

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE FATIGA BAJO ESFUERZOS ROTATIVOS DE FLEXIÓN SOBREDOS APOYOS Y EN VOLADIZO

Investigación

Fecha de recepción:
5 de junio de 2013

Fecha de aprobación:
10 de julio de 2013

Juan Guillermo García Rincón
Ingeniero Mecánico, Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña
Lider del Semillero de Investigación MAPRIN, Programa Ingeniería Mecánica
Red Tecnoparque Nodo Ocaña, Línea Diseño e Ingeniería
jggarcia@ufps.edu.co

Jhon Arévalo Toscano
Ingeniero Mecánico, Universidad Francisco de Paula Santander
Investigador grupo GITYD, Facultad de Ingenierías
Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, Colombia
jarevalot@ufps.edu.co

Resumen

Se diseñó un banco de pruebas donde se realizarán ensayos de fatiga por flexión rotativa de dos formas: (1) Carga de amplitud constante en movimiento de flexión uniforme a lo largo de la muestra y (2) Carga de amplitud constante en movimiento de flexión no uniforme a lo largo de la muestra. Este consiste, básicamente, en someter a una probeta de dimensiones y condiciones de fabricación normalizadas; a una carga variable en el tiempo, durante un N° determinado de ciclos (N) hasta lograr su colapso o falla. Este tipo de ensayo es muy importante debido a que los materiales se comportan de manera muy distinta frente a cargas estáticas, de como lo hacen ante cargas que oscilan en el tiempo, por lo que es necesario conocer su resistencia a la fatiga.

El fenómeno de fatiga es el responsable que el 90% de las piezas en servicio fallen repentinamente. Esto creó la necesidad de obtener un valor límite de diseño que garantice que el elemento trabaje en condiciones normales si en el diseño mecánico no se excede dicho límite. Este valor se conoce con el nombre del límite de resistencia a la fatiga y se relaciona con el número de ciclos de carga que se requieren que una pieza soporte. Los datos del límite de resistencia a la fatiga se obtienen a partir de ensayos dinámicos.

Palabras Claves

Banco de Pruebas, Diseño Mecánico, Ensayo, Fatiga.

Abstract

This work presents the design of a test bench, which support essays of rotating bending fatigue in two ways: (1) constant amplitude load flexing movement evenly throughout the sample and (2) constant load amplitude movement no bending uniform along the sample. This consists of subjecting a test piece of dimensions and standard manufacturing conditions, to a time-varying load, for a number of cycles (N) until its collapse or failure. This type of essay is very important because materials behave very differently compared to static loads than they do to loads varying over time, so it is necessary to determine their fatigue resistance.

The fatigue phenomenon is responsible for sudden failure at 90% of the pieces. This created the need for a threshold value designed to ensure that the element working under normal conditions if the mechanical design that limit is not exceeded. This value is known limit fatigue and relates to the number of load cycles required to a support part. The boundary data fatigue resistance obtained from dynamic testing.

Key words

Testbed, Mechanical Design, Test, Fatigue.

Introducción

Cuando piezas o bien partes de una máquina falla estáticamente, es muy frecuente que las

mismas presenten grandes deflexiones pues fue sobrepasado el límite de elasticidad, y la pieza se reemplaza antes de que se produzca la rotura (Richard & Keith, 2009). Así pues la falla estática tiene la ventaja de señalar o “avisar” de su presencia. Ahora bien, las fallas dinámicas o por fatiga son del tipo de fallas que no proporcionan evidencia. Son repentinas y fatales en muchos casos (“Tensiones y deformaciones. Revisión de principios físicos”, n.d.). El Diseño y cálculo contra la falla estática son tareas relativamente sencillas debido a que el conocimiento del fenómeno de falla estática es bastante completo desde el punto de vista experimental y su modelación matemática (NASGRO, 2000). Sin embargo el diseño de piezas contra la falla dinámica o bien contra la fatiga es algo de mayor complejidad y actualmente solo es comprendido en forma parcial y los métodos de cálculo que pueden emplearse se deben entender en términos estadísticos (Paris & Erdogan, 1960). Una visión muy conservadora consiste en no emplear métodos de cálculo por fatiga y multiplicar por 3 o por 4 los coeficientes de seguridad comúnmente empleados (Pugno, Ciavarella, Cornetti, Carpinteri & Paris, 2006), pero está práctica conduce a diseños poco competitivos; lo cual conduce a derrotas seguras en el mercado profesional (Wöhler, 1920).

