distancias entre puntos. Existe una gran cantidad de software de CAD disponible como Aries, AutoCAD, CadKey, I-Deas, Unigraphics, Solid Works y ProEngineer, por mencionar algunos.

El software de diseño mecánico de SolidWorks es una herramienta de diseño de modelado sólido paramétrica y basada en operaciones que aprovecha la facilidad de aprendizaje de la interfaz gráfica de usuario de Windows. Puede crear modelos sólidos en 3D totalmente asociativos con o sin restricciones mientras utiliza al mismo tiempo las relaciones automáticas o definidas por el usuario para capturar la intención del diseño.

SOLIDWORKS es un software de diseño CAD (diseño asistido por computadora) para modelar piezas y ensamblajes en 3D y planos en 2D. Ofrece un abanico de soluciones para cubrir los aspectos implicados en el proceso de desarrollo del producto. Sus productos ofrecen la posibilidad de crear, diseñar, simular, fabricar, publicar y gestionar los datos del proceso de diseño (Gómez, R. D. ,2019).

Diseño de las mordazas.

Para el diseño de las mordazas se tomaron algunas consideraciones de acuerdo a la norma ASTM D638-14 según el agarre que deben de tener las probetas, para ello, se realizaron los siguientes cálculos para saber las dimensiones adecuadas que deben de tener los platos o las placas donde aplicarán cierta fuerza para la sujeción de las probetas.

La fórmula para calcular la profundidad de las mordazas según las dimensiones de las probetas bajo la norma ASTM D638-14 es la siguiente (Álvarez, J. S., 2021):

$$L_p = \frac{L_o - D}{2} - - - - - - - - - Ecuación\ 1$$

Donde:
$L_p = Longitud\ de\ agarre\ de\ las\ Probetas$
$L_o = Longitud\ Inicial\ de\ la\ Probeta,$
$D = Distancia\ de\ agarre\ de\ las\ Mordazas.$

Sustituyendo los datos de acuerdo a las dimensiones de la probeta requerida (I, IV, V) en la Ecuación 1, se tiene lo siguiente:

$$L_p = \frac{165mm - 115mm}{2} = 25mm$$

Con estos resultados obtenidos, se concluye que la profundidad mínima de que debe de tener la mordaza debe de ser de 25 mm, sabiendo que el espesor de las probetas es de 3.2 mm y la medida del ancho de la probeta más ancha es de 19 mm, por lo tanto, las dimensiones mínimas que deben de tener las placas donde se aplicarán cierta fuerza para la sujeción de las probetas debe ser de 19 mm x 25 mm, y una apertura mínima de 3.2 mm, de esta manera se decidió poner placas de 34 mm x 35 mm y una apertura de 15 mm para tener una mejor comodidad al momento de colocar las probetas.

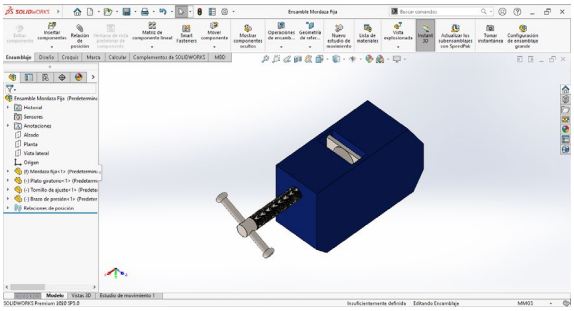


Figura 4. Ensamble de mordaza fija.

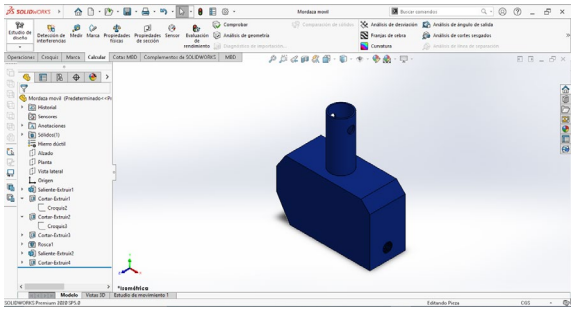


Figura 5. Mordaza móvil.

Selección del Motor.

Para la selección del motor se tiene que conocer cuál será la fuerza máxima entre los materiales ABS y PLA para los casos que se utilice el equipo (I, IV, V) primer caso de Probetas tipo 1.

