



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
MECÁNICA – MECÁNICA APLICADA

ESTUDIO DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN ESTÁTICO EN BUJES PARA MOTORES
ELÉCTRICOS MINIATURA

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
DOCTOR EN INGENIERÍA

PRESENTA:
OMAR OLVERA TAPIA

TUTOR PRINCIPAL
DR. ERNST KUSSUL MIKHAILOVICH, CCADET

COMITÉ TUTOR
DR. MARCELO LÓPEZ PARRA, FI
DR. LUIS A. ÁLVAREZ ICAZA LONGORIA, II
DR. IGNACIO HERNÁNDEZ GUTIÉRREZ, CENAM
DR. ALBERTO CABALLERO RUIZ, CCADET

MÉXICO, D. F. SEPTIEMBRE 2015

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. López Parra Marcelo
Secretario: Dr. Álvarez Icaza Longoría Luis A.
Vocal: Dr. Kussul Mikhailovich Ernst
1^{er}. Suplente: Dr. Hernández Gutiérrez Ignacio
2^{do}. Suplente: Dr. Caballero Ruiz Alberto

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

Grupo de Computación Neuronal,
Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico (CCADET)
Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), Ciudad Universitaria.

TUTOR DE TESIS:

Dr. Ernst Kussul Mikhailovich

FIRMA

Agradecimientos

A la Universidad Nacional Autónoma de México y al Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico (CCADET) por la oportunidad de estudiar el doctorado

Al programa de Apoyo a Proyectos de Investigación e Innovación Tecnológica (PAPIIT) que con el proyecto Automatización de manufactura y ensamble de concentradores solares apoyó esta tesis, clave del proyecto IT102814.

A mi tutor el Dr. Ernst Kussul.

A los integrantes del comité tutorial.

A los integrantes del grupo de computación neuronal del CCADET.

Dedicada

A mi familia

CONTENIDO

Página

Introducción.....	1
1. Teoría básica y central.....	3
1.1. Miniaturización.....	3
1.2. Medición de la fricción.....	6
1.3. Definición del problema y objetivo de este trabajo de investigación.....	17
2. Métodos y materiales.....	20
2.1. Principio de medición y análisis.....	20
2.2. Aparejo de prueba.....	22
2.3. Materiales y manufactura de los especímenes.....	24
2.4. Medición del diámetro interno de los especímenes.....	28
2.5. Rugosidad de los especímenes.....	30
2.6. Limpieza de los especímenes.....	32
2.7. Medición de la fuerza de tensión.....	33
3. Resultados y discusión.....	36
3.1. Comportamiento del coeficiente de fricción.	36
3.2. Incertidumbre de la prueba	43
3.3. Coeficiente de fricción y la rugosidad constante.	46
3.4. Presión máxima y área de contacto	47
3.5. Coeficiente de fricción versus área de contacto aparente.....	51
3.6. Comparación con otros resultados	55
3.7. Bujes y motores eléctricos miniatura	56
4. Conclusiones.....	59
4.1. Conclusiones	59
4.2. Trabajos futuros.....	60
Apéndice A. Factores que pueden afectar la fricción	62
Apéndice B. Graficas fuerza versus tiempo	63
Apéndice C. Graficas fuerza versus tiempo superpuestas	69
Referencias.....	72

INTRODUCCIÓN

El fenómeno de la fricción ha sido estudiado por miles de años. Sin embargo, no se tienen postulaciones científicas hasta la época de Leonardo da Vinci, Coulomb y Amontons. Desde entonces, se han realizado numerosas investigaciones acerca del comportamiento de la fricción entre sólidos lubricados y no lubricados a escala macrométrica.

El surgimiento del microscopio de fuerza atómica y el microscopio de fuerza de fricción motivaron el estudio de la fricción en la escala micrométrica y nanométrica. La punta de las sondas tiene dimensiones de unos cuantos micrómetros y nanómetros. Estas puntas se utilizan para representar una aspereza de la superficie en contacto, y a través de estas se han realizado pruebas de fricción en diferentes materiales. Sin embargo, el deslizamiento de una aspereza no es representativo del deslizamiento entre elementos miniatura donde intervienen muchas asperezas.

En el proceso de miniaturización de los sistemas electromecánicos se han encontrado problemas de fricción significativos. La fricción experimentada en los cojinetes de los sistemas electromecánicos miniatura ha influido notablemente en la eficiencia y muchas veces en el desempeño total de los sistemas. Los resultados de los estudios de fricción en escala macroscópica y microscópica no han podido ser aplicados muy bien a los cojinetes de los sistemas electromecánicos miniatura.

En los últimos años ha habido el intento por “cubrir el hueco” entre los estudios de fricción en escala nano-micrométrica y en escala macrométrica. Como consecuencia a estos esfuerzos, este trabajo de investigación presenta un aparejo de pruebas de fricción para bujes y ejes miniatura, un método de medición muy sencillo y un estudio sobre el efecto que tiene la miniaturización en el coeficiente de fricción estático entre bujes y ejes. Las pruebas de fricción no lubricadas fueron realizadas entre ejes de acero y bujes de bronce y teflón.

El primer capítulo presenta la teoría básica y central del trabajo de investigación. Primero, describe la necesidad de medir la fricción entre bujes y ejes miniatura, y señala la falta de información en el tema de la fricción en esa escala y en esos elementos de contacto. Segundo, describe los aparejos para medir la fricción entre bujes y ejes de escala convencional. Tercero, explica las desventajas de los resultados del microscopio de fuerza atómica y del microscopio de fuerza de fricción para aplicarlos a los sistemas miniatura. Por último, define el problema y el propósito de este trabajo de investigación.

El segundo capítulo presenta el principio de medición, el aparejo de pruebas, el banco de pruebas, las masas, los ejes y los especímenes de prueba. Se describe la manufactura de los especímenes y el proceso de limpieza. También se explica el proceso de medición de las dimensiones, de la rugosidad de la superficie interna de los bujes y del propio coeficiente de fricción.

El tercer capítulo muestra los resultados de las pruebas de fricción y los esfuerzos que se deben presentar en las superficies de contacto entre los bujes y ejes. Los coeficientes de fricción se tabulan y grafican para describir su tendencia. Se reporta el análisis estadístico de los experimentos, las fuerzas promedio, el coeficiente de fricción y su propagación de la incertidumbre como resultado de

una medición indirecta. Así como la precisión del método. Se muestra el comportamiento del coeficiente de fricción en función del área aparente con gráficas y tablas. Por último, se comparan los resultados obtenidos con los resultados de otras investigaciones.

El cuarto capítulo presenta las conclusiones de este trabajo de investigación. También se proponen los trabajos futuros relacionados con el proceso de miniaturización y con las pruebas de fricción entre bujes y ejes.

En los apéndices, se muestran los factores que pueden afectar la fricción y las gráficas fuerza versus tiempo para ilustrar las tendencias generales que presentaron algunas pruebas de fricción.

CAPÍTULO 1

TEORÍA BÁSICA Y CENTRAL

If at first, the idea is not absurd, then there is no hope for it
Albert Einstein

1.1 Miniaturización

En los últimos años, la miniaturización se ha convertido en una de las tareas más importante y desafiante en los campos de ingeniería, física, química y biología. Importante, porque los resultados que prometen serán de grandes beneficios para la humanidad. Los beneficios van desde desarrollar dispositivos miniatura que ocupen poco espacio y ahorren energía, hasta desarrollar diminutos robots que naveguen por las arterias para corregir tejido dañado. Desafiante, porque en escala pequeña hay una gran cantidad de problemas que resolver que en escala convencional no se presentan.

En el presente, la tecnología denominada **Sistemas MicroElectroMecánicos** (por sus siglas en inglés MEMS) es la que cuenta con mayores recursos para desarrollar dispositivos que contienen dimensiones micrométricas. Estos dispositivos se han fabricado con la infraestructura para manufacturar los circuitos integrados de silicio. Las técnicas de litografía combinadas con procesos de deposición de metales se han usado para fabricar estos dispositivos MEMS [1].

Las principales ventajas de los dispositivos MEMS son la miniaturización, la multiplicidad y la habilidad de integrar directamente el dispositivo en la microelectrónica. La multiplicidad se refiere al gran número de dispositivos y diseños que se pueden fabricar, como los acelerómetros micrométricos que sirven para activar las bolsas de aire de los coches. El tamaño de los dispositivos MEMS, comparable con un chip electrónico, permite su directa integración al chip. La **Figura 1.1** muestra algunos dispositivos MEMS.

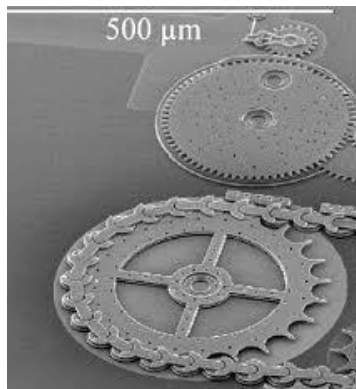


Figura 1.1. Dispositivos MEMS: cadenas, catarinas y engranes. Los dispositivos tienen una geometría plana.

Po otro lado, la tecnología MEMS presenta algunas desventajas como la producción de dispositivos casi planos, lo que ocasiona un ensamble difícil. Otra desventaja es que los materiales usados deben ser compatibles con la tecnología de silicio, lo que ocasiona la carencia de aprovechar la gran variedad de materiales de ingeniería para la fabricación de dispositivos.

Para compensar estos inconvenientes, Kussul et al. [2,3] propusieron otra tecnología denominada **Tecnología de MicroEquipo** (Por su siglas en ingles MET). Esta tecnología se basa en los métodos de manufactura mecánicos convencionales y tiene la característica de que el tamaño del equipo es comparable con los tamaños de los componentes a producir. Además, esta tecnología tiene la ventaja de permitir el uso de los tratamientos mecánicos convencionales y el ensamble automático de los dispositivos mecánicos y electrónicos. También permite utilizar el conocimiento sobre el tratamiento y maquinado de los materiales de ingeniería [3]. La idea principal de esta tecnología consiste en el desarrollo de generaciones de microequipo secuenciales de menor y menor tamaño. Cada generación subsecuente se manufactura por una previa. La idea original fue propuesta por Feynman [4] en el artículo titulado “There is Plenty of Room at the Botton”.

La **Figura 1.2** muestra un centro de maquinado desarrollado por Kussul et al. [3]. El centro de maquinado fue utilizado para fabricar piezas y elementos de máquina de tamaño proporcional. La **Figura 1.3** muestra algunos elementos fabricados con el centro de maquinado. También se han fabricado filtros de aire, del tamaño de unos cuantos milímetros, compuesto de anillos diminutos.

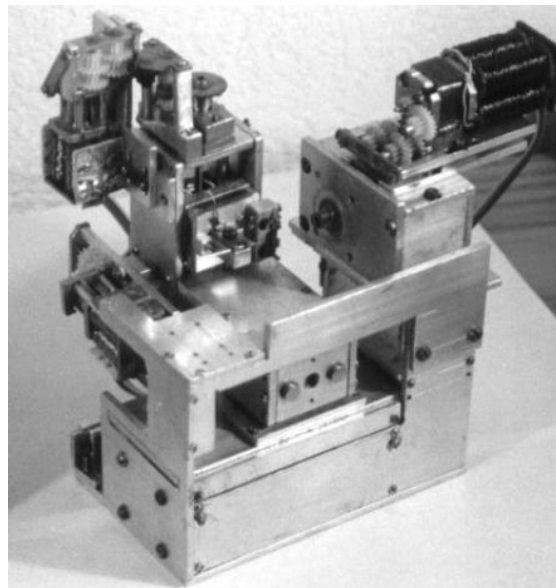


Figura 1.2. Centro de maquinado de 100 X 100 x 130 mm controlado por una computadora personal. El centro de maquinado es de tres ejes, los ejes X y Z tienen una carrera de 20 mm y el eje Y de 35 mm. El desplazamiento en cada eje lo producen motores a pasos. La resolución longitudinal en cada eje es de 1.87 μm por cada paso del motor [3].

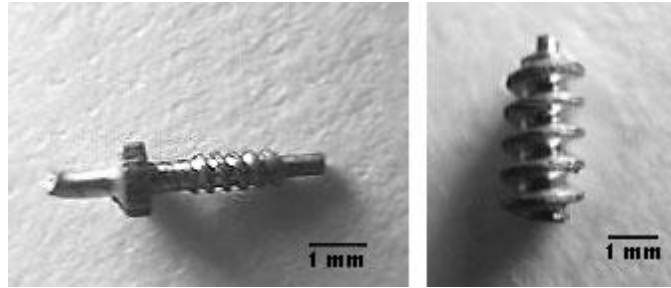


Figura 1.3. Elementos de máquina fabricados con el centro de maquinado de primera generación [3].

En la miniaturización de dispositivos y máquinas, algunos fenómenos físicos y químicos comienzan a ser más significativos que otros. Por ejemplo, la fuerza viscosa y la fuerza de fricción llegan a ser más significativas que la fuerza de gravedad. Tales efectos en los sistemas miniatura requieren un tratamiento diferente a los sistemas de tamaño convencional.

Las leyes de escalamiento son un buen comienzo para diseñar y miniaturizar los sistemas. Estas leyes describen el comportamiento que tiene una cantidad física cuando se miniaturiza o se aumenta el tamaño de los sistemas, y han sido estudiadas por diferentes investigadores, entre los que podemos citar a Ishihara [5], Trimmer [6], Peirs et al. [7], Wautelet et al. [8], Madou [9] y Kussul et al. [10].

Madou hizo un estudio analítico muy amplio sobre el comportamiento de varias cantidades físicas cuando se miniaturizan los sistemas [9]. El estudio va desde la rigidez, la capacitancia, la fuerza magnética, la resistencia eléctrica y hasta el voltaje. Él listó 27 cantidades físicas con su variable de escala. Sin embargo, la fuerza de fricción fue nombrada pero no se describió su factor de escala.

Trimmer describió el comportamiento de las fuerzas electromagnéticas y electrostáticas en diferentes condiciones de operación cuando se miniaturizan los sistemas electromecánicos. También describió el tiempo que tarda una partícula en ir de un lugar a otro con aceleración constante cuando se miniaturizan cada una de las cantidades físicas involucradas en el modelo. Sin embargo, lo hizo sin considerar la fuerza de fricción.

Peir et al. analizaron los efectos de escalamiento en los actuadores electromagnéticos, electrostáticos y piezoeléctricos [7], en el análisis consideró los efectos térmicos para el modelado. Sin embargo, tampoco considero la fuerza de fricción.

La fricción es uno de los fenómenos que más factores involucra, entre los que podemos citar: la rugosidad de las superficies de contacto, la fuerza normal, la temperatura de los cuerpos, la humedad relativa del aire, los efectos de compatibilidad de los materiales, la contaminación de las superficies y sobre todo el método de prueba para medir la fricción.

La fuerza de fricción es un factor que incide directamente en la eficiencia de los sistemas mecánicos. En microcomponentes muchas veces influye en el desempeño total. Sin embargo, no es necesario llegar a escalas micrométricas ni nanométricas para que el fenómeno de la fricción comience a

restarles eficiencia, porque se ha observado que objetos con dimensiones de unos cuantos milímetros y con cargas de unos cuantos gramos quedan adheridos a otros objetos.

1.2. Medición de la fricción

La fuerza de fricción se define como la fuerza resistiva tangente que se presenta en la superficie de dos cuerpos que tratan de tener o tienen movimiento relativo. La razón entre esta fuerza de fricción y la fuerza normal a las superficies se define como el coeficiente de fricción $\mu = F_f/F_n$, donde F_f es la fuerza de fricción y F_n es la fuerza normal a las superficies.

Generalmente, cuando dos cuerpos tratan de tener movimiento relativo entre sus superficies, la fuerza de fricción comienza a incrementarse conforme la fuerza con la que se trata de poner en movimiento se incrementa. Cuando ocurre el deslizamiento, la razón de la fuerza de fricción máxima y la fuerza normal se denomina coeficiente de fricción estático μ_s . Posteriormente de que ocurre el deslizamiento, a la fuerza resistiva necesaria para mantener el deslizamiento a velocidad constante se le llama fuerza de fricción cinética. A la razón de esta fuerza de fricción cinética y la fuerza normal se llama coeficiente de fricción cinético μ_c .

En principio, determinar el coeficiente de fricción parece sencillo, una simple medición de la fuerza normal o el peso de un objeto y la fuerza resistente relativa al movimiento. Sin embargo, no es tan fácil por la cantidad de factores involucrados en el fenómeno.

Los investigadores e ingenieros han medido la fricción por siglos mediante el uso de planos inclinados, poleas, resortes, cilindros, esferas, medidores de fuerza digitales, deflexiones de vigas y dispositivos similares. Aun así, los investigadores continúan proponiendo y desarrollando nuevos métodos para medir la fricción que sean más precisos y, sobre todo, que sean representativos de los sistemas tribológicos.

Recientemente, numerosos estudios han sido realizados para medir la fricción en los sistemas microelectromecánicos [11-15]. Las mediciones fueron efectuadas con el microscopio de fuerza atómica (AFM) y con el microscopio de fuerza de fricción (FFM). Estos equipos generalmente utilizan puntas cuyos radios son de dimensiones micrométricas y nanométricas, con fuerzas del orden de μN y nN . En consecuencia, los resultados de estos estudios no pueden ser aplicados al diseño y desarrollo de microequipo porque las fuerzas son mucho menores, de tres a seis órdenes de magnitud, a las que se utilizan en el microequipo. Además, los equipos mencionados, FFM y AFM, utilizan una punta para modelar una simple aspereza en contacto, cuya área de contacto es menor al área real de todas las asperezas. Medir con una punta que representa una simple aspereza no es representativo de un sistema tribológico, donde hay una gran cantidad de asperezas, porque muchas asperezas hacen que el material que se rompe se aglutine, y este material aglutinado contribuye a la fuerza de fricción. La **Figura 1.4** muestra una punta que utiliza el microscopio de fuerza atómica.

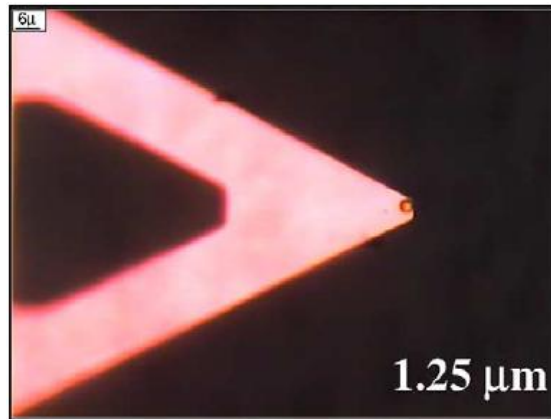


Figura 1.4. Micrografía óptica de un balín de silicato de boro con un radio de $1.25 \mu\text{m}$ usado en una punta de AFM, montado en un cantiléver triangular comercial [13]

Otra razón por la que los resultados no pueden ser empleados en el desarrollo de microequipo obedece a que los estudios fueron realizados con materiales compatibles con la tecnología MEMS, como el silicio. Estos materiales tienen un comportamiento tribológico diferente a los usados en el desarrollo de microequipo.

Bushan y Kulkani [11] realizaron un estudio donde compararon los coeficientes de fricción medidos en microescala y en macroescala. Las mediciones en escala micrométrica fueron realizadas con un microscopio de fuerza de fricción con una punta de Si_3N_4 de 50 nm de radio. La punta de diamante fue de 150 nm de radio. La velocidad de prueba fue de $4 \mu\text{m/s}$ y el área de $1 \mu\text{m} \times 1 \mu\text{m}$. Las cargas normales utilizadas fueron del orden de 20 a 50 μN y de 50 a 150 nN. Las mediciones en escala macrométrica se efectuaron con un balín de zafiro de 3 mm de radio a una velocidad de 0.8 mm/s, las cargas que se utilizaron fueron de 0.1 N y de 1 N. Los investigadores compararon los coeficientes de fricción y determinaron que los coeficientes de fricción en escala macrométrica fueron más grandes que los valores en escala micrométrica. La diferencia fue atribuida al aumento de la dureza y al módulo de elasticidad. Bushan y Kulkani señalaron que hay un aumento de la dureza y el módulo de elasticidad en escala micrométrica con respecto a la escala macrométrica. También concluyeron que esta diferencia obedece a que en áreas de contacto aparente pequeñas se reduce el número de partículas atrapadas en la interface, así de este modo se minimiza la contribución del labrado del material a la fuerza de fricción.

En el proceso de miniaturización de actuadores, máquinas herramientas y manipuladores es muy importante definir el tipo de cojinete a utilizar, porque debe ser fácil de fabricar, de instalar y sobre todo de miniaturizar. La miniaturización de un rodamiento de bolas, por el momento, es demasiado compleja por el maquinado de las pistas, los elementos rodantes y el separador. En algunos rodamientos se puede omitir el separador. Sin embargo, los otros elementos siguen siendo complejos en el proceso de miniaturización.

Por otro lado, un cojinete deslizante lubricado requiere de sellos y de un sistema de lubricación, esto es difícil en el proceso de miniaturización. No obstante, un cojinete deslizante sin lubricación como un

buje hecho de teflón, grafito o bronce; hace posible su fácil fabricación, instalación y miniaturización. Además, un buje evita la necesidad de utilizar rodamientos axiales.

Por lo anterior, es necesario medir la fuerza de fricción entre bujes y ejes. Así como su comportamiento cuando los sistemas se miniaturizan.

Sadik y Atik desarrollaron un aparato para medir el coeficiente de fricción en cojinetes deslizantes de bronce [16]. El principio de operación se muestra en la **Figura 1.5**. El aparato está formado por un peso (8) que presiona una barra rígida (2), esta barra presiona a la vez un cojinete rodante (3) que transmite la fuerza al cojinete de estudio (5). El cojinete de estudio se monta en el muñón (4) que gira por la acción del motor (7). En el cojinete de estudio se inserta una lámina (6) que desplaza la aguja del indicador de caratula (1). Mediante el desplazamiento del indicador, la constante del resorte del indicador y la geometría del aparato se determinó la fuerza y el coeficiente de fricción.

El aparato fue diseñado para cojinetes deslizantes de 10 mm de diámetro interno y para cargas de 10 y 20 N. Las dimensiones y las cargas con que trabaja no permiten aplicarlo al estudio de este trabajo de investigación. Además en este método de prueba se desprecia la fricción entre el rodamiento (3) y el cojinete de prueba (5), mostrados en la **Figura 1.5**. No obstante, esta fricción no se debe despreciar en un sistema miniatura.

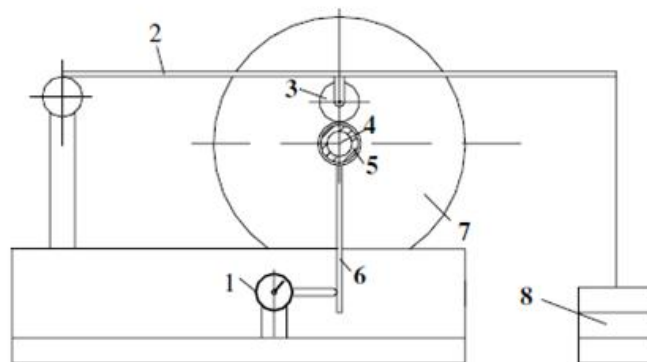


Figura 1.5. Aparato de prueba desarrollado por Ünlü y Atik [16]. La figura muestra los elementos principales que lo componen: 1) comparador, 2) barra rígida, 3) rodamiento de bolas, 4) muñón, 5) buje de prueba, 6) lámina, 7) motor, 8) peso.

Zhang et al. desarrollaron un aparato de prueba de cojinetes deslizantes para evaluar el comportamiento de la fricción y el desgaste de materiales en baños de zinc [17-18]. El aparato se controló completamente por computadora. El principio de operación se muestra en la **Figura 1.6**. Un eje de transmisión hueco es soportado por dos bloques grandes, el motor y el eje están inclinados aproximadamente 30° de la horizontal. En el extremo del eje donde el cojinete de prueba se instala, el

diámetro es más pequeño. Un cilindro hidráulico proporciona la carga al cojinete de prueba, el cilindro tiene un sensor en el extremo para medir el desplazamiento. En el extremo del pistón del cilindro tiene una celda de carga tensión/compresión para medir la carga del rodamiento. La resistencia del par del cojinete deslizante está monitoreada por un strain gauge adjunto al extremo superior del eje de rotación. Los valores del par son adquiridos a través de un sistema telemétrico digital.

El aparejo propuesto por Zhang et al. fue hecho para cojinetes de diámetro de 76.2 mm y para cargas de 45 N hasta 13.4 KN. Las dimensiones y las cargas están muy por arriba de las necesidades para este trabajo de investigación.

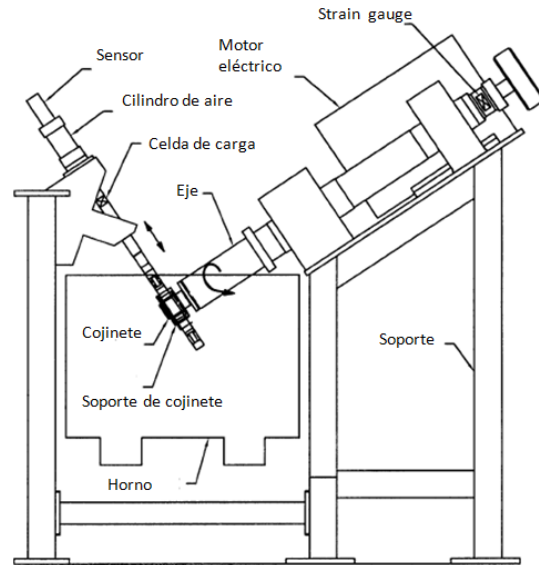


Figura 1.6. Esquema del aparejo de pruebas de rodamientos sumergidos propuesto por Zhang y Battiston [17-18].