La máquina que se diseñó utiliza principios mecánicos y automatizados; donde se considerara como parámetros: las propiedades de los materiales y resultado de ello, serán utilizados en el diseño del banco de pruebas.

Sobre el diseño se tomaran las siguientes consideraciones según los diferentes factores requeridos; la probeta, el sistema de carga y la toma de datos. Se tomarán según norma ASTM E466 (Bottom, 2013a), E467 (Bottom, 2013b), E468 (Of & Materials, 2013), E606 (Materials & Strains, 2013), E739 (Materials & Strains, 2013), E1012 (Application, 2013), E1049 (Bottom, Documents, & Bottom, 2013). Seguidamente se escogerán los materiales y accesorios para la estructura de máquina y se procederá a hacer el respectivo diseño mecánico del montaje.

La funcionalidad del banco de pruebas permitirá realizar ensayos de fatiga por flexión rotativa aplicando normas ASTM, luego a través de mecanismos autómatas se tomaran datos experimentales mostrados en un sistema SCADA. Para lograr producir un mejor ensayo se tendrán

presentes los factores que inciden en el proceso de fabricación de la probeta.

Requerimientos de Diseño

Una vez planteada la necesidad, se procedió a definir las características que debe tener la máquina, para ello, se hacía necesario tomar en cuenta: tipos de probeta, sistema de carga y toma de datos.

Se utilizan probetas estandarizadas, con una superficie pulida en forma axial, las cuales se someten a flexión pura mediante la aplicación de un sistema de fuerza controlado automáticamente, el motor que gira sobre la probeta hace que el esfuerzo sea completamente alternante, la característica principal que soportan la probeta de la máquina es tal, que no se produce esfuerzo cortante transversal.

La probeta se somete a cargas alternas en el tiempo y se cuentan los ciclos a los cuales la probeta se ha fracturado. El esfuerzo aplicado inicialmente es ligeramente menor que la resistencia a la rotura del material ensayado; para los posteriores ensayos, la amplitud del esfuerzo disminuye gradualmente y se registran el número de ciclos de falla en cada ensayo.

Metodología

Se emplearan probetas estandarizadas como se mencionó anteriormente, según la norma ASTM E466, la cual se muestra en la Figura 1, la misma cuenta en su diámetro menor 5.08 mm ubicado en su parte central. Esta probeta es simétrica tanto en sentido transversal como longitudinal; debe ser elaborada por medio del proceso de torneado y contar con una superficie pulida para que se evite la falla del material en una zona diferente a la requerida.

Cabe indicar, con relación al ensayo, que si la probeta falla en el centro, el ensayo es válido, pero si falla en otro punto, se deduce que existe un defecto en el material. Los defectos del material se presentan con mayor frecuencia y dependen de los procesos de fabricación del material de la probeta, dichos procesos ocasionan que aparezcan tensiones y deformaciones adicionales a las producidas por las cargas externas.

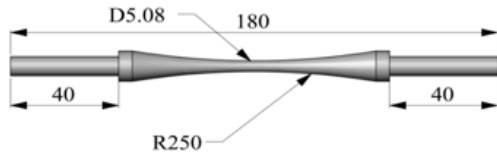


Figura 1. Dimensiones de la probeta normalizada

Las medidas básicas son:

- Longitud total de la probeta
- Diámetro de la menor sección
- Radio de curvatura del cuerpo de la probeta.