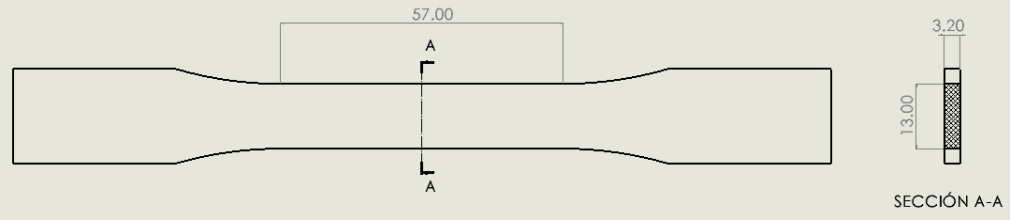


Figura 6. Dimensiones de la sección trasversal de la probeta.

Utilizando la ecuación 2.

$$P = \sigma A - - - Ecuación\ 2$$

De la tabla 2 se tiene la resistencia mecánica a tracción $\sigma = Su$ =27.6−55.2 MPa. Módulo elástico.

E= 1.1 – 2.9 GPa

Calculando el área de sección transversal Ao= (3.2 mm) (13 mm) = 41.6 mm^2 = $4.16x10^{-5}m^2$
Para la resistencia de Tracción mínima se tiene y sustituyendo valores en la ecuación 2:

$$P = \sigma \cdot Ao = (27.6x10^6 Pa)\ (4.16x10^{-5}m^2)\ \mathbf{P=1148.16\ N}$$

Para la resistencia de Tracción Máxima se tiene y sustituyendo los valores en la ecuación 2:

$$P=\sigma \cdot Ao = (55.2x10^6 Pa)\ (4.16x10^{-5}m^2)\ \mathbf{P=2296.32\ N}$$

El cálculo de la deformación máxima para este tipo de Probeta de acuerdo a sus propiedades del Material ABS.

$$\delta = \frac{PL}{AE} = \sigma\frac{L}{E} - - - - Ecuación\ 3$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 3 se tiene las deformaciones máximas y mínimas del material ABS para la Probeta 1:

$$\delta = (27.6X10^6\ Pa)\left(\frac{57mm}{1.1\ x\ 10^9\ Pa}\right) = 1.43018mm$$

$$\delta = (55.2X10^6\ Pa)\left(\frac{57mm}{1.1\ x\ 10^9\ Pa}\right) = 2.86036mm$$

$$\delta = (27.6X10^6\ Pa)\left(\frac{57mm}{2.9x\ 10^9\ Pa}\right) = 0.54248mm$$

$$\delta = (55.2X10^6\ Pa)\left(\frac{57mm}{2.9\ x\ 10^9\ Pa}\right) = 1.08496mm$$

Con estos resultados se concluye que la fuerza máxima requerida será de 2296.32 N, como resultado de los cálculos para la probeta Tipo I con material ABS, y el desplazamiento máximo será de 3.14068 mm, como resultado de los cálculos para la probeta Tipo IV con material ABS (Gómez, R. D.,2019).

Para el PLA se tiene la fuerza máxima requerida es de 1705.6N y su desplazamiento máximo es de 0.779 mm de la probeta I.

De acuerdo a los cálculos realizados son para probetas completamente sólidas para materiales de ABS y PLA, como se trata de un prototipo de ensayos para materiales no metálicos, mas no una máquina universal de ensayos, por lo que se decidió optar por un actuador lineal eléctrico con las siguientes características según el fabricante:

Marca: RONIX, Modelo: R300X05, Voltaje de alimentación: 12 VDC, Corriente de consumo: 3 A, Potencia: 36 W, Fuerza: 250 kg / 2500 N, Carrera máxima de pistó: 300 mm, Largo total con pistó extendido: 720 mm, Resistencia a humedad: IP54, Velocidad de desplazamiento sin carga: 5 mm/s, Temperatura de funcionamiento: -26 °C ~ +65 °C, Material: Aleación de aluminio, Peso: 1240 g, Dimensiones: 420mm x 73 mm (con pistón retraído).

Figura 7. Actuador lineal eléctrico.

Para el diseño de la estructura se toman en cuenta ciertos parámetros y cálculos matemáticos de acuerdo al Diseño de elementos de máquina, aplicando conocimientos en materias como estática, mecánica de materiales y diseño mecánico, de esta manera se podrá comprobar y asegurar que la estructura será adecuada para soportar ciertas cargas de acuerdo a la carga máxima que puede ejercer el actuador lineal eléctrico seleccionado y los cálculos realizados para probetas Tipo I, Tipo IV y Tipo V, según la norma ASTM D638-14, con materiales de ABS y PLA.

Cálculo de la estructura.

Para seleccionar el tipo de material que se utilizara en la estructura del prototipo sea comercial y que soporte los esfuerzos de las probetas seleccionadas en este caso es la placa estructural ASTM A-36 calibre 12 que tiene las siguientes propiedades (Beer, F. P.,2010).

Módulo elástico: 200 GPa ,Módulo cortante: 79.3 GPa , Densidad de masa: 7850 $^{kg}/_{m^3}$, Límite a la tracción: 400MPa, Límite elástico: 250 MPa.