Colbert et al. desarrollaron un tribómetro para medir la fricción en bujes y los efectos geométricos que afectan la fricción del buje [19]. El aparejo se muestra en la **Figura 1.7** y el principio de operación en la **Figura 1.8**. El aparejo utilizó una celda de carga de seis canales. Como se muestra en la **Figura 1.8**, las cargas fueron proporcionadas directamente a través de la celda de carga. Además, la rigidez del transductor multiaxial mantuvo la orientación espacial del buje de prueba. El tribómetro trabajó en vacío y utilizó un sistema de cargas basado en un resorte. El resorte se comprimió y el brazo transmitió la fuerza a la celda de carga a través de un elemento de flexión. Las cargas fueron de aproximadamente de 500 N. El eje del motor fue soportado por rodamientos de bolas lubricados con grasa para trabajar en vacío. El motor proporcionó movimiento giratorio de 0.001 a 1000 rpm con un par de salida de 3 Nm.

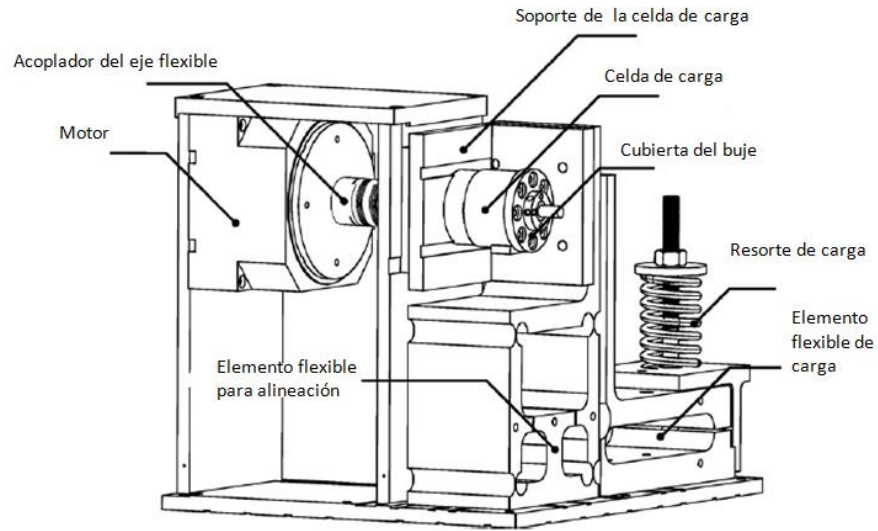


Figura 1.7. Ilustración esquemática del tribómetro de bujes desarrollado por Colbert et al. [19]. Se muestran los elementos principales del tribómetro.

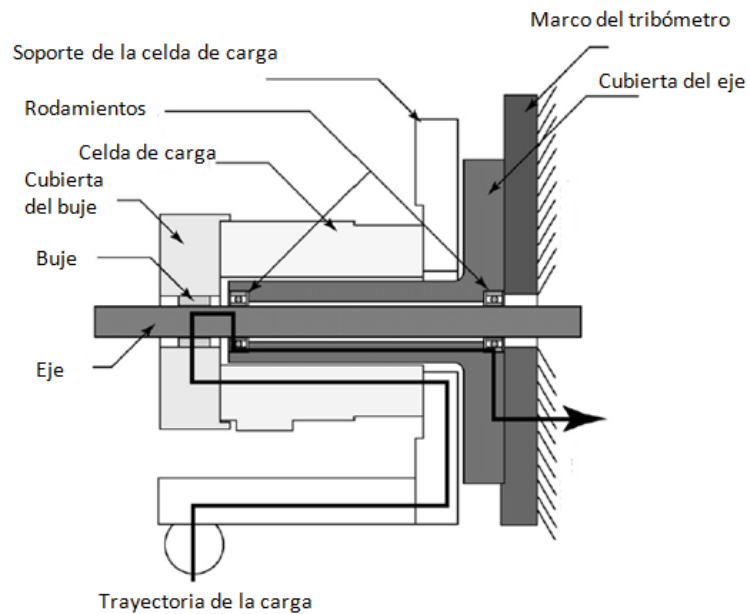


Figura 1.8. Detalle del aparato de prueba desarrollado por Colbert et al. Se ilustra la trayectoria de la carga. También se muestra el buje de prueba montado en el eje [19].

Como se ha descrito anteriormente, se han desarrollado tribómetros muy sofisticados para propósitos especiales, además de otros que miden la fricción en bujes de tamaño comercial que no se han descrito [20-23]. Sin embargo, las dimensiones de los bujes de prueba y los intervalos de cargas son muy grandes para los estudios de este trabajo de investigación.

Daejong Kim et al. [24] con el propósito de hacer pruebas tribológicas para MEMS desarrollaron un aparato para medir la fricción en cojinetes deslizantes. La **Figura 1.9** muestra el esquema del aparato. Las dimensiones de los cojinetes fueron de 2 mm de diámetro exterior, 500 μm de diámetro interior y 300 μm de longitud. El aparato consistió de una turbina de aire de 5 mm de diámetro y 2 mm de longitud, de una boquilla de sección transversal de 0.2 mm de altura y 1.8 mm de ancho. Un perno calibre fue utilizado como eje, su diámetro fue de 500 μm ($\pm 50 \text{ nm}$). La velocidad fue medida estroboscópicamente mediante un sensor.

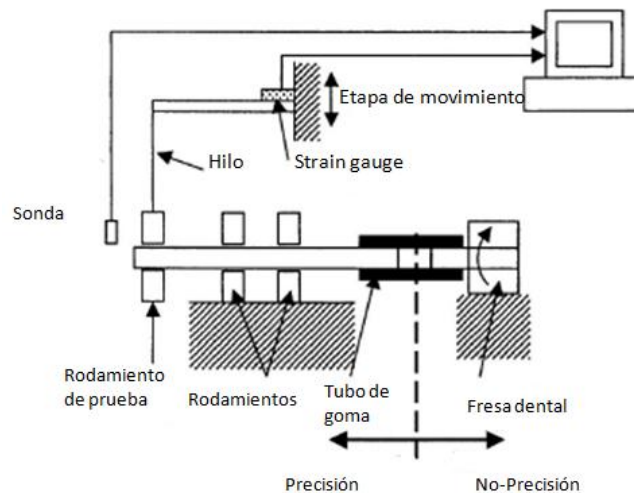


Figura 1.9. Aparato de prueba propuesto por Daejong Kim et al. [24]

La turbina se acopló al eje con un acoplador de goma. El cople de goma aisló al eje de las vibraciones de la fresa dental. La carga fue aplicada a través de un hilo de algodón que se ató a una viga en voladizo, la fuerza fue medida por deflexión y el strain gauge. La configuración es similar al dispositivo de prueba pin-on-disk de escala convencional. El coeficiente de fricción se determinó por equilibrio de momentos, donde se involucró la carga, la fuerza de fricción y la geometría del aparato. El principio de medición se presenta en la **Figura 1.10**. Con la sonda se midió el desplazamiento del extremo de la barra horizontal para calcular el ángulo de deflexión θ del cojinete de la vertical.

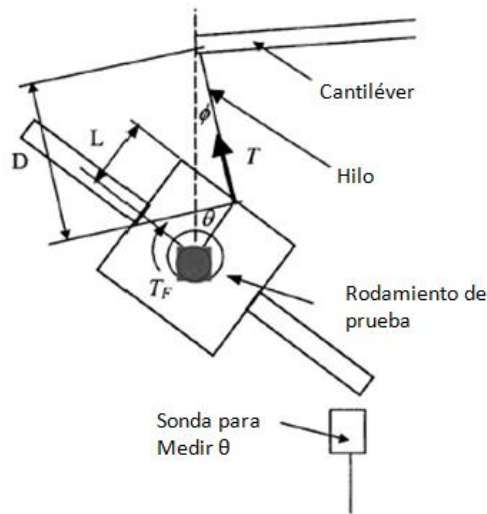


Figura 1.10. Principio de medición de la fricción de aparato desarrollado por Daejong Kim et al. [24].

Los resultados obtenidos por el aparato desarrollado por Daejong no fueron favorables [24]. Después de las pruebas, los diámetros internos de los cojinetes no fueron circulares, presentaron mucho desgaste y las superficies terminaron severamente dañadas.

Por otro lado, recientemente se ha desarrollado equipo para medir la fuerza de fricción con cargas del orden de mN [25-30]. Estos equipos tratan de ‘cubrir el hueco’ entre los dispositivos que miden la fricción en macroescala y los que miden la fricción en microescala.

Rha et al [25] utilizaron un tribómetro de viga en voladizo oscilatorio para medir la fricción en películas de carbón. La **Figura 1.11** muestra el tribómetro desarrollado por Rha et al. El tribómetro se integró principalmente por una viga en voladizo y una balanza electrónica. La viga en voladizo de acero midió 150 mm de longitud, 12.6 mm de altura y 0.3 mm de espesor. Se colocaron cuatro strain gauge en el extremo fijo de la viga en una configuración de puente completo. La carga normal se aplicó en el extremo de la viga. El espécimen fue colocado en la balanza electrónica, la cual indicó la carga normal durante la prueba. El espécimen permaneció estacionario y la viga en voladizo realizó el movimiento oscilatorio.

La carga normal varió desde 1 a 50 mN. Se utilizó un balín de nitrato de silicio con un radio de 1.5 mm y una punta de diamante Rockwell con un radio de 0.2 mm. La distancia de deslizamiento fue de 100 y 500 mm, la velocidad promedio fue de 30 mm/s.



Figura 1.11. Tribómetro desarrollado por Rha et al. [25]. Tribómetro de viga en cantiléver oscilante.

Ku et al. desarrollaron un tribómetro para determinar la fricción que sea representativa de los MEMS [26]. La **Figura 1.12** muestra el aparejo de pruebas. El tribómetro consistió de un disco de silicio rotativo, cargado contra un disco de silicio estacionario. El disco superior fue colocado en el eje de rotación, mientras que el disco inferior permaneció estacionario. La fricción y el espesor de la película fueron medidos con técnicas de desplazamiento láser. El tribómetro tiene la posibilidad de hacer pruebas con especímenes completamente sumergidos en lubricantes de hidrocarburo. Los especímenes de prueba fueron discos de silicio planos con un diámetro de 2 mm, fabricados por grabado iónico.

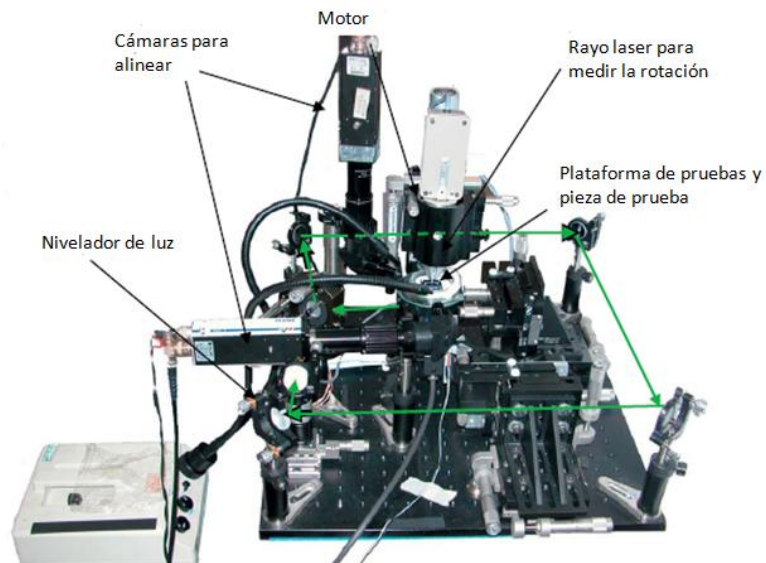


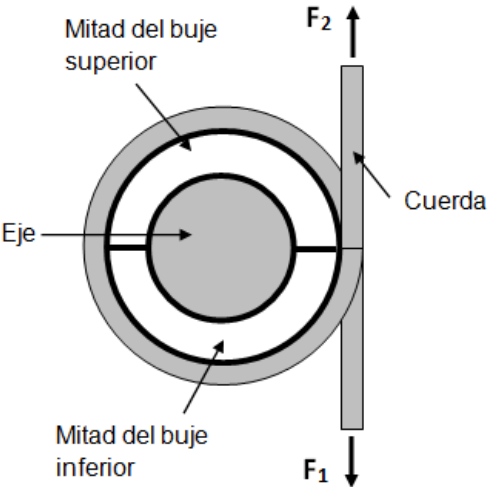
Figura 1.12. Aparejo de pruebas de fricción desarrollado por Ku et al. [26].

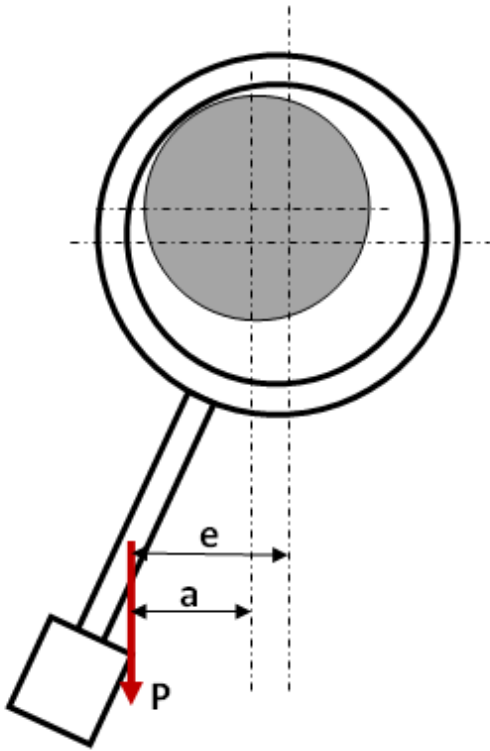
Tanto el aparejo de Rha et al. y el de Ku et al. midieron la fricción con cargas de unos cuantos mN. También los aparejos que desarrollaron Yin Xu et al. [27], Achata et al. [28] y Ying Xu et al. [29] midieron la fricción con cargas de unas cuantas decenas de mN. Sin embargo, las mediciones se realizaron en superficies planas.

Medir la fricción es medir el comportamiento de un sistema tribológico y no una propiedad de los materiales. Las mediciones de la fricción en superficies planas no son tan representativas de las mediciones entre un buje y un eje, porque omiten los claros, bordes, geometría curva, dirección del deslizamiento entre otros.

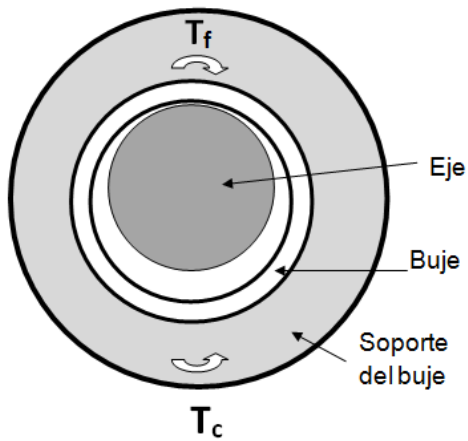
Los aparejos para estudiar los sistemas tribológicos miniatura presentan muchas dificultades, sin embargo, son necesarios para tales estudios. Ellos deben ser suficientemente precisos para identificar los valores pequeños de la fuerza o par de fricción. Los métodos para medir la fricción en cojinetes están basados en el equilibrio del par de fricción y el momento externo. El par de fricción es el que se presenta en el cojinete y el par externo es el que contrarresta el par de fricción. La **Tabla 1.1** muestra algunos principios de medición para medir la fricción en cojinetes.

Tabla 1.1. Principios de medición en cojinetes deslizantes

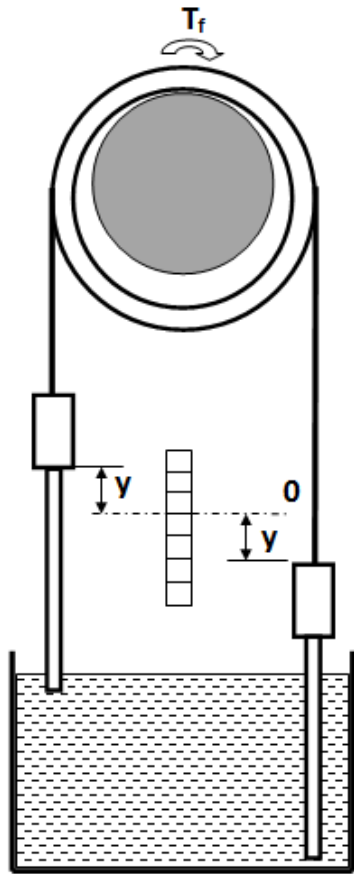
Diagrama esquemático	Descripción
 <p>El diagrama muestra un eje horizontal que gira dentro de un cojinete. El cojinete está dividido en dos partes: la 'Mitad del buje superior' y la 'Mitad del buje inferior'. Una cuerda vertical se enrolla alrededor del eje y pasa por el cojinete. En el extremo superior de la cuerda, una fuerza F_2 actúa hacia arriba. En el extremo inferior, una fuerza F_1 actúa hacia abajo. El eje está etiquetado como 'Eje'.</p>	<p>Principio de medición por frenado por cable. La fricción del cojinete fue medida por la diferencia de fuerzas en los extremos del cable. Cuando el eje gira produce un par de fricción en el cojinete que es contrarrestado por la diferencia de las fuerzas. El extremo superior de la cuerda fue colocado con un medidor de fuerza mientras que el extremo inferior de la cuerda fue atado a un peso conocido. Al inicio de la prueba las fuerzas F_1 y F_2 tuvieron el mismo valor [31]</p>



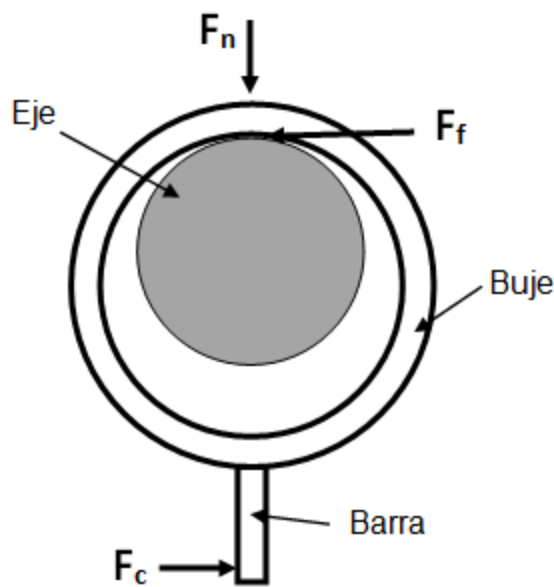
Principio de medición por péndulo. El buje se unió a un brazo que juntos forman un péndulo. P es el peso total del péndulo y actúa en el centro de masa del péndulo. El principio consiste en desviar el péndulo 25° respecto al eje vertical y dejarlo oscilar libremente sobre el eje. La amplitud del péndulo como una función del número de oscilaciones de la curva de amortiguamiento fue usada para estimar el coeficiente de fricción. El momento de balance fue proporcionado por la desviación del péndulo. La desviación del centro de gravedad del péndulo no se mide respecto al eje vertical del buje móvil (e) sino al eje vertical del muñón (a) [32].



Principio de medición por celda de carga en el soporte de los cojinetes. La fricción fue obtenida por el equilibrio del par de fricción T_f y por el par que lo contrarresta T_c . El par que lo contrarresta T_c fue medido por medio de una celda de carga. La celda fue ubicada en el soporte del cojinete. El peso sobre el cojinete fue aplicado por medio del soporte y medido por la celda. El coeficiente de fricción fue determinado por medio de la geometría, la carga y el par medido [19].



Principio de medición por medio de diferencia de presiones. El principio consiste en balancear el par de fricción T_f y el par que lo contrarresta. El par que lo contrarresta fue medido por medio de la diferencia de presiones (y) sobre cada perno inmerso en el líquido y fijado a la cuerda mediante la cual cuelga sobre el soporte del buje [32].



Principio de medición por la fuerza de un resorte. El aparejo consiste de una barra adjunta al soporte del buje. El principio consiste en determinar la fuerza de fricción F_f por medio del equilibrio de momentos del par de fricción y del par que lo contrarresta. El par que lo contrarresta fue producido por la fuerza un resorte F_c de un indicador de caratula aplicada a la barra adjunta. El indicador midió el desplazamiento lineal y con este se determinó la fuerza. La fuerza del resorte fue previamente determinada con el desplazamiento. La carga F_n fue aplicada sobre el cojinete de prueba por medio de un cojinete rodante. La fuerza de fricción del cojinete rodante fue despreciada para el análisis. La fuerza de fricción del cojinete de prueba fue determinada en función de la geometría del aparejo, la carga y la fuerza medida con el indicador de carátula [16].

1.3. Definición del problema y objetivo de este trabajo de investigación.

Medir y controlar la fricción es una de las tareas más importantes y desafiantes en el proceso de miniaturización de los sistemas tribológicos. Muchos de los dispositivos miniatura emplean contacto deslizante entre sus elementos mecánicos. En estos dispositivos, los fenómenos tribológicos (la fricción y el desgaste) inciden notablemente en la eficiencia y la durabilidad.

Los aparatos descritos en la sección anterior no deben utilizarse para medir la fricción entre un buje y un eje miniatura o para representar el comportamiento de estos por las siguientes razones:

- 1) Los equipos que miden la fricción en escala micrométrica, como el FFM y el AFM, utilizan puntas cuyos radios son de dimensiones micrométricas y nanométricas. Las fuerzas son del orden de μN y nN . Además, utilizan una punta para simular una simple aspereza. Una simple aspereza no representa un sistema tribológico como un eje y un buje, donde hay muchas asperezas en contacto. Cuando dos superficies se deslizan, las asperezas hacen que el material que se rompe se aglutine entre ellas. Este material aglutinado contribuye a la fuerza de fricción. Además las propiedades como la dureza y la elasticidad que se presentan en un área de contacto pequeña son diferentes a las propiedades que se presentan en áreas mayores.
- 2) Los aparatos que miden la fricción en escala macrométrica utilizan cargas y soportes para sujetar los bujes demasiado grandes a los requeridos en este trabajo de investigación.
- 3) Los aparatos que miden la fricción con cargas del orden de mN fueron desarrollados para medir la fricción sobre superficies planas. La fricción en una superficie plana no es tan representativa de la fricción que se presenta entre un buje y un eje, porque no involucran algunas variables importantes como los claros, bordes, dirección del deslizamiento, geometría y otros.
- 4) La mayoría de los instrumentos de medición utilizan motores eléctricos, estos provocan vibraciones. Las vibraciones afectan las mediciones en escalas pequeñas.
- 5) La mayoría de los aparatos para medir la fricción en cojinetes deslizantes utilizaron rodamientos adicionales. Los rodamientos adicionales provocan fricción adicional. Generalmente, la fuerza de fricción ocasionada por los rodamientos adicionales se despreció porque se consideró más pequeña que la fuerza de fricción del rodamiento de prueba. Sin embargo, con dimensiones y cargas pequeñas no se deben despreciar las fuerzas de fricción ocasionadas por los rodamientos adicionales, porque no son tan pequeñas con respecto a la fricción medida en los cojinetes de prueba.

Ninguna prueba puede representar todos los tipos de situación donde se presenta la fricción, más aun, cuando se trata de medir la fricción en componentes miniatura. De lo anterior se ha señalado que medir la fricción entre componentes pequeños es sumamente complejo por la cantidad de factores que se presentan y por el manejo de los componentes. A pesar de la disponibilidad de los tribómetros comerciales, es necesario diseñar y desarrollar un aparato para medir la fricción entre bujes y ejes de dimensiones de unos cuantos milímetros y con cargas del orden de mN . Además, es necesario estudiar el comportamiento de la fricción estática en los bujes miniatura.

Respecto al estudio de la fricción en bujes miniatura, muchas propiedades de los sólidos dependen de la escala dimensional en que se miden. Los detalles microscópicos se promedian cuando se investigan los materiales voluminosos. Las propiedades que asociamos a esos materiales son propiedades promediadas, como la densidad y el módulo de elasticidad en mecánica; la conductividad eléctrica y la magnetización en electricidad y magnetismo; y el punto de fusión en termodinámica [33]. Cuando las mediciones son realizadas a escala micrométrica o nanométrica, muchas de las propiedades de los materiales cambian. Por ejemplo para áreas de contacto y cargas pequeñas usadas en estudios en micro escala, la dureza y el módulo de elasticidad son más altos que en escala convencional [34]. Sin embargo, no es necesario llegar a la escala micrométrica ni mucho menos nanométrica para que algunas propiedades comiencen a cambiar. El coeficiente de fricción comienza a cambiar cuando los elementos en deslizamiento relativo tienen dimensiones de unos cuantos mm y están sometidos a cargas de decenas de mN [35].

En el mundo miniatura, la relación entre el área superficial y el volumen de un componente es mucho mayor que en componentes de tamaño convencional. Esto hace que los fenómenos que tienen una relación fuerte con los efectos superficiales sean más significativos que los fenómenos que dependen de la masa. Las propiedades que dependen de la masa dominan el mundo macroscópico mientras que las propiedades que dependen de los efectos superficiales dominan el mundo microscópico.

En la base de observaciones empíricas realizadas en el laboratorio de computación neuronal del Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico (CCADET) de la UNAM y en las investigaciones teóricas realizadas [36,37] puedo plantear la hipótesis "**La fuerza de fricción en bujes miniatura no es proporcional a la carga y depende del área aparente de contacto**". Para probar esta hipótesis he propuesto un método de medición del coeficiente de fricción estático en bujes miniatura y he diseñado una serie de experimentos para evaluar estas condiciones.

El estudio del fenómeno de la fricción en componentes miniatura es importante desde el punto de vista de la física e ingeniería. Desde el punto de vista de la física porque los fenómenos que comienzan a ser más prominentes pueden ser estudiados con mayor facilidad. Desde el punto de vista de la ingeniería porque los intervalos de validez de las leyes experimentales, como las de Amontons, permitirán diseñar las máquinas y dispositivos miniatura.

