

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y VALIDACIÓN DEL PROTOTIPO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA DE MATERIALES

DESIGN, CONSTRUCTION AND VALIDATION OF A MACHINE PROTOTYPE FOR TESTING STRENGTH OF MATERIALS

Demóstenes J. Durango^{1*}, Edinson J. Herrera², Nicolás E. Otero²

Recibido para publicación: 16 agosto 2015 - Aceptado para publicación: 21 de noviembre 2015

RESUMEN

Este trabajo presenta el diseño, construcción y validación del prototipo de una máquina universal de ensayos. Estudiando las diferentes alternativas para el tipo de accionamiento y de estructura que presentan las máquinas universales de ensayos. Se realizó un diseño del prototipo teniendo en cuenta la información encontrada en artículos académicos, catálogos comerciales, libros y, las designaciones de las normas ASTM para la realización de ensayos de tensión, compresión y flexión a tres puntos. También se presenta la selección y diseño de los elementos que conforman la estructura de la máquina, teniendo en cuenta la capacidad de esta, como barras, vigas, placas, y mordazas para el ensayo de tensión, de igual manera se seleccionaron los elementos que conforman el sistema de accionamiento. Se aplicaron los procesos de manufactura requeridos para la construcción y ensamble de las partes. Por último se realizó la validación del equipo mediante la comparación de datos obtenidos entre una máquina universal de ensayos calibrada y la construida. El prototipo construido cuenta con una estructura doble espacio y accionamiento hidráulico, con capacidad de 100 kN, permite realizar ensayos de tensión, compresión y flexión a tres puntos. Se encontró que el porcentaje de error relativo entre los resultados del prototipo y la máquina universal fue menor al 2 % y mediante la prueba estadística t-student, se verificó que no existen diferencias estadísticamente significativas entre las dos máquinas.

Palabras clave: Diseño, construcción, validación, ensayos, máquina.

ABSTRACT

This paper presents the design, building, and validation of a universal testing machine prototype. The different alternatives for the driving mechanism and the universal testing machines structure presented were all studied. It was conducted prototype design, taking into account the information available in academic papers, commercial catalogs, books and ASTM standards for tension, compression and three points bending tests. Also, it is presented the selection and elements' design of the machine's structure

^{1*} Ingeniero Mecánico, Magister en Ciencias Físicas, Docente de planta, Universidad de Córdoba, Montería, Colombia. Grupo de investigación Ingeniería Ciencia y Tecnología, Programa de Ingeniería Mecánica, Universidad de Córdoba Carrera. 6ª No. 76 – 103 Montería – Córdoba. Tel 314 507 7922. durangoalvarez@gmail.com.

² Formación universitaria pregrado, Estudiante del programa de Ingeniería Mecánica, Universidad de Córdoba, Montería, Colombia.

considering its capacity, using bars, beam, plates and grips for tensile testing. In addition, the driving mechanism elements were selected. The manufacturing processes required for building and assembly processes were applied. Finally, the equipment validation was carried out by means of comparing the data obtained on a calibrated universal testing machine with those of the prototype. The prototype has a double space structure and hydraulic driving mechanism with a capacity of 100 kN, allowing the testing of materials on tension, compression and three points bending. It was found that the relative percentage error between the prototype and the universal machine was less than 2 %, and according to the t-student test, there were no statistically significant differences between both machines.

Key words: design, building, validation testing, machine

1. INTRODUCCIÓN

El estudio de los materiales es un tema que con el pasar de los tiempos ha venido cobrando fuerzas, debido a las exigencias de demanda actual, las cuales han permitido alcanzar los avances tecnológicos que hoy en día se encuentran en la sociedad, requiriendo la construcción de estas nuevas tecnologías que a su vez requieren de materiales que puedan cumplir con las condiciones de uso de éstas.

Las propiedades mecánicas de los materiales, se pueden conocer mediante la realización de ensayos mecánicos-destructivos, como los de tensión, compresión y flexión, dichos ensayos son objeto de estudio en el programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba en las asignaturas de Resistencia de Materiales I y II.

En la actualidad el programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba, no cuenta con equipos propios para desarrollar los ensayos correspondientes al área de Resistencia de Materiales, por lo tanto, se vienen desarrollando estos los laboratorios mediante convenios con otras instituciones y no dentro de la Universidad de Córdoba, es decir no se tiene autonomía para decidir cuándo realizar los ensayos a medida que se vaya avanzando en los cursos de resistencia de materiales.

Por lo anterior se da paso al “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y VALIDACIÓN DEL PROTOTIPO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA DE MATERIALES” que permita a los estudiantes realizar los respectivos ensayos a materiales.