Para la base de la estructura, que es donde va ensamblado y/o soldado una de las mordazas, en este caso, la mordaza fija, se sabe perfectamente que es la parte en donde se ejercerá la mayor fuerza al momento de realizar un ensayo, en base a estas expectativas, se realizan los siguientes cálculos para una placa de acero ASTM A-36 con dimensiones de 300 mm de largo, 200 mm de ancho y 3 mm de espesor como se muestra en la figura 8.

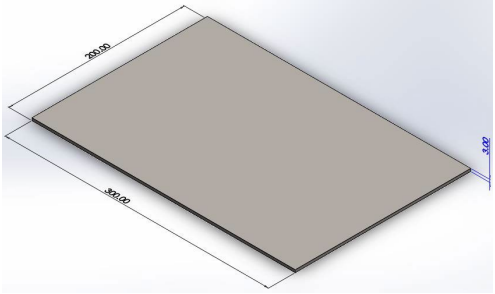


Figura 8. Dimensiones de la placa de la base inferior de la estructura.

Se calcula la fuerza de la placa mediante la siguiente fórmula:

$$W = \rho.V.g - - - - Ecuación\ 4$$

Donde:
$W = Fuerza\ de\ la\ Placa$
$\rho = Densidad\ del\ materia\ 7850\ {}^{kg}/_{m^3}$
$V = Volúmen\ de\ la\ Placa$
$g = Gravedad\ 9.81\ {}^{m}/_{s^2}$

Sustituyendo los valores en la ecuación 8.

$$W = \left(7850\ {}^{kg}/_{m^3}\right)(1.8x10^{-4}m^3)\left(9.81\ {}^{m}/_{s^2}\right) = 13.861\ N$$

Con el resultado obtenido de la fuerza de la placa, se procede a calcular la fuerza ubicada en el centro de la placa, que es el punto en donde va soldado una de las mordazas, y es el punto en donde la placa, hará el mayor esfuerzo, en la figura 9, se muestra el diagrama de cuerpo libre de la placa inferior.

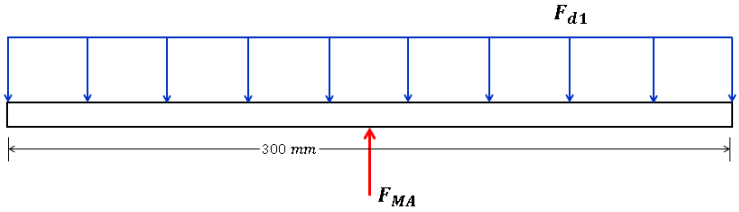


Figura 9. Diagrama de cuerpo libre de la placa inferior.

Se calcula la fuerza ubicada sobre el centro de la placa mediante la siguiente fórmula:

$$F_c = F_{d1}.\frac{b}{2} - - - Ecuación\ 5$$

$F_c = Fuerza\ ubicada\ sobre\ el\ centro\ de\ la\ placa$
$F_{d1} = Carga\ distribuida\ sobre\ la\ Placa$
$b = Base\ de\ la\ placa$

La carga distribuida se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$F_{d1} = \frac{W}{b} - - - Ecuación\ 6$$

Sustituyendo valores se obtiene.

$$F_{d1} = \frac{13.861N}{300mm} = 0.0462\frac{N}{mm}$$

Teniendo el resultado de la carga distribuida, se sustituye los valores en la ecuación 6 para obtener el valor de la fuerza ubicada sobre el centro de la placa, se calcula de la siguiente manera:

$$F_c = \left(0.0462\frac{N}{mm}\right)\left(\frac{300mm}{2}\right) = 6.930N$$

Ahora se procede a calcular la fuerza total ubicada sobre el centro de la placa, tomando en cuenta la fuerza máxima que ejerce el actuador lineal eléctrico seleccionado, en la figura 10 se muestra un diagrama de cuerpo libre de la posición de la fuerza total en el centroide de la placa.

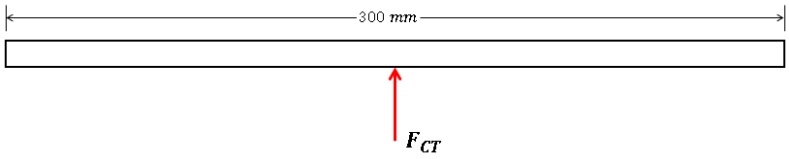


Figura 10. Posición de la fuerza total ubicada en el centroide de la placa.