El objetivo general de este trabajo de investigación es:

Desarrollar un método para medir el coeficiente de fricción estático en bujes miniatura y realizar un estudio del comportamiento del coeficiente conforme las cargas y las dimensiones se miniaturizan. Los diámetros internos de los bujes deberán estar entre 1 y 5 mm; las cargas, entre 1 mN y 1 N.

Objetivos particulares:

- 1) Estudiar los métodos conocidos para medir la fricción entre bujes y un eje.
- 2) Proponer un método para medir la fricción entre bujes y ejes miniatura.

- 3) Desarrollar el aparejo y los especímenes de prueba.
- 4) Realizar las mediciones.
- 5) Analizar, evaluar y reportar los resultados.

En resumen, este trabajo de investigación responde a las preguntas:

¿Cómo se puede medir la fricción estática entre un buje y un eje miniatura de una manera sencilla y representativa?

¿Cómo se comporta la fuerza de fricción entre un buje y un eje cuando se miniaturizan los sistemas en los intervalos de carga y en las dimensiones mencionadas?

CAPÍTULO 2

MÉTODOS Y MATERIALES

Si buscas resultados diferentes,
no hagas siempre lo mismo
Albert Einstein

2.1. Principio de medición y análisis

Para describir el principio de medición considere el diagrama esquemático en **la Figura 2.1 (a) y (b)**. El diagrama en la **Figura 2.1 (a)** representa la sección transversal de un eje dentro de un buje o en su defecto un cilindro dentro de otro cilindro. El círculo sombreado representa la sección transversal del eje, el círculo en negrita representa el interior del buje. W es el peso total del eje y lo que soporta el eje, R es la fuerza de reacción del buje sobre el eje. Si no hay otras fuerzas más que el peso total W y la fuerza de reacción R , entonces el eje se encuentra en equilibrio en el punto A como se muestra en la **Figura 2.1 (a)**.

El diagrama de la **Figura 2.1 (b)** muestra la sección transversal del eje y del buje en el momento en que ocurre el deslizamiento. El círculo sombreado representa la sección transversal del eje, el círculo en negrita representa el interior del buje. W es el peso total del eje y lo que soporta el eje. T es una fuerza vertical, tangente al eje y aplicada hacia arriba. R es una fuerza vertical opuesta a W , pero no pasa a través del eje central O . R está localizada a la derecha de O en el punto B . R es la resultante de la fuerza de fricción F_f y de la fuerza normal N .

Cuando se aplica la fuerza T en el extremo izquierdo del eje y comienza a incrementar (**Figura 2.1 (b)**), entonces el eje comenzará a rotar y a 'subir' en el buje, desde el punto A hasta el punto B. En el punto B es donde ocurre el deslizamiento. En la posición B, el ángulo entre la fuerza de reacción R y la fuerza normal N es igual al ángulo de la fricción estática ϕ_s . Por lo tanto, la distancia de O a la línea de acción de R es $r \sin \phi_s$, donde r es el radio del eje.

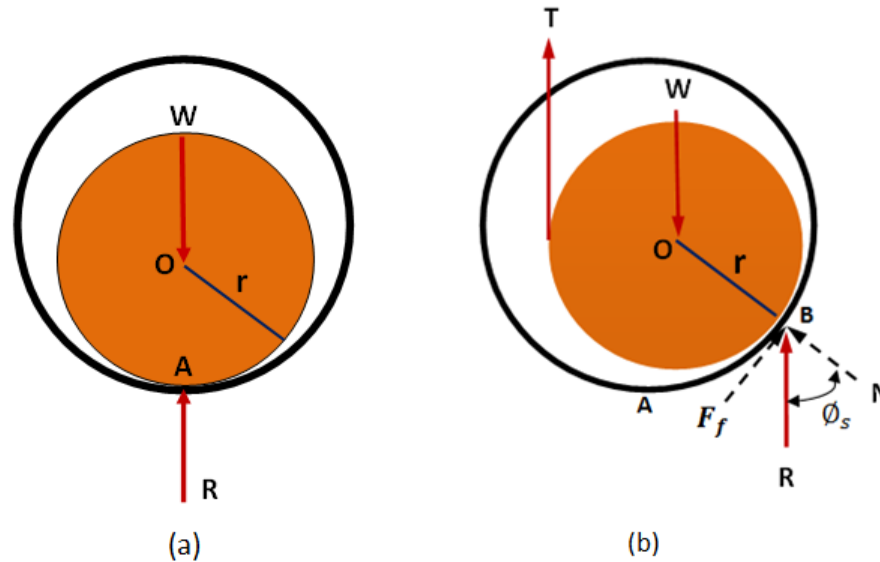


Figura 2.1 Diagrama esquemático de la sección transversal del eje y del buje. El círculo sombreado representa la sección transversal del eje, el círculo en negrita representa el interior del buje, W es el peso total, R es la reacción del buje sobre el eje, O es el centro del eje, r es el radio del eje. (a) Representación de la sección transversal del eje dentro del buje cuando se encuentra en el punto A , A es el punto más bajo de la superficie interior del buje. (b) Representación de la sección transversal del eje dentro del buje cuando ocurre el deslizamiento en el punto B , F_f es la fuerza de fricción, N es la fuerza normal, ϕ_s es el ángulo entre las fuerzas R y N .

El coeficiente de fricción fue determinado por equilibrio de momentos. Un tiempo antes de que ocurra el deslizamiento:

$$\sum M_O = 0, \tag{2.1}$$

$$Tr - Rr \sin \phi_s = 0. \tag{2.2}$$

Para ángulos pequeños tenemos la condición:

$$\sin \phi_s \approx \tan \phi_s \approx \mu_s. \tag{2.3}$$

Donde μ_s es el coeficiente de fricción estático

La ecuación (2.3) se sustituye en la ecuación (2.2) y se resuelve para T

$$T = \mu_s R, \tag{2.4}$$

Con el equilibrio de las fuerzas verticales

$$\sum F_y = 0, \tag{2.5}$$

$$T + R - W = 0. \tag{2.6}$$

Substituyendo la ecuación (2.4) en la ecuación (2.6) y resolviendo para μ_s tenemos

$$\mu_s = T / (W - T) \tag{2.7}$$

Con la ecuación (2.7) se determina el coeficiente de fricción estático en función del peso W y la fuerza de tensión T . W es la carga total que resulta del peso de los dos cilindros que soporta el eje y del eje mismo. T es la fuerza tangente al eje necesaria para que ocurra el deslizamiento y se obtiene directamente con el medidor de fuerza digital a través de un hilo. El hilo se ata y enreda al eje

En el análisis realizado, el diámetro del hilo fue despreciado. En los ensayos dos hilos fueron utilizados. Los ensayos de los tres ejes más grandes (4.700, 3.120 y 2.340 mm de diámetro) fueron realizados con un hilo de 75 μm de diámetro. Los ensayos de los cuatro ejes más pequeños (1.560, 1.380, 1.180 y 0.980 mm de diámetro) fueron realizados con un hilo de 25 μm . Los diámetros de los hilos fueron muy pequeños comparados con los diámetros de los ejes.

2.2. Aparejo de prueba

El aparejo y el método de prueba de fricción fueron desarrollados para determinar el coeficiente de fricción estático entre bujes y ejes miniatura. También fueron desarrollados para estudiar el comportamiento de la fuerza de fricción estática cuando se miniaturizan los bujes y cargas. La geometría de los especímenes, el aparejo y el método de prueba se han diseñado para imitar la geometría de contacto, la presión de contacto, el movimiento y el entorno cuando se miniaturiza el sistema tribológico.

La **Figura 2.2** muestra una representación esquemática del aparejo. El sistema experimental consiste de un buje (1), un eje (2), dos cilindros (3) cuyos pesos proporcionan la carga, un hilo (4) (que se enreda alrededor del eje para proporcionar la fuerza), un medidor de fuerza (5), un soporte (6), un tornillo de potencia (7), un reductor de velocidad (8) y una manivela (9). El soporte tiene un tornillo de potencia (7) que suavemente mueve el medidor de fuerza (5) hacia arriba. El medidor de fuerza digital Mark-10 M5-012 tiene una resolución de 0.1 mN y una precisión de $\pm 0.1\% \pm 1$ dígito. El medidor de fuerza tiene la capacidad para registrar la fuerza máxima cuando el deslizamiento entre el buje y el eje ocurre.

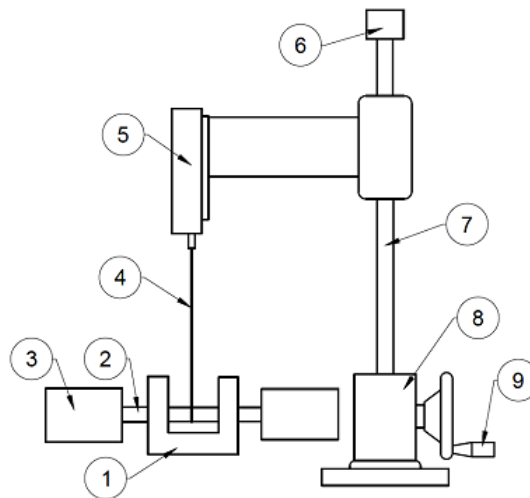


Figura 2.2. Diagrama esquemático del aparejo para medir la fricción entre bujes y ejes miniatura: (1) buje, (2) eje, (3) cilindros, (4) hilo, (5) medidor de fuerza, (6) soporte, (7) tornillo de potencia, (8) reductor de velocidad y (9) manivela.

La **Figura 2.3** muestra el banco de pruebas. El banco de pruebas consiste de un soporte (1), un buje de pruebas denominado buje doble (2), un eje (3), dos cilindros (4) y dos tornillos (5). La carga es determinada por los cilindros y el eje. El soporte está hecho de latón y tiene dos tornillos para sujetar el buje doble.

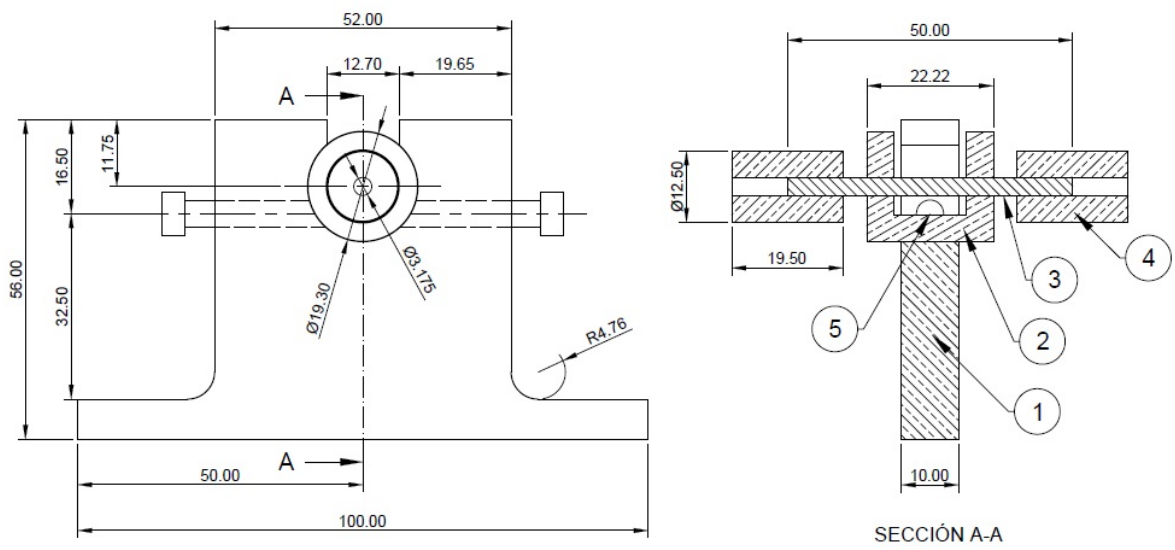


Figura 2.3. Diagrama esquemático del banco de prueba: 1) Soporte, 2) Buje doble, 3) Eje, 4) Cilindro y 5) Tornillo. Todas las dimensiones están en mm.

El sistema experimental tiene un juego de cilindros de latón para producir diferentes fuerzas normales. La **Figura 2.4** muestra el juego de cilindros. Los cilindros tienen un perno prisionero para sujetarse al eje salvo los más pequeños que se sujetan por un ajuste con muy poca interferencia.



Figura 2.4. Juego de cilindros del sistema experimental.

El sistema experimental también cuenta con un juego de pernos patrón meyer que se utilizaron como ejes. La **Figura 2.5** muestra el juego de pernos. De izquierda a derecha los pernos tiene un diámetro de: 4.700, 3.120, 2,340, 1.560, 1.380, 1.180 y 0.980 mm. Todos los pernos tienen una longitud de 50 mm.



Figura 2.5. Juego de ejes del sistema experimental. Los ejes son pernos patrón de acero.

2.3 Material y manufactura de los especímenes

Cinco grupos de probetas fueron manufacturados para realizar los experimentos para la demostración de la hipótesis. Los tres primeros grupos se utilizaron para estudiar el comportamiento del coeficiente de fricción conforme se miniaturizan los sistemas tribológicos y las cargas. El cuarto y quinto grupo de probetas se utilizaron para estudiar el comportamiento del coeficiente de fricción en función del área de contacto aparente.

El primer grupo de especímenes fue manufacturado en bronce SAE 40 con una distancia entre bujes variables $4d$, donde d es el diámetro interior del buje. La variación de la distancia entre bujes, así como del diámetro interior y la longitud del buje, tiene el propósito de representar el sistema tribológico en el proceso de miniaturización. El diagrama esquemático se presenta en la **Figura 2.6**. Este tipo de espécimen es denominado buje doble. $L1$ es la longitud de cada extremo del buje doble y en este grupo es igual a $1.5 d$. $L2$ es la distancia entre bujes y en este grupo es igual a $4d$. Algunas dimensiones están expresadas en función del diámetro interno del buje para facilitar su explicación. Para un buje de diámetro interno de 1 mm, la longitud del buje de cada extremo —del buje doble— es de 1.5 mm y la distancia entre bujes es de 4 mm. El diámetro exterior de todos los bujes dobles fue de 19.30 mm, esta dimensión fue la indicada para insertarse en el soporte del banco de pruebas. La profundidad de la ranura fue de 14.30 mm, igual para todos los bujes. La **Tabla 2.1** presenta las dimensiones de los siete bujes dobles manufacturados. Las imágenes de siete especímenes se muestran en la **Figura 2.7**.

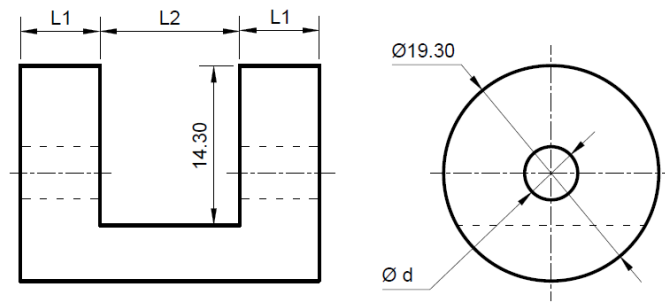


Figura 2.6. Diagrama esquemático del buje doble. Algunas dimensiones se expresan en función del diámetro interno del buje. $L1$ es el espesor del buje, $L2$ es la distancia entre bujes, d es el diámetro interno del buje.

Tabla 2.1. Dimensiones del buje doble de bronce SAE 40. Primer grupo.

Diámetro interior del buje doble d (mm)	Longitud total del bujes doble $7d$ (mm)	Distancia entre los bujes $L2=4d$ (mm)	Longitud del buje en el extremo $L1=3/2 d$ (mm)
4.762	33.33	19.05	7.14
3.175	22.22	12.70	4.75
2.381	16.66	9.52	3.57
1.587	11.10	6.35	2.37
1.400	9.80	5.60	2.10
1.200	8.40	4.80	1.80
1.000	7.00	4.00	1.50



Figura 2.7. Primer grupo de bujes dobles de bronce. Distancia entre bujes variable. De izquierda a derecha los bujes tienen un diámetro interior de 1.000, 1.200, 1.400, 1.587, 2.381, 3.175 y 4.762 mm.

El proceso de manufactura del primer grupo consistió básicamente en torneado un buje largo, rimar el agujero y ranurar el buje. Primero, los bujes largos fueron torneados en un torno Cowells 90ME (Cowells Small Machine Tools Ltd, Essex, UK). El diámetro exterior del buje fue de 19.30 mm para

todos los especímenes. Segundo, el agujero fue rimado manualmente. Tercero, el buje fue ranurado para obtener dos bujes alineados como se muestra en la **Figura 2.7**. La ranura fue hecha en una fresadora CNC ER 2026 (TAIG Tools, Chandler AZ) a una velocidad de 0.6 mm/s y a una profundidad de corte de 250 μm . La velocidad y la profundidad de corte fueron bajas para prevenir esfuerzos residuales y endurecimiento en la superficie.

El segundo grupo de especímenes también fue manufacturado en bronce. No obstante, este grupo tiene una distancia entre bujes constante de 12.7 mm, como se muestra en la **Figura 2.8**. La distancia entre bujes constante permitió realizar los ensayos con mayor facilidad porque el hilo fue atado y enredado más fácilmente que en los ensayos del primer grupo. El proceso de manufactura de este grupo es similar al primer grupo. Las dimensiones de los especímenes se muestran en la **Tabla 2.2**.



Figura 2.8. Segundo grupo de bujes dobles de bronce. Distancia entre bujes constante de 12.7 mm. De izquierda a derecha los bujes tienen un diámetro interior de 1.000, 1.200, 1.400, 1.587, 2.381, 3.175 y 4.762 mm.

Tabla 2.2. Dimensiones de los bujes dobles de bronce SAE 40 y de teflón. Segundo y tercer grupo.

Diámetro interior del buje doble d (mm)	Longitud total del bujes doble (mm)	Distancia entre los bujes Constante (mm)	Longitud del buje en el extremo $L1=3/2 d$ (mm)
4.762	26.98	12.70	7.14
3.175	22.20	12.70	4.75
2.381	19.84	12.70	3.57
1.587	17.44	12.70	2.37
1.400	16.90	12.70	2.10
1.200	16.30	12.70	1.80
1.000	15.70	12.70	1.50

El tercer grupo de especímenes fue manufacturado de teflón. El proceso de manufactura fue similar al segundo grupo. Sin embargo, primero se torneó un cilindro largo de latón. Posteriormente, se barrenó un agujero de 9.00 mm de diámetro y se insertó un cilindro de teflón para pegarlo con resina epoxi, la longitud del cilindro de teflón fue igual a la del cilindro de latón. Después, se barrenó y rimó en el cilindro de teflón. La operación de ranurado fue similar a la del segundo grupo, la distancia entre bujes fue de 12.7 mm. De tal forma que el teflón quedó encapsulado en una carcasa de latón para que quedara un buje doble de teflón con mayor rigidez. Las dimensiones de los especímenes de este

grupo son iguales a las del segundo grupo y se muestran en la **Tabla 2.2**. Las imágenes se muestran en la **Figura 2.9**.



Figura 2.9. Tercer grupo de bujes dobles de teflón. Distancia entre bujes de teflón constante de 12.7 mm. De derecha a izquierda los bujes tienen un diámetro interior de 1.000, 1.200, 1.400, 1.587, 2.381, 3.175 y 4.762 mm.

Una importante consideración en el diseño de las probetas de los tres primeros grupos fue que la longitud del buje se miniaturizó en proporción al diámetro interno del buje. Si el diámetro del buje fue reducido por la mitad, la longitud del buje fue reducida por una proporción igual.

El cuarto grupo de probetas fue manufacturado en bronce. El proceso de manufactura fue similar al segundo grupo de probetas. Sin embargo, todas las probetas de este grupo fueron manufacturadas con el mismo diámetro interno de 1.200 mm mientras que el espesor de los bujes varió. La variación del espesor fue para hacer variar el área de contacto aparente entre un buje y un eje. Las dimensiones de las probetas de este grupo se listan en la **Tabla 2.3**. La imagen de los especímenes se muestra en la **Figura 2.10**.

Tabla 2.3. Dimensiones de los bujes dobles de bronce SAE 40 y de teflón. Cuarto y quinto grupo. Distancia entre bujes fue de 12.7 mm, diámetro exterior fue de 19.30 mm, diámetro interior 1.200 mm.

Longitud en el extremo del buje (mm)	Longitud total del buje doble (mm)
3.00	18.7
2.00	16.7
1.50	15.7
1.00	14.7
0.75	14.2
0.60	13.9



Figura 2.10. Cuarto grupo de bujes dobles de bronce. Distancia entre bujes constante de 12.7 mm. Diámetro interior de 1.200 mm y diámetro exterior de 19.30 mm.

El quinto grupo de probetas fue hecho de teflón con una carcasa de latón. El proceso de manufactura fue similar al tercer grupo. De la misma manera, este grupo fue manufacturado con un diámetro interior de 1.200 mm, como el cuarto grupo. El espesor de los bujes varió para producir diferentes áreas de contacto. Las dimensiones fueron igual a las del cuarto grupo. En este grupo se manufacturaron cinco probetas, la probeta de menor longitud en el extremo, el de 0.60 mm de espesor, no fue manufacturada porque presentó dificultades en el proceso de manufactura. Las dimensiones se presentan en la **Tabla 2.3**. Las imágenes de las probetas del quinto grupo se muestran en la **Figura 2.11**.

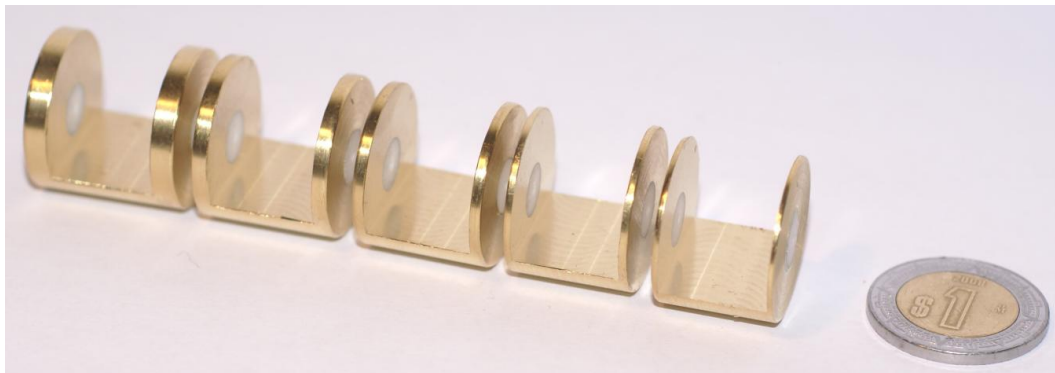


Figura 2.11. Quinto grupo de bujes dobles de teflón. Distancia entre bujes constante de 12.7 mm. Diámetro interior 1.200 mm y diámetro exterior de 19.30 mm.

2.4. Medición del diámetro interno de los especímenes

En principio, el diámetro que deja una rima de carburo rectificada es muy exacto, más aun, cuando el rimado se hace a velocidad lenta y en una sola dirección. Sin embargo, para verificar la dimensión del diámetro interno del buje se midió con la técnica del perno 'si pasa o no pasa'. Esta técnica consiste en introducir pernos, de diámetro menor a mayor, al agujero del buje hasta que uno no pase, cuando un perno no pase se considera que el diámetro interno del buje se encuentra entre este y el ultimo que pasó. Esta técnica no fue muy objetiva porque en dimensiones pequeñas los pernos patrón meyer se incrementan cada 20 μm . En consecuencia, el intervalo en que se encontró el diámetro interno del buje fue grande respecto al diámetro del buje. Los datos se registran en la **Tabla 2.4**.

Tabla 2.4. Datos de la medición del diámetro interno del buje por la técnica “Perno calibre si pasa o no pasa”.

Diámetro del buje (mm)	Longitud del buje (mm)	Diámetro del perno menor (si pasa) (mm)	Diámetro del perno mayor (no pasa) (mm)	Diferencia entre el diámetro del perno mayor y menor (mm)
6.350	19.05	6.340	6.360	0.020
4.762	14.28	4.760	4.780	0.020
3.175	9.52	3.160	3.180	0.020
2.381	7.14	2.380	2.400	0.020
1.587	4.76	1.580	1.600	0.020
1.000	3.00	0.980	1.020	0.040

También se utilizó la técnica del perno inclinado. Esta técnica consistió en calcular el diámetro interior del buje en función de la longitud del buje, el ángulo entre la horizontal y el perno inclinado, y el diámetro del perno introducido en el buje. La **Figura 2.12** muestra una representación esquemática de la medición. Sobre un mármol, mitutoyo® de rugosidad de $\pm 3 \mu\text{m}$, se colocó una prensa rectificada de $\pm 2 \mu$ de rugosidad. El buje se sujetó en la prensa y se introdujo un perno de menor tamaño al agujero del buje. Con un transportador mitutoyo se midió el ángulo de inclinación del perno con respecto a la horizontal. El transportador tiene una resolución de 1/12 de grado. El ángulo calculado se determinó con la siguiente ecuación:

$$D_b = L_b \tan(\theta) + d_p / \cos \theta \tag{2.8}$$

Donde D_b es el diámetro del buje calculado, L_b es la longitud del buje, d_p es el diámetro del perno inclinado y θ es el ángulo entre la horizontal y el perno inclinado.