El uso correcto de los materiales para la construcción de elementos se usa en la vida diaria,

se debe al conocimiento de las propiedades que se tienen de estos. La caracterización mecánica se describe como un procedimiento mediante el que se puede determinar las propiedades mecánicas de un material. El equipo utilizado para determinar algunas propiedades mecánicas se conoce como máquina universal de ensayos, esta es una prensa con la que es posible someter materiales a diferentes cargas, por ejemplo, de tensión o compresión. La primera máquina universal de ensayos fue construida por Tinius Olsen, un inventor apasionado por encontrar nuevos métodos para comprobar los límites de los materiales.

Con respecto a los dispositivos para realizar ensayos de tensión, compresión y flexión a tres puntos, a nivel nacional se encuentra:

- Diseño, construcción y funcionamiento un dispositivo que permitiera realizar ensayos de tensión uniaxial a temperaturas moderadas, el cual se adapta a una máquina universal de ensayos mecánicos. (Juan Lessmann y Luis puentes, 2007)
- Construcción y prueba de una máquina universal de ensayos con capacidad de 30 toneladas. Seleccionando un circuito hidráulico para el accionamiento de la máquina, además de llevar a cabo el diseño de cada uno de los elementos de la estructura y realización de la construcción y ensamble del equipo. (Rene Alexander Mazzini Lindao y Rubén Darío Flórez Marín 2011)
- Realización y diseño mecánico de una máquina universal para ensayos de polímeros, con accionamiento mecánico y estructura monoespacio. Construcción de los elementos necesarios para la creación de la máquina. (Paula Andrea Gallego Botero y Rolando Ferney Claros Claros, 2007)

- Diseño el marco de una prensa para pruebas estáticas y dinámicas de dispositivos ortopédicos. Los parámetros funcionales de la máquina se obtuvieron de la información encontrada en artículos académicos, designaciones de la ASTM, catálogos comerciales y patentes. Se realizó una evaluación de alternativas para la unidad mecánica actuadora. Así mismo, se estudiaron diferentes propuestas para la construcción de las partes. (José Daniel Ballén Briceño 2008).

Teniendo en cuenta que no se tienen antecedentes del diseño, construcción y validación de una máquina para ensayos de tensión, compresión y flexión a tres puntos en la Universidad de Córdoba, se planteó como propósito, diseñar, aplicar y validar:

- Seleccionar los elementos mecánicos necesarios que conlleven a la construcción del prototipo de la máquina, de acuerdo a modelos planteados en la literatura.
- Aplicación los procesos de manufactura adecuados para la construcción del prototipo de la máquina para ensayos de Resistencia de Materiales.
- Validación el prototipo mediante la comparación de los datos obtenidos con este y los obtenidos en una máquina normalizada, que permitan encontrar los posibles factores de corrección que pueden existir.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

Para el diseño de una máquina universal de ensayos se deben tener en cuenta los tipos de estructura que estas usan y el tipo de accionamiento. Para el tipo de estructura que se encuentran monoespacio y doble espacio, por otro lado para el accionamiento se tienen mecánicos por medio de tornillos de potencia e hidráulicos por medio de un actuador (Gallego Botero & Claros Claros, 2007). Para este trabajo se usa una estructura doble espacio y accionamiento hidráulico, y se realiza un diseño preliminar del prototipo el cual se observa en la figura 1.

A partir de los materiales a ensayar a tensión uniaxial, tomando como punto de partida un material con resistencia de $\sigma = 700$ MPa y las dimensiones de una probeta estándar según NORMA ASTM E8 de 2008, se determinó la carga máxima que se puede medir en el prototipo de

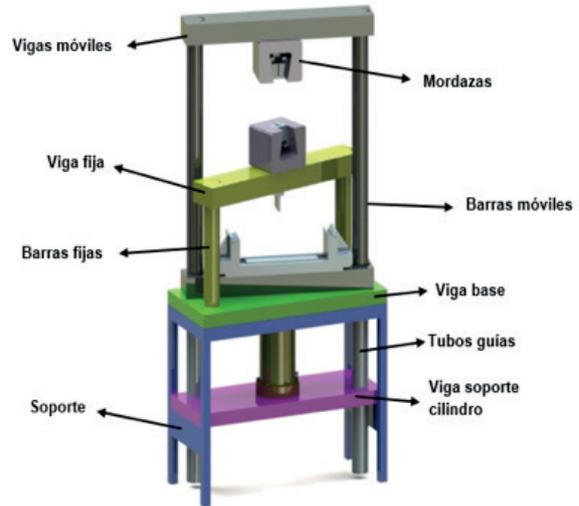


Figura 1. Diseño preliminar de la estructura del prototipo.
(Fuente : Elaboración propia, 2015.)

acuerdo a la ecuación 1 (Beer, Russell, DeWolf, & Mazurek, 2012).