Se calcula la fuerza total ubicada en el centroide de la placa mediante la siguiente fórmula:

$$F_{CT} = F_{MA} - F_C\ - - - Ecuación\ 7$$

Donde:
$F_{CT} = Fuerza\ Total\ Ubicada\ en\ el\ centroide\ de\ la\ Placa$
$F_{MA} = Fuerza\ Máxima\ del\ actuador\ lineal\ eléctrico$

Sustituyendo los valores en la ecuación 7.

$$F_{CT} = 1500\ N - 6.930\ N = 1493.069\ N$$

Con el valor obtenido de la fuerza total ubicada en el centroide de la placa, se procede con el análisis estático en la figura 11.

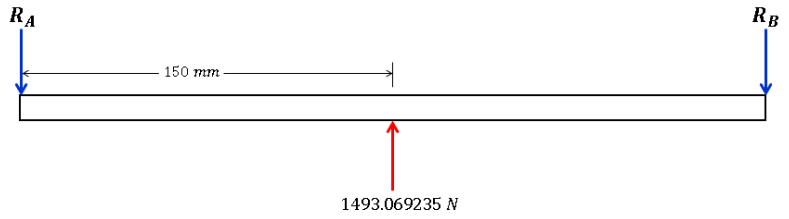


Figura 11. Diagrama de cuerpo libre para el análisis estático de la placa.

Para hallar la primera reacción, en este caso la reacción en el punto B, se realiza una suma de momentos en el punto A igualándolo a 0 de la siguiente manera:

$$\circlearrowleft \sum M_A = 0 - - - - - - - - Ecuación\ 8$$
$$1493.069N(0.15m) - R_B\,(0.3\ m) = 0$$

Despejando R_B se obtiene:

$$R_B = \frac{1493.069N(0.15\ m)}{0.3\ m} = 746.534\ N$$

Con el resultado obtenido de la reacción en R_B , lo que queda es calcular la reacción en R_A realizando una suma de fuerzas en Y igualándolo a 0 de la siguiente manera:

$$\uparrow \sum F_Y = 0 - - - - - - - - Ecuación\ 9$$
$$1493.069\ N - 746.534\ N - R_A\ = 0$$

Despejando R_A se obtiene:

$$R_A\ = 1493.069\ N - 746.534\ N = 746.534\ N$$

Para nuestra estructura, se sabe que las posibles fallas que se pueden presentar al momento de ser sometido a una fuerza o carga máxima, será en el centro de la placa, por esta razón, se debe de calcular las cargas internas, para después, analizar los esfuerzos producidos por las fuerzas aplicadas sobre la placa, en la figura 12, se muestra el diagrama de cuerpo libre para cargas internas.

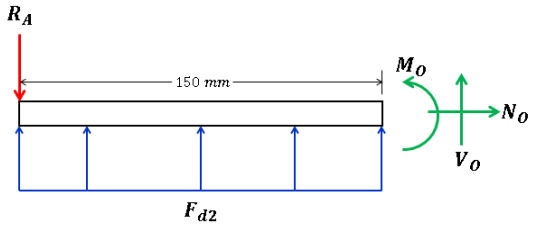


Figura 12. Diagrama de cuerpo libre para cargas internas.

La carga distribuida se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$F_{d2} = \frac{F_{CT}}{b} - - - - - - - - Ecuación\ 10$$

Sustituyendo los valores:

$$F_{d2} = \frac{1493.069\ N}{0.3\ m} = 4976.897\frac{N}{m}$$

$$\circlearrowleft \sum M_0 = 0 - - - - - - - - Ecuación\ 11$$

$$746.534\frac{N}{m}(0.15m) - 4976.897(0.15)(0.075)\frac{N}{m} + M_0 = 0$$

Despejando M_0 se obtiene :

$$M_0 = 56\frac{N}{m}$$

Para analizar los esfuerzos producidos por las fuerzas aplicadas sobre la placa se tiene la siguiente ecuación de esfuerzo a flexión producido en un punto.

$$\sigma_0 = \frac{M_0 . C}{I} \quad Ecuación\ 12$$

Donde:
$\sigma_0 = Esfuerzo\ a\ flexión\ producido\ en\ el\ punto\ 0\ de\ la\ placa$
$C = Distancia\ entre\ el\ eje\ nuetro\ y\ el\ eje\ exterior\ de\ la\ placa(1.5mm)$
$I = Momento\ de\ inercia\ en\ la\ sección\ Transversal\ en\ el\ punto\ 0$

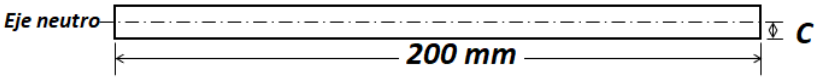


Figura 13. Diagrama del eje neutro de la placa.

