

Diseño de una Máquina Tribológica para Ensayos de Desgaste Adhesivo

Omar Alberto Bergés Abreu

Instituto Tecnológico de Santo Domingo, Santo Domingo, República Dominicana,
omarberges@gmail.com

Jeremy Molina Molina

Instituto Tecnológico de Santo Domingo, Santo Domingo, República Dominicana,
jeremy.molina20@gmail.com

Mentor:

José Luis Soto Trinidad (Ph. D.)

Instituto Tecnológico de Santo Domingo, Santo Domingo, República Dominicana,
jose.soto@intec.edu.do

Abstract

The present work was done with the purpose of designing a tribological machine for conducting adhesive wear tests by the crossed cylinders method as described by the standard ASTM G83-96. Methodologically, an investigation was done through deterministic calculations to obtain the stresses at which the components of every mechanism was submitted to, utilizing sources of information such as Shigley's Mechanical Engineering Design by Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett. As part of the results, the conditions of the components were simulated with SolidWorks Education Edition software verifying the results obtained analytically and validating the elaborated design.

Keywords: Tribology, Tribometer, Crossed-cylinders testing machine, Sliding wear, Adhesive wear.

Resumen

El presente trabajo se realizó con el propósito de diseñar una máquina tribológica para realizar ensayos de desgaste adhesivo través del método de cilindros cruzados utilizando como parámetro de operación la norma ASTM G83-96. Metodológicamente se trató de una investigación mediante cálculos determinísticos para obtención de los esfuerzos a los que eran sometidos los componentes de cada mecanismo, utilizando fuentes de información como Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley de los autores Richard G Budynas y J. Keith Nisbett. Como parte de los resultados fueron simuladas las condiciones de los componentes con el software SolidWorks Education Edition comprobando los resultados obtenidos analíticamente validando el diseño elaborado.

Palabras clave: Tribología, Tribómetro, Máquina de ensayo de cilindros cruzados, Desgaste deslizante, Desgaste adhesivo.

1. INTRODUCCIÓN

Es importante que todos los diseñadores de sistemas mecánicos utilicen métodos apropiados para reducir la fricción y el desgaste, por medio de la selección adecuada de cojinetes, lubricantes y materiales para todas las superficies que interactúan. Es igualmente importante para quienes trabajan en la manufactura el entendimiento de la fricción no deseada, el desgaste excesivo, y la falla de lubricación en los equipos. La falta de consideración de los fundamentos de la tribología es responsable de grandes pérdidas económicas, incluyendo una vida útil reducida, tiempo excesivo de reparación de equipos, y grandes desperdicios de energía.

En todas las máquinas, existen elementos en contacto deslizante. Esto, crea desgaste en las superficies de cada componente en contacto. Mediante el estudio del desgaste y seleccionando el lubricante adecuado en distintos materiales se pueden prevenir fallas en máquinas cuyos mecanismos tienen piezas en contacto, aumentando su eficiencia, reduciendo vibraciones y ruidos, evitando el desgaste excesivo y a su vez aumentar la vida útil de un equipo.

Anteriormente al diseño de una máquina tribológica de ensayos de desgaste adhesivo, existen otros proyectos homólogos como:

Una máquina tribológica con ambas probetas sujetadas por dos mandriles cada una y con dos pesas iguales que llevan la carga a la probeta superior no giratoria (Tristancho, J. L. & Cañas, L. A., 2008). Otra, con un brazo de palanca y varias pesas para generar la carga exacta en el apoyo con la probeta giratoria (Vite, M., Carrillo, J. N. & Martínez, A., 1999). También existe una en la que el peso está exactamente encima de la probeta no giratoria, sin la utilización de un brazo para generar la carga (Báez, S. & Yesid, D., 2004).

Se muestra la construcción de una máquina tribológica observando los parámetros establecidos en la norma ASTM G83-96, con el propósito de determinar el desgaste entre un par de cilindros metálicos, ya sean del mismo material o distintos. Se presentan las generalidades y principios de operación de la máquina.

