

## Adaptación Tecnológica de una Máquina de Ensayos Moore

César Molina A.<sup>(1)</sup> Manuel Helguero G.<sup>(2)</sup>  
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción <sup>(1)</sup>,  
Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL)  
Campus Gustavo Galindo, Km 30.5 vía Perimetral  
Apartado 09-01-5863. Guayaquil-Ecuador  
[crmolina@espol.edu.ec](mailto:crmolina@espol.edu.ec) <sup>(1)</sup>  
Ing. Mecánico, Profesor FIMCP-ESPOL, [mhelguero@rack-plus.com](mailto:mhelguero@rack-plus.com) <sup>(2)</sup>

### Resumen

*En los laboratorios de la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, se encuentran máquinas de diferentes tipos para que los alumnos puedan realizar las prácticas necesarias para completar su aprendizaje; éstas fueron adquiridas hace mucho tiempo. Esta tesis tiene por objetivo efectuar el diseño de una máquina para realizar ensayos de fatiga conocido como "Ensayos Moore", que se pueda construir con un costo bajo. Para la adaptación tecnológica de esta máquina se procedió a realizar todo el proceso de diseño mecánico estableciendo criterios que fueron de gran utilidad para todo el proceso de toma de decisiones como selección de elementos mecánicos y métodos de análisis de diseño aprendidos para el cálculo de las dimensiones y tipos de materiales a emplearse para todas las partes que constituyen esta máquina, de acuerdo a las necesidades de funcionalidad de la misma.*

**Palabras Claves:** *Adaptación, tecnológica, máquina, Moore.*

### Abstract

*In the Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción laboratories, the machines of different types are, so that the student can make their necessary practices in order to complete their learning; these machines were bought some time ago. This thesis has the objective of making a design of a machine to realize fatigue test known as "Moore Test", that can be built in a very low price. For the technological adaptation of this machine it was necessary to follow all the process of the mechanical design establishing criteria that were of great use for the process in deciding how to select the mechanical element and the analysis methods of the design learnt for the calculus of the dimensions and types of materials to be used for all the parts that compose this machine according to its function necessities.*

## 1. Introducción

Las piezas de maquinarias pueden estar sujetas durante toda su vida útil a cargas estáticas únicamente, pero la mayor parte sufren cargas y esfuerzos que varían con el tiempo. Los materiales se comportan de una manera distinta en respuesta a cargas variables que frente a cargas que se mantienen estáticas. La mayor parte del diseño de máquinas trata del diseño de piezas para cargas que varían con el tiempo, por lo que se hace necesario el análisis de la resistencia a la fatiga de los materiales bajo estas condiciones de cargas.

Es importante por tanto el estudio de la teoría del diseño y construcción de las máquinas basándose principalmente en el estudio de la fatiga de los materiales para obtener como resultado máquinas que tengan una mayor vida útil y con la mayor seguridad.

La presente tesis tiene por objetivo el diseño de una máquina de ensayos de fatiga que se pueda construir a un costo bajo y que sea funcional y segura de operar.

### Identificación de la necesidad

En la actualidad, el estudio de la fatiga de los materiales como componentes de estructuras y máquinas se lo realiza de una manera teórica, debido a que no existe una máquina que pueda ser utilizada por los profesores para elaborar prácticas de laboratorio con el fin de demostrar de una manera experimental este tema.

Surge la necesidad de que en la carrera de Ingeniería en Mecánica exista una máquina para realizar ensayos de fatiga, que ayude a entender de una manera más clara este concepto, sirviendo de complemento a los conocimientos teóricos.

### 1.1. Objetivos

El principal objetivo del presente trabajo es realizar el diseño de una máquina para ensayos de fatiga, conocida como Máquina de Ensayos Moore; que sea segura, eficiente, práctica y que se adapte a los requerimientos y especificaciones establecidos.

Los objetivos específicos son:

- Poner en práctica el análisis y consideraciones de diseño.
- Calcular las fuerzas, cambios de energía y movimientos con el fin de determinar las dimensiones, forma y materiales necesarios para cada una de las partes de la máquina.
- Tener en consideración las condiciones de falla de cada uno de los elementos de la máquina y diseñarlos para evitar tales condiciones, mediante el análisis de esfuerzos y deflexión de los mismos.
- Realizar el diseño de una máquina que pueda ser utilizada para prácticas de laboratorio en el área de diseño.