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Donde σ es el esfuerzo de 700 MPa, A es el área de la sección transversal de la probeta estándar y F es la carga máxima del equipo.

2.1. Diseño y selección de los elementos de la estructura del prototipo

Teniendo en cuenta la capacidad del prototipo y que el material utilizado para el diseño de la estructura fue un acero ASTM A36, debido a que es el más utilizado para la construcción de estructuras metálicas y que posee buenas propiedades mecánicas.

Se hizo un análisis de resistencia de materiales que permitió calcular las dimensiones de cada uno de los elementos que conforman la estructura del prototipo.

También se tuvo en cuenta un concepto importante para el diseño y construcción de estructuras metálicas, este es el factor de seguridad (F_s), el cual se fue determinando mediante la ecuación 2, para cada uno de los elementos a diseñar.

$$F_s = \frac{F_{\max}}{F_{\text{adm}}} \quad (2)$$

2.1.1. Diseño de las vigas

A partir de las dimensiones del accesorio para realizar ensayos de flexión a tres puntos, establecidas en la norma ASTM D143 de 2008, se definió una sección transversal hueca de 120 mm de ancho, 152.4 mm de alto, un espesor, y una longitud de 770 mm para la viga.

Se calculó el espesor y la deflexión en la viga, mediante la ecuación 3 y 4 respectivamente (Beer, Russell, DeWolf, & Mazurek, 2012):

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (3)$$

Donde, M es el momento máximo en la viga, σ es el esfuerzo de fluencia del material e I es el momento de inercia de la sección transversal de la viga.

$$y = \frac{PL^3}{48EI} \quad (4)$$

Donde P es la carga aplicada, L es la longitud de la viga, E es el módulo elástico, e I es el momento de inercia de la sección transversal de la viga.

2.1.2. Diseño de las barras

De acuerdo a la longitud de la probeta estándar mostrada en la figura 7, se estableció que las barras fijas y móviles, deben tener una longitud de 600 mm y 950 mm respectivamente.

Barras fijas

Estas siempre estarán trabajando a tensión, por lo tanto, se determinó el diámetro y la deformación de las barras mediante las ecuaciones 5 y 6 (Beer, Russell, DeWolf, & Mazurek, 2012):

$$\sigma_F = \frac{F}{A} \quad (5)$$

Donde F es la fuerza aplicada sobre el elemento, σ_F es el esfuerzo de fluencia del material, y A es el área de la sección transversal de la barra.

$$\rho = \frac{P * L}{A * E} \quad (6)$$

Donde L es la longitud de las barras fijas, P es la carga aplicada, A es el área de la sección transversal del elemento y E es el módulo elástico del material.

Barras móviles

Las barras móviles, sea cual sea el tipo de ensayo que se esté realizando siempre van a estar sometidas a compresión, por lo tanto, se analizaron como columnas. Se determinó si eran columnas cortas o largas, comparando los valores de razón de esbeltez y relación de transición, calculados con las ecuaciones 7 y 8 (Mott, 2006) respectivamente, para un diámetro de 50,8 mm.

$$SR = \frac{L_e}{r_g} \quad (7)$$

Donde L_e es la longitud equivalente de la columna dependiendo del tipo de apoyo y r_g es el radio de giro.

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (8)$$

Donde E es el módulo de elasticidad y S_y es el esfuerzo de fluencia del material.

Dado que $SR < Cc$ se dice que la columna es corta, por lo tanto se verificó que la carga crítica para la columna no sobrepasó la carga máxima del prototipo, mediante la ecuación 9 (Mott, 2006), para un diámetro de 50,8 mm.

$$P_{cr} = AS_y \left\{ 1 - \left[\frac{S_y \left(\frac{L_e}{r_g} \right)^2}{4\pi^2 E} \right] \right\}$$

2.1.3. Diseño de las mordazas de sujeción para el ensayo de tensión

Para el diseño de las mordazas se seleccionó una geometría simple, y se determinó el espesor e de las mordazas, a través un análisis por carga axial excéntrica en un plano de simetría como se observa en la figura 2.

2.2. Cálculo y selección del sistema hidráulico

Para el tipo de accionamiento del equipo, se seleccionó sistema hidráulico conformado por: cilindro hidráulico, bomba, motor eléctrico, reservorio, válvulas, y demás accesorios del sistema, de acuerdo a los siguientes parámetros:

- El sistema hidráulico debe permitir aplicar la carga máxima de trabajo de la máquina (100 kN).