2. METODOLOGÍA

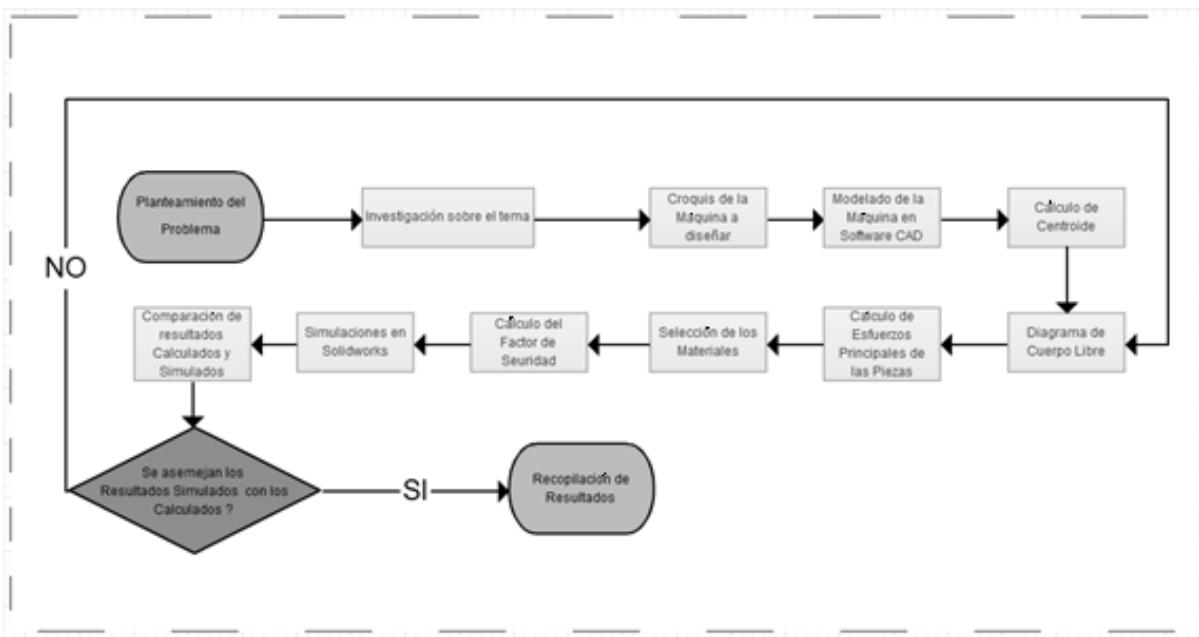


Figura 1: Metodología de trabajo utilizada

Se realizó un diseño preliminar de la máquina en el software Solidworks y se asignó un material provisional a cada componente según lo estimado y junto con la geometría de cada elemento, se calculó el centro de gravedad de la máquina, utilizando:

$$X_G = \frac{\sum xW}{\sum W} \quad Y_G = \frac{\sum yW}{\sum W} \quad Z_G = \frac{\sum zW}{\sum W} \quad \text{Ec. (1)}$$

Se hizo el diagrama de cuerpo libre de la máquina y de cada componente de la misma modelando su comportamiento en este ensamble para calcular los esfuerzos principales de cada uno de los mismos con las siguientes ecuaciones:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. (2)}$$

$$\sigma^3 - (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)\sigma^2 + \sigma_x\sigma_y + \sigma_x\sigma_z + \tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)\sigma - \sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2 = 0 \quad \text{Ec. (3)}$$

Con estos resultados, se calcula el esfuerzo de von Mises según la teoría de la energía de distorsión:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad \text{Ec. (4)}$$

De la cual se obtiene el factor de seguridad:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \text{Ec. (5)}$$

Según la teoría del esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. (6)}$$

Para elementos bajo cargas fluctuantes, se calculó su resistencia a la fatiga en base a la vida de cada elemento contemplando los factores de Marin que modifican la resistencia según geometría, temperatura, modo de esfuerzo, etc.:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad \text{Ec. (7)}$$

Se obtienen los siguientes factores:

$$a = (f S_{ut})^2 / S_e \quad \text{Ec. (8)}$$

$$b = -[\log(f \frac{S_{ut}}{S_e})] / 3 \quad \text{Ec. (9)}$$

La vida en ciclos fue dada por:

$$N = (\frac{\sigma_{rev}}{a})^{1/b} \quad \text{Ec. (10)}$$

La resistencia a la fatiga:

$$S_f = a N^b \quad \text{Ec. (11)}$$

Para calcular el factor de seguridad, se determinaron los esfuerzos medio y alternante:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ec. (12)}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ec. (13)}$$

Se calculó el factor de seguridad del elemento, mediante cuatro criterios de falla distintos y se seleccionó el criterio que resultó más conservador:

Criterio Soderberg $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$ Ec. (14)