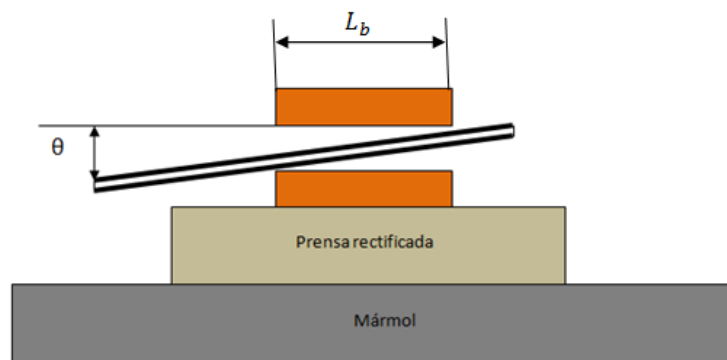


Figura 2.12. Representación esquemática de la medición del diámetro interior del buje por la técnica de perno inclinado.

Los datos medidos y calculados por la técnica de perno inclinado se muestran en la **Tabla 2.5**. Se observó que el diámetro del buje se encuentra muy cercano a las dimensiones esperadas. La diferencia entre el diámetro esperado y el calculado es de unos cuantos micrómetros.

Tabla 2.5. Datos de la medición del diámetro interno del buje por la técnica “Perno inclinado”.

Longitud del buje L_b (mm)	Ángulo de inclinación entre la horizontal y el perno θ (Grados)	Diámetro del perno introducido d_p (mm)	Diámetro del buje calculado (mm)	Diámetro que debe tener el buje (mm)	Diferencia entre el diámetro esperado y el calculado (mm)
19.05 ± 0.005	5.50 ± 0.04	4.500 ± 0.003	6.355 ± 0.017	6.350	-0.005 ± 0.017
14.28 ± 0.005	5.00 ± 0.04	3.500 ± 0.003	4.763 ± 0.014	4.762	-0.001 ± 0.014
9.52 ± 0.005	4.00 ± 0.04	2.500 ± 0.003	3.172 ± 0.010	3.175	0.003 ± 0.010
7.14 ± 0.005	6.25 ± 0.04	1.600 ± 0.002	2.392 ± 0.008	2.381	-0.011 ± 0.008
4.76 ± 0.005	4.50 ± 0.04	1.200 ± 0.002	1.578 ± 0.006	1.587	0.009 ± 0.006
3.00 ± 0.005	3.75 ± 0.04	0.800 ± 0.002	0.998 ± 0.004	1.000	0.002 ± 0.004

2.5. Rugosidad de los especímenes

Algunas probetas de bronce fueron fresadas a la mitad de su sección transversal con el propósito de medir la rugosidad en la superficie interior como se muestra en la **Figura** esquemática 2.13. La rugosidad fue medida con los perfilómetros: Surfalyzer 4000 y Dektall IIA Solan. Las mediciones solo fueron realizadas en las probetas de bronce porque las probetas de teflón fueron más difíciles de manufacturar.

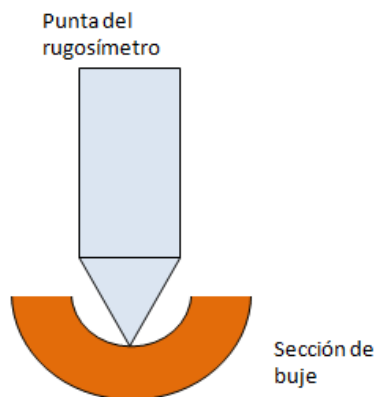


Figura 2.13. Representación esquemática de la medición de la rugosidad en la superficie interior de los bujes.

El parámetro que se registró para cuantificar la rugosidad fue Ra. Ra es el promedio aritmético de los valores absolutos de las alturas medidas a partir de la línea central. Este parámetro es uno de los más usados en ingeniería. Los valores de Ra medidos para cada buje se registran en la **Tabla 2.6**. Se realizaron tres mediciones y se registraron sus promedios. Las mediciones fueron realizadas en un laboratorio con una temperatura ambiente de $18.8 \pm 1^\circ\text{C}$ y con una humedad relativa de $40.1 \pm 1\%$.

Tabla 2.6. Promedio aritmético de las alturas de la superficie Ra de las mediciones de dos rugosímetros

Diámetro interno del buje (mm)	Bronce SAE40	
	Rugosidad promedio(Ra) (μm) Surfanalyzer 4000	Rugosidad aproximada (μm) Dektak IIA Solan
6.350	0.60	0.600
4.762	0.40	0.400
3.175	0.23	0.300
2.381	0.23	0.200
1.587	0.10	0.100

La **Figura 2.14** muestra una gráfica del promedio aritmético Ra, rugosidad, en función de los diámetros internos del buje. La gráfica muestra a Ra que tiende a disminuir a medida que el radio interior del buje es más pequeño. La disminución de la rugosidad se le atribuye a que la rima de menor diámetro deja mejor acabado. Una rima de menor diámetro tiene cuñas más pequeñas y más afiladas, lo que debe de contribuir a mejor acabado. El acabado fino también se le atribuye a que una rima de menor diámetro, en función al proceso de rimado, tiene menor material que rimar. En agujeros pequeños, como de 1 mm de diámetro, el barreno previo al proceso de rimado es casi igual al diámetro de la rima.

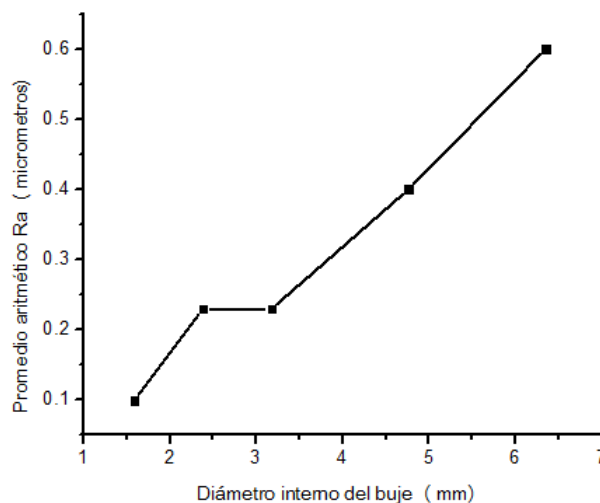


Figura 2.14. Gráfica del promedio aritmético Ra vs. diámetro interno del buje. Los datos graficados fueron medidos con el rugosímetro Surfanalyzer 4000.

La rugosidad en la superficie interna del buje se encuentra desde la clase lisa hasta la clase superfina. La rugosidad clase lisa es de $0.80 \mu\text{m}$ de R_a y la clase superfina es de $0.10 \mu\text{m}$.

Los ejes utilizados fueron pernos patrones meyer de acero. Los diámetros de los pernos menores a 2 mm tienen una precisión de $\pm 2 \mu\text{m}$, y los pernos mayores e igual a 2mm, una precisión de $\pm 3 \mu\text{m}$. El promedio aritmético R_a fue de $0.400 \mu\text{m}$. Este parámetro de rugosidad fue el mismo para todos los pernos. El acabado de los pernos patrón fue mediante el proceso de rectificado. La rugosidad fue evaluada con un perfilometro Dektall IIA Solan en un ambiente de 18.9°C de temperatura y con una humedad relativa de 40.1%.

Las mediciones de la rugosidad en las superficies cilíndricas, como las de los bujes y ejes, fue más complicada respecto a las superficies planas. Las muestras, ejes y secciones de bujes, se alinearon axialmente con el recorrido de la punta mediante escuadras de precisión para evitar que la punta cayera o subiera, según el caso de la muestra. Esto ocasiona un error de medición en R_a . El error es denominado desviación del perfil esperado y es considerado como un defecto de primer orden.

Las rugosidades obtenidas con el perfilometro Dektall Solan fueron aproximadas por medio del perfil de la superficie y de una medida de referencia que se presentaron en la pantalla del perfilometro. El equipo carece de impresora y a través de este medio proporciona R_a .

Para una mejor aproximación se intentó medir la rugosidad con la técnica de microscopia de barrido por sonda. El espécimen de la sección del buje se aproximó a una superficie de $1.5 \text{ mm} \times 1.5 \text{ mm}$ por medio de una fresadora Taig. Sin embargo, la superficie cilíndrica no permitió el acceso a la sonda.

2.6. Limpieza de los especímenes

El método de limpieza influye sustancialmente en las condiciones de las superficies de contacto de los especímenes y en consecuencia en el coeficiente de fricción. Las superficies deben estar en las mismas condiciones para que los ensayos sean más uniformes.

El proceso de limpieza antes de la prueba consistió en: limpieza con acetona y paño de algodón, limpieza con flujo de aire y posteriormente enjuague con acetona. Por último, los especímenes fueron secados con lámpara incandescente.

La limpieza con acetona después del maquinado consistió en sumergir los especímenes de prueba, bujes dobles, por 24 horas para eliminar el aceite utilizado en el proceso de rimado. Posteriormente se introdujo un paño en el agujero del buje para remover cualquier sustancia. Por último, se dejaron reposar los especímenes por 5 días para que se completara el proceso de oxidación.

La limpieza con flujo de aire consistió en hacer pasar un chorro de aire a presión para remover cualquier partícula dejada por el paño que utilizó en la etapa de limpieza previa.

La limpieza con acetona y secado con lámpara incandescente consistió en sumergir y agitar los especímenes en acetona y posteriormente secar con una lámpara incandescente. Los especímenes se colocaron con el agujero perpendicular al plano para facilitar el secado por evaporación y evitar dejar manchas. El secado se realizó aproximadamente por 24 horas.

Los ejes, pernos patrón, se limpiaron con el mismo procedimiento. Los ejes fueron inspeccionados en un microscopio óptico de 50X aumentos y se verificó su limpieza. No presentaron manchas ni residuos del paño que se utilizó para limpiarlos.

El fenómeno de oxidación en los metales es muy importante en las pruebas de fricción. El coeficiente de fricción presenta un comportamiento diferente entre metales si los ensayos de fricción se realizan posterior al maquinado que si se efectúan días después. Porque la mayoría de los metales se oxidan.

Rabinowicz señaló que las propiedades de la fricción en los metales no lubricados son fuertemente afectadas por la presencia de las películas que se encuentran en las superficies de estos metales [38]. Principalmente los metales que se encuentran en ambientes industriales donde hay una variedad de contaminantes. La **Figura 2.15** muestra una vista esquemática de las películas que cubren un metal. La primera película que se encuentra después del metal es una de óxido, producida por la reacción del oxígeno en el aire con el metal, y se presenta en todos los metales excepto en los metales nobles tales como el oro y la plata. Aproximadamente la capa de óxido es de 100 Å. Después viene una capa adsorbida de la atmosfera que está compuesta principalmente de moléculas de vapor de agua y oxígeno; esta capa tiene un espesor aproximadamente de 3 Å. La última capa, la más exterior, generalmente se compone de películas de aceite y de grasa.

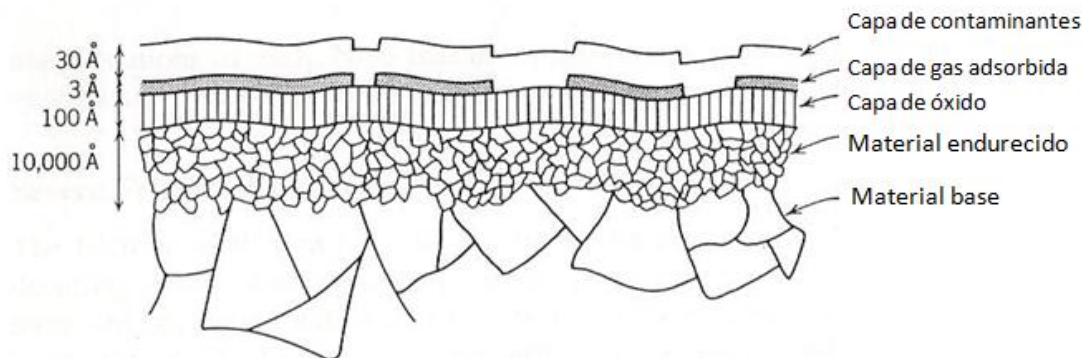


Figura 2.15. Vista esquemática de las películas sobre una superficie de metal (No se encuentra a escala) [38].

2.7. Medición de la fuerza de tensión

El coeficiente de fricción se determinó con la ecuación 2.7. La ecuación está en función de dos fuerzas: la tensión para ocasionar el deslizamiento y la carga. La carga es el resultado del peso de los cilindros y el eje. La medición de la fuerza de tensión consistió en los siguientes pasos:

- 1) Instalación del eje en el buje doble.
- 2) Sujeción del hilo en el centro del eje.
- 3) Instalación del buje doble en el soporte del banco de pruebas.
- 4) Instalación de los cilindros en cada extremo del eje.
- 5) Medición de la fuerza que provoca el deslizamiento entre el buje y el eje.

La **Figura 2.16** muestra el buje doble, el eje y los cilindros montados en el soporte del banco de pruebas. El movimiento lineal del medidor de fuerza y el hilo que hace girar el eje en el buje se realizó a través de la manivela, un reductor de velocidad y un mecanismo de tornillo de potencia. El giro de la manivela hizo girar el tornillo de potencia a través del reductor de velocidad, el giro del tornillo de potencia desplazó el medidor de fuerza y el hilo de manera lineal. La relación entre el desplazamiento lineal del medidor de fuerza y una revolución de la manivela fue de $0.050 \text{ in} / 1 \text{ revolución} = 1.27 \text{ mm} / 1 \text{ revolución}$. Esta relación permitió desplazar al hilo suavemente a una velocidad casi constante en los ensayos.



Figura 2.16. *Instalación del espécimen en el banco de pruebas para un ensayo.*

La manipulación de los bujes y ejes se realizó con pinzas de laboratorio clínico para evitar contaminarlos. Blau recomienda no manipular los especímenes con las manos para no contaminarlos con grasas o sustancias que afecten los ensayos [39].

Antes de medir la fuerza que provoca el deslizamiento el medidor de fuerza digital se inicializó a cero. Posteriormente, el medidor de fuerza se desplazó hacia arriba con la manivela hasta que registró una caída en la fuerza u ocurrió el deslizamiento. El medidor de fuerza tiene la característica de registrar la fuerza máxima después de que comienza a disminuir o tiene una caída. La fuerza máxima es la fuerza de tensión necesaria para que ocurra el deslizamiento. Se realizaron 20 ensayos para cada espécimen.

Para algunos ensayos se registraron los datos en computadora a través de un programa llamado MESURgauge, los datos registrados fueron la fuerza vs. tiempo, así como la fuerza máxima y mínima del ensayo. MESURgauge es un programa de medición y análisis, diseñado para ampliar la funcionalidad del instrumento de medición de fuerza digital Mark-10 M5-012. MESURgauge capta las lecturas de cualquier medidor de fuerza o par de la familia Mark-10 M5 que tenga salida USB o RS-232, y muestra los datos en forma de tablas y gráficas. El programa carga los datos y pueden ser graficados en función del tiempo o la distancia. El programa incluye un conjunto de herramientas para analizar los resultados de las pruebas, incluye los cálculos estadísticos, la exportación de los datos a Excel de Microsoft. El usuario puede programar el inicio y el paro mediante la carga, el tiempo y la distancia. La entrada de datos del medidor de fuerza puede ser hasta una razón de 50 Hz. Los ensayos de este trabajo fueron realizados a una tasa de 20 registros por segundo.

CAPÍTULO 3

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Can you measure it? Can you express it in figures? Can you make a model of it?
If not, your theory is apt to be based more upon imagination than upon knowledge.
Lord Kelvin

3.1. Comportamiento del coeficiente de fricción

Los datos de los coeficientes de fricción están resumidos en las tablas y gráficas de esta sección. Cada punto de las gráficas representa el valor promedio de 20 mediciones del coeficiente de fricción estático. Las gráficas también muestran la incertidumbre de los coeficientes de fricción. Las pruebas fueron realizadas bajo condiciones de ambiente controlado, con una temperatura de 23.5 ± 2.0 °C y con una humedad relativa de 43.5 ± 2.0 %. Las pruebas fueron realizadas en condiciones no lubricadas. Los coeficientes de fricción entre ejes y bujes fueron obtenidos de la fuerza de tensión aplicada para hacer girar al eje y de la carga, a través de la ecuación (2.7).

Con el propósito de que los resultados sean de utilidad y puedan ser reproducidos en otros laboratorios se presentan como recomienda la norma de ASTM G 115 – 93 (Standard Guide for Measuring and Reporting Friction Coefficients) [40] y de otros trabajos de investigación [41-43]. La norma ASTM G 115 – 93 presenta información para ayudar en la selección del método para la medición de las propiedades de la fricción de los materiales. También sugiere los datos mínimos requeridos y un formato para esos datos. Se considera que la presentación de los datos mínimos aumentará la utilidad a largo plazo de los resultados de prueba con un laboratorio dado y facilitará el intercambio de los resultados de prueba entre laboratorios.

El comportamiento del coeficiente de fricción es mostrado con los resultados de los experimentos realizados con los tres primeros grupos de probetas descritos en la unidad dos.

Los datos de los coeficientes de fricción del primer grupo, entre bujes de bronce y ejes de acero, están resumidos en las **Tabla 3.1** y en las **Figuras 3.1, 3.2 y 3.3**.

Tabla 3.1. Dimensiones, claros, cargas y coeficientes de fricción estáticos entre bujes bronce y ejes de acero. Distancia entre bujes variable.

Coeficiente de fricción estático entre bujes de bronce SAE 40 y ejes de acero							
Diámetro interior del buje (mm)	Longitud total del buje (mm)	Diámetro del eje (mm)	Claro (mm)	Carga (N)	Fuerza de tensión (N)	Coeficiente de fricción μ_s	Incertidumbre $\partial\mu_s$
4.762	14.28	4.700	0.062	1.2158	0.20918	0.21	0.0240
3.175	9.52	3.120	0.055	0.3602	0.06358	0.21	0.0557
2.381	7.14	2.340	0.041	0.1520	0.02600	0.21	0.0656
1.587	4.76	1.560	0.027	0.0450	0.00818	0.22	0.0718
1.400	4.20	1.380	0.020	0.0309	0.00603	0.24	0.0712
1.200	3.60	1.180	0.020	0.0195	0.00392	0.25	0.0688
1.000	3.00	0.980	0.020	0.0113	0.00267	0.31	0.0650

La **Figura 3.1** muestra una gráfica del coeficiente de fricción estático vs. carga (N). El intervalo de cargas fue desde los 1.216 N hasta los 11 mN. El coeficiente de fricción permaneció constante hasta que la carga decreció a 152 mN. En general, las **Figuras 3.1** y **3.2** muestran que el coeficiente de fricción estático y la incertidumbre decrecieron conforme la carga se incrementó.

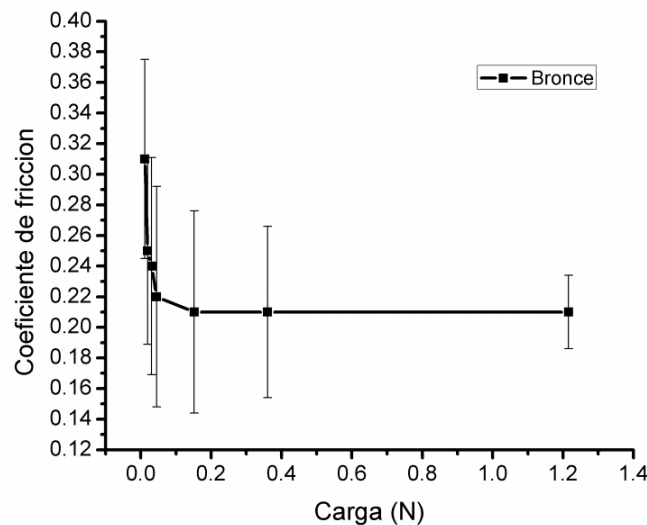


Figura 3.1. Coeficiente de fricción estático versus carga (N). El coeficiente de fricción se grafica desde los 11 mN hasta 1.216 N. Triboelementos: bujes de bronce y ejes de acero.

La **Figura 3.2** muestra un detalle de cómo el coeficiente de fricción depende de la carga. El intervalo de cargas fue desde 152 mN hasta 11 mN. El coeficiente de fricción comenzó a cambiar cuando la carga fue menor que 152 mN. La dispersión en las cargas bajas fue más alta que la dispersión de las cargas más grandes.

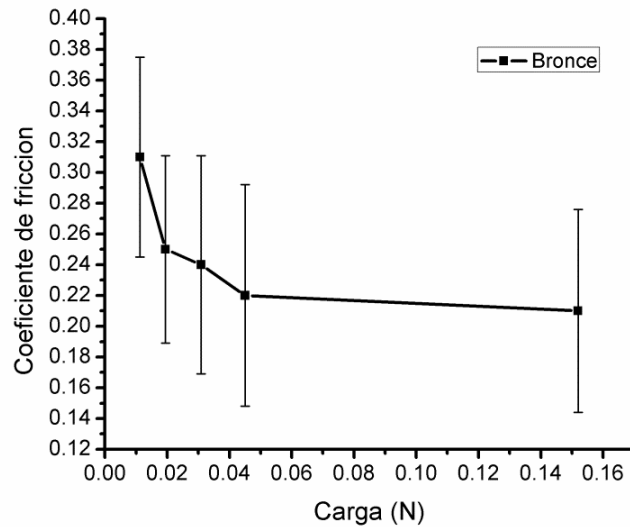


Figura 3.2 Coeficiente de fricción estático versus carga (N). El coeficiente de fricción se grafica desde una carga de 11 mN hasta los 152 mN. Triboelementos: Bujes de bronce y ejes de acero.

El coeficiente de fricción muestra un comportamiento hiperbólico para cargas más bajas que 152 mN. La curva hiperbólica que mejor se ajusta (para describir el coeficiente de fricción estático, entre un eje de acero y un buje de bronce) es:

$$\mu_s = 0.1 W^{-0.23} \quad (3.1)$$

Donde W es la carga.

La **Figura 3.3** muestra la gráfica del modelo matemático $\mu_s = 0.1 W^{-0.23}$. El modelo describe la curva que ajusta los datos experimentales. La figura también muestra los datos experimentales y la incertidumbre. Los datos experimentales del coeficiente de fricción fueron obtenidos de los cuatro bujes más pequeños. Los diámetros de los bujes fueron 1.587, 1.400, 1.200 y 1.000 mm con cargas de 0.0450, 0.0309, 0.0195 y 0.0113 N respectivamente.

Como sucede con las relaciones empíricas que se obtienen por pruebas son el resultado de una cantidad de eventos y no son fundamentalmente sencillas. Sin embargo, se tiene una aproximación representativa del conjunto de fenómenos que se presentan cuando se desliza un eje en un buje miniatura.

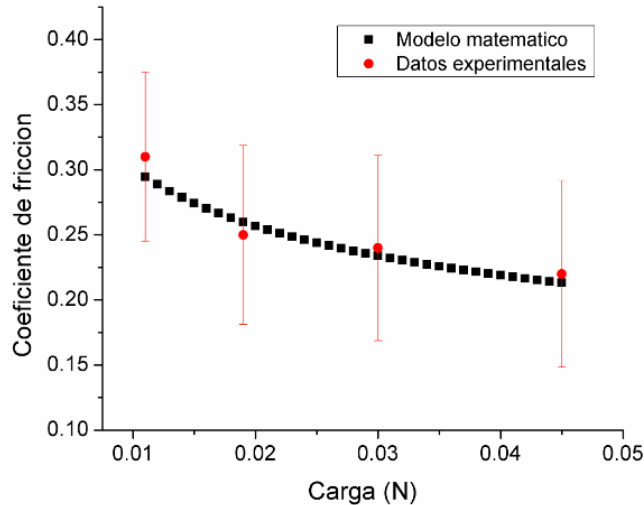


Figura 3.3. El modelo matemático y los datos experimentales del coeficiente de fricción. Triboelementos: bujes de bronce y ejes de acero. El modelo matemático es presentado por el símbolo ■, los datos experimentales y su incertidumbre son mostrados por el símbolo ●. El modelo matemático es $\mu_s = 0.1 W^{-0.23}$.

Los datos de los coeficientes de fricción, entre bujes de bronce y ejes de acero con una distancia entre bujes constante, están resumidos en la **Tabla 3.2** y en las **Figuras 3.4** y **3.5**.

Tabla 3.2. Dimensiones, claros, cargas y coeficientes de fricción estáticos entre bronce y acero. Distancia entre bujes constante

Coeficiente de fricción estático entre bujes de bronce SAE 40 y ejes de acero, distancia entre bujes constante							
Diámetro interior del buje (mm)	Longitud total del buje (mm)	Diámetro del eje (mm)	Claro (mm)	Carga (N)	Fuerza de tensión (N)	Coeficiente de fricción μ_s	Incertidumbre $\partial\mu_s$
4.762	14.28	4.700	0.062	1.2158	0.19913	0.20	0.0279
3.175	9.52	3.120	0.055	0.3602	0.06228	0.21	0.0304
2.381	7.14	2.340	0.041	0.1520	0.02708	0.22	0.0296
1.587	4.76	1.560	0.027	0.0450	0.00832	0.23	0.0692
1.400	4.20	1.380	0.020	0.0309	0.00604	0.24	0.0627
1.200	3.60	1.180	0.020	0.0195	0.00398	0.26	0.0657
1.000	3.00	0.980	0.020	0.0113	0.00246	0.28	0.0651

La **Figura 3.4** muestra una gráfica del coeficiente de fricción estático vs. carga (N). El intervalo de cargas fue desde los 1.216 N hasta los 11 mN. El coeficiente de fricción tiene un comportamiento ligeramente constante hasta la carga de 152 mN; debajo de esta carga, el coeficiente comienza a incrementar notablemente con respecto a las cargas mayores. En general, las **Figuras 3.4** y **3.5**

muestran que el coeficiente de fricción estático y la incertidumbre decrecieron conforme la carga se incrementó.