Los defectos del material son a escala microestructural, dependiendo éstas de los procesos de fabricación del material de la probeta, dichos procesos ocasionan que aparezcan tensiones y deformaciones adicionales a las producidas por las cargas externas. La explicación de que aparezcan estas tensiones y deformaciones adicionales es que la falta de homogeneidad de material da lugar a la aparición de cargas internas entre los distintos componentes del material.

La probeta debe maquinarse cuidadosa y meticulosamente, tomando en cuenta todas las medidas, especificaciones y tolerancias respetando cada una de ellas. Por último la probeta al final debe pulirse en forma axial, evitando ralladuras circunferenciales.

Todo lo descrito anteriormente se lo hace para evitar que el material falle en una zona que no es de interés, y el ensayo se considere válido por fatiga.

Cálculo de los elementos mecánicos

La figura 2 se pueden determinar los diagramas tanto de cortante y momento flector que se generan en la máquina, los puntos donde se encuentran las reacciones son: A, B, C y D.

La fuerza ejercida por la carga Q es el único componente que va a producir reacciones. Como se explicó anteriormente, no existen momentos flectores externos ni tampoco los elementos están sometidos a torsión.

Flexión uniforme a lo largo de la longitud de la probeta

En los rodamientos B y C se transmite a la probeta el valor de Q/2 en dirección vertical. Realizando sumatoria de fuerzas en el eje Y, y sumatoria de momentos en el punto A, se puede determinar que las reacciones en los rodamientos A y D soportan también cargas de la misma magnitud y en sentido opuesto que las cargas soportadas por los rodamientos B y C.

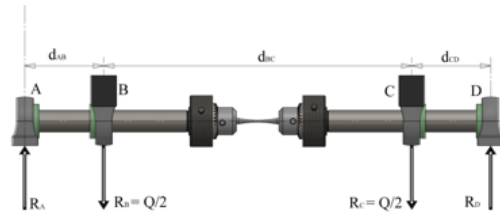


Figura 2. Diagrama de cuerpo libre flexión rotativa sobre dos apoyos

Donde:

- RA = Reacción en el Rodamiento A
- RB = Reacción en el Rodamiento B
- RC = Reacción en el Rodamiento C
- RD = Reacción en el Rodamiento D
- Q = Carga

Hacemos sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F_y &= 0 \\
 R_A + R_D - R_B - R_C &= 0 \\
 R_B = R_C &= \frac{Q}{2} \\
 R_A + R_D - \frac{Q}{2} - \frac{Q}{2} &= 0 \\
 \boxed{R_A + R_D} &= \boxed{Q}
 \end{aligned} \quad (1)$$

Ahora, realizamos sumatoria de momentos en el punto A, se tiene:

$$\begin{aligned}
 \sum M_A &= 0 \\
 -R_B d_{AB} - R_C (d_{AB} + d_{BC}) + R_D (d_{AB} + d_{BC} + d_{CD}) &= 0
 \end{aligned} \quad (2)$$

Asumimos que las distancias d_{AB} y d_{BC} son iguales, por lo tanto

$$\begin{aligned}
 R_D (2d_{AB} + d_{BC}) &= R_B d_{AB} + R_C (d_{AB} + d_{BC}) \\
 R_D (2d_{AB} + d_{BC}) &= \frac{Q}{2} d_{AB} + \frac{Q}{2} (d_{AB} + d_{BC})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_D (2d_{AB} + d_{BC}) &= \frac{Q}{2} (2d_{AB} + d_{BC}) \\
 \boxed{R_D} &= \boxed{\frac{Q}{2}}
 \end{aligned} \quad (3)$$

Remplazo R_D en la ecuación 1.1, donde obtenemos R_A:

$$R_A = Q - \frac{Q}{2} \rightarrow \boxed{R_A = \frac{Q}{2}} \quad (4)$$

La ecuación del cortante máximo será:

$$\boxed{m_{max} = d_{AB} \frac{Q}{2}} \quad (5)$$

Una vez determinadas las reacciones se puede realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