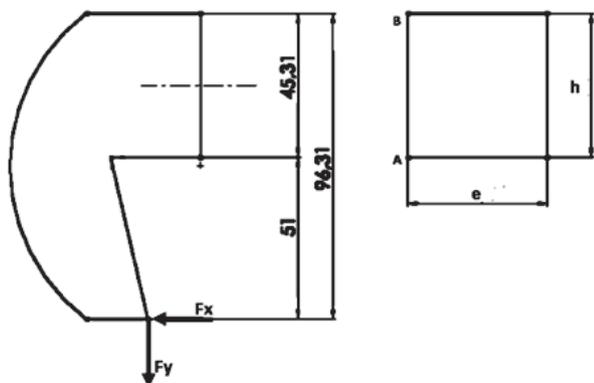


Figura 2. Análisis por carga axial excéntrica en un plano de simetría.
Tomada de: Mecánica De Materiales Ferdinand P. Beer, 5a Edición.

- b. La carrera del cilindro debe ser 250 mm, ya que es la distancia que permite realizar con libertad los 3 ensayos y sus respectivos montajes.
- c. La velocidad máxima del cilindro para los ensayos será de 5 mm/min.
- d. La presión máxima de trabajo de la bomba será de 100 bares (10 MPa).

Cálculo y selección del cilindro

Se determinó el diámetro del pistón del cilindro mediante la ecuación 10 (Exner, y otros, 1991).

$$P = \frac{F}{A} \quad (10)$$

Donde P es la presión del sistema, F es la capacidad del prototipo y $A = (\pi(D_p)^2)/4$ es el área de sección transversal del pistón del cilindro.

Teniendo en cuenta este valor se seleccionó el cilindro del catálogo de cilindros hidráulicos FERJOVI; para el avance y retroceso de este se seleccionó una válvula direccional 4/3 vías con accionamiento manual del catálogo de válvulas hidráulicas FESTO.

2.3. Cálculo y selección de la bomba

Se seleccionó la bomba del catálogo de bombas ROQUET, teniendo en cuenta la presión máxima de trabajo del sistema y el caudal necesario para obtener la velocidad máxima requerida para la realización de los ensayos de tensión, compresión y flexión a tres puntos. El caudal se determinó mediante la ecuación 11 (Exner, y otros, 1991):

$$Q = A * v \quad (11)$$

Donde A es el área transversal del pistón ($A = (\pi D_p^2)/4$) y v es la velocidad máxima para los ensayos.

Teniendo en cuenta que en el comercio se encontró una bomba con un caudal superior al requerido, se usó una válvula reguladora de caudal, seleccionada del catálogo de válvulas hidráulicas ROEMHELT.

Para brindar seguridad al sistema hidráulico se instaló una válvula limitadora de presión seleccionada del catálogo ROEMHELT.

Por ultimo teniendo en cuenta los datos técnicos de la bomba seleccionada se determinó la capacidad del motor eléctrico para el accionamiento del sistema.

2.4. Construcción y puesta en marcha del prototipo

Luego de haber definido el diseño, se llevó a cabo la construcción de cada uno de los elementos que componen la máquina prototipo, se hizo inicialmente la compra de los materiales, después se realizaron todos los procesos de manufactura requeridos para obtener las dimensiones de las piezas definidas en planos (Kalpakjian & Schmid, 2002). Para la parte hidráulica se hizo la adquisición de todos los accesorios necesarios para luego hacer el respectivo montaje de todo el sistema.

2.5. Validación del prototipo

Se validó el prototipo comparando los resultados de esfuerzo último de los ensayos de tensión, compresión y flexión a tres puntos en la máquina construida con aquellos obtenidos en la máquina universal de ensayos del laboratorio de Resistencia de Materiales de la Facultad de Ingeniería en la Universidad de Antioquia.

En ambas máquinas se realizaron los ensayos de tensión, compresión y flexión a tres puntos con probetas estandarizadas. Para el caso de tensión y compresión se usaron tres probetas gemelas de aluminio, mientras que para el ensayo de flexión a tres puntos se utilizaron tres probetas gemelas de madera.

Se determinó el porcentaje de error existente entre los dos equipos, se realizó un análisis

estadístico para muestras pequeñas t-student (Walpole, Myers, & Myers, 1999), y se verifico que los datos obtenidos en la máquina construida son confiables.

3. RESULTADOS Y DISCUSIONES

3.1. Diseño y selección de los elementos mecánicos del prototipo

3.1.1. Cálculo de la capacidad de la máquina

Se tiene:

$$F = \left(700 * 10^6 \frac{N}{m^2} \right) * (\pi * (6,25 * 10^{-3})^2 m^2)$$

$$F=86 \text{ KN}$$

Entonces teniendo en cuenta el valor máximo de F, se diseña la máquina para una capacidad máxima de 100 KN.