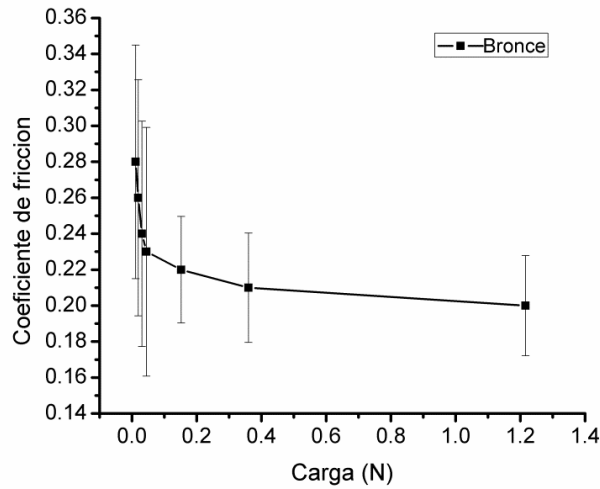


Figura 3.4. Coeficiente de fricción estática versus carga (N), entre bujes de bronce y ejes de acero. El coeficiente de fricción se grafica desde los 11 mN hasta 1.216 N. Distancia entre bujes constante.

La **Figura 3.5** muestra un detalle de cómo el coeficiente de fricción depende de la carga. El intervalo de cargas fue desde 152 mN hasta 11 mN. El coeficiente de fricción comenzó a cambiar notablemente cuando la carga fue menor que 152 mN. La dispersión en las cargas bajas fue más alta que la dispersión de las cargas más grandes. El coeficiente de fricción muestra un comportamiento hiperbólico para cargas más bajas que 152 mN.

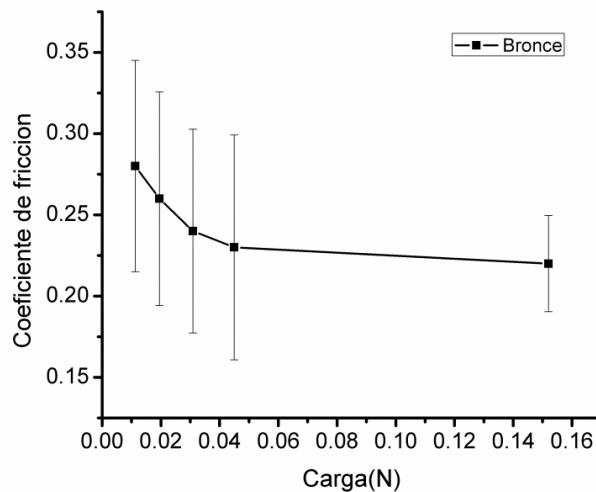


Figura 3.5. Coeficiente de fricción estática versus carga (N), entre bujes de bronce y ejes de acero. El coeficiente de fricción se grafica desde una carga de 11 mN hasta los 152 mN. Distancia entre bujes constante.

Los datos de los coeficientes de fricción entre bujes de teflón y ejes de acero están resumidos en la **Tabla 3.3** y en las **Figuras 3.6.y 3.7**.

Tabla 3.3. Dimensiones, claros, cargas y coeficientes de fricción estáticos entre Teflón y acero.

Coeficiente de fricción estático entre bujes de Teflón y ejes de acero, distancia entre bujes constante							
Diámetro interior del buje (mm)	Longitud total del buje (mm)	Diámetro del eje (mm)	Claro (mm)	Carga (N)	Fuerza de tensión (N)	Coeficiente de fricción μ_s	Incertidumbre $\partial\mu_s$
4.762	14.28	4.700	0.062	1.2158	0.10153	0.09	0.0161
3.175	9.52	3.120	0.055	0.3602	0.03017	0.09	0.0187
2.381	7.14	2.340	0.041	0.1520	0.01200	0.09	0.0194
1.587	4.76	1.560	0.027	0.0450	0.00510	0.13	0.0457
1.400	4.20	1.380	0.020	0.0309	0.00397	0.15	0.0512
1.200	3.60	1.180	0.020	0.0195	0.00269	0.16	0.0480
1.000	3.00	0.980	0.020	0.0113	0.00182	0.19	0.1012

La **Figura 3.6** muestra una gráfica del coeficiente de fricción estático vs. carga (N). El intervalo de cargas fue desde los 1.216 N hasta los 11 mN. Este grupo de probetas presentó un comportamiento del coeficiente de fricción similar al de la **Figura 3.1**, sin embargo, de menor valor. El coeficiente de fricción permaneció constante hasta que la carga decreció a 152 mN. En general, las **Figuras 3.6** y **3.7** muestran que el coeficiente de fricción estático y la incertidumbre decrecieron conforme la carga se incrementó para los bujes estudiados.

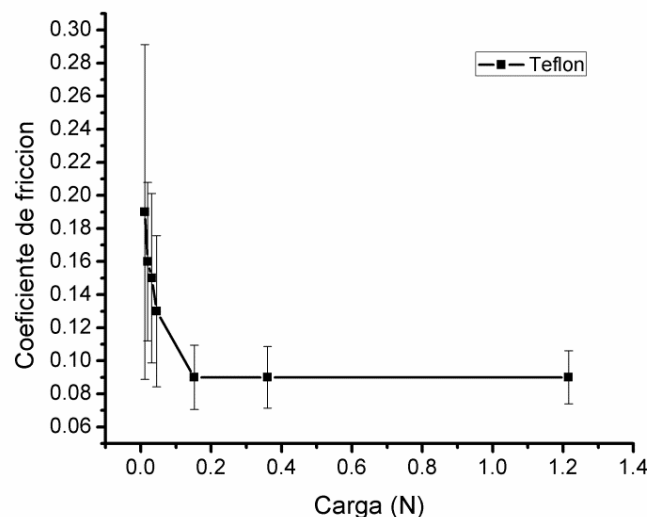


Figura 3.6. Coeficiente de fricción estático versus carga (N). Triboelementos: bujes de teflón y ejes de acero. El coeficiente de fricción se grafica desde los 11 mN hasta 1.216 N.

La **Figura 3.7** muestra un detalle de cómo el coeficiente de fricción depende de la carga. El intervalo de cargas fue desde 152 mN hasta 11 mN. El coeficiente de fricción comenzó a cambiar cuando la carga fue menor que 152 mN. La dispersión de la incertidumbre del coeficiente de fricción en las cargas bajas fue más alta que la dispersión de la incertidumbre en las cargas más grandes.

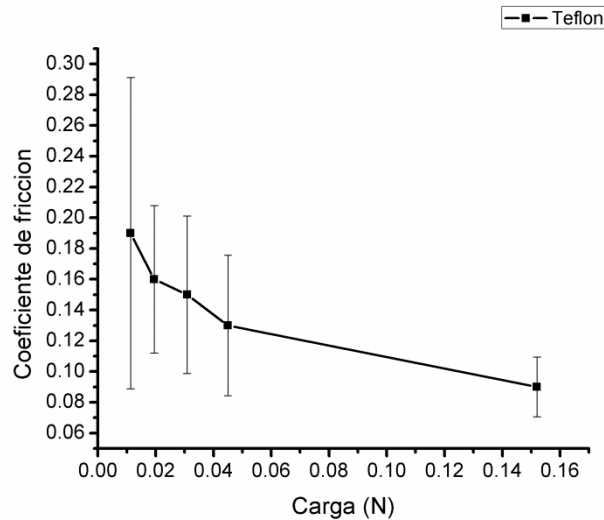


Figura 3.7 Coeficiente de fricción estático versus carga (N), entre bujes de teflón y ejes de acero. El coeficiente de fricción se grafica desde una carga de 11 mN hasta los 152 mN.

El coeficiente de fricción muestra un comportamiento hiperbólico para cargas más bajas que 152 mN, muy similar al comportamiento del bronce y el acero. La curva hiperbólica que mejor se ajusta (para describir el coeficiente de fricción estático, entre un eje de acero y un buje de teflón) es:

$$\mu_s = 0.06 W^{-0.26} \tag{3.2}$$

Donde W es la carga.

El aumento del coeficiente de fricción conforme disminuye la carga puede ser atribuido a la fuerza de adhesión, porque la fuerza de adhesión comienza a ser más significativa que la fuerza de gravedad. Algunos investigadores [28,44-46] han propuesto que la fuerza de adhesión se debe de sumar a la fuerza normal para determinar el coeficiente de fricción $F_f = \mu(N + Fa)$. Donde N es la fuerza normal, Fa es la fuerza de adhesión y μ es el coeficiente de fricción.

El aumento de la dispersión del coeficiente de fricción conforme se miniaturizan los sistemas tribológicos en los tres primeros grupos de probetas, puede ser atribuido a que las fuerzas de adhesión comienzan a ser más significativas.

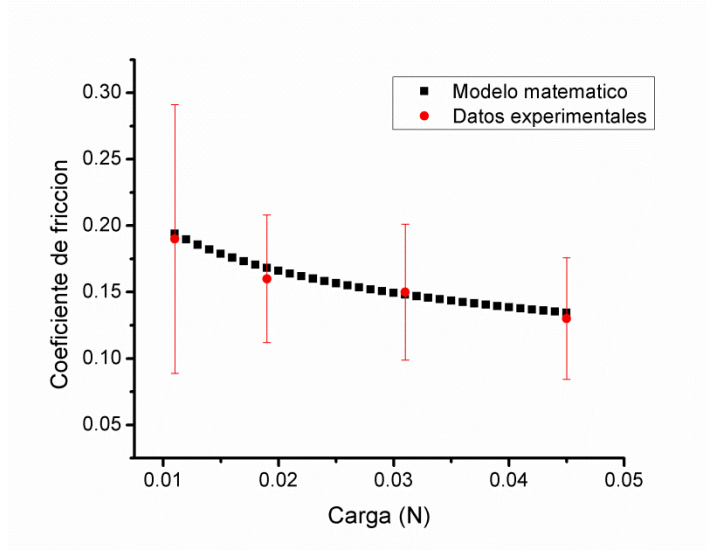


Figura 3.8. El modelo matemático y los datos experimentales del coeficiente de fricción. Triboelementos: bujes de teflón y ejes de acero. El modelo matemático es presentado por el símbolo ■, los datos experimentales y su incertidumbre son mostrados por el símbolo ●. El modelo matemático es $\mu_s = 0.06 W^{-0.26}$.

En este estudio se mostró que si un buje de bronce o teflón y un eje de acero son manufacturados en las mismas condiciones tales como: la rugosidad del buje de $0.200 \mu\text{m}$, el diámetro interior del buje de 2.381 mm , la longitud del buje de 7.14 mm , el diámetro del eje de 2.340 mm , la rugosidad del eje de $0.400 \mu\text{m}$ y sometidos a cargas mayores o iguales a 152 mN entonces probablemente el coeficiente de fricción permanecerá constante. En su defecto, con las condiciones mencionadas y con cargas menores a 152 mN probablemente el coeficiente de fricción incrementará y consecuentemente la fuerza de fricción.

3.2. Incertidumbre de la prueba

La repetibilidad de las pruebas esta mostrada en la **Tablas 3.4, 3.5 y 3.6**, donde T_m es la fuerza de tensión promedio de 20 mediciones, y σ es la desviación estándar de las 20 fuerzas medidas, μ_s representa el coeficiente de fricción estático obtenido de la ecuación (2.7) La incertidumbre del coeficiente de fricción $\partial\mu_s$ fue calculada con una fuerza de tensión $T = T_m \pm 2\sigma$.

Yao et al. [31] midieron el coeficiente de fricción entre un buje y un eje basado en el principio de frenado por cable. Ellos usaron una desviación estándar $\pm\sigma$ como una medida de la incertidumbre y mostraron que las pruebas reflejan un error del 12%. Cuando el mismo método es usado para medir el error para propósitos de comparación, el aparato de prueba que propongo muestra un error de 5.7 % para un buje de diámetro de 4.762 mm y un error de 10.4% para un buje de diámetro de 1.000 mm , ambos errores son más pequeños que los que Yao et al. [31] reportaron.

Tabla 3.4. La incertidumbre de la prueba del primer grupo: bujes de bronce y ejes de acero. Distancia entre bujes variable

Diámetro interior del buje (mm)	Carga (N)	Fuerza de tensión promedio $T_m(N)$	Desviación estándar de las fuerzas σ	Coefficiente de fricción μ_s	Incertidumbre $\partial\mu_s$
4.762	1.2158	0.20918	0.01000	0.21	0.0240
3.175	0.3602	0.06358	0.00681	0.21	0.0557
2.381	0.1520	0.02600	0.00343	0.21	0.0656
1.587	0.0450	0.00818	0.00108	0.22	0.0718
1.400	0.0309	0.00603	0.00071	0.24	0.0712
1.200	0.0195	0.00392	0.00043	0.25	0.0688
1.000	0.0113	0.00267	0.00021	0.31	0.0650

Es una práctica aceptada reportar el coeficiente de fricción de los sólidos no lubricados a una precisión de dos decimales [39]. Esta convención ha sido ampliamente adoptada por las siguientes razones:

- a) Los coeficientes de fricción estático y cinético en la mayoría de los deslizamientos de sólidos sobre sólidos bajo condiciones ambientales no lubricadas generalmente caen entre 0.10 y 1.00.
- b) La fuerza de fricción tiende a variar durante el deslizamiento, y esa variación es típicamente más grande que 0.01, en contraste, los coeficientes de fricción para tribosistemas bien-lubricados pueden medir por debajo de 0.10, y una precisión más alta es requerida.

Tabla 3.5. La incertidumbre de la prueba del segundo grupo: bujes de bronce y ejes de acero. Distancia entre bujes constante

Diámetro interior del buje (mm)	Carga (N)	Fuerza de tensión promedio $T_m(N)$	Desviación estándar de las fuerzas σ	Coefficiente de fricción μ_s	Incertidumbre $\partial\mu_s$
4.762	1.2158	0.19913	0.01186	0.20	0.0279
3.175	0.3602	0.06228	0.00374	0.21	0.0304
2.381	0.1520	0.02708	0.00152	0.22	0.0296
1.587	0.0450	0.00832	0.00103	0.23	0.0692
1.400	0.0309	0.00604	0.00063	0.24	0.0627
1.200	0.0195	0.00398	0.00040	0.26	0.0657
1.000	0.0113	0.00246	0.00022	0.28	0.0651

Tabla 3.6. La incertidumbre de la prueba del tercer grupo: bujes de teflón y ejes de acero. Distancia entre bujes constante

Diámetro interior del buje (mm)	Carga (N)	Fuerza de tensión promedio $T_m(N)$	Desviación estándar de las fuerzas σ	Coefficiente de fricción μ_s	Incertidumbre $\partial\mu_s$
4.762	1.2158	0.10153	0.00821	0.09	0.0161
3.175	0.3602	0.03017	0.00283	0.09	0.0187
2.381	0.1520	0.01200	0.00125	0.09	0.0194
1.587	0.0450	0.00510	0.00081	0.13	0.0457
1.400	0.0309	0.00397	0.00060	0.15	0.0512
1.200	0.0195	0.00269	0.00035	0.16	0.0480
1.000	0.0113	0.00182	0.00040	0.19	0.1012

Las **Tablas 3.4, 3.5 y 3.6** muestran la fuerza de tensión promedio, la desviación estándar y la incertidumbre del coeficiente de fricción de los tres primeros grupos de ensayos. En estas tablas se muestra que conforme la carga disminuye la dispersión de la incertidumbre del coeficiente de fricción aumenta. La incertidumbre fue determinada con el acarreo de incertidumbre de la fuerza de tensión y de la carga. Conforme disminuyó la carga, la dispersión de la incertidumbre aumentó. El aumento de la dispersión de la incertidumbre puede ser ocasionado porque algunos factores comienzan a ser más significativos que otros, cuando los sistemas tribológicos se miniaturizan. En tamaño pequeño, los efectos superficiales comienzan a ser más relevantes que los efectos inerciales.

Por el equilibrio de momentos en el diagrama de cuerpo libre del eje (**Figura 2.5**), la fuerza de tensión (T) es igual a la fuerza de fricción. En consecuencia, la grafica tensión versus tiempo es la grafica típica de fuerza de fricción versus tiempo. La **Figura 3.9** muestra una grafica típica de la fuerza de fricción versus tiempo de una prueba de fricción. El buje fue de bronce con un diámetro interior de 4.762 mm y el eje fue de acero con un diámetro de 4.700 mm. El buje formó parte del primer grupo de probetas.

El software MEASURgauge fue usado para registrar la fuerza como una función del tiempo. La fuerza más alta fue de 242 mN. El promedio de esa fuerza más alta fue usado para determinar el coeficiente de fricción en la ecuación (2.7). La gráfica muestra una fuerza pico y un intervalo de fuerza casi constante. La fuerza fue relativamente constante después de que el eje comenzó a rotar, con una variación de alrededor el 10% del promedio. La fuerza fluctúa entre 215 y 235 mN. Esto demuestra la confiabilidad del método para la medición del coeficiente fricción estático entre un buje y un eje.

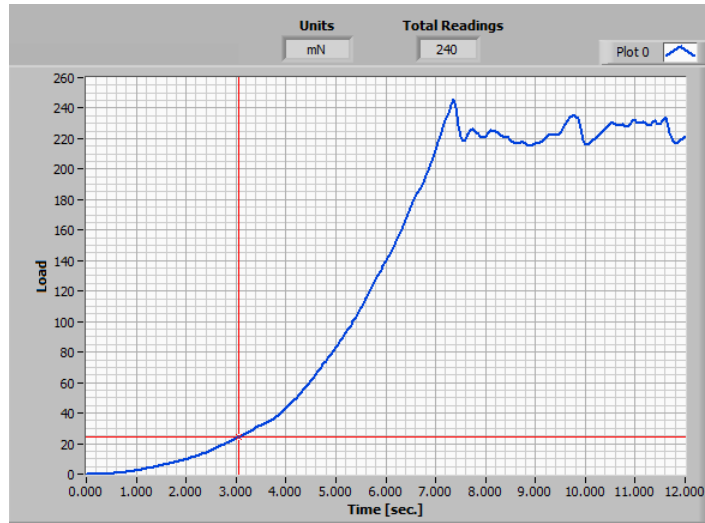


Figura 3.9. Gráfica típica fuerza de fricción versus tiempo. La fuerza más grande fue de 242 mN. El diámetro interior del buje de bronce fue de 4.762 mm. El eje vertical corresponde a la fuerza de tensión medida, que es la fuerza de fricción. El eje horizontal es el tiempo.

Es necesario reconocer que el avance de la tribología se debe en gran medida al desarrollo de los aparejos y métodos de medición, ya que los aspectos cualitativos de la tribología se deben a las diferencias cuantitativas que al ser evaluadas correctamente, permiten el estudio sistemático y profundo del fenómeno de la fricción.

3.3 Coeficiente de fricción y la rugosidad constante

Los resultados del coeficiente de fricción cuando la carga varió y la rugosidad de la superficie fue constante están resumidos en la **Tabla 3.7** y en la **Figura 3.10**. El diámetro interno del buje fue de 3.175 mm y la longitud de contacto fue de 9.52 mm. El diámetro del eje fue de 3.120 mm. El claro entre el buje y el eje fue de 0.055 mm. Estas pruebas fueron conducidas a una temperatura de $22.5 \pm 2^\circ\text{C}$ y a una humedad relativa de $60.0 \pm 2\%$. La rugosidad de la superficie interior del buje fue de $0.300 \mu\text{m}$. A pesar de que la rugosidad fue constante, el coeficiente de fricción cambió cuando las cargas fueron menores que 193 mN.

En los resultados presentados en la sección 3.1, el coeficiente de fricción incrementó cuando la carga fue menor a 152 mN. Sin embargo, las condiciones fueron diferentes. El diámetro interno del buje fue de 2.381 mm; la longitud del buje, de 7.14 mm; el diámetro del eje, de 2.340 mm; el claro, de 0.041 mm; la rugosidad de la superficie interior del buje, de $0.200 \mu\text{m}$; la humedad relativa, de $43.5 \pm 2.0 \%$.

Tabla 3.7. Coeficiente de fricción estático como una función de la carga. Rugosidad constante.

Carga (N)	Fuerza de tensión promedio T_m (N)	Desviación estándar de la fuerza σ	Coeficiente de fricción μ_s	Incertidumbre $\partial\mu_s$
0.3602	0.05934	0.00237	0.20	0.0189
0.1938	0.03271	0.00130	0.20	0.0194
0.1227	0.02149	0.00106	0.21	0.0253
0.0755	0.01416	0.00074	0.23	0.0297
0.0296	0.00578	0.00029	0.24	0.0304

La **Figura 3.10** muestra una gráfica del coeficiente de fricción versus carga (N). El coeficiente de fricción permaneció constante hasta que la carga fue disminuida a 193 mN. Cuando la carga fue menor que 193 mN, el coeficiente de fricción incrementó. La dispersión en cargas altas fue ligeramente menor que la dispersión en cargas bajas.

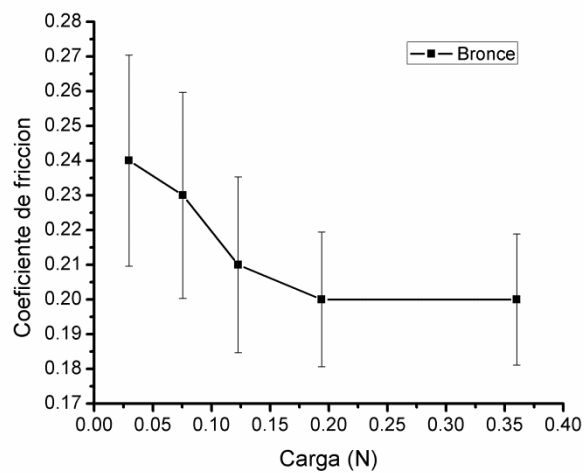


Figura 3.10. Coeficiente de fricción vs. carga (N). La rugosidad de la superficie fue de $0.300 \mu\text{m}$.

3.4. Presión máxima y área de contacto

La teoría de contacto de Hertz permite predecir la forma del área de contacto y la magnitud y distribución de los esfuerzos cuando se aplica una carga [47]. Para entender el comportamiento del coeficiente de fricción como una función de la presión máxima, se calculó la presión máxima y el área de contacto en diferentes cargas.

Cuando dos cilindros de longitud l y de diámetros d_1 y d_2 entran en contacto como se muestra en la Figura 3.10, el área de contacto es un rectángulo angosto de ancho $2b$ y longitud l , y la distribución de la presión es elíptica. El semiancho se determina por la ecuación (3.1) [47].

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}} \quad (3.1)$$

Donde:

F es la carga normal, E_1 y E_2 son los módulos de elasticidad, ν_1 y ν_2 son las relaciones de Poisson de los respectivos cilindros. Cuando el contacto ocurre entre superficies cilíndricas internas d_2 es negativa, como se muestra en la **Figura 3.10 (c)** un cilindro dentro de otro cilindro o un eje dentro de un buje.

Cuando F es la fuerza que actúa entre los cilindros, la presión máxima se determina por:

$$P_{max} = \frac{2F}{\pi b l} \quad (3.2)$$

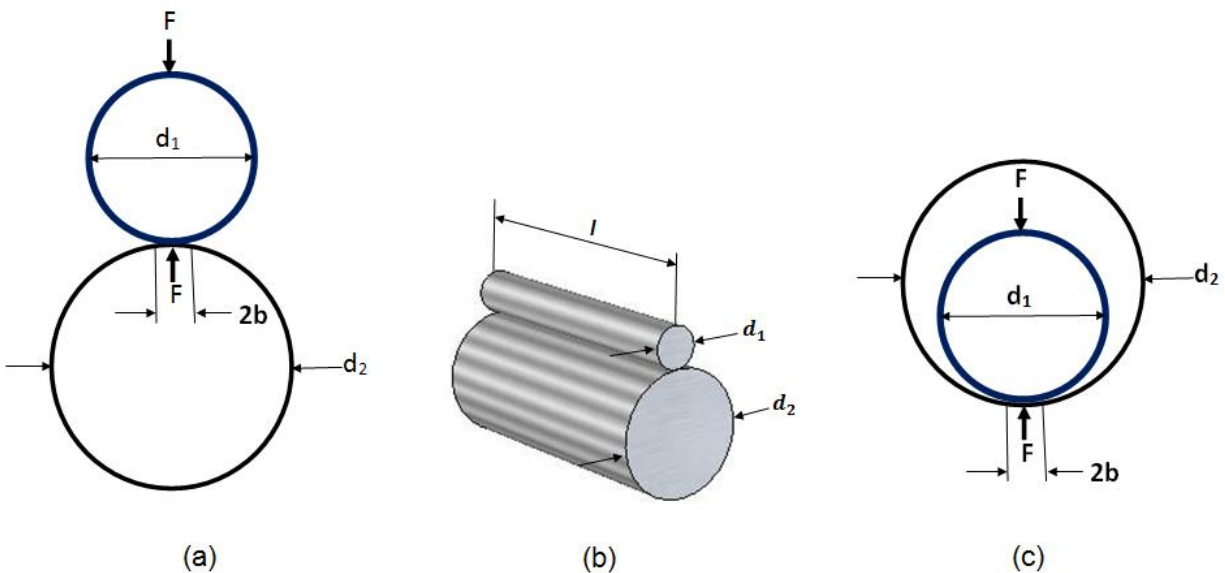


Figura 3.10. Diagrama esquemático del contacto de dos cilindros sólidos. F es la fuerza entre los cilindros, l es la longitud, d_1 es el diámetro del cilindro 1 y d_2 es el diámetro del cilindro 2. (a) Muestra el ancho del contacto $2b$. (b) Muestra la longitud de los cilindros. (c) Muestra un cilindro dentro de otro cilindro.

El área de contacto y la presión máxima entre bujes bronce y ejes de acero están resumidos en la **Tabla 3.8**. Las constantes elásticas del acero son $\nu_1 = 0.29$ y $E_1 = 200 \text{ GPa}$, mientras que las del bronce SAE 40 son $\nu_2 = 0.34$ y $E_2 = 93 \text{ GPa}$. La fuerza normal fue calculada de la ecuación (2.4) y de la relación $N = R \cos \phi$ obtenida de la **Figura 2.5**. Por lo tanto $N = T \cos \phi / \mu_s$.