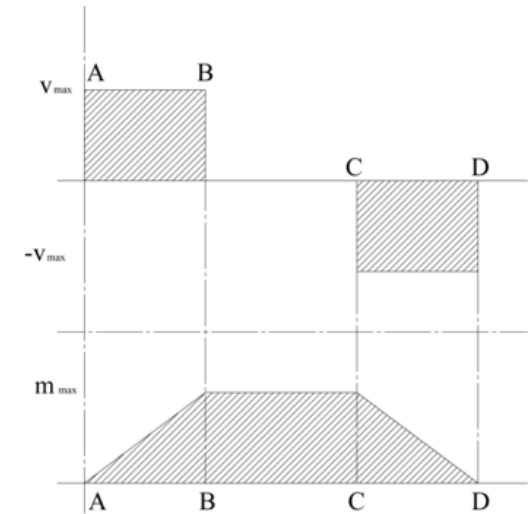


Figura 3. Diagrama fuerza cortante y momento flector del sistema

El mayor momento flector lo soportará la probeta en la zona donde el área de la misma disminuye, es decir en su parte central.

Flexión no uniforme a lo largo de la longitud de la probeta

En la mordaza B se transmite a la probeta el valor de Q en dirección vertical. Realizando sumatoria de fuerzas en el eje Y, y sumatoria de momentos en el punto A, se puede determinar que la reacción en el rodamiento A.

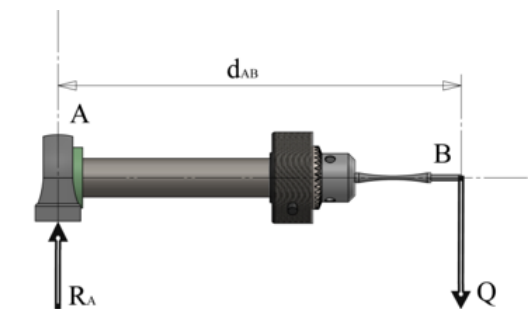


Figura 4. Diagrama de cuerpo libre flexión rotativa en voladizo

Donde:

- RA = Reacción en el Rodamiento A
- Q = Carga

Hacemos sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_A - Q = 0 \rightarrow \boxed{R_A = Q}$$

Ahora, realizamos sumatoria de momentos, se tiene:

$$\sum M = M_A$$

$$\boxed{R_A d_{AB} = M_A}$$

La ecuación del cortante máximo será:

$$\boxed{v_{max} = Q}$$

La ecuación del momento flector máximo será:

$$\boxed{m_{max} = -Q d_{AB}}$$

Una vez determinadas las reacciones se puede realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

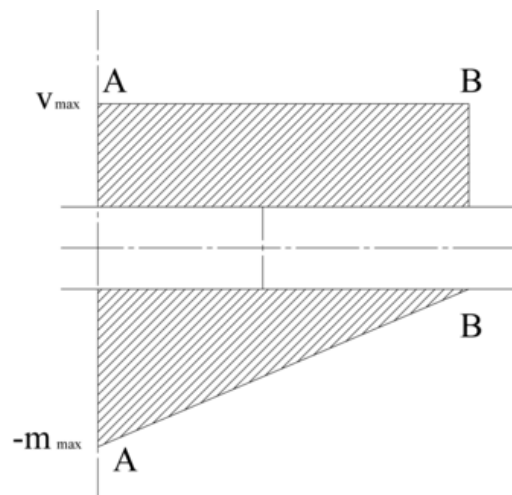


Figura 5. Diagrama fuerza cortante y momento flector del sistema

(6) El mayor momento flector lo soportará el rodamiento A.

Sistema de Carga

El esfuerzo que produce el momento flector totalmente alternante sobre la probeta se determina, con la ecuación 10:

$$\sigma_A = \frac{M_{max} c}{I} \quad (10)$$

Donde:

c = Distancia entre la línea neutra de la probeta y la fibra más lejana.

I = Momento de inercia.