Se calcula el momento de inercia con la fórmula siguiente:

$$I = \frac{1}{12}\, bh^3 - - - - - - Ecuación\ 13$$

Sustituyendo loas valores:

$$I = \frac{1}{12}(0.2m)(0.003)^3 = 4.5\ x10^{-10}\ m^4$$

Se sustituye los valores en la ecuación 12, se tiene que el esfuerzo a flexión producido en el punto O de la placa es la siguiente:

$$\sigma_0 = \frac{56\frac{N}{m}\quad (0.0015m)}{4.5\ x10^{-10}\ m^4} = 186666666.7\frac{N}{m^2} = 186.6\ MPa$$

Ahora se calcula el esfuerzo cortante producido en el punto O de la placa con la siguiente Ecuación:

$$\tau_0 = \frac{F_{CT} . Q}{I . b} - - - - - - - - Ecuación\ 14$$

Donde:
$\tau_0 = Esfuerzo\ cortante\ producido\ en\ el\ punto\ 0\ de\ la\ placa.$

$$Q = A_t . \bar{y} - - - - - - - - - - Ecuación\ 15$$

Donde:
$A_t = Área\ Transversal\ en\ el\ puntom\ 0\ de\ la\ placa$
$\bar{y} = Distancia\ entre\ centroide\ de\ la\ placa\ y\ el\ punto\ 0$

Calculando el área transversal en el punto O de la placa se tiene lo siguiente:

$$A_t = (0.2m)(0.003m) = 6\ x10^{-4}\ m^2$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 15, se tiene que:

$$Q = (6\ x10^{-4}\ m^2)(0.0015m) = \quad 9\ x10^{-4}\ m^3$$

Se calcula el esfuerzo cortante producido en el punto O de la placa sustituyendo los valores en la ecuación 14, teniendo como resultado:

$$\tau_0 = \frac{(1493.069N)(9\ x10^{-4}\ m^3)}{(\ 4.5\ x10^{-10}\ m^4)(0.2m)} = 14930692.35\frac{N}{m^2} = 14.93\ MPa$$

Teniendo los esfuerzos a flexión y cortante producido en punto 0, se procede a calcular el esfuerzo cortante máximo que se puede producir en ese punto, de esta manera se podrá calcular el factor de seguridad de la placa.

Para calcular el esfuerzo cortante máximo se aplica la siguiente fórmula:

$$\tau_{0máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_0}{2}\right)^2 + (\tau_0)^2} \quad ---------- Ecuación\ 16$$

$\tau_{0máx} = Esfuerzo\ cortante\ Máximo\ en\ el\ punto\ 0.$

Sustituyendo los valores, se tiene que el esfuerzo cortante máximo en el punto 0, es la siguiente:

$$\tau_{0máx} = \sqrt{\left(\frac{186.6MPa}{2}\right)^2 + (14.93MPa)^2} \ = \quad 94.487\ MPa$$

Por último, se calcula el factor de seguridad una vez calculado el valor del esfuerzo cortante máximo en el punto O con la fórmula siguiente:

$$N = \frac{0.5S_y}{\tau_{0máx}} ----- Ecuación\ 17$$

Donde:
$N = factor\ de\ seguridad$
$S_y = esfuerzo\ de\ fluencia\ cortante\ del\ material$

El valor del esfuerzo de fluencia cortante se obtiene de las propiedades del material.

$$S_y = 21\ ksi = 145\ MPa$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 17, se tiene un factor de seguridad de:

$$N = \frac{(0.5)(145MPa)}{94.487MPa} = 0.7673$$

Este resultado nos indica que, para la base de la estructura, es conveniente usar la placa de 3 mm, puesto que no podrá llegar a sufrir fallas al ser sometido a una fuerza o carga máxima de acuerdo a las probetas y los materiales no metálicos que se utilicen en este prototipo.

Tomando en cuenta las consideraciones mencionadas en los puntos anteriores, así como, la longitud total que tiene cada uno de los tres tipos de probetas seleccionadas según la norma ASTM D638-14, la altura de las mordazas, la longitud total del actuador lineal eléctrico con pistón extendido. Se prosiguió a diseñar la estructura en SolidWorks, de manera que la base de la estructura tenga un espesor de 3 cm, para las columnas, que es lo que le dará forma a la estructura, se pretende usar 4 tubos con las siguientes características; (cédula 30, diámetro nominal de 3/4 de pulgada, calibre 14), de manera que las longitudes totales de los tubos serán de 90 cm y, por último, dos placas de 3 mm de espesor que servirán de agarre y/o soporte del actuador. Aplicando como material acero estructural ASTM A-36.