## 1.2. Especificaciones y requerimientos

La máquina debe poseer una serie de especificaciones que permitan que sea de fácil operación y que además brinde la seguridad de los resultados obtenidos con los ensayos que se realicen con la misma.

La carga máxima que debe soportar el equipo es de aproximadamente 40Kg; éste valor depende del tipo de materiales que se van a emplear para realizar los ensayos en la misma

La máquina a diseñar no requiere soportar una gran temperatura de operación; además trabajará en un lugar donde la superficie del suelo es plana y su forma de ubicación es estacionaria.

La máquina no está diseñada para realizar ensayos continuos de probetas, ya que su utilización es sólo para fines didácticos.

Su diseño debe ser lo más simple posible, que brinde facilidad en el mantenimiento y en su operación.

El costo de materiales y construcción debe ser el menor posible, para que marque una gran diferencia en comparación con los precios de la misma en el mercado.

Su aspecto debe resultar atractivo y adecuado para su aplicación, con una excelente ergonomía.

Debe utilizar para las pruebas las probetas que se encuentran estandarizadas para este tipo de ensayos.

## 2. Diseño de forma

### 2.1. Análisis de las funciones de la máquina

La fuente de potencia de la máquina está suministrada por un motor, que por medio de un acople permite la rotación de los ejes que soportan la probeta de ensayo. Tanto los ejes como la probeta tienen una rotación libre con un momento torsor bajo que se produce por la resistencia para hacer girar a los rodamientos que soportan el sistema de ejes.

Para realizar el ensayo de fatiga es condición necesaria que los ejes se encuentren girando, sometidos a la acción de los pesos de prueba; esto hace que la probeta esté sometida a flexión pura solamente con esfuerzos alternantes.

Los rodamientos de los extremos poseen rotación libre para evitar el empotramiento en los extremos de ambos ejes al momento de la rotura de la probeta y los rodamientos centrales permiten el giro completo de los ejes.

**Sistema de transmisión de rotación.** Se selecciona el sistema transmisión de rotación por acoplamiento flexible de elementos flexionantes, por ser el más conveniente para nuestros requerimientos de funcionamiento de la máquina, debido a que se usan para conectar ejes sujetos a uno o más especies de desalineamiento, para transmitir el par de un eje a otro y para reducir el efecto de las cargas de choque e impacto

que pudieran ser transferidas entre flechas. En algunos de los diseños se usa material flexible como el hule. Están diseñados para que proporcionen una elasticidad apropiada y amortiguamiento para el control de la vibración torsional, lo mismo que para trabajar con desalineamiento. Además este acople absorbe y amortigua las irregularidades del par, acepta desalineaciones y diferencias entre los ejes para transmisión, permite una construcción ligera brindando una mayor economía y no tiene juego siendo de esta manera silencioso, sin fricción y no necesita de engrase.

**Sistema de sujeción de la probeta.** De acuerdo al requerimiento de facilidad al momento del montaje y desmontaje de la probeta al momento de la realización del ensayo se escoge la alternativa de sujeción por medio de mordazas.

**Sistema de apoyo de los ejes.** El sistema de ejes para transmisión tiene un sistema de apoyo con soportes de pie con rodamientos que permitan una rotación libre para evitar el empotramiento en los extremos de ambos ejes al momento de la rotura de la probeta. Además este sistema presenta una buena rotación por parte de los rodamientos en su carcasa debido a que su característica de autoalineantes permite una desalineación para permitir el giro y evitar el empotramiento en los soportes.

**Estructura de soporte de la máquina.** Constituye el soporte de la máquina y de todos sus componentes. La estructura se compone de varios perfiles de acero que forman un marco metálico de soporte, con placas que sirven de base para todos los elementos de la máquina y pernos de sujeción tanto para el motor como para los soportes de los ejes.