Tabla 3.8. Esfuerzos de Hertz en el área de contacto entre bujes de bronce (primer grupo) y ejes de acero.

Diámetro del eje (mm)	Diámetro interior del buje (mm)	Fuerza de tensión T (N)	Ángulo Φ (Grados)	Fuerza Normal (N)	Longitud del buje $3d$ (mm)	Semiancho b (mm)	Área de contacto aparente (mm^2)	Presión máxima (N/m^2)
4.700	4.762	0.20918	11.86	0.97483	14.28	1.487E-02	4.246E-01	2.923E+06
3.120	3.175	0.06358	11.86	0.29630	9.52	7.091E-03	1.350E-01	2.794E+06
2.340	2.381	0.02600	11.86	0.12117	7.14	4.548E-03	6.495E-02	2.375E+06
1.560	1.587	0.00818	12.41	0.03631	4.76	2.505E-03	2.385E-02	1.939E+06
1.380	1.400	0.00603	13.50	0.02443	4.20	2.245E-03	1.886E-02	1.649E+06
1.180	1.200	0.00392	14.04	0.01521	3.60	1.638E-03	1.179E-02	1.642E+06
0.980	1.000	0.00267	17.22	0.00823	3.00	1.098E-03	6.588E-03	1.591E+06

Se puede observar en la **Tabla 3.8** que la presión máxima entre los bujes de bronce y ejes de acero para diferentes cargas estuvo en el intervalo elástico, de acuerdo a los modelos propuestos por Hertz para el contacto entre sólidos elásticos. Los esfuerzos no rebasaron el esfuerzo de deformación permanente del bronce SAE 40 (131 MPa), mucho menos superaron el esfuerzo a la dureza (186 MPa ~ 60 HB).

La **Figura 3.11** muestra la tendencia del esfuerzo en función de la carga que se presentó entre los bujes de bronce y ejes de acero a medida que se miniaturizaron los sistemas. Los valores de las cargas graficados van desde los 8 mN hasta los 974 mN. Los datos de la gráfica corresponden a los datos listados en la **Tabla 3.8**.

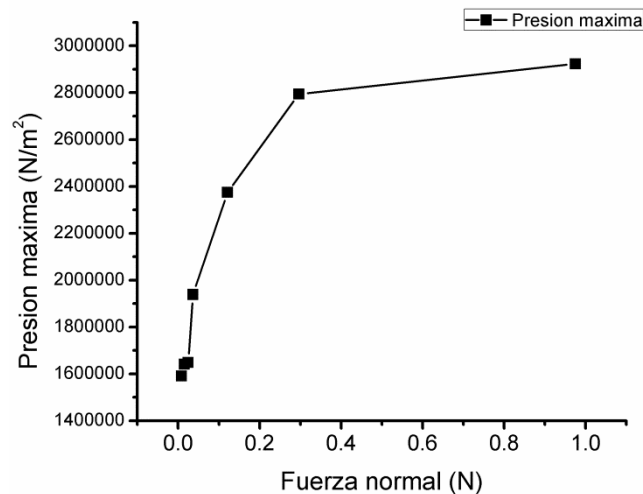


Figura 3.11. Gráfica esfuerzo de Hertz versus carga. Triboelementos: bujes de bronce y ejes de acero.

Cuando dos cuerpos entran en contacto, las regiones de los puntos de contacto de las asperezas comienzan a deformarse hasta que las áreas de los puntos en contacto son suficientes para soportar la carga aplicada. Algunas asperezas en contacto sufren deformaciones elásticas; otras asperezas, deformaciones plásticas. En las áreas de las asperezas que entran en contacto forman uniones como resultado del proceso de soldadura en frío [48]. Estas uniones contribuyen a las fuerzas de fricción y adhesión.

Conforme se miniaturiza la carga habrá menos uniones en un estado de esfuerzo plástico, cuando las uniones en contacto se encuentran en un estado de esfuerzo plástico es más fácil iniciar el movimiento tangencial. Desde la perspectiva de los esfuerzos y el deslizamiento, si la carga normal disminuye se necesitará más fuerza tangencial para que ocurra el deslizamiento.

El área de contacto y la presión máxima entre bujes de teflón y ejes de acero están resumidos en la **Tabla 3.9**. Las constantes elásticas del acero son $\nu_1 = 0.29$ y $E_1 = 200$ GPa, mientras que las del teflón son $\nu_2 = 0.46$ y $E_2 = 500$ MPa. La fuerza normal fue calculada (de la misma manera que para el bronce y el acero) de la ecuación (2.4) y de la relación $N = R \cos \phi$ obtenida de la **Figura 2.5**. Por lo tanto $N = T \cos \phi / \mu_s$

Tabla 3.9. Esfuerzos de Hertz en el área de contacto entre bujes de teflón y ejes de acero

Diámetro del eje (mm)	Diámetro interior del buje (mm)	Fuerza de tensión T (N)	Ángulo ϕ (Grados)	Fuerza Normal (N)	Longitud del buje $3d$ (mm)	Semiancho b (mm)	Área de contacto aparente (mm ²)	Presión máxima (N/m ²)
4.700	4.762	0.10153	5.14	1.12357	14.28	1.691E-01	4.829E+00	2.962E+05
3.120	3.175	0.03017	5.14	0.33387	9.52	7.974E-02	1.518E+00	2.800E+05
2.340	2.381	0.01200	5.14	0.13280	7.14	5.043E-02	7.205E-01	2.347E+05
1.560	1.587	0.00510	7.41	0.03890	4.76	2.746E-02	2.615E-01	1.894E+05
1.380	1.400	0.00397	8.53	0.02617	4.20	2.462E-02	2.068E-01	1.611E+05
1.180	1.200	0.00269	9.09	0.01660	3.60	1.813E-02	1.305E-01	1.619E+05
0.980	1.000	0.00182	10.76	0.00941	3.00	1.244E-02	7.463E-02	1.605E+05

En la **Tabla 3.9** se observa que la presión máxima entre los bujes de teflón y ejes de acero estuvo en el intervalo elástico y tienden a disminuir conforme se miniaturizan los sistemas tribológicos isomorfamente. La presión máxima no rebasó el esfuerzo de fluencia del teflón de 9.0 MPa.

En las **Tablas 3.8** y **3.9** se muestran otros parámetros útiles en el cálculo de la presión máxima tales como: la fuerza normal entre el buje y el eje, la fuerza de tensión, el ángulo ϕ , el semiancho y el área de contacto aparente.

3.5. Coeficiente de fricción versus área de contacto aparente

Los datos de los coeficientes de fricción versus área de contacto aparente entre bujes de bronce y ejes de acero están resumidos en la **Tabla 3.10** y en la **Figura 3.12**. Las probetas de estos experimentos fueron manufacturadas con un diámetro interior de 1.200 mm mientras que el espesor del buje varió. El diámetro del eje fue de 1.180 mm. Los ensayos fueron realizados con una carga de 0.195 mN y bajo las mismas condiciones ambientales que los ensayos anteriores.

Tabla 3.10. Coeficiente de fricción versus área de contacto aparente. Bujes de bronce y ejes de acero

Longitud del buje (mm)	Fuerza de tensión (N)	Coeficiente de fricción μ_s	Incertidumbre $\partial\mu_s$	Fuerza normal (N)	Semiancho b (mm)	Área de contacto aparente (mm ²)	Presión máxima (N/m ²)
6.00	0.0046	0.31	0.0859	0.0143	1.232×10^{-3}	1.478×10^{-2}	1.235×10^6
4.00	0.0039	0.26	0.0662	0.0148	1.534×10^{-3}	1.228×10^{-2}	1.538×10^6
3.00	0.0037	0.24	0.0600	0.0150	1.784×10^{-3}	1.070×10^{-2}	1.788×10^6
2.00	0.0036	0.23	0.0560	0.0152	2.200×10^{-3}	8.802×10^{-3}	2.206×10^6
1.50	0.0034	0.22	0.0611	0.0154	2.558×10^{-3}	7.673×10^{-3}	2.564×10^6
1.20	0.0033	0.21	0.0573	0.0156	2.874×10^{-3}	6.898×10^{-3}	2.881×10^6

La **Figura 3.12** muestra el comportamiento del coeficiente de fricción estático en función del área de contacto aparente entre bujes de bronce y ejes de acero. El coeficiente tendió a incrementar conforme el área de contacto aparente incrementó. El incremento es casi lineal como se observa en la **Figura 3.12**. También la incertidumbre incrementó conforme el área incrementó. La gráfica va desde $6.898 \times 10^{-3} \text{ mm}^2$ hasta $1.478 \times 10^{-2} \text{ mm}^2$.

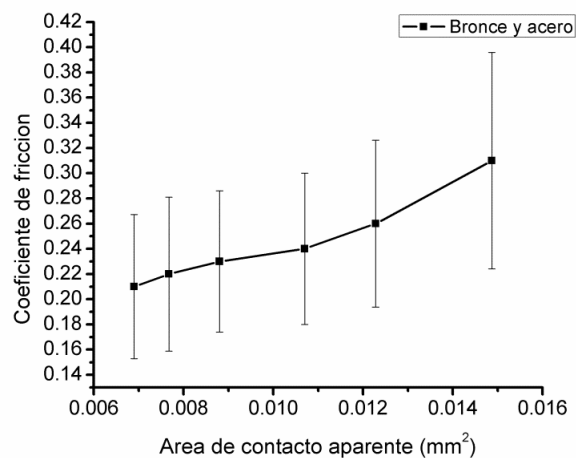


Figura 3.12. Coeficiente de fricción estática versus área de contacto aparente (mm²). Triboelementos: bujes de bronce y ejes de acero. La gráfica va desde $6.898 \times 10^{-3} \text{ mm}^2$ hasta $1.478 \times 10^{-2} \text{ mm}^2$

Los datos de los coeficientes de fricción versus área de contacto aparente entre bujes de teflón y ejes de acero están resumidos en la **Tabla 3.11** y en la **Figura 3.13**. Las probetas de estos experimentos fueron manufacturadas con un diámetro interior de 1.200 mm mientras que el espesor del buje varió. El diámetro del eje fue de 1.180 mm. Los ensayos fueron realizados con una carga de 0.195 mN y bajo las mismas condiciones ambientales que los ensayos anteriores.

Tabla 3.11. Coeficiente de fricción versus área de contacto aparente. Bujes de teflón y ejes de acero.

Longitud del buje (mm)	Fuerza de tensión (N)	Coeficiente de fricción μ_s	Incertidumbre $\partial\mu_s$	Fuerza normal (N)	Semiancho b (mm)	Área de contacto aparente (mm ²)	Presión máxima (N/m ²)
6.00	0.0024	0.15	0.0656	0.0164	1.397×10^{-2}	1.676×10^{-1}	1.247×10^5
4.00	0.0021	0.13	0.0746	0.0165	1.717×10^{-2}	1.374×10^{-1}	1.534×10^5
3.00	0.0020	0.12	0.0487	0.0169	2.007×10^{-2}	1.204×10^{-1}	1.793×10^5
2.00	0.0017	0.10	0.0318	0.0173	2.484×10^{-2}	9.935×10^{-2}	2.218×10^5
1.50	0.0015	0.09	0.0271	0.0170	2.846×10^{-2}	8.537×10^{-2}	2.542×10^5

La **Figura 3.13** muestra el comportamiento del coeficiente de fricción estático en función del área de contacto aparente entre bujes de teflón y ejes de acero. El coeficiente tendió a incrementar conforme el área de contacto aparente incrementó. El incremento es casi lineal como se observa en la **Figura 3.13**. También la incertidumbre incrementó conforme el área incrementó. La gráfica va desde $8.537 \times 10^{-2} \text{ mm}^2$ hasta $1.676 \times 10^{-1} \text{ mm}^2$.

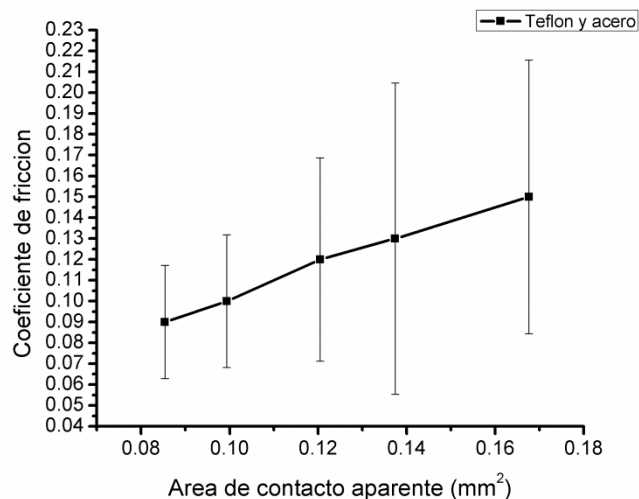


Figura 3.13. Coeficiente de fricción estática versus área de contacto aparente (mm²). Triboelementos: bujes de teflón y ejes de acero. La gráfica va desde $8.537 \times 10^{-2} \text{ mm}^2$ hasta $1.676 \times 10^{-1} \text{ mm}^2$.

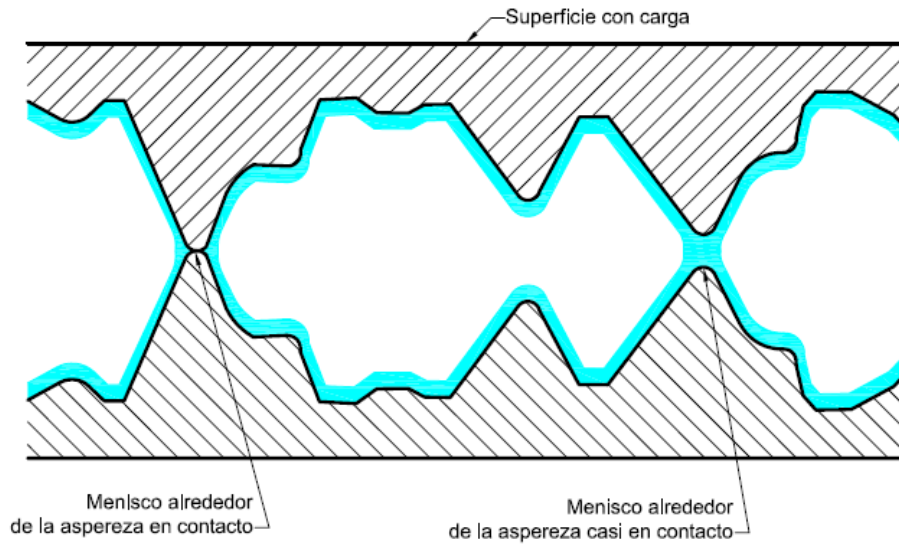
La tendencia del coeficiente de fricción estático en función del área de contacto aparente está mostrada en las **Figuras 3.12** y **3.13**. El coeficiente de fricción incrementó conforme el área aparente incrementó. El incremento puede atribuirse a que la fuerza de adhesión comienza a ser más prominente. La fuerza de adhesión contribuye a la fuerza de fricción [28,44-46,49,50]. La fuerza de adhesión más significativa en las condiciones en que se realizaron los ensayos son las fuerzas de meniscos [30,51,52].

Si recurrimos a la idea de que los materiales tienden a las energías más bajas, en un sistema compuesto por un sólido y un líquido la superficie se cubriría con el líquido de energía superficial inferior. En consecuencia, cuando las superficies del eje y del buje se exponen al ambiente, las superficies se cubrirán con materiales que tienden a reducir la energía total superficial. Tomemos por un caso un eje de acero expuesto a la humedad del ambiente. El acero posee una energía de superficie aproximadamente de 1500 erg/cm^2 y la del agua corresponde aproximadamente a 73 erg/cm^2 , así que la superficie del eje de acero debe de tener una capa fina de agua. Esta capa de agua puede ser tan fina como una capa molecular y se considera adsorbida por el sólido. Bowden y Throssell [53] realizaron un estudio experimental donde determinaron que los sólidos se cubren con una capa de agua proveniente del vapor de agua en el ambiente. Ellos señalaron que en todas las superficies estudiadas las películas de agua formadas del vapor no alcanzaron más que un espesor de dos capas moleculares.

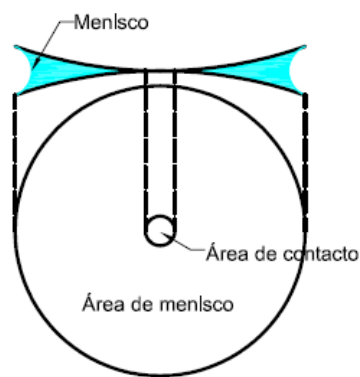
La **Figura 3.14** muestra un diagrama esquemático de dos superficies rugosas aleatorias en contacto. Cuando dos superficies con asperezas y valles son puestas en contacto, las puntas de las asperezas causan contacto en algunos puntos discretos de la superficie. En ésta figura se observa a unas asperezas en contacto, a unas asperezas casi en contacto y a unas asperezas separadas. También se ilustra una película de agua adherida a la superficie de ambas superficies rugosas, proveniente del vapor de agua y de otros gases que se encuentran en la atmosfera. La película se muestra con la línea sombreada (de color azul). Las asperezas que están en contacto y las que casi están en contacto formarán meniscos. Estos meniscos contribuyen a la fuerza de adhesión y por ende a la fuerza de fricción que se presenta entre ejes y bujes miniatura.

La formación de los meniscos ocurre incluso cuando las superficies están cubiertas con una capa hidrófoba, aunque la magnitud de los efectos adhesivos es significativamente reducido [54].

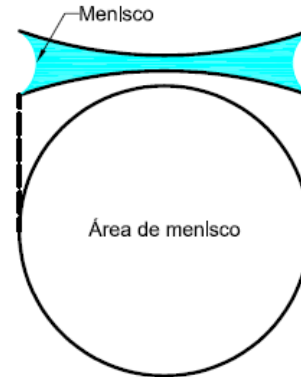
La fuerza adhesiva ocasionada por la fuerza de los meniscos está relacionada por el número de meniscos. La cantidad de meniscos está relacionada con el área de contacto aparente. En consecuencia, el área aparente está relacionada con la fuerza de fricción en elementos miniatura. El área de contacto aparente es un parámetro de ingeniería mucho más fácil de modificar que la rugosidad o la energía de superficie. En las **Figuras 3.12** y **3.13** se muestran que conforme disminuye el área de contacto aparente el coeficiente de fricción disminuye. Las propiedades mecánicas y adhesivas de muchas substancias son muy sensibles a la presencia de vapores condensados [55].



(a)



(b)



(c)

Figura 3.14. Diagrama esquemático de dos superficies rugosas en contacto. a) superficies rugosas con películas de agua proveniente de los vapores de la atmosfera. b) asperezas en contacto, muestra el área de contacto, el área del menisco y el menisco formado cerca de la zona de contacto. c) asperezas casi en contacto muestra el área del menisco y el menisco formado a pesar de que no están en contacto las asperezas.

El comportamiento de un sistema tribológico como el formado por un buje y un eje miniatura es más complejo que sólo la fuerza de fricción y la carga. En este caso, las leyes de la fricción de Amontons, las cuales declaran que la fuerza de fricción es proporcional a la carga normal y es independiente del área de contacto aparente, comienzan a alejarse.

Disminuir el área de contacto aparente entre un buje y un eje miniatura es una forma muy fácil de disminuir el coeficiente de fricción hasta un valor considerable. Este conocimiento puede aplicarse directamente al diseño y fabricación de microequipo.

3.6. Comparación con otros resultados

Los resultados son consistentes con otros reportes experimentales [45,46,48,56-59], los cuáles mostraron que el coeficiente de fricción tiende a incrementar conforme las cargas decrecen. En general, el coeficiente de fricción muestra un valor estable en cargas altas. En la mayoría de los casos experimentales, el coeficiente exhibe un comportamiento hiperbólico en cargas bajas.

Bowden y Tabor [58] obtuvieron resultados similares. Ellos determinaron el coeficiente de fricción de diamante sobre diamante como una función de la carga. El coeficiente de fricción incrementó conforme la carga disminuyó y siguió un comportamiento descrito por el modelo $\mu = KW^{-1/3}$, donde K es una constante y W es la carga.

Miyoshi [59] reportó resultados similares para el deslizamiento entre un plano y una punta. Ambos, el plano y la punta de acero inoxidable AISI 440C cubiertos de nitrato de boro (BN). El coeficiente de fricción decreció conforme la carga aumentó. La relación entre el coeficiente de fricción μ y la carga W fue dada por $\mu = 0.17W^{-1/3}$. El comportamiento del coeficiente de fricción versus carga obtenido por Bowden y Tabor [58] y Miyoshi [59] es similar al comportamiento del coeficiente de fricción presentado en este trabajo. El modelo matemático para el bronce y el acero es $\mu_s = 0.1 W^{-0.23}$. El modelo matemático para el teflón y el acero es $\mu_s = 0.06 W^{-0.26}$.

Etsion y Amit [45] investigaron experimentalmente el coeficiente de fricción en superficies planas. Ellos usaron muestras cilíndricas hechas aluminio 2024, 6061 y 7075 sobre discos de aluminio cubiertos de níquel. Ellos mostraron un incremento dramático en el coeficiente de fricción conforme la carga decreció. El comportamiento del coeficiente de fricción fue atribuido a la fuerza de adhesión.

Achata et al. [28] realizaron estudios de fricción entre un bloque patrón de acero y un balón de acero de 0.3 mm de radio. Ellos mostraron que el coeficiente de fricción entre el bloque patrón y el balón comenzaron a incrementar cuando la fuerza normal fue aproximadamente $100 \mu N$.

Ando et al. [46] midieron el coeficiente de fricción entre balines de acero y piezas de prueba planas. Sus resultados mostraron que el coeficiente de prueba fue más alto en cargas normales bajas. Ellos experimentalmente probaron que la fuerza de adhesión actuó durante la fricción y esta adhesión afectó la fuerza de fricción en la misma forma como la carga normal.

McFarlane y Tabor [48] experimentalmente mostraron que el coeficiente de fricción entre esferas de acero deslizándose sobre indio incrementó conforme la carga decreció. Por encima de la carga de 1 N el coeficiente de fricción fue aproximadamente independiente de la carga ($\mu \approx 2$). En cargas pequeñas el coeficiente de fricción aumentó a valores más altos.

Rymuza y Pytko [57] realizaron experimentos donde ellos mostraron que el coeficiente de fricción entre papel de aluminio y superficies de acero plana incrementó conforme la carga decreció. Ellos reportaron que el coeficiente de fricción aumentó a causa de la fuerza de adhesión.

El aumento de la fricción es también soportado por la teoría de Johnson Kendall y Roberts (JKR) [36]. Ellos señalaron que bajo cargas ligeras entre sólidos elásticos, las fuerzas de superficie pueden hacer

una contribución significativa a la teoría de contacto. La teoría JKR muestra que hay un área de contacto finita entre superficies bajo carga cero y esta predice la fuerza externa requerida para separar dos cuerpos de energía de superficie y geometría dadas.

Rabinowicz [60] desarrolló un modelo matemático para determinar el coeficiente de fricción en condiciones secas como una función del trabajo de adhesión. Él consideró el cambio de energía durante la indentación de la deformación del material más suave, la disminución del área de superficie libre y la formación de una interface. Se puede ver desde el modelo de Rabinowicz que cuando un sistema tribológico es miniaturizado y los materiales son los mismos, el coeficiente de fricción aumenta conforme la rugosidad decrece.

Rabinowicz [38] también condujo un estudio de fricción de cobre sobre cobre para analizar la relación entre el coeficiente de fricción y la rugosidad de la superficie. Él mostró que el coeficiente de fricción incrementó conforme la rugosidad decreció.

En este experimento, la superficie interior de los bujes fue rimado. Si la rima es más pequeña entonces produce una superficie más fina. La superficie interior de los bujes fue medida, y los resultados están mostrados en la **Tabla 2.5**. La rugosidad decreció conforme el diámetro interior del buje decreció.

Los resultados de este trabajo muestran una brecha de las leyes de Amontons, las cuales declaran que el coeficiente de fricción es proporcional a la carga normal e independiente del área aparente. El comportamiento del coeficiente de fricción puede ser atribuido al hecho de que la fuerza de adhesión comienza a ser significativa en cargas, rugosidades y presiones de contacto bajas.

Los resultados de este trabajo de investigación están soportados en modelos matemáticos, en estudios experimentales y en un análisis estadístico. El análisis estadístico abarca el promedio de las mediciones, la desviación estándar, la incertidumbre y la propagación de la incertidumbre en las operaciones matemáticas. Los modelos matemáticos de Rabinowicz y de JKR también respaldan los resultados obtenidos. Los resultados experimentales de otras investigaciones son parecidos a los de este trabajo, aún cuando fueron realizados en superficies planas.

3.7. Bujes y motores eléctricos miniatura

Los cojinetes influyen en la eficiencia, vida útil, vibraciones, ruido e incluso en el paro total de la operación de un motor. Este trabajo de investigación está relacionado con la mejoras a motores eléctricos miniatura. Una manera de mejorar la correlación cuantitativa entre los datos de fricción obtenidos en el laboratorio y las aplicaciones prácticas fue mediante el análisis del comportamiento de los bujes en motores eléctricos. Aquí se utilizaron motores a pasos para analizar el comportamiento.

Dos motores a pasos con bujes de teflón fueron desarrollados isomorfamente. Los motores fueron de doble estator, de flujo axial, bipolares y de dos fases. Las imágenes de los motores se muestran en la **Figura 3.15**. Las características y las dimensiones se listan en la **Tabla 3.12**.

El motor más grande, mostrado en el lado izquierdo de la **Figura 3.15**, se comportó estable a una velocidad angular de 5 rev/s. El claro entre el eje y el buje fue de 0.055 mm. Mientras que el motor más pequeño, mostrado en el lado derecho de la **Figura 3.15**, se comportó con un ligero cabeceo a una velocidad de 5 rev/s; el claro entre el buje y el eje fue de 0.027 mm.