(8) Las variables c e i, se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$c = \frac{d_{probeta}}{2} \quad (11)$$

$$I = \frac{\pi (d_{probeta})^4}{64} \quad (12)$$

Donde:

d_{probeta} = Es el menor diámetro de la probeta (Ubicada en la parte central).

Remplazamos las ecuaciones 11 y 12 en 10 y se obtiene:

$$\sigma_A = \frac{32 M_{max}}{\pi (d_{probeta})^3} \quad (13)$$

Sistema de carga en flexión uniforme sobre dos apoyos

Se remplaza el momento máximo, sobre la ecuación 13 y encontramos que:

$$\sigma_A = \frac{16 Q d_{AB}}{\pi (d_{probeta})^3} \quad (14)$$

$$S_y = a N^b \quad (15)$$

La condición para que se produzca la fractura de la probeta es que el esfuerzo alternante generado por la carga sea igual al esfuerzo de fatiga; es decir: $\sigma_A = S_y$

Igualamos la ecuación 14 con 15, despejamos Q, se determina la expresión de la carga en la máquina:

$$Q = \frac{a N^b \pi (d_{probeta})^3}{16 d_{AB}} \quad (16)$$

Esta ecuación será utilizada posteriormente para encontrar la carga teórica que se aplicará a la máquina a diseñarse.

Sistema de carga en flexión no uniforme en voladizo

Se remplaza el momento máximo, sobre la ecuación 13 y encontramos que:

$$\sigma_A = \frac{32 Q d_{AB}}{\pi (d_{probeta})^3} \quad (17)$$

$$S_y = a N^b \quad (18)$$

La condición para que se produzca la fractura de la probeta es que el esfuerzo alternante generado por la carga sea igual al esfuerzo de fatiga; es decir: $\sigma_A = S_y$

Igualamos la ecuación 17 con 18, despejamos Q, se determina la expresión de la carga en la máquina:

$$Q = \frac{a N^b \pi (d_{probeta})^3}{32 d_{AB}} \quad (19)$$

Esta ecuación será utilizada posteriormente para encontrar la carga teórica que se aplicará a la máquina a diseñarse.

Materiales y Métodos

Para el diseño del banco de pruebas se realizó inicialmente una investigación previa respecto a diferentes tipos de máquinas con similitudes que se encuentran en el mercado. Se tuvieron en cuenta sus características y las diferentes tecnologías utilizadas a nivel mundial, nacional y regional.

Consideraciones generales

La probeta se somete a cargas alternas en el tiempo y se cuentan los ciclos a los cuales la probeta se ha fracturado. El esfuerzo aplicado inicialmente es ligeramente menor que la resistencia a la rotura del material ensayado; para los posteriores ensayos, la amplitud del esfuerzo disminuye gradualmente y se registran el número de ciclos de falla en cada ensayo.

Sus partes principales son: motor, acople, mordazas, Sistema de aplicación de carga, rodamientos móviles (quienes reciben el peso de la carga que provocarán la fatiga de la probeta), rodamientos fijos (las cuales se encargan de sostener en la estructura, las mordazas, rodamientos móviles y a la probeta).

Tanto los rodamientos fijos como móviles, deben evitar que se produzcan cargas por tracción o compresión, caso contrario la probeta no estará sometida a flexión pura, la selección adecuada de los mismos, determinará el correcto funcionamiento de la máquina.

Descripción y funcionamiento del prototipo

Sobre la base de las figuras 6, 7 y 8, de acuerdo al número de referencia asignado a cada una de las partes, detallamos el funcionamiento del banco de pruebas de fatiga por flexión rotativa.

La máquina fue diseñada utilizando un software de diseño CAD (SolidWorks) (figura 6), según los parámetros considerados a continuación:

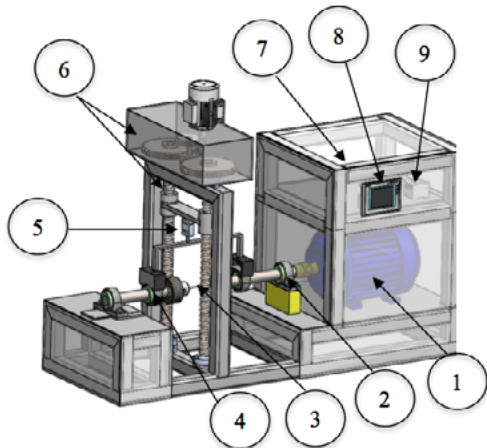


Figura 6. Esquema general del banco de pruebas.