### 3. Parámetros del diseño

#### 3.1. Parámetros funcionales

El diseño de la máquina en proyecto está en función de la carga máxima que debe soportar, este valor depende del tipo de materiales que se van a emplear para realizar los ensayos en la misma. Debe permitir realizar pruebas a los principales materiales con los que se construyen generalmente las piezas de las máquinas.

Entonces se parte de un análisis de los límites de resistencia a la rotura de los diferentes aceros para después establecer el valor de la carga máxima que requiere soportar la máquina para poder realizar las pruebas a las probetas de este tipo de materiales.

También se toma en cuenta el análisis de costos de producción que describen los elementos necesarios para el funcionamiento de la máquina, de los equipos a usar para realizar la construcción, así como del personal necesario para la consecución del proceso constructivo. Este costo no puede ser elevado debido a que nuestra

máquina tiene que tener una diferencia en el costo en comparación con las existentes en el mercado mundial.

#### 3.2. Parámetros geométricos

La máquina presenta una estructura de soporte metálica, con un acople flexible para la transmisión de potencia, cuatro soportes de pie con rodamientos para los ejes, un sistema de sujeción de la probeta tipo mordaza, un sistema de aplicación de carga de prueba mediante placa de fuerza, varillas de carga y un sistema de control de adquisición de datos por medio de un ordenador.

Las dimensiones de la máquina están limitadas por el espacio físico que ocupa en el laboratorio, esto afecta de una manera directa a la estructura de soporte de la máquina cuya altura debe ser máximo de 1 m para que brinde una mayor facilidad al momento de la operación de la misma. El ancho de esta estructura es de aproximadamente 0.5 m y con una longitud no mayor a 1 m.

#### Materiales de los elementos de la máquina.

Los ejes generalmente son fabricados con un acero que tenga una buena resistencia a la fatiga debido a que son elementos de máquinas sometidos a grandes esfuerzos y desgaste. El material seleccionado para los ejes es acero para transmisión AISI 1018.

El material empleado para las chavetas es de acero SAE 1018 el cual presenta buena maquinabilidad, estabilidad de dimensiones en el temple, gran dureza superficial y tenacidad y dentro de sus aplicaciones están la elaboración de chavetas.

El material para los demás elementos es acero ASTM A-36 debido a su costo asequible, y por ser el más usado en fabricación de estructuras y otros elementos mecánicos.

### 4. Diseño y selección detallada

#### 4.1. Diseño de ejes de transmisión

Para el diseño del eje para transmisión se considera dos tipos de diseño: por carga estática y por fatiga. La carga que soporta el sistema está dada por los pesos que se agregan a la máquina para realizar los ensayos, la máxima carga que soporta la máquina es de 40 Kg.

$$d = \left( \left( \frac{32}{\pi} \right) \left( \frac{N}{S_y} \right) \left( \sqrt{M^2} \right) \right)^{\frac{1}{3}}$$

d = Diámetro del eje, [m].

N = Factor de seguridad estático del sistema, 2.5

S<sub>y</sub> = Resistencia a la fluencia, [235 MPa].

M = Momento flector en la sección crítica del eje, [29.43 N.m].

$$d = 14.72 \text{ mm}$$

Se escoge un valor de diámetro de eje de 25 mm.

## 4.2. Diseño de chaveta para eje

Para el diseño de la chaveta se debe considerar dos tipos de esfuerzos a los que está sometida: de aplastamiento y cortante, y así lograr determinar la longitud necesaria para que ésta soporte dichos esfuerzos.

Del diseño por cizallamiento se obtiene:

$$L \geq \frac{5NT}{S_{sy}dW}$$

L = Longitud de la chaveta, [m].

N = Factor de seguridad, 2.5

T = Torque sobre la chaveta, [0.89 N.m].

$S_{sy}$  = Resistencia de fluencia, [135.6 MPa].

d = Diámetro del eje para transmisión, [0.025 m].

W = Ancho de la chaveta, [0.008 m].

$$L \geq 0.41 \text{ mm}$$

Del diseño por aplastamiento se obtiene:

$$L \geq \frac{40 NT}{9 S_{sy}dh}$$

L = Longitud de la chaveta, [m].