3.1.2. Cálculo del espesor de las vigas

Se procede a realizar el cálculo del espesor, despejando I de la ecuación 3:

$$I=1/12 bh^3-1/12 (b-2e) (h-2e)^3$$

Entonces:

$$1/12 bh^3-1/12 (b-2e) (h-2e)^3 = Mc/\sigma$$

Despejando el espesor y reemplazando los valores nos queda que:

$$e = 3.16 \text{ mm}$$

Se procede a determinar la deflexión en la viga, mediante la ecuación 4:

$$y = 0.644 \text{ mm}$$

Esta deflexión es muy grande, por lo tanto se hace lo mínima posible, de 0.1 mm, y con este valor se calcula la carga para que se de dicha deformación despejando la carga P de la ecuación 4.

$$P = 12.4 \text{ KN}$$

Mediante la ecuación 2, se determina el factor de seguridad (F_s), para poder hallar la carga que nos garantice un espesor en la sección transversal de la viga y que la deflexión sea mínima.

$$F^s \approx 8$$

Entonces:

$$P=800 \text{ KN}$$

Se determina el nuevo espesor para la sección transversal de la viga y se obtiene un valor de:

$$e \approx 25.4 \text{ mm}$$

3.1.3. Diseño de las barras

Barras fijas

Se determina el diámetro de las barras fijas despejando D, de la ecuación 5:

$$D = 15,96 \text{ mm}$$

Se halla la deformación que van a tener, de acuerdo a la ecuación 6, entonces:

$$\rho = 0,75 \text{ mm}$$

Se desea que la deformación en las barras sea lo menor posible, por lo tanto se hace que esta tienda a 0,1 mm, luego de la ecuación 5, se despeja la carga admisible para que la deformación sea la deseada, y luego proceder a realizar el cálculo respectivo para la determinación de un factor de seguridad.

$$P = 6,67 \text{ KN}$$

Para este caso la carga máxima es de 50 KN y la carga admisible es la obtenida anteriormente.

$$F^s = 7,5$$

El diámetro final de las barras fijas es:

$$D = 43,7 \text{ mm}$$

Comercialmente se encuentran diámetros de 50,8 mm.

Barras móviles

Se calcula la razón de esbeltez (SR) con la ecuación 7:

$$SR = 37.4$$

Ahora se calcula la relación de esbeltez de transición (Cc) aplicando la ecuación 8:

$$C_c = 125.7$$

Luego:

$$SR = 37.4 < C_c = 125.7$$

Como la columna es corta, se determina la carga crítica mediante la ecuación 9.

$$P_{cr} = 485 \text{ KN} > 100 \text{ KN}$$

3.1.4. Diseño de las mordazas de sujeción para el ensayo de tensión

Se realiza el análisis por carga axial excéntrica y se tiene que:

$$\sigma_A = P/A + Mc/I > \sigma_B = P/A - Mc/I$$

Donde:

Las mordazas se harán en material AISI 1045, por lo tanto: $\sigma_A \leq 310 \text{ MPa}$

El área de la sección transversal es: $A = 45.31 \cdot e \text{ mm}^2$

La carga P que produce momento flector es: $F_x = 71.92 \text{ KN}$

El momento máximo será: $M = F_x \cdot d = 5300.5 \text{ KN} \cdot \text{mm}$

El momento de inercia: $I = 1/12 e \cdot (47.80)^3 \text{ mm}^4$

Entonces:

$$e = 50.08 \text{ mm}$$

Comercialmente se encuentran espesores de 50,8 mm.

3.1.5. Cálculo y selección del sistema hidráulico

3.1.5. Cálculo y selección del cilindro hidráulico

Se determina el diámetro correspondiente al pistón del cilindro de acuerdo a la ecuación 10.

$$D_p = 113 \text{ mm}$$

De acuerdo al catálogo de cilindros hidráulicos FERJOVI, se selecciona un cilindro con flanche delantero el cual corresponde a la designación MF3 del catálogo y que tenga un diámetro de pistón igual a 125 mm.

3.1.5.2. Cálculo y selección de la bomba

Para realizar la selección de la bomba, se determina el caudal mediante la ecuación 11:

$$Q = 0,061359 \text{ Lt} \cdot \text{min}^{-1}$$

Con este valor se verifica en el catálogo de bombas hidráulicas ROQUET, cual es la ideal, y se selecciona una bomba de 1,5 Lt/min-1 y una cilindrada de 1 cm³

Como la bomba suministra un caudal mayor al requerido para el prototipo en cuestión, por lo tanto se usa una válvula reguladora de caudal. Para la protección del sistema se usa una válvula limitadora de presión. Por último se determina la capacidad del motor teniendo en cuenta el diagrama de caudales y potencias del catálogo de bombas ROQUET. Se obtiene un motor con potencia de 745,7 Watts.