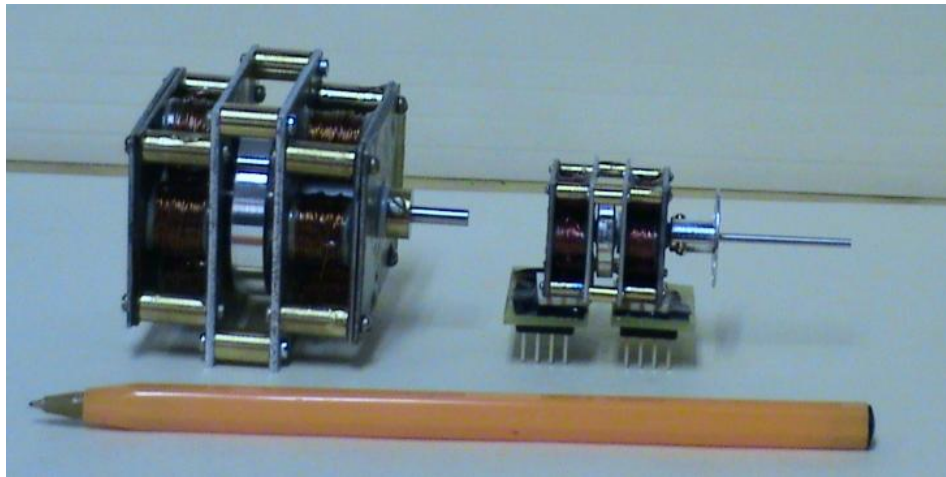


Figura 3.15. Motores a pasos de flujo axial, de doble estator, bipolares y de dos fases. El motor pequeño se miniaturizó isomorfamente salvo los tornillos de sujeción y los pines de conexión eléctrica.

Tabla 3.12. Características y dimensiones de los motores a pasos.

Característica	Motor grande	Motor pequeño
Diámetro interior del buje(mm)	3.175	1.587
Diámetro exterior del buje (mm)	9.50	19.00
Longitud del buje (mm)	19.00	9.50
Diámetro del eje (mm)	3.120	1.560
Claro entre el buje y el eje (mm)	0.055	0.027
Diámetro del rotor (mm)	33	16.5
Longitud del rotor (mm)	6	3
Número de imanes en el rotor	6	6
Diámetro del imán (mm)	6	3
Longitud del imán (mm)	6	3
Calibre del alambre magneto	#28	#34
Diámetro alambre magneto(mm)	0.320	0.160
Número de bobinas	6	6
Número de fases	2	2
Vueltas por bobina	240	240
Resistencia eléctrica por fase (ohm)	6.30	12.70
Longitud del entre hierro (mm)	2	1
Diámetro de los núcleos de bobina (in)	1/8	1/16
Longitud del núcleo de bobina (mm)	17	8.5

La holgura radial es la diferencia entre el radio del buje y el del muñon. La miniaturización de la holgura radial no se realizó linealmente a causa de la carencia de rimas y pernos con las dimensiones apropiadas. La holgura radial y la relación de holgura se presentan en la **Tabla 3.13**. La tendencia de la miniaturización de la holgura radial se presenta en la **Figura 3.16**.

Un problema fundamental en el diseño y la miniaturización de los bujes es determinar la holgura radial apropiada para diferentes materiales, longitudes y velocidades entre otras características. Una holgura radial apropiada permitirá que un buje y un eje presente fricción baja y poco juego para evitar el cabeceo del rotor.

Las pruebas de fricción de los bujes cuyos diámetros fueron 1.400, 1.200 y 1.000 mm se realizaron con una holgura mayor a la que le correspondía si la holgura se miniaturizara isomorfamente. Sin embargo, reducir más la holgura radial en los bujes mencionados causarían un aumento en la fricción como lo señalaron Rachel S. Colbert et al. [19].

Tabla 3.13. Holgura radial y relación de holgura

Radio del buje R_b (mm)	Radio del eje r (mm)	Holgura radial $c = R_b - r$ (mm)	Relación de holgura r/c
2.3810	2.3500	0.0310	75.806
1.5875	1.5600	0.0275	56.727
1.1905	1.1700	0.0205	57.073
0.7935	0.7800	0.0135	57.778
0.7000	0.6900	0.0100	69.000
0.6000	0.5900	0.0100	59.000
0.5000	0.4900	0.0100	49.000

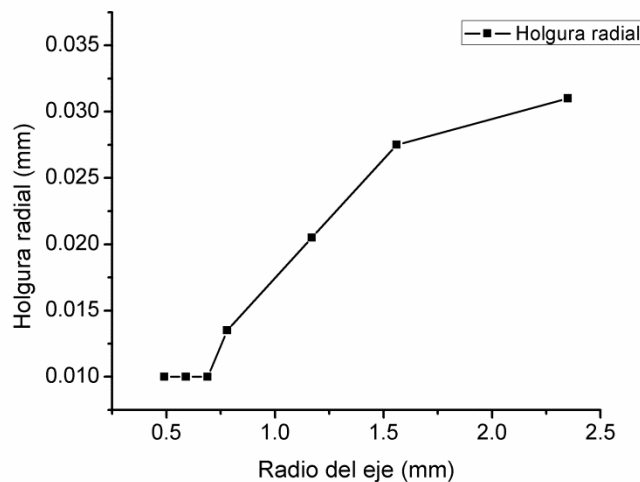


Figura 3.16. Holgura radial (mm) versus radio del eje (mm). El intervalo del radio del eje va desde los 0.5 mm hasta los 2.5 mm.

CAPÍTULO 4

CONCLUSIONES

Los imposibles de hoy serán posibles mañana
Konstantin Tsiolkosky

4.1. Conclusiones

Un método y un aparejo de prueba nuevos han sido desarrollados para medir el coeficiente de fricción en bujes miniatura para cargas pequeñas. El método es simple, permite fácilmente la determinación del coeficiente de fricción y es libre de vibraciones que son causadas por motores eléctricos. Además, la repetibilidad de los ensayos y la baja incertidumbre muestra su utilidad [35].

El párrafo anterior responde a la primera pregunta planteada al inicio de esta tesis. ¿Cómo se puede medir la fricción estática entre un buje y un eje miniatura de una manera sencilla y representativa?.

Los coeficientes de fricción estáticos entre bujes y ejes fueron medidos conforme las cargas y las dimensiones de la superficie de contacto decrecieron. Los coeficientes de fricción fueron considerablemente afectados por el tamaño y la carga, los cuales contrastan con las leyes de Amontons. Los resultados muestran que la fuerza de fricción estática, en bujes miniatura de bronce y teflón, no son siempre proporcionales a la carga y dependen del área de contacto aparente.

El incremento en el coeficiente de fricción (conforme los bujes, ejes y cargas son miniaturizados) puede ser atribuido al decremento de la carga, la rugosidad, el tamaño y la presión de contacto.

Los dos párrafos anteriores responden a la segunda pregunta planteada al inicio de esta tesis. ¿Cómo se comporta la fuerza de fricción entre un buje y un eje cuando se miniaturizan los sistemas en los intervalos de carga y en las dimensiones mencionadas?

La miniaturización isomorfa de un buje y su carga conducirán a un aumento en la fuerza de fricción. Sin embargo, proponer nuevos principios en tribología, que describan el comportamiento de los sistemas tribológicos miniatura, permitirán solucionar el aumento de la fuerza de fricción. Una disminución apropiada del área aparente entre un buje y un eje miniatura puede disminuir la fricción y mejorar la eficiencia en el sistema.

Los resultados de este trabajo de investigación pueden ser directamente aplicados al diseño y miniaturización de bujes que se encuentran en dimensiones de unos cuantos milímetros y que trabajan con cargas de unas cuantas decenas de mN .

4.2. Trabajos futuros

a) Disminuir el coeficiente de fricción

Es indispensable disminuir la fricción entre bujes y ejes, sobre todo en el intervalo no lineal presentado en este trabajo de investigación. Se propone hacer pruebas de fricción, con el mismo aparejo, a otros materiales y variar otros parámetros tales como holgura radial. Las pruebas pueden ser lubricadas y sin lubricación. También se propone utilizar recubrimientos como el diamante tipo carbón (DLC) [51], bisulfuro de molibdeno, materiales repelentes a la humedad o de naturaleza hidrófoba que eviten la formación de meniscos entre las superficies de contacto.

b) Aparejo para medir la fricción en bujes miniatura

Se propone desarrollar un aparejo para medir la fricción entre ejes y bujes que sean fáciles fabricar y de miniaturizar, tanto el aparejo como los especímenes. El aparejo consistirá básicamente de un motor a pasos de cuatro bobinas, bipolar, de dos fases, de doble rotor y con núcleos de bobinas de material no magnético. Los núcleos de material no magnético de las bobinas tendrán el propósito de evitar que el rotor se frene por la atracción de los imanes permanentes de los rotores. El motor a pasos será un buen candidato porque no tiene escobillas que ocasione fricción adicional que influya en la medición de la fricción principal. En cada estator se alojará una masa en forma de anillo y representará la carga del sistema a medir. La **Figura 4.1** muestra este motor a pasos.

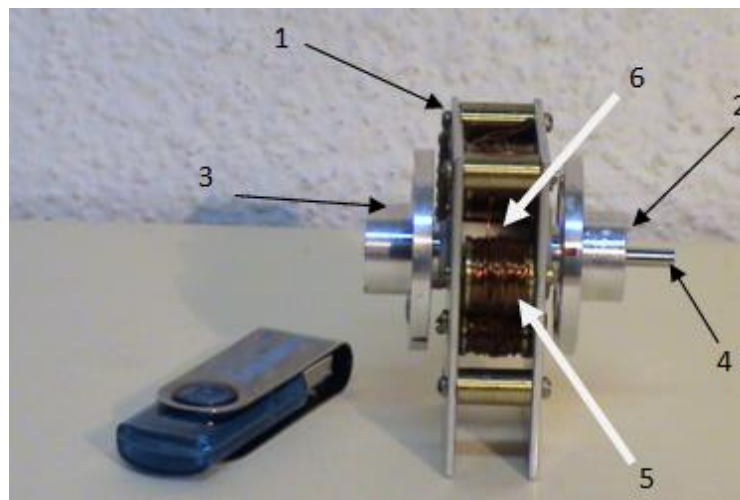


Figura 4.1. Aparato formado por un motor a pasos de doble rotor, de núcleos de material no magnético. 1) Estator, 2) Rotor, 3) Espacio para masa, 4) Eje, 5) Bobina con núcleo no magnético, 6) Bujes.

El principio de medición consistirá en hacer girar las masas, desconectar el motor y medir la velocidad angular conforme se detiene el rotor. La medición de la velocidad será sin contacto y se registrará la velocidad en función del tiempo. A partir de la curva velocidad angular versus tiempo se determinará

la aceleración angular. La **Figura 4.2** muestra una curva generalizada que se espera obtener de la medición. Con la segunda ley de Newton se determinará el coeficiente de fricción en función de la aceleración angular, la inercia rotacional, la carga y el radio del eje.

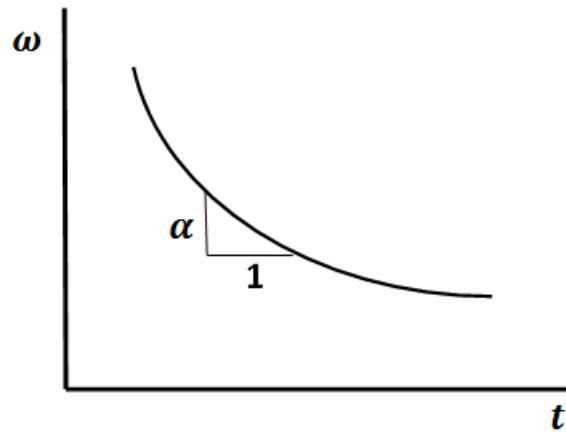


Figura 4.2. Curva velocidad angular versus tiempo que se espera obtener de la prueba

De la segunda ley de Newton, donde M es momento, α es la aceleración angular, R es la reacción del buje sobre el eje, r es el radio del eje, I es el momento de inercia y μ es el coeficiente de fricción.

$$\sum M = 0 \tag{4.1}$$

$$\alpha I - R r \mu = 0 \tag{4.2}$$

$$\mu = \alpha I / R r \tag{4.3}$$

El aparejo propuesto tiene el objetivo de evitar que elementos de tamaño convencional intervengan en la medición de la fricción entre bujes y ejes. Un aparejo miniatura, sin elementos grandes, será más representativo del sistema tribológico miniatura. En consecuencia, los errores ocasionados por los elementos grandes tenderán a disminuir. La curva de velocidad angular versus tiempo se pretende obtener a velocidades bajas de manera que la fricción ocasionada por el aire no sea tan significativa.

APÉNDICE A

Tabla A1. Factores que pueden afectar la fricción dependiendo de las circunstancias de contacto [39]

Categoría general	Factor
Mecánica	<p>Geometría de contacto</p> <p>Carga y distribución de la presión de contacto en varias escalas</p> <p>Historia de carga</p> <p>Dinámica del sistema: vibraciones, rigidez, amortiguamiento, histéresis</p> <p>Tipo de movimiento perfil de velocidad</p>
Materiales	<p>Pares de materiales</p> <p>Composición y pureza de los materiales</p> <p>Características adhesivas</p> <p>Microestructura y el tamaño de las características microestructurales relativas al tamaño del tribocontacto</p> <p>Propiedades mecánicas elásticas y plásticas</p> <p>Gradiente en las regiones cerca de la superficie</p> <p>Propiedades termofísicas: conductividad térmica, expansión térmica, etc.</p> <p>Método de creación de la superficie</p> <p>Estado de esfuerzos residuales en la región cerca de la superficie</p>
Efectos térmicos	<p>Calentamiento debido a la fricción</p> <p>Fuentes de calor externa</p> <p>Inestabilidad termo elástica</p> <p>Transformaciones de fase inducidas térmicamente</p> <p>Activación triboquímica</p> <p>Shock térmico</p>
Lubricación	<p>Cantidad y medios de suministro</p> <p>Régimen de lubricación</p> <p>Propiedades del lubricante</p> <p>Química del lubricante (triboquímica)</p> <p>“Envejecimiento” del lubricante</p> <p>Filtración y limpieza</p>
Triboquímica	<p>Humedad relativa</p> <p>Reactividad/catálisis de superficie</p> <p>Limpieza</p> <p>Composición del medioambiente circundante</p> <p>Tribopolimerización</p> <p>Formación de polímeros de fricción</p> <p>Películas oxidadas y empañadas</p>
Cuerpos terceros	<p>Formación de partículas</p> <p>Mecánica y lubricidad de capas triboformadas</p> <p>Concentración de partículas de desgaste y aglomeración</p> <p>Tamaños, formas y morfología de partículas</p> <p>Contaminación externa</p> <p>Flujo de terceros cuerpos dentro y fuera del contacto</p>

APÉNDICE B

Gráficas fuerza versus tiempo.

Hay tres atributos diferentes del comportamiento de la fuerza de fricción (o el coeficiente de fricción) dependiente del tiempo: 1) tendencias generales, 2) la duración de cierto evento y 3) la amplitud de las fluctuaciones en término corto [61].

De la **Figuras B.1** a la **Figura B.7** se presentan las gráficas de fuerza versus tiempo de algunas pruebas realizadas en este estudio. La fuerza de tensión es igual a la fuerza de fricción que se presenta en el contacto entre el eje y el buje. En consecuencia, las gráficas tensión versus tiempo son la gráficas fuerza de fricción versus tiempo para un análisis detallado de los experimentos de fricción. Estas gráficas pueden ser de utilidad para analizar los atributos del comportamiento de fricción en el proceso de miniaturización del sistema tribológico formado por un buje y un eje.

Las cuatro primeras gráficas, desde la **Figura B.1** hasta la **Figura B.4** muestran una tendencia general repetible, es decir, alcanzan un valor máximo y tienen una caída para después permanecer ligeramente constante. Sin embargo, las gráficas de las **Figuras B.5, B.6** y **B.7**, que corresponden a los bujes cuyos diámetros fueron 1.400, 1.200 y 1.000 mm respectivamente, comenzaron a tender una tendencia general diferente a las pruebas de los primeros cuatro bujes, los de diámetro interior más grandes.

La **Figura B.5** muestra la gráfica fuerza versus tiempo de la prueba del buje cuyo diámetro interno fue 1.400 mm. En esa prueba el deslizamiento ocurrió a los 6.5 mN. Posteriormente hubo una caída en la fuerza y después incrementó hasta que alcanzó nuevamente un máximo aproximadamente en 6.7 mN

La **Figura B.6** presenta la gráfica de la fuerza versus tiempo de la prueba del buje cuyo diámetro interno fue de 1.200 mm. En la prueba el deslizamiento ocurrió a los 3.8 mN y posteriormente tuvo una caída. Conforme ocurrió el deslizamiento la fuerza de fricción se incrementó hasta que alcanzó un máximo, alrededor de los 4.1 mN, para después tener nuevamente una caída.

El comportamiento de las gráficas fuerza versus tiempo de las pruebas cuyos diámetros fueron 1.400 y 1.200 fueron muy similares.

La tendencia general de la gráfica fuerza versus tiempo de la prueba del buje de 1.000 mm de diámetro interno fue muy diferente a las pruebas de los otros bujes. En la **Figura B.7** se observa que la fuerza de fricción alcanzó un máximo a los 2.8 mN y posteriormente tuvo una caída, después de la caída y de que ocurrió el deslizamiento la fuerza de fricción se incrementó hasta alcanzar nuevamente un máximo, y así sucesivamente como se observa en la **Figura B.7**.

Es necesario señalar que las pruebas de los bujes cuyos diámetros fueron 1.400, 1.200 y 1.000 mm mostraron un incremento de la fuerza de fricción aun cuando ocurría el deslizamiento.

No todos los tribosistemas muestran los atributos fricción/tiempo repetibles. En algunos tribosistemas, las tendencias generales pueden ser repetibles, pero la duración y la amplitud de las fluctuaciones de la fuerza de fricción generalmente no se repiten. Blau realizó pruebas de fricción no lubricadas de balines de acero inoxidable 440C sobre diferentes papeles con gravilla SiC (lija) en una configuración de pin-on-disk, para cargas de 2 N y con una velocidad de 0.2 m/s en aire [61]. Los números de gravilla fueron 240, 400 y 600. Blau reportó que la forma de la curva fue similar para los tres tamaños de las curvas, sin embargo, el tiempo para alcanzar el estado estable fue afectado por el tamaño de las partículas abrasivas en el deslizamiento de los cuerpos.

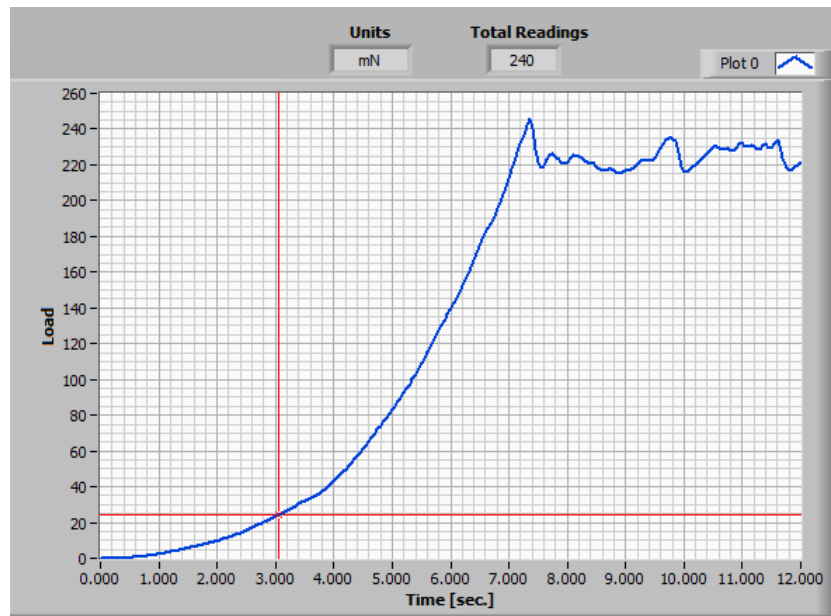


Figura B.1. Gráfica fuerza (mN) versus tiempo (s). Prueba entre un buje de bronce SAE 40 de 4.762 mm de diámetro y un eje de acero de diámetro de 4.700 mm.

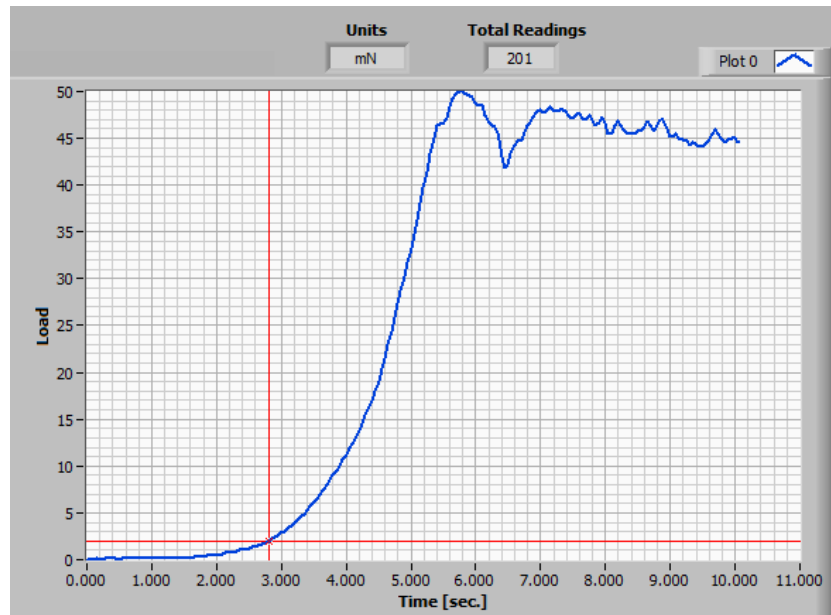


Figura B.2. Gráfica fuerza (mN) versus tiempo (s). Prueba entre un buje de bronce SAE 40 de 3.175 mm de diámetro y un eje de acero de diámetro de 3.120 mm.

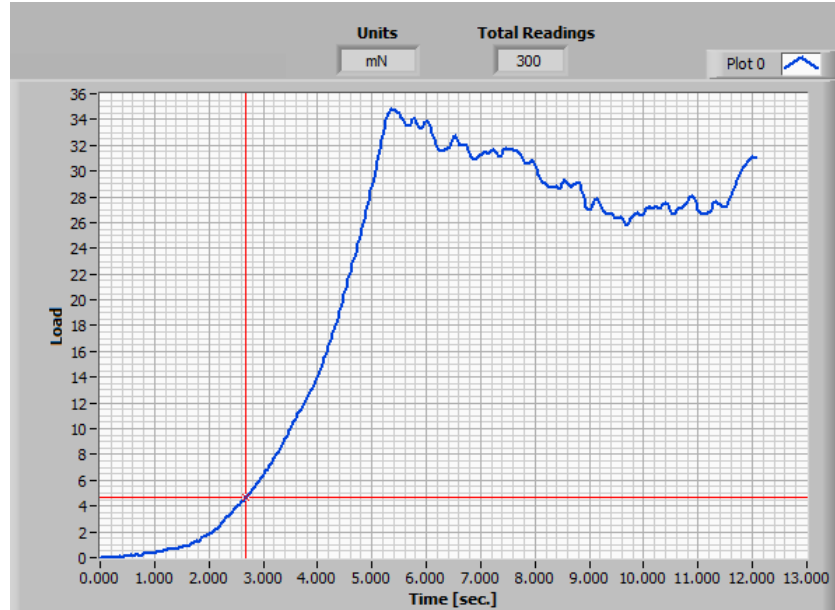


Figura B.3. Gráfica fuerza (mN) versus tiempo (s). Prueba entre un buje de bronce SAE 40 de 2.381 mm de diámetro y un eje de acero de diámetro de 2.340 mm.

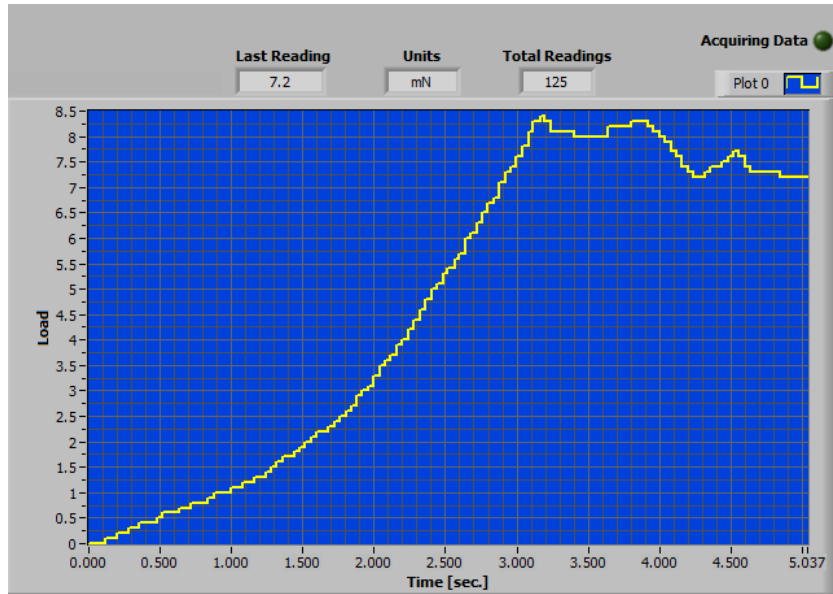


Figura B.4. Gráfica fuerza (mN) versus tiempo (s). Prueba entre un buje de bronce SAE 40 de 1.587 mm de diámetro y un eje de acero de diámetro de 1.560 mm.