N = Factor de seguridad, 2.5

T = Torque sobre la chaveta, [0.89 N.m].

$S_{sy}$  = Resistencia de fluencia, [135.6 MPa].

d = Diámetro del eje para transmisión, [0.025 m].

h = Altura de la chaveta, [0.008 m].

$$L \geq 0.36 \text{ mm}$$

La designación normalizada de la chaveta es:

**Chaveta: 8 8 40 UNIM 84**

## 4.3. Análisis y selección del acoplamiento

Se calcula el par nominal según la siguiente ecuación:

$$T = \frac{746(Pot)}{W}$$

T = Par nominal, [N.m]

Pot = Potencia del motor, [0.25 HP].

W = Velocidad angular, [209.44 rad/s]

$$T = 0.89 \text{ N.m}$$

## 4.4. Diseño de las placas

### 4.4.1. Diseño de placa portapesas

Por medio del criterio de fatiga se puede calcular un espesor para la placa, dado por la expresión:

$$e \geq \sqrt{\frac{6MN}{S_y L}}$$

e = Espesor de la placa, [m]

M = Momento flector, [16.57 N.m]

N = Factor de seguridad, 2.5

$S_y$  = Límite de fluencia, [248.6 MPa].

L = Longitud de la placa, [0.15 m].

$$e \geq 2.58 \text{ mm}$$

En base al resultado obtenido se escoge un espesor de plancha de acero de 6.35 mm.

### 4.4.2. Diseño de la placa de fuerza

Se tiene una expresión que determine el espesor de la placa en términos de los esfuerzos a los que está sometida.

$$e \geq \sqrt{\frac{6MN}{S_y L}}$$

e = Espesor de la placa de fuerza, [m].

M = Momento flector de la placa de fuerza, [24.64 N.m]

N = Factor de seguridad, [2.5]

$S_y$  = Resistencia de fluencia, [248.6 MPa]

L = Longitud de la placa, [0.25 m]

$$e = 2.44 \text{ mm}$$

Se escoge un espesor de placa de 5 mm.

### 4.4.3. Diseño de la placa de soporte

Por el criterio de fatiga se obtiene una expresión para el cálculo del espesor de la placa.

$$e \geq \sqrt{\frac{6MN}{S_y b}}$$

e = Espesor de la placa de fuerza, [mm].

M = Momento flector de la placa de soporte, [42.87 N.m].

N = Factor de seguridad, 2.5

$S_y$  = Resistencia de fluencia, [248.6 MPa].

b = Acho de la placa, [0.5 m]

$$e = 2.58 \text{ mm}$$

El espesor escogido es de 6.35 mm.

## 4.5. Diseño de la varilla de carga

A partir del esfuerzo que soporta la varilla y la teoría de falla del esfuerzo cortante máximo se obtiene una expresión para calcular el diámetro de la varilla. Con un factor de seguridad de 2.5 se tiene:

$$d \geq \sqrt{\frac{4}{\pi} \left( \frac{FN}{S_y} \right)}$$

d = Diámetro de la varilla de carga, [m].

F = Carga a soportar por la varilla, [392.4 N].

N = Factor de seguridad, [2.5]

$S_y$  = Resistencia de fluencia, [248.6 MPa]

$$d = 2.24 \text{ mm}$$

El diámetro de 2.24 mm es el necesario para que no falle la varilla por tracción, se escoge un diámetro d = 10 mm para la varilla.

## 4.6. Diseño de la estructura soportante

Las vigas se diseñan por flexión mediante la siguiente ecuación:

$$W = \frac{M_{\max} N}{S_y}$$

W = Módulo de la sección en flexión, [m<sup>3</sup>].

$M_{\max}$  = Momento máximo, [261.26 N.m].

N = Factor de seguridad, 2.5

$S_y$  = Resistencia de fluencia, [248.6 MPa].

$$W = 2.62 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Del Catálogo de Perfiles estructurales de DIPAC se selecciona un perfil tipo ángulo doblado, el perfil seleccionado si cumple con las condiciones de resistencia a la flexión requerida.