3. Desarrollo.

El objetivo principal de la simulación de análisis estático de la estructura es más que nada, saber y asegurar si el diseño realizado es apto para soportar ciertas cargas, de igual manera, ver si no llega a fallar al momento de ser sometido a una fuerza o carga máxima, por esta razón se realizó el siguiente análisis con la ayuda de uno de los complementos que trae SolidWorks, en este caso, *SolidWorks Simulation.*

Para realizar la simulación de análisis estático de la estructura, se toman en cuenta algunos parámetros, como primer parámetro, se define las sujeciones que debe de llevar el modelo, en este caso, las cuatro caras inferiores de las patas de la base de la estructura, que serán los puntos de apoyo donde harán contacto con la superficie, en la figura 15, se muestra las sujeciones definidas de la estructura.

Como segundo parámetro, se define las cargas externas a las que será sometido la estructura, cabe mencionar que, al momento de realizar ensayos de tensión, se presentarán dos cargas en diferentes direcciones, es decir, una de tensión, y otra de compresión.

Se define la primera carga, que será una fuerza a tensión, esto será en la cara superior de la base de la estructura, puesto que ahí irá ensamblado y/o soldado la mordaza fija, cabe mencionar que la mordaza fija irá ensamblado justo en medio de la placa, de tal forma que en ese punto será donde habrá mayor esfuerzo al momento de realizar los ensayos, de esta manera, se aplicaría el esfuerzo máximo de 2500 N, que es la fuerza máxima que puede ejercer el actuador, no obstante, al seleccionar la cara superior de la base de la estructura, se aplicaría esa fuerza en toda esa cara, por lo que se decidió definir una carga de 1300 N, lo que en la simulación lo toma como una carga distribuida en toda la cara, en la figura 16, se muestra la fuerza aplicada en la cara superior de la base de la estructura.

La segunda carga se define en sentido opuesto en las placas superiores que servirán de soporte al actuador que será de compresión con un valor de 100 N esto es por la manera en que se comporta las fuerzas al momento de realizar los ensayos a tensión figura 17.

Como tercer y último parámetro, se define el mallado del modelo, para este análisis se realizó un mallado fino para obtener resultados más concretos de la simulación, en la figura 18, se muestra el mallado de la estructura.

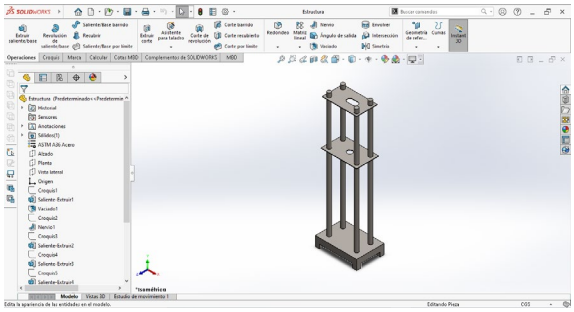


Figura 14. Diseño de la estructura.

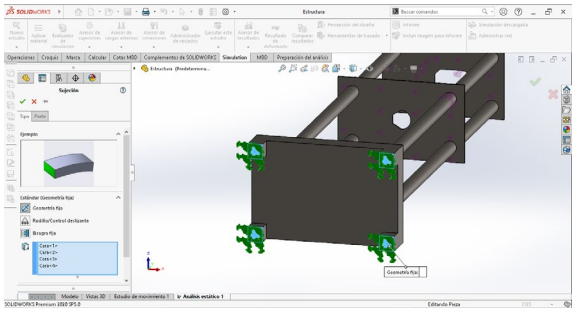


Figura 15. Simulación de los puntos de apoyo de la estructura.

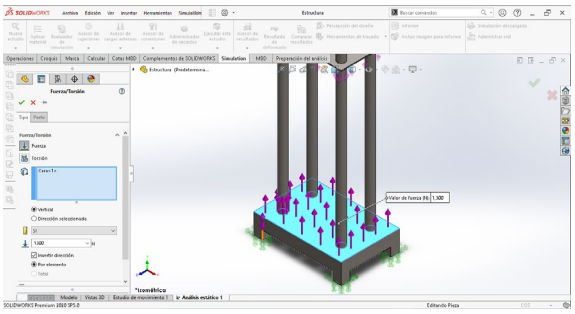


Figura 16. Fuerza aplicada en la cara superior.

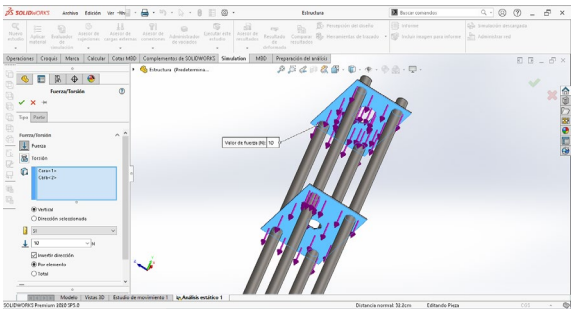


Figura 17. Fuerza aplicada en la cara inferiores.