Criterio Goodman modificado $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$ Ec. (15)

Criterio Gerber $\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ Ec. (16)

Criterio ASME elíptico $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$ Ec. (17)

Para el cálculo de ejes, se utilizaron los mismos cuatro criterios de falla y se seleccionó el criterio que más conservador:

Criterio Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \text{ Ec. (18)}$$

Criterio Gerber

$$\frac{1}{n} = \frac{8A}{\pi d^3 S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \text{ Ec. (19)}$$

donde

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} \text{ Ec. (20)}$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \text{ Ec. (21)}$$

Criterio ASME-elíptico

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \text{ Ec. (22)}$$

Criterio Soderberg

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{yt}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \text{ Ec. (23)}$$

Las chumaceras del eje fueron diseñadas a partir de la vida y carga nominal establecidas:

$$X_D = \left(\frac{L_D n_D 60}{10^6} \right) \text{ Ec. (24)}$$

$$C_{10} \doteq a_f F_D \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{1/b}} \right]^{1/a}$$

Ec. (25)

Para el cálculo de los tornillos utilizados se identificó su factor de seguridad, que está relacionado a diversas dimensiones y geometría del tornillo, arandela y tuerca, junto con la resistencia del tornillo completo y la de los elementos sujetos. Por medio de las siguientes ecuaciones se calculan las distintas rigideces:

Rigidez del sujetador

$$k_m = \frac{0.5774\pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774l + 0.5d}{0.5774l + 2.5d} \right)}$$

Ec. (26)

Rigidez del elemento sujeto

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

Ec. (27)

Luego estos resultados fueron relacionados y conociendo la fuerza de apriete aplicada, se calculó el factor de seguridad:

$$n_p = \frac{S_p}{\sigma_b} = \frac{S_p}{(CP + F_i)/A_t}$$

Ec. (28)

Las uniones soldadas fueron calculadas a través del esfuerzo cortante en los cordones:

$$\tau = \frac{V}{A}$$

Ec. (29)

El esfuerzo no debe exceder:

$$S_{perm} \leq 0,3 S_{ut \text{ metal de aporte}} \text{ ó } 0,4 S_y \text{ metal base}$$

Ec. (30)

Luego

$$n = \frac{S_{perm}}{\tau}$$

Ec. (31)

La banda utilizada para transmitir la potencia del motor al eje fue obtenida calculando los ángulos de contacto de la banda en cada polea:

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D - d}{2C}$$

Ec. (32)

$$\theta_D = \pi + 2 \sin^{-1} \frac{D - d}{2C}$$

Ec. (33)

La longitud de la banda se calculó una vez conocida la distancia entre los centros de cada polea:

$$L = [4C^2 - (D - d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d)$$

Ec. (34)

3. RESULTADOS OBTENIDOS

3.1 Descripción general

El funcionamiento de la máquina se basa en hacer girar una probeta de forma cilíndrica hasta una velocidad de 400 rpm, sobre la cual una probeta que no gira y cuyo eje longitudinal está orientado a 90° del eje de la primera probeta se apoya con una determinada carga por medio de un brazo y pesas.