La figura 6 muestra el esquema general del banco de pruebas en la que se observan las siguientes partes: Motor eléctrico (1), Rodamientos fijos autoalineantes (2), Probeta estándar (3), Rodamientos móviles (4), Sensor de carga (5), Tornillo de potencia para aplicar carga a la probeta (6), Variador de frecuencia (7), Pantalla HMI de mando (8) y Plc (9).

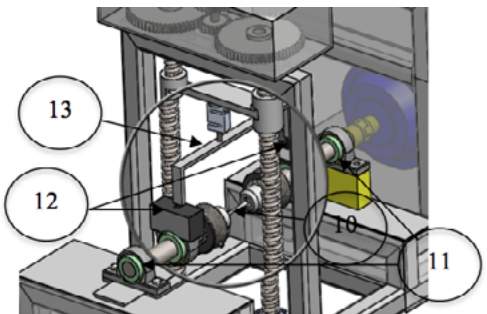


Figura 7. Esquema del sistema de flexión en dos apoyos.

La figura 7, muestra el esquema de flexión rotativa sobre dos apoyos donde sobresale el tornillo de potencia accionando una fuerza vertical sobre la probeta. Probeta estándar (10), Rodamientos fijos (11), Rodamientos móviles sobre el cual se aplica la fuerza (12), Soporte anclado a los dos rodamientos móviles (13).

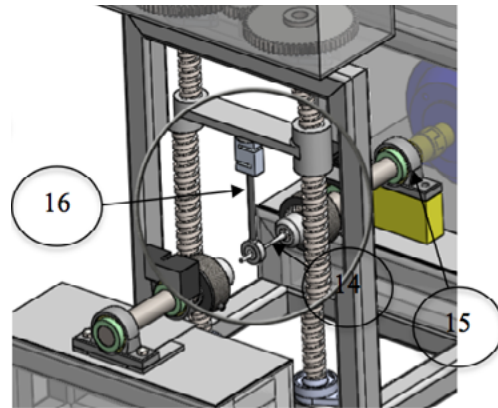


Figura 8. Esquema del sistema de flexión en voladizo.

La figura 8, muestra el esquema de flexión rotativa en voladizo donde sobresale el tornillo de potencia accionando una fuerza vertical sobre la probeta. Probeta estándar (14), Rodamientos fijo (15), Soporte con extremo en voladizo (16).

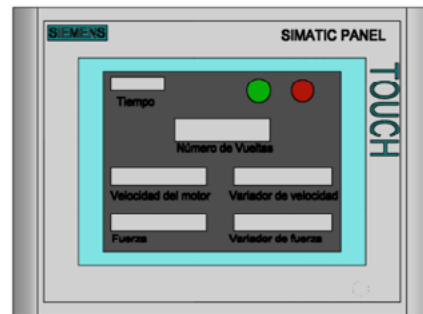


Figura 9. Control Principal HMI del banco de pruebas de fatiga.

Resultados

El banco de pruebas de fatiga por flexión rotativa funciona de la siguiente manera:

1. Se ajusta la probeta sobre las mordazas en una de las dos pruebas por flexión en los dos apoyos o flexión en voladizo.

2. El botón de encendido, muestra botones muy prácticos de inicio (On) y fin (Off). El sistema de control principal HMI (8), indica en sus comandos de pantalla funciones tales como: conteo de ciclos, tiempo estimado de la prueba, fuerza aplicada, cambio de velocidad y cambio de fuerza; controlando de esta manera todos los parámetros de la prueba.