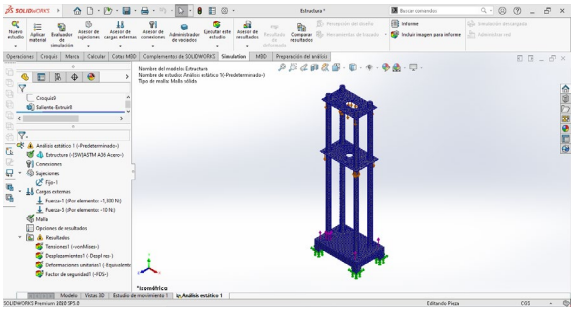


Figura 18. Mallado de la estructura.

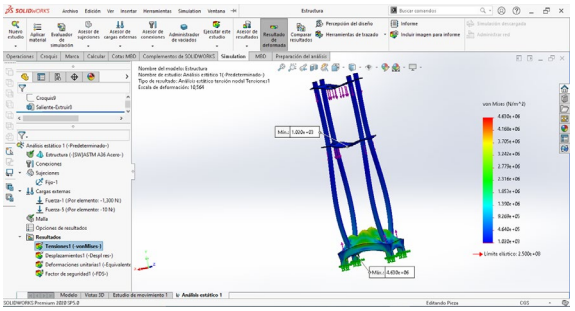


Figura 19. Simulación de tensiones de Von Misses.

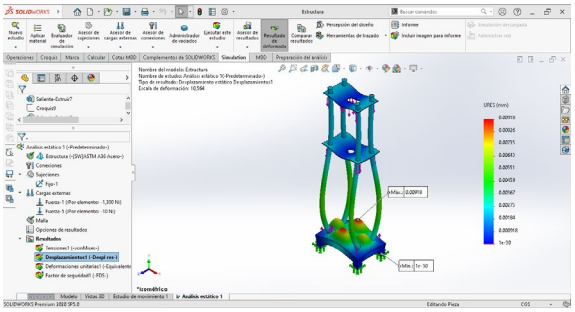


Figura 20. Simulación de desplazamientos.

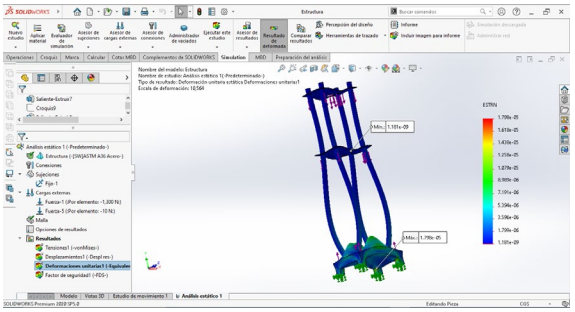


Figura 21. Simulación deformaciones unitarias.

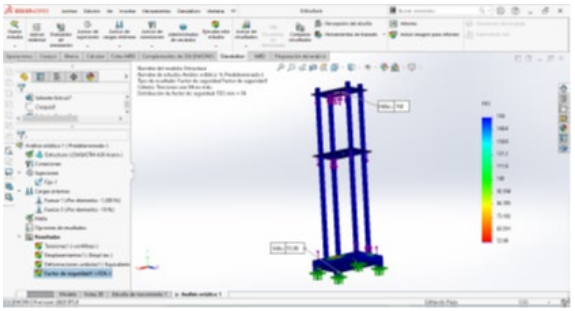


Figura 22. Simulación del factor de seguridad.

Luego de haber definido los parámetros para el análisis estático de la estructura, se procede a ejecutar la simulación, normalmente, SolidWorks Simulation nos define tres resultados que considera importantes que son; tensiones, desplazamientos y deformaciones unitarias, no obstante, para este análisis, nos interesa un dato muy importante, el

factor de seguridad, entonces, en el apartado de resultados, se tuvo que definir el trazado de factor de seguridad, ya con estos cuatro datos, consideramos suficiente para saber y asegurar si el diseño es apto para soportar las cargas definidas.

Conclusiones.

Como primer resultado de la simulación, se realizó el análisis de tensiones, en este caso, la de Von Misses, en la figura 19, se muestran los valores máximo y mínimo de las tensiones en Nm^2/Pa, teniendo un máximo de 4.63 MPa y un mínimo de 1.02 KPa, de tal manera que, el límite elástico para un acero estructural ASTM A-36 es igual a 250 MPa, esto quiere decir que, con estas cargas aplicadas, el material no llega a su límite elástico, por lo que la estructura es ideal para soportar elevadas cargas.