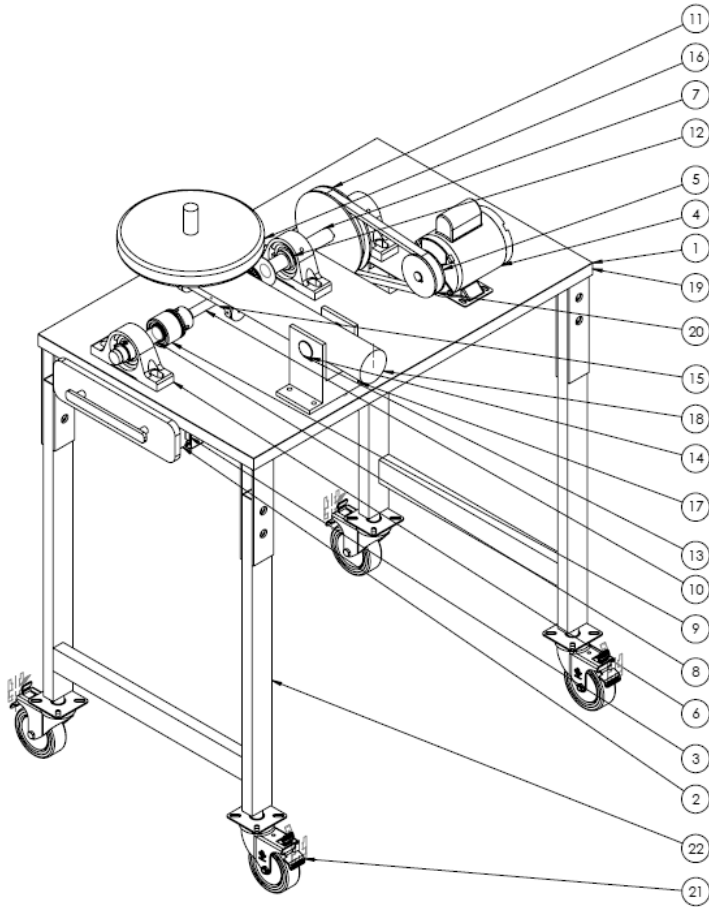


Tabla 1:
Componentes Principales del Tribómetro de Cilindros Cruzados.

Ítem	Componente	Cantidad
1	tola galvanizada	1
2	Gaveta SuperiorV2	1
3	Correderas de gaveta	2
4	Motor 3-4HP	1
5	Polea de 0,5	1
6	Base nueva	2
7	Eje transmite	1
8	Eje transmitido	1
9	Mandril	2
10	Probeta	2
11	Polea de eje	1
12	Chumaceras SY-20mm	3
13	Pasador de brazo móvil	1
14	casquillo	2
15	Porta espécimen	1
16	Pesa de calibración	1
17	Base	1
18	Brazo Móvil	1
19	Mesa	1
20	Banda	1
21	Ruedas alienantes	4
22	Soportes de mesa	2

Figura 2: Tribómetro de cilindros cruzados.

3.2 Método de ensayo

Cuando ambas probetas son del mismo material, los resultados del ensayo son reportados como la pérdida total de volumen para ambas probetas. Cuando están formadas de distinto material, los resultados se reportan como la pérdida total de volumen de cada cilindro separadamente. Se recomienda conjuntamente ensayar cada probeta en ambas posiciones, la giratoria y la estacionaria.

Este método de ensayo consta de tres procedimientos para distintos tipos de resistencia al desgaste:

- Procedimiento A: un ensayo relativamente severo y es utilizado para metales de alta resistencia al desgaste.
- Procedimiento B: similar al procedimiento A, pero con menor distancia de deslizamiento.
- Procedimiento C: para materiales de baja resistencia al desgaste.

Tabla 2: Parámetros de ensayos establecidos en la norma ASTM G83-96.

Procedimiento	Fuerza aplicada [N]	Revoluciones	Velocidad [RPM]
A	71,2	80 000	400
B	71,2	40 000	400
C	71,2	10 000	100

Tomando en cuenta los parámetros establecidos en la norma, se calculó el peso requerido para que la fuerza de contacto de las probetas sea lo más preciso posible modelando el sistema de la siguiente manera:

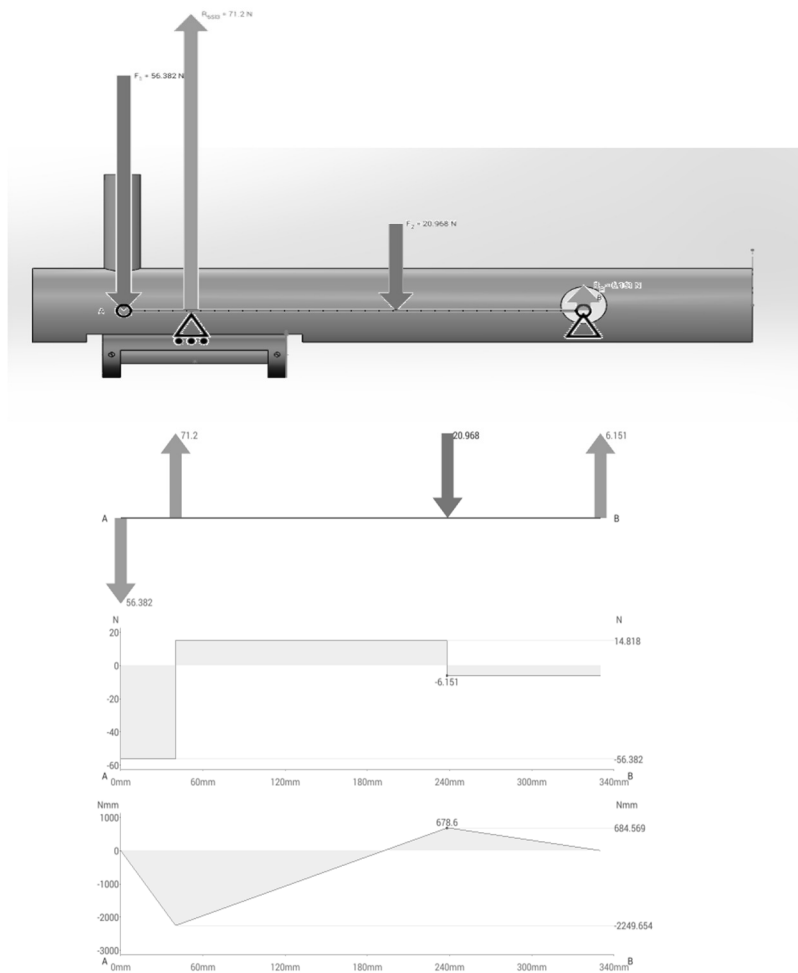


Figura 3: Diagrama de cuerpo libre de brazo móvil al realizar un ensayo.

En el sistema anterior se toma en cuenta la el peso del componente ubicado en su centro de masa (F_c), la fuerza de la pesa($F_?$) y la reacción de apoyo entre probetas que debe ser 71.2 N. La cantidad de desgaste es determinada pesando las probetas antes y después del ensayo. Debido a las grandes diferencias en la densidad de los materiales, es necesario convertir la pérdida de peso a volumen perdido. Las mediciones de desgaste se reportan como pérdida de volumen por procedimiento específico.

4. Conclusiones

Tras haber desarrollado el proyecto y luego de las investigaciones llevadas a cabo sobre diversos tribómetros se obtiene el diseño de una máquina para ensayos de desgaste adhesivo de tipo cilindros cruzados apta para realizar las pruebas descritas en la norma ASTM G83-96.

El diseño de esta máquina presenta ventajas tales como la posibilidad de variar la carga debido a que el parámetro depende de la pesa colocada en el brazo móvil y el ajuste de la velocidad de operación al requerido por el ensayo mediante un variador de frecuencia, por otro lado, se producen contratiempos como el hecho de que se debe calcular el peso a utilizar para producir la reacción correspondiente en el punto de apoyo entre ambas probetas.

Basándose en los cálculos obtenidos analíticamente y mediante simulaciones se garantiza la posibilidad de la construcción de una máquina de ensayos de desgaste adhesivo de tipo cilindros cruzados fundamentada en los principios de la norma ASTM G83-96.

5. Bibliografía

ASTM. (1996). Estados Unidos.

Budynas, R. G. & Nisbett K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: Mc-Graw Hill Interamericana.

Linares, O. (2005). *Fundamentos de la tribología*. Obtenido de: <http://widman.biz/boletines/19.html>

Generalidades de la tribología. Obtenido de: <http://tesis.uson.mx/digital/tesis/docs/5730/Capitulo1.pdf>

Albarrancín, P. (2009). Mantenimiento en Latinoamérica. *La tribología – herramienta eficaz para incrementar la productividad de los equipos*. Obtenido de: <http://www.mantenimientoenlatinoamerica.com/pdf/ML%20Volumen%201%20N%206.pdf>

Tristancho, J. L. & Cañas, L. A. (2008). Diseño y construcción de un tribómetro de cilindros cruzados, bajo norma técnica ASTM G83 – 96. Obtenido de: <http://revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/viewFile/3729/2045>

Báez, S. & Yesid, D. (2004). Construcción y puesta en funcionamiento de una máquina de cilindros cruzados para la evaluación del desgaste adhesivo. Obtenido de: <http://www.redalyc.org/pdf/496/49614402.pdf>

Ramos, I. B. (2002). Máquina tribológica de cilindros cruzados. Obtenido de: http://expodime.cucei.udg.mx/vexpo/IVEXPODIME/pdf/EXPODIME_01.PDF

Vite, M., Carrillo, J. N. & Martínez, A. (1999). Máquina tribológica de cilindros cruzados para medir el desgaste en especímenes metálicos.

Authorization and Disclaimer

Authors authorize LACCEI to publish the paper in the conference proceedings. Neither LACCEI nor the editors are responsible either for the content or for the implications of what is expressed in the paper.