#### 4.7. Diseño de uniones empernadas

Se emplea el criterio de Goodman para obtener una expresión del factor de seguridad de los pernos seleccionados.

$$N = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma_a S_{ut} + \sigma_m S_e}$$

N = Factor de seguridad.

$S_e$  = Resistencia a la fatiga, [129 MPa].

$S_{ut}$  = Resistencia última a la tracción, [830 MPa].

$\sigma_a$  = Esfuerzo alternante, [194 KPa].

$\sigma_m$  = Esfuerzo medio, [540 MPa].

$$N = 1.5$$

#### 4.8. Diseño de juntas soldadas

El electrodo que se va a utilizar es el E60xx.

$$h = \frac{M_{\max} c}{0.4242 S_y I_u}$$

h = Altura de la garganta de soldadura, [m].

$M_{\max}$  = Momento máximo que resiste la soldadura, [261.26 N.m]

c = Mitad distancia vertical de cordón, [0.025 m]

$S_y$  = Resistencia de fluencia, [345 MPa].

$I_u$  = Momento de inercia unitario, [ $7.29 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ ]

$$h = 0.61 \text{ mm}$$

Se escoge una altura de garganta de soldadura de 4 mm.

#### 4.9. Análisis de potencia del motor

Para calcular la potencia requerida del motor se necesita de valor de los torques de los rodamientos presentes para evitar que se muevan. Reemplazando esos valores en la ecuación y con un motor de 2000 rpm se tiene:

$$Pot = \frac{TW}{746}$$

T = Torque en los rodamientos, [0.01472 N.m]

W = Velocidad angular, [209.44 rad/s]

Pot = Potencia del motor, [HP]

$$Pot = 0.0041 \text{ HP}$$

Se escoge un motor de 0.25 HP que es el que existe de manera comercial.

#### 4.10. Análisis y selección de rodamientos

Para un diámetro interno de 25 mm se selecciona rodamientos rígido de bolas SKF620 con chumaceras del tipo Y con prisioneros de fijación con designación SY 25TF.

#### 4.11. Selección del sistema de control

El sistema de control permite un correcto desenvolvimiento de cualquier máquina con la mayor efectividad y seguridad facilitando de esta manera la labor del operario.

El sistema de control de la máquina tiene que ser lo más simple posible y que brinde seguridad al momento de realizar un ensayo.

**Contador de ciclos y switch.** Consiste en el empleo de un contador de revoluciones digital ubicado cerca del eje que lleve una cuenta de los ciclos de los ejes durante la prueba y un switch ubicado debajo de la placa de fuerza de la máquina para que al momento de la rotura del a probeta de ensayo active el switch y detenga el giro del motor.

La principal desventaja es que la duración del limite switch está dada por la resistencia que tenga que soportar la carga de impacto dada por las pesas y es susceptible al desgaste a sus contactos.

**Sistema de adquisición de datos.** Esta alternativa consiste en el desarrollo de un programa de adquisición de datos que por medio de sensores tome los datos del ensayo y los vaya graficando directamente en la computadora. Debido a nuestro requerimiento de bajo costo en los mecanismos de diseño de la máquina se escoge la opción del programa de adquisición de datos ya que existe en los laboratorios de la facultad y sólo se lo tendría que programar.

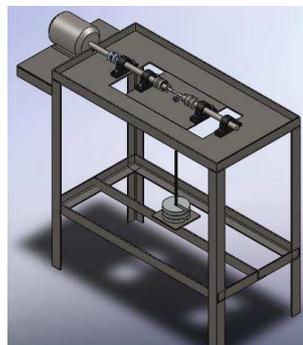


Figura 1. Máquina de Ensayos Moore.

### 5. Análisis de costos

#### 5.1. Análisis de costos de las máquinas

El costo de materiales es de \$378.39

El costo de mano de obra es de \$305.00

El costo total es de \$683.39

Con un 20% de utilidad la máquina resulta un total de \$820.07

## 5.2. Análisis comparativo con máquinas similares

Las diferentes máquinas existentes en el mercado cuentan con complejos sistemas de control para la adquisición de los datos de las pruebas además de poseer sistemas de carga sobre los ejes de mayor complejidad. Los precios fluctúan entre los \$12000.00 y \$25000.00. Además poseen un mayor tamaño y la capacidad de aumentar las cargas de prueba con el fin de poder realizar ensayos a la mayor parte de los aceros existentes.