Luego, se analizaron los desplazamientos resultantes, como segundo resultado de la simulación, en la figura 20, se muestran los valores máximo y mínimo de los desplazamientos resultantes en mm, teniendo un máximo desplazamiento de 0.00948 mm y un mínimo de 1×10^{-30}, esto quiere decir, que el desplazamiento que puede llegar a tener la estructura al ser sometido a una carga máxima, no se podrá visualizar a simple vista, por lo que el diseño es adecuado y apto para soportar las cargas definidas, puesto que no tendrán grandes desplazamientos.

Después, se analizaron las deformaciones unitarias equivalentes, como tercer resultado de la simulación, de igual manera, en la figura 21, se muestran los valores máximo y mínimo de las deformaciones unitarias, teniendo un máximo de 1.798×10^{-5} y un mínimo de 1.181×10^{-9}, en base a estos resultados, la estructura no llegará a sufrir altas deformaciones, de tal manera que, se puede visualizar que son mínimas las partes donde se presentan altas deformaciones, representados en color rojo y mayor parte de la estructura no presentan casi nada de deformación, representados en color azul, de esta manera se tiene en claro que este diseño no presentará grandes fallas al ser sometido a cargas elevadas.

Por último y no menos importante, se realizó el análisis de factor de seguridad, en este caso nos basamos en el criterio de Von Misses, sabiendo que para asegurar un elemento o material, en este caso, el de la estructura, se necesita un factor de seguridad superior a la unidad, en la figura 22, se muestra los valores máximo y mínimo del factor de seguridad, teniendo un mínimo de 53.99 y limitando con un máximo de 150, esto quiere decir que el diseño de la estructura está más que seguro y apto para soportar cargas elevadas al momento de realizar ensayos de tensión, de esta manera, se concluye exitosamente la fase de diseño para continuar con la fase de construcción de la estructura del prototipo.

Referencias bibliográficas.

Álvarez, J. S. (2021). Diseño y Construcción del Sistema Mecánico de una Máquina de Tracción para Materiales Blandos. Recuperado en Marzo de 2022, de Archivo PDF: https://repository.usta.edu.co/bitstream/handle/11634/42775/2021sebastiangalingo.johanmontoya.pdf?sequence=1&isAllowed=y.

ASTM International 2015. Norma ASTM D638-14 “Standard Test Method for Tensile Properties of Plastics”.

Beer, F. P. (2010). Mecánica de Materiales (Quinta ed.). México: McGraw-Hill Educación. Recuperado en Mayo de 2022

Budynas, R. G. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México: McGraw-Hill Educación. Recuperado en Abril de 2022

Carpio, G. I. (2019). Análisis de tracción de probetas impresas en 3d mediante deposición de hilo fundido de PLA, ABS Y PLA/MLO. Recuperado en Mayo de 2022, de Archivo PDF: https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/17123/1/UPS-CT008182.pdf.

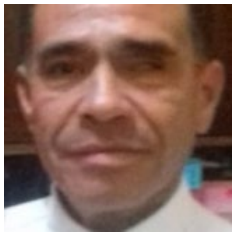
Gómez, R. D. (2019). actualización de una máquina para ensayos de tracción y compresión a polímeros producidos por la empresa gert *S.A.* Recuperado en Febrero de 2022, de Archivo PDF: https://red.uao.edu.co/bitstream/handle/10614/11256/T08658.pdf?sequence=5&isAllowed=y.

Serrato, K. S. (2021). Diseño de una máquina para el ensayo de tensión en fibras de materiales no metálicos. Recuperado en Marzo de 2022, de Archivo PDF: https://repository.udistrital.edu.co/bitstream/handle/11349/27751/DuarteCantorKevinSebastian2021.pdf?sequence=1&isAllowed=y.

Información de los autores.

Hernán Valencia Sánchez. Licenciatura en Ingeniería Mecánica y con un Posgrado en Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecatrónica Egresado del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, Reconocimiento al perfil deseable Jefe de Proyectos de Investigación del Departamento de Metal-Mecánica, Docente del Departamento de Metal-Mecánica del TecNM/Instituto tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.

Roberto Carlos García Gómez. 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 TecNM/Instituto tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.



Fernando Alfonso May Arrioja. Licenciado en Ingeniería Mecánica por el Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, Maestro en Energías Renovables por la Universidad Politécnica de Chiapas y Doctorado en Ingeniería Aplicada en el Colegio de Formación Educativa Tenam. Profesor de Carrera Enseñanza Superior en el Departamento de Metal-Mecánica del TecNM/Instituto

Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez. Perfil Deseable desde 2016.

Julio César Llaven Gordillo. Licenciatura en Ingeniería Mecánica, Maestría en Ciencias de la Educación. Egresado del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez. Docente del Departamento de Metal-Mecánica del Instituto tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.

José Manuel Rasgado Bezares, Licenciatura en Ingeniería Mecánica. Egresado del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, Docente del Departamento de Metal-Mecánica del TecNM/Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.