3.2. Construcción y puesta en marcha del prototipo

3.2.1. Construcción de las vigas

Inicialmente se llevó a cabo la adquisición del material según las dimensiones establecidas en plano. Paso siguiente se realizó un estaje a las placas verticales haciendo uso del equipo de oxicorte, mientras que a las placas horizontales se les realizó las perforaciones de 50,8 mm donde se fijarán las barras y finalmente se realiza un proceso de soldadura MIG (Metal Inert Gas) para obtener la viga en forma de cajón.

3.2.2. Construcción de las barras

Para la construcción de las barras fijas y móviles, se dio paso inicialmente a la adquisición de 4 barras con diámetro de 50,8 mm, dos con una longitud de 600 mm y las dos restantes con una longitud de 950 mm, luego se llevó a cabo la perforación de cada una de las barras en sus extremos con un diámetro de 16,6 mm y una profundidad de 60 mm. Finalmente se realizó el proceso de machuelado en los extremos de las barras para obtener una rosca 19,05 mm con el fin de fijarlas por medio de tornillos a las vigas tipo cajón.

3.2.3. Construcción de la mesa

Se compró primero los perfiles en U de 101,6 mm x 25,4 mm para construir la estructura de la mesa y una lámina de 25,4 mm de espesor para construir la placa soporte de la mesa. Y se aplicó el proceso de soldadura MIG para la unión de las

partes anteriores.

Posteriormente se hizo perforaciones de 12.7 mm a la placa soporte, además un orificio con el diámetro exterior del cilindro hidráulico a través del proceso de oxicorte, con el fin de fijarlo.

3.2.4. Montaje del circuito hidráulico

Inicialmente se obtuvo todos los accesorios necesarios para el montaje como lo son: el cilindro hidráulico, bomba, motor eléctrico, reservorio, filtro, mangueras, válvula reguladora de caudal, válvula reguladora de presión, válvula 4/3 vías con accionamiento manual, manómetros y demás elementos.

Luego de tener todos los elementos se realizó la fijación del cilindro hidráulico con flanche superior a la mesa por medio de tornillos, posteriormente se llevó a cabo el ensamble de la unidad de potencia hidráulica (motor eléctrico, bomba hidráulica, reservorio y filtro).

Se conectaron las mangueras e instrumentos de medición y control necesarios para el sistema hidráulico, en una mesa construida previamente.

Se vierte el aceite hidráulico al reservorio, y se colocó en marcha el sistema; se verificó la existencia de fugas, las cuales se corrigieron haciendo uso de un sellante hidráulico (teflón líquido) y por último se hicieron pruebas de avance y retroceso del cilindro a diferentes velocidades.

3.2.5. Construcción de las mordazas para el ensayo de tensión

La construcción de las mordazas se hizo de la siguiente forma:

- Adquisición de dos bloques de 127 mm de diámetro con 50,8 mm de espesor.
- Se procede a realizar el desbaste de material para obtener las dimensiones deseadas, por medio de los procesos de taladrado, corte con sierra sin fin, fresado y cepillado.
- Luego se hace el proceso de perforación en uno de los lados planos de cada bloque, para por medio del proceso de torneado obtener una rosca y así por medio de un tornillo de 254 mm de largo fijar las mordazas al prototipo.

Se realizó la construcción de las muelas de sujeción para las mordazas, se obtuvo la geometría estipulada a través de los procesos de

cepillado, fresado y haciendo uso del amortajador se hicieron las ranuras de incrustación de las muelas con un paso de 2,5 mm, y finalmente se les hizo un temple a 840°C enfriado en agua, con el fin de mejorarle la dureza.

3.2.6. Ensamble final

En la figura 3 se observa el ensamble final de la máquina.



Figura 3. Prototipo construido.

Tomada: elaboración propia, 2015. Registro fotográfico.

3.3. Validación del prototipo

Los resultados de los ensayos de tensión, compresión y flexión a tres puntos se observan en la tabla 1.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, se aprecia que el porcentaje de error existente entre los datos obtenidos en ambos equipos no supera el 2%.

Por otro lado en las tabla 2, se muestra el análisis estadístico para los resultados de los ensayos de tensión, compresión y flexión a tres puntos.

Teniendo en cuenta los análisis estadísticos realizado mediante la prueba t-Student se observa que el estadístico t para los tres ensayos, aunque no tienen el mismo valor, están comprendidos en el rango de -4,30265273 y 4,30265273, lo cual significa que se encuentra dentro de la región de aceptación de la hipótesis nula. Por tanto, y dado que la hipótesis nula establecía que la diferencia

de medias era igual a 0, podemos concluir que no existe evidencia en contra de que las medias de las dos muestras sean iguales, o lo que es lo mismo, no se han encontrado diferencias estadísticamente significativas y las diferencias que se aprecian parecen estar provocadas por efectos del azar.