3. La pantalla principal HMI (8) es un sistema SCADA quien controla todo el banco de pruebas y está conectado directamente a un Plc (9) donde este controla el variador de frecuencia (7) que cambia los giros de revoluciones del motor eléctrico (1) y el tornillo de potencia (6) quien aplica la fuerza al sistema, además existe sobre él un sensor de fuerza (5) indicando en la pantalla la fuerza aplicada sobre la probeta.

4. La prueba comienza accionando inicio en la pantalla HMI, la probeta está sujeta a las mordazas, y estos al giro del motor por medio del acople, el sistema de carga produce la fuerza necesaria para generar la flexión. el contador de ciclos es derivado de una función del variador de frecuencia mostrado en la pantalla y el tornillo aplica fuerza a los rodamientos móviles donde el sensor de fuerza mide esta variable, sin embargo, se detiene automáticamente cuando la probeta produce su ruptura. El sensor de fuerza activa una señal de presencia el cual enviará una señal al controlador para que finalice el ensayo. La pantalla muestra el conteo de ciclos al cual fallo el material dando como finalizado la prueba.

Conclusiones

La etapa de diseño del prototipo está concluida, por lo que se puede asegurar que el principio funciona de manera adecuada, ya que se logra combinar dos tipos de flexión rotativa en dos apoyos y en voladizo, pero se sabe que todavía se pueden obtener mejores resultados en cuanto a otros parámetros adicionales del banco de pruebas.

El correcto funcionamiento mecánico del banco de pruebas permite determinar la construcción y selección de sus partes mecánicas de forma adecuada.

El uso de un sistema SCADA que controle el Plc, variador de frecuencia y los sensores optimiza de forma más eficaz las variables de la prueba

obteniendo unos resultados experimentales más confiables.

El software de diseño mecánico (Solidworks) nos muestra una forma más clara del banco de pruebas generando un diseño óptimo o adicionando mejoras al mismo.

El siguiente paso es construir el banco de pruebas de fatiga por flexión rotativa permitiendo mejorar el laboratorio de Ingeniería de Materiales de la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, los resultados de dicho estudio se tendrán contemplados para futuras publicaciones.

Referencias

Application, F. (2013). Standard Practice for Verification of Testing Frame and Specimen Alignment Under Tensile and Compressive Axial.

Bottom, S. T. (2013a). Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic.

Bottom, S. T. (2013b). Standard Practice for Verification of Constant Amplitude Dynamic Forces in an Axial Fatigue Testing.

Bottom, S. T., Documents, R., & Bottom, T. (2013). Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue, 85(Reapproved 2011).

Dassault Systèmes SolidWorks Corporation, "SolidWorks Premium 2013" Compañía de Dassault Systèmes S.A., 2013.

E.J. Shigley, C.R. Miske. "Diseño en ingeniería mecánica". 9ed, McGraw-Hill. México, 2009.

Materials, I., & Strains, U. (2013). Standard Test Method for Strain-Controlled Fatigue.

NASGRO. Fatigue crack growth computer program NASGRO, version 3-Reference Manual 2000.

Of, R., & Materials, M. (2013). Standard Practice for Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test Results for Metallic Materials 1.

Paris P, Erdogan F., A critical analysis of crack propagation laws, J. of Basic Engineering, 85, 528-534, 1960.

Pugno A., Ciavarella M., Cornetti A., Carpinteri A., Paris' law for fatigue crack growth, J. of Mech. Physics of Solids, 54, 1333-1349, 2006.

R. Norton, "Diseño de Maquinaria". 3 ed, McGraw-Hill. México, 2005.

R.C. Hibbeler. "Mecánica para ingenieros, Estática". 10ed, CECSA. México, 2003.

S.P. Timoshenko, J.M. Gere. "Mecánica de materiales". Thomson editores. México, 1998.

Tensiones y deformaciones. Revisión de principios físicos. (n.d.). Retrieved August 01, 2013, from <http://www.frb.utn.edu.ar/frbb/images/carreras/elementosdeaquinas/cap03-05.pdf>