La máquina diseñada es sólo con fines didácticos por lo cual no necesita suministrar demasiada carga a las probetas de ensayo, ya que sólo se limita a realizar ensayos a aceros principales con los que se fabrican las máquinas, es decir con un valor de  $S_{ut} < 1400$  MPa.

El sistema de adquisición de datos del mismo no se lo realiza en el presente trabajo pero se enfoca en el empleo de un programa de computadoras. Su diseño es ergonómico y compacto, para brindar una mayor facilidad de operación.

## 5.3. Rentabilidad del proyecto

Al comparar mi proyecto con otras máquinas existentes en el mercado, puedo indicar que la máquina diseñada posee las características útiles, concluyendo así de esta manera que mi proyecto es rentable por lo siguiente:

- La máquina ahorra mucho espacio físico por su diseño compacto y ergonómico.
- El precio es más económico que en el mercado.
- La capacidad de la máquina para realizar ensayos a los principales materiales cubre la exigencia de ser empleado para fines de prácticas de laboratorio.
- El resto de características que posee la máquina de ensayos Moore son similares a las máquinas existentes.

## 11. Agradecimientos

A Dios, por brindarme la fuerza y sabiduría para conseguir todos los logros alcanzados a lo largo de mi vida. A mis padres, quienes con su ejemplo me convirtieron en la persona que soy. A los Ingenieros Manuel Helguero y Federico Camacho por su colaboración en la realización del mismo. A la familia de Pamela por su apoyo incondicional y ayuda brindada.

## 12. Referencias

- [1] Norma ISO 1143:1975.
- [2] PIOVAN MARCELO DR. ING., Catálogo de descripción y selección de acoplamientos.
- [3] SKF, Catálogo de Rodamientos.
- [4] BOHLER, Catálogo de aceros especiales para maquinar.

[5] BRINGAS JOHN, Handbook of Comparative World Steel Standards, USA, Tercera Edición.

[6] SHIGLEY, MISCHE, Diseño de Ingeniería Mecánica, Editorial McGraw-Hill.

[7] SINGER PYTEL, Resistencia de materiales, México.

[8] P.A. STIOPIN, Resistencia de materiales, Editorial Mir Moscú.

[9] LARBURU, Máquinas Prontuario, Editorial Paraninfo, S.A Madrid.

[10] QUILODRÁN VIRGILIO, Catálogo de Acoplamientos Mecánicos.

[11] NORTON ROBERT L., Diseño de máquinas, Prentice Hall Inc. México, Primera Edición.

[12] AISC, Load & Resistance Factor Design, Segunda Edición.

[13] DIPAC, Catálogo de perfiles estructurales.

[14] QUIMIS PASTOR, "Diseño, Construcción y Evaluación de una Máquina de Ensayos Biaxiales, para Uso Didáctico en el Laboratorio de Análisis Experimental de Esfuerzo" (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1991).

[15] PAZMIÑO TYRONE, "Diseño de una Máquina para Cepillar y Machihembrar Madera" (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2008).

## 15. Conclusión y resultados.

El presente tema de tesis, tuvo como objetivo principal, realizar el diseño de una máquina para ensayos de fatiga siendo seguro, eficiente y práctico, de manera que la máquina resultante se comporte o lleve a cabo sin falla su función pretendida; por lo que el diseño de esta máquina se ha realizado para las condiciones más críticas de funcionamiento.

Con respecto a la selección de los materiales, éstos se los puede encontrar fácilmente en el mercado nacional, utilizando materiales accesibles y facilitando la compra de componentes.

Se demuestra también, que el diseño de esta máquina es totalmente factible, con un precio por debajo de los \$1000.00, en comparación con las otras máquinas que superaban esta cantidad, con costos de operación y mantenimientos bajos.

Para la realización de un buen diseño se debe considerar todos los parámetros y detalles que pueden afectar la posterior construcción de la máquina.