Tabla 1. Resultados obtenidos.

Resultados obtenidos en el ensayo de tensión.			
Probeta	Esfuerzo último máquina patrón (MPa)	Esfuerzo último máquina construida (MPa)	% Error relativo
1	222,12	224,01	0,85 %
2	219,41	220,28	0,39 %
3	221,48	225,53	1,83 %
Resultados obtenidos en el ensayo de compresión.			
Probeta	Esfuerzo último máquina patrón (MPa)	Esfuerzo último máquina construida (MPa)	% Error relativo
1	295,39	299,35	1,34 %
2	294,93	294,62	0,11 %
3	296,10	299,35	1,09 %
Resultados obtenidos en el ensayo de flexión a tres puntos.			
Probeta	Esfuerzo último máquina patrón (MPa)	Esfuerzo último máquina construida (MPa)	% Error relativo
1	69,7	68,92	1,12 %
2	70,09	69,87	0,31 %
3	69,96	69,21	1,07 %

Tomada de: elaboración propia, 2015.

Tabla 2. Análisis t-Student para los dos muestras

Ensayo de tensión	Variable 1	Variable 2
Media	221,003333	223,273333
Varianza	2,00643333	7,29763333
Observaciones	3	3
Coefficiente de correlación de Pearson	0,8712454	
Diferencia hipotética de las medias	0	
Grados de libertad	2	
Estadístico t	-2,4214797	

P(T<=t) una cola	0,06824127	
Valor crítico de t (una cola)	2,91998558	
P(T<=t) dos colas	0,13648254	
Valor crítico de t (dos colas)	4,30265273	
Ensayo de compresión	Variable 1	Variable 2
Media	295,473333	297,773333
Varianza	0,34743333	7,45763333
Observaciones	3	3
Coeficiente de correlación de Pearson	0,79829101	
Diferencia hipotética de las medias	0	
Grados de libertad	2	
Estadístico t	-1,74110905	
P(T<=t) una cola	0,11189527	
Valor crítico de t (una cola)	2,91998558	
P(T<=t) dos colas	0,22379054	
Valor crítico de t (dos colas)	4,30265273	
Ensayo de flexión a tres puntos	Variable 1	Variable 2
Media	69,91666667	69,33333333
Varianza	0,039433333	0,23703333
Observaciones	3	3
Coeficiente de correlación de Pearson	0,916598101	
Diferencia hipotética de las medias	0	
Grados de libertad	2	
Estadístico t	3,207366814	
P(T<=t) una cola	0,042498904	
Valor crítico de t (una cola)	2,91998558	
P(T<=t) dos colas	0,084997808	
Valor crítico de t (dos colas)	4,30265273	

fuelle: Análisis de datos para dos muestras emparejadas en Excel; elaboración propia, 2015

4. CONCLUSIONES

En el desarrollo de este proyecto de investigación se aplicaron conceptos referentes a las áreas básicas de ingeniería e ingeniería aplicada, para diseñar y construir todos los elementos del prototipo de la máquina. Las principales conclusiones son las siguientes:

En la validación del prototipo se realizó la comparación de los datos y se demostró que arroja datos confiables con un porcentaje de error menor al 2%, y se determinó que no existían diferencias estadísticamente significativas entre la máquina construida y la máquina universal de ensayos estandarizada usada como patrón.

El costo de la máquina construida es de aproximadamente 30 millones de pesos, valor que corresponde al 7% del valor de un equipo comercial, aunque no cuenta con la misma tecnología es de gran utilidad para fines académicos y permite obtener datos confiables.

Actualmente el prototipo de la máquina universal de ensayos se encuentra disponible para cumplir con sus funciones y prestar el servicio a la comunidad académica.

REFERENCIAS

- [1]. Ardil, S. E. (2009). CONSTRUCCIÓN DE UNIDADES DE APRENDIZAJE ADAPTATIVAS SEGÚN EL CONTEXTO Y BASADA EN EL ESTÁNDAR.
- [2]. Wurfl. (s.f.). Recuperado el Noviembre de 2012, de <http://wurfl.sourceforge.net/>
- [3]. Ares. (s.f.). Recuperado el Noviembre de 2012, de <http://ares.cnice.mec.es/informes/16/contenido/13.htm>
- [4]. Gestión de recursos Informáticos del Departamento de Informatica y Automatica. (s.f.). Recuperado el Octubre de 2012, de <http://avellano.fis.usal.es/~aberlanga/files/Pubs/BerlangaetalSINTICE05-Pub.pdf>
- [5]. Cruz.David, E. (s.f.). Recurso tecnológico para el aprendizaje móvil (m-learning). Catedrático Universidad del Valle – Cochabamba.
- [6]. Escalante, H., Orduz, J., Zapata, H., Cardona, M., & Duarte, M. (2011). Atlas del Potencial Energético de la Biomasa Residual en Colombia (1.ED ed.). Bucaramanga: UIS.
- [7]. Acosta, F., Castro, P., & Cortijo, E. (2008). Manual de construccion y uso de reactor para produccion de biodiesel a pequeña escala. Lima.
- [8]. Budynas, r., & Nisbett, K. (2012). Diseño en ingenieria Mecánica. Mexico df: MC GRAW-HILL.
- [9]. Brasió, a. (2013). Nonlinear model predictive control of biodiesel production via transesterification of used vegetable oils. Elsevier, 71-79.
- [10]. lafont, j., & paez, m. (2011). Análisis Químico de Mezclas Biodiesel de Aceite de Cocina Usado y Diesel por Espectroscopia Infrarroja. monteria: informacion tecnologica.
- [11]. Rodriguez, E. (2011). Estudio de la viscosidad y densidad de diferentes. Lima.
- [12]. Vera, I. (2005). Biodiesel primer estudio para su producción. chaco.
- [13]. ASTM. (2007). ASTM D 664 (Numero ácido).
- [14]. ASTM. (2007). ASTM D 2500 (Punto de nube).
- [15]. O'Driscoll, M. (2002). Design for manufacture. Journal of Materials Processing Technology, 318-321.
- [16]. M. Helander, M. N. (1992). Design For Manufacturability.
- [17]. Edwards, K. (2002). Towards more strategic product design for manufacture and assembly:. Materials and Design, 651-656.
- [18]. Boothroyd, G. &. (s.f.). Product Design for Manufacture and Assembly. tercera edicion.
- [19]. A. Mital, I. M. (s.f.). The role of ergonomics in designing for Department of Mechanical,

- Industrial, and.
- [20]. Sinclair, M. (s.f.). Human Factors, Design for Manufacturability and the. HUSAT Research.
- [21]. Mott, R. (2006). Diseño de Elementos de
- [22]. Sierra, M., & Jiménez. (s.f.). Clasificación de los ensayos . Obtenido de http://www.juntadeandalucia.es/averroes/~23005153/d_tecnologia/bajables/2%20bachillerato/Tema1-Tipos%20de%20ensayos.pdf
- [23]. Clasificación de los aceros. (s.f.). Obtenido de <http://usuarios.fceia.unr.edu.ar/~adruker/Clasificaci%F3n%20de%20aceros%20Mat%20y%20Pro.pdf>
- [24]. Principios de hidráulica y neumática. (s.f.). Obtenido de http://www.juntadeandalucia.es/averroes/~23005153/d_tecnologia/LIBRO/pdf/hidrapri.pdf
- [25]. Escribano Alcaide, R., & Clouet Pérez, P. (2009). Apuntes de hidráulica. Obtenido de http://www.lavirtu.com/eniusimg/enius4/2009/37/adjuntos_fichero_408731.pdf
- [26]. Hidráulica Prado. (s.f.). Obtenido de <http://www.hidraulicaprado.com/pdf/hidraulica.pdf>
- [27]. Castellanos, J. (s.f.). Sistemas neumáticos e hidráulicos. Obtenido de <http://jmcastellanos.docentes.upbbga.edu.co/documents/circuitosneumaticosyoleohidraulicos.pdf>
- [28]. Eskola, G. (s.f.). Introducción y aplicaciones de los sistemas hidráulicos. Obtenido de http://www.ehu.es/manufacturing/docencia/362_ca.pdf
- [29]. Calvet. (s.f.). Hidráulica Calvet. Obtenido de <http://www.hidraulicacalvet.com/accesorios-hidraulica.html>
- [30]. Pomedá Iglesias, J. M. (2000). Circuitos hidráulicos. Obtenido de <http://roble.pntic.mec.es/jpoi0000/apunte>
- [31]. Lessmann, J., & Puentes, L. (2007). Diseño, construcción y puesta en funcionamiento de un dispositivo para realizar ensayos de tracción uniaxial a temperaturas moderadas. Caracas-Venezuela.
- [32]. Bálleñ Briceño, J. D. (2008). Diseño y construcción del marco de una máquina de pruebas biomecánicas dinámicas. Cali-Colombia.
- [33]. Sierra, M., & Jiménez, J. (14 de 03 de 2014). Clasificación Básica de los ensayos.