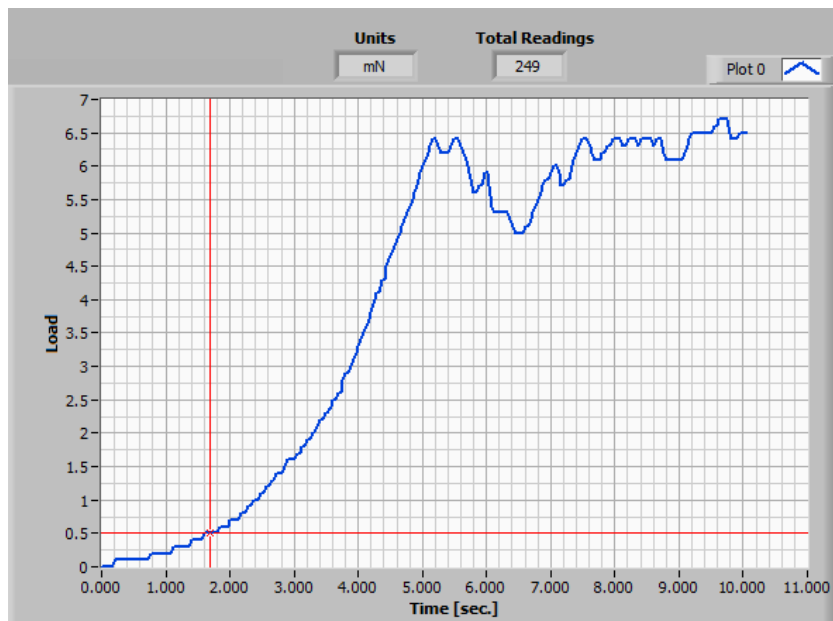


Figura B.5. Gráfica fuerza (mN) versus tiempo (s). Prueba entre un buje de bronce SAE 40 de 1.400 mm de diámetro y un eje de acero de diámetro de 1.380 mm.

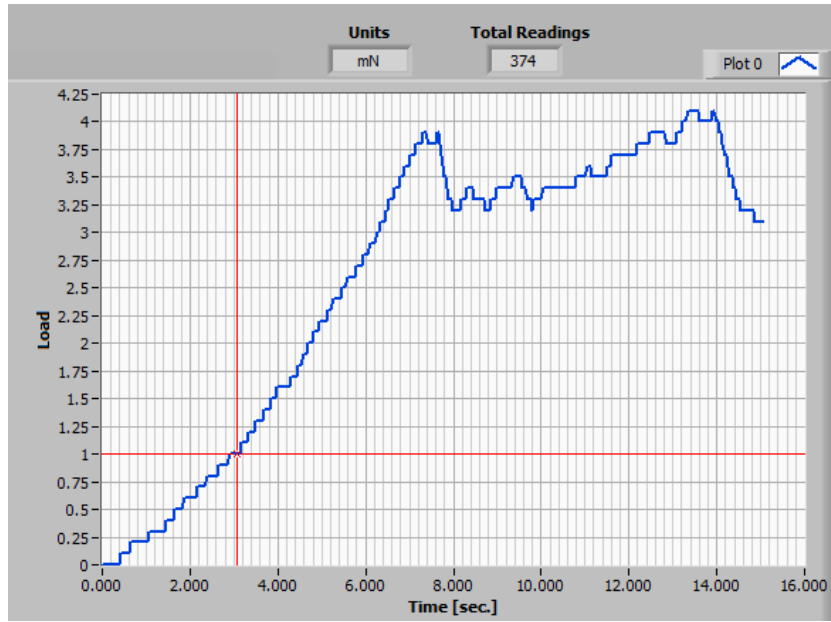


Figura B.6. Gráfica fuerza (mN) versus tiempo (s). Prueba entre un buje de bronce SAE 40 de 1.200 mm de diámetro y un eje de acero de diámetro de 1.180 mm.

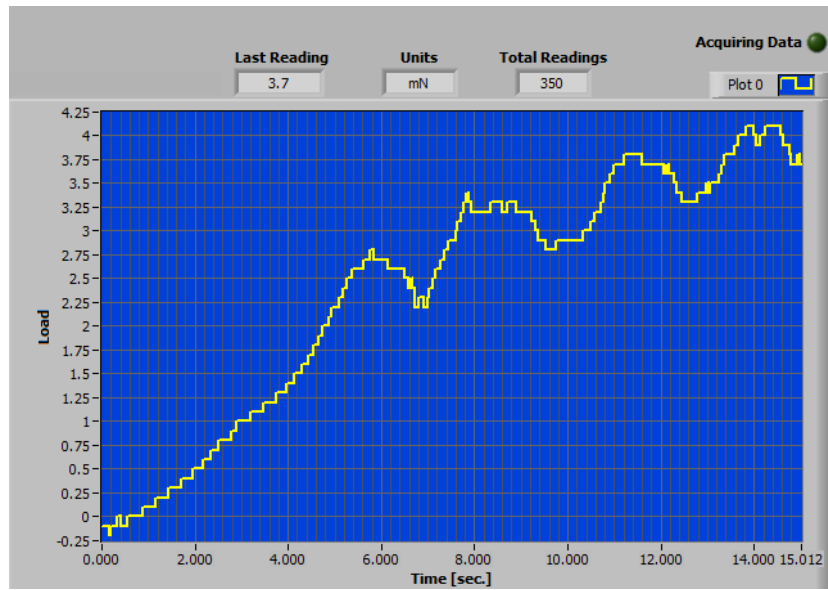


Figura B.7. Gráfica fuerza (mN) versus tiempo (s). Prueba entre un buje de bronce SAE 40 de 1.000 mm de diámetro y un eje de acero de diámetro de 0.980 mm.

El fenómeno de la fricción depende de varios factores, como los que se citan en el apéndice A, en consecuencia cualquier variación experimental surge cuando uno o más de esos valores se altera.

Se puede observar de las gráficas fuerza versus tiempo que a medida que los bujes y las cargas son más pequeñas el conocido movimiento intermitente 'stick-slip' se presenta más marcadamente. Bowden y Tabor [62] señalaron que el movimiento intermitente es resultado del pegado y deslizamiento de las asperezas de las superficies en contacto. También señalaron que el movimiento intermitente es consecuencia de que la fricción estática es más alta que la fricción cinética. Así como a cierto grado de elasticidad de las irregularidades de la superficie.

Del análisis de esfuerzos de Hertz se observó que los esfuerzos de contacto entre el buje y un eje tienden a disminuir conforme se miniaturizan los sistemas. La incidencia del movimiento intermitente depende de la elasticidad de las asperezas de las superficies de contacto. El fenómeno stick-slip es claramente uno de los aspectos más diversificados del comportamiento de la fricción, y cada problema requiere un análisis cuidadoso para determinar la relación causa-efecto involucrada. Sin embargo, la presencia de este tipo de movimiento es más marcadamente conforme se miniaturizan los sistemas, y puede ser una consecuencia del grado de la elasticidad de los esfuerzos que se presenta en las superficies de contacto.

APÉNDICE C.

Gráficas fuerza versus tiempo superpuestas

Este apéndice muestra gráficas de las pruebas a un buje de bronce de 4.762 mm de diámetro interior del segundo grupos de probetas. El eje vertical representa la fuerza de fricción mientras que el eje horizontal representa el tiempo, las curvas se graficaron de 0 a 12 segundos. Las curvas fueron obtenidas en tiempo real por el programa MESURgauge. También se muestra la fuerza máxima antes de que ocurra el deslizamiento.

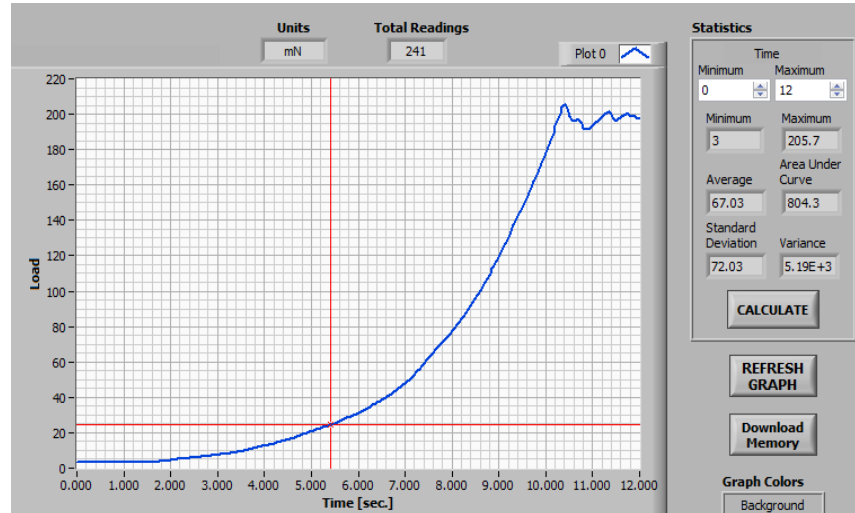


Figura C1. Gráfica fuerza de fricción versus tiempo de la prueba 1 de un buje de bronce de 4.762 mm. La fuerza más grande fue de 205 mN. El eje vertical corresponde a la fuerza de fricción mientras que el eje horizontal corresponde al tiempo.

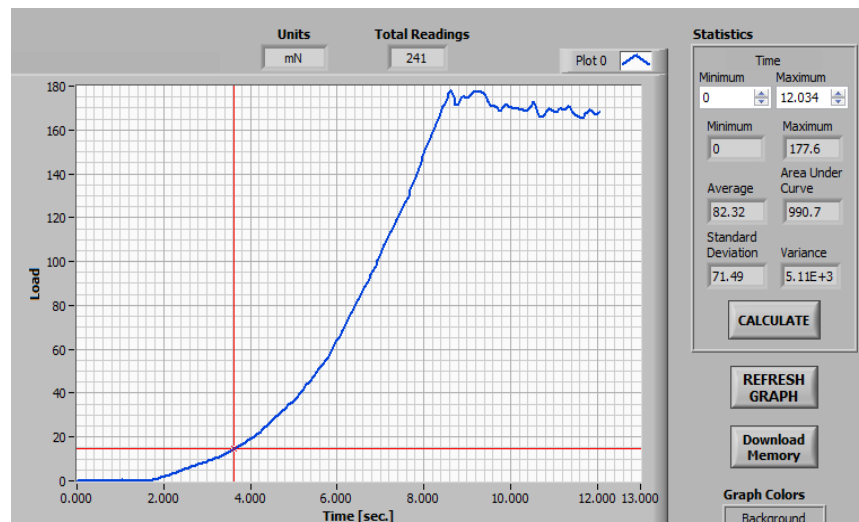


Figura C2. Gráfica fuerza de fricción versus tiempo de la prueba 2 de un buje de bronce de 4.762 mm. La fuerza más grande fue de 177.6 mN. El eje vertical corresponde a la fuerza de fricción mientras que el eje horizontal corresponde al tiempo.

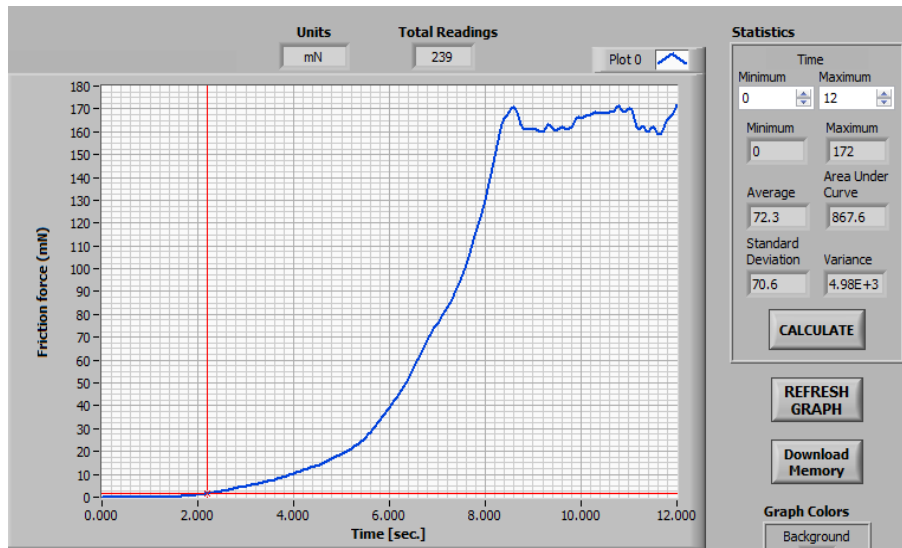


Figura C3. Gráfica fuerza de fricción versus tiempo de la prueba 3 de un buje de bronce de 4.762 mm. La fuerza más grande fue de 172 mN. El eje vertical corresponde a la fuerza de fricción mientras que el eje horizontal corresponde al tiempo.

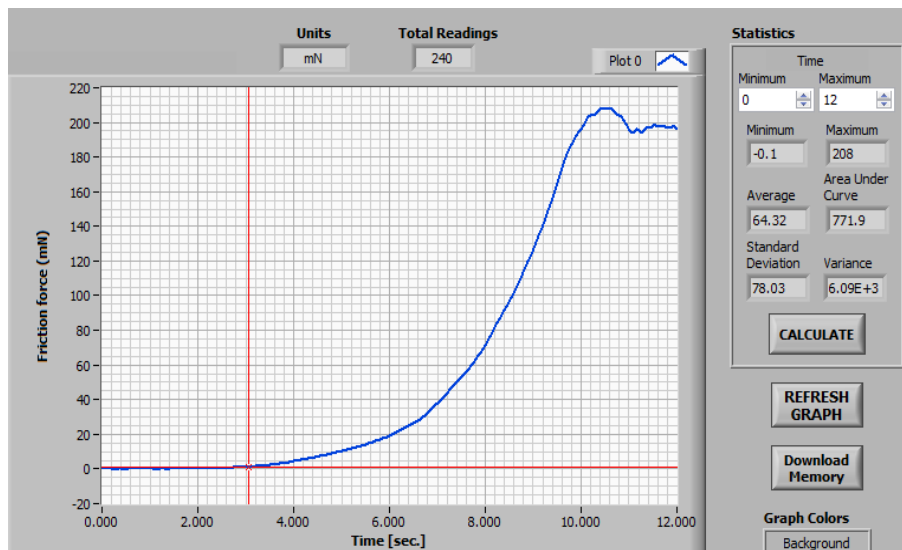


Figura C4. Gráfica fuerza de fricción versus tiempo de la prueba 4 de un buje de bronce de 4.762 mm. La fuerza más grande fue de 208 mN. El eje vertical corresponde a la fuerza de fricción mientras que el eje horizontal corresponde al tiempo.

La **Figura C5** muestra cuatro gráficas de la fuerza de fricción versus tiempo. Las gráficas corresponden a las curvas presentadas en las Figuras C1, C2, C3 y C4. Las gráficas de las pruebas 1 y 4 son muy similares en su tendencia y alcanzan un valor máximo de la fuerza de fricción de 205.7 y 208 mN respectivamente. Mientras que las tendencias de las gráficas de las pruebas 2 y 3 son muy similares entre si y alcanzan un valor máximo de la fuerza de fricción de 177.6 mN y 172 mN respectivamente. Las curvas se grafican de 0 a 12 segundos.

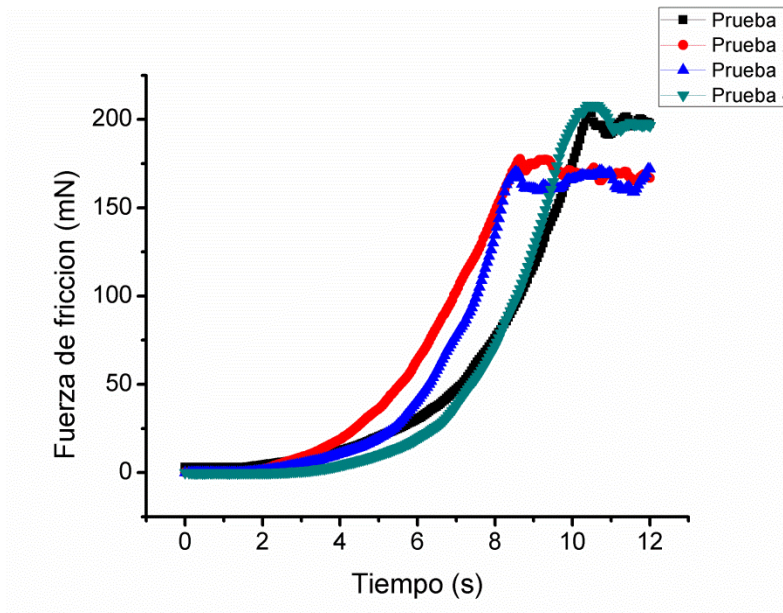


Figura C5. Gráficas fuerza de fricción versus tiempo superpuestas de un buje de bronce de 4.762 mm. El eje vertical corresponde a la fuerza de fricción mientras que el eje horizontal corresponde al tiempo. Las curvas se grafican desde 0 a 12 segundos.

REFERENCIAS

- [1] Trimmer W. S. *Micromechanics and MEMS Classic and Seminal Papers to 1990*. IEEE press, p. 701.
- [2] Kussul E. M., Rachkovskij D. A., Baidyk T. N., et al. "Micromechanical engineering: a basis of the low cost manufacturing of mechanical microdevices using microequipment". *Journal of Micromechanical and Microengineering*, Vol. 6, 1996, pp. 410-425
- [3] Kussul E., Baidyk T., Ruiz-Huerta L., Caballero A., Velasco G., Kasatkina L., "Development of Micromachine Tool Prototypes for Microfactories," *Journal of Micromechanics and Microengineering*, Vol. 12, 2002, pp. 795-812,
- [4] Feynman R., "There is plenty of room at the bottom, In *Micromechanics and MEMS*," *Classic and Seminal Papers to 1990*, W. S. Trimmer, Ed., IEEE Press, New York, 1996, pp. 3-9.
- [5] Ishihara H., Arai F., Fukuda T., "Micro Mechatronics and Micro Actuators", *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 1, No. 1 March 1996.
- [6] Trimmer W., "Microrobots and Micromechanical Systems," *Elsevier Sensors & Actuators*, Vol. 19, No. 3, September 1989 pp. 267-287.
- [7] Peirs J., Reynaerts D., Van Brussel H., "Scale effects and thermal considerations for micro-actuators," *Proceedings of the IEEE, International Conference on Robotics & Automation*, Leven, May 1998.
- [8] Wautelet M., "Scaling laws in the macro-, micro- and nanoworlds," *European Journal of Physics*, 22 (2001), printed in UK, pp. 601-611.
- [9] Madou M. J., *Fundamentals of Microfabrication The Science of Miniaturization*, second edition, CRC Press. March 2002.
- [10] Kussul E. Baidyk Tatiana, Ruiz-Huerta L., Caballero-Ruiz A. Velasco Graciela, "Scaling down of microequipment parameters", *Elsevier, Precision Engineering*, 30, (2006), pp. 211-222.
- [11] Bharat Bhushan, Ashok V. Kulkarni., "Effect of normal load microscale friction measurements," *Elsevier, Thin Solid Films*, October 1996, 278, pp. 49-56.
- [12] Beerschwinger U., Reuben U., Yang S. J., "Friction study of micromotor bearing. Elsevier," *Sensors and Actuators*, Vol. 63, No. 3, January 1997, pp. 229-241.
- [13] Eui-Sung Yoon, R. Arvind Singh, Hyun-Jin Oh, and Hosung Kong, "The effect of contact area on nano/micro-scale friction". *Elsevier, Wear*, Vol. 259, Nos. 7-12, 2005, pp. 1424-1431.
- [14] Nikhil S. Tambe and Bharat Bhushan, "Scale dependence of micro/nano-friction and adhesion of MEMS/NEMS materials, coating and lubricants," *Institute Physics Publishing, Nanotechnology* Vol. 15, NO. 11, 2004, pp 1561-1570.
- [15] Neiderberger S. and Gracias D. H., "Transitions from nanoscale to microscale dynamic friction mechanisms on polyethylene and silicon surfaces," *Journal of applied Physics*, Vol. 87, No. 6, March 2000, pp. 3143-3150.
- [16] Bekir Sadik Ünlü, Enver Atik, "Determination of friction coefficient in journal bearing," *Elsevier, Materials and design*, Vol. 28, 2005, pp. 973-977.
- [17] Zhang K., "Effect of test condition on the tribological behavior of a journal bearing in molten zinc," *Elsevier, wear*, January 2005, pp 1248-1253.

- [18] Zhang K., Battiston L., "Friction and wear characterization of some cobalt- and iron-based superalloys in zinc alloy baths," Elsevier, wear, December 2001, pp 332-344.
- [19] Rachel S. Colbert, Alvarez Luis A., Hamilton Matthew A., Steffens Jason G., Ziegert John C., David L. Burris, W. Gregory Sawyer. "Edges, clearances, and wear: little things that make big differences in bushing friction," Elsevier, Wear, Vol. 268, Nos. 1-2, 2010, pp. 41-49.
- [20] Kim, Kitae, "Design and Development of a High-Speed Bearing Test Apparatus", ASTM Journal of Testing and Evaluation, Vol. 26, No. 4, July 1998, pp. 301-305.
- [21] Tevrüz Talat, "Tribological behaviours of bronze-filled polytetrafluoroethylene dry journal bearing", Wear, Vol. 230, No. 1, 1999, pp. 61-69.
- [22] Bouyer J. and Fillon M., "Experimental measurement of the friction torque on hydrodynamic plain journal bearing during start-up", Tribology International, Vol. 44, 2011, pp. 772-781.
- [23] Hyung Jin Kim, In Kyum Park, Young Ho Seo, Byeong Hee Kim, and Nam Pyo Hong, "Wire Tension Method for Coefficient of Friction Measurement of Micro Bearing", International Journal of Precision Engineering and Manufacturing", Vol. 15, No. 2, 2014, pp. 267-273.
- [24] Daejon Kim, Dongmei Cao, Michael D. Bryant, Wenjin Meng, Frederick F. Ling. "Tribological study of microbearing for MEMS applications", Journal of tribology, July 2005, Vol. 127, pp. 537-547.
- [25] Rha J. J., Know S. C., Cho J. R., Yim S., Saka N., "Creation of ultra-low friction and wear surface for micro-devices using carbon films," Elsevier, wear, Vol.259, 2005, pp 765-770.
- [26] Ku I. S. Y., Reddyhoff T., Choo J. H., Holmes A. S., Spikes H. A., "A novel tribometer for the measurement of friction in MEMS", Elsevier, Tribology International, Vol. 43, 2010, pp 1087-1090.
- [27] Ying Xu, Jingdong Wang, Huadong Yu, Yiquan Li, Hao Lv, "Design and analysis of the apparatus for meso-sclae friction force testing", Proceeding of the 2009 IEEE, International Conference on Mechatronics and Automation, Aug 9-12, Changchun China, 2009, pp 1742-1746.
- [28] Achata S., Liskiewics T., Celis J. P., "Friction mechanisms at the micro-scale", Elsevier, Tribology international, Vol. 42, 2009, pp 1792-1799.
- [29] Ying Xu, Huadong Yu, Zhangjiangn Yu, Jinkai Xu, Qingyong Shi, "Micro friction experimental study based on parallel cantilever", Elsevier, Procedia engineering, Vol. 24, 2011, pp 778-782.
- [30] Qing Tao, Shao Tianmin, Wen Shizhu, "Micro-Friction and Adhesion Measurements for Si Wafer and TiB₂ Thin Film", Tsinghua Science and Technology, ISSN 1007-0214 05/18, Vol. 12, Number 3, June 2007, pp. 261-268.
- [31] Yao, Z., Zhang, Q., Tao, Y., and Zhang, X., "A New Approach to Measure the Friction Coefficient of Micro Journal Bearing", Tribol. Int., Vol. 33, No. 7, 2000, pp. 485-489.
- [32] Rymuza Zygmunt, Tribology of Miniature Systems, Encyclopedia of Tribology, Q.J. Wang, Y.-W. Chung eds., New York, 2013, DOI 10.1007/978-0-387-92897-5, pp. 3880-3888.
- [33] Charles Poole and Frank J. Owens, *Intoducción a la Nanotecnología*, Reverte, 2007, pp 417, ISBN 8429179712.
- [34] Bhusham B., Israelachvili J. N., Landman U., "Nanotribology: friction, wear and lubrication at the atomic scale", Nature, Vol. 374, 13 april 1995, pp 607-616.

- [35] Olvera-Tapia Omar, Kussul Ernst, Baidyk Tatiana, Rodríguez-Lelis José M., and Sanchez José, "Effect of Bushing Miniaturization on the Static Friction Coefficient", *Journal of Testing and Evaluation*, Vol. 44, No. 4, 2016, pp. 1-10, doi:10.1520/JTE20140284.ISSN 0090-3973
- [36] Johnson K. L., Kendall K. Roberts A. D., "Surface energy and the contact of elastic solids", *Proc. R. Soc. Lond. A*. 324, Printed in Great Britain, 1971, pp 301-313.
- [37] Johnson K. L., "Mechanics of adhesion", *Tribology International*, Vol. 31, No. 8, Printed in Great Britain, 1998, pp. 413-418.
- [38] Rabinowicz Ernest, *Friction and wear of materials*, Second edition, John Wiley & Sons, New York., 1995.
- [39] Blau Peter J., *Friction Science and Technology*, second edition, CRC Press, Printed in USA, 2009.
- [40] ASTM G 115 – 93: Standard Guide for Measuring and Reporting Friction Coefficients, *Annual Book of ASTM Standards*, West Conshohocken, Vol. 03.02, ASTM International, pp. 486-495, www.astm.org.
- [41] Horst Czichos, "Presentation of Friction and Wear Data", in *Friction, Lubrication, and Wear Technology*, Blau Peter J, ASM International, ASM Handbook, Vol. 18, Printed in USA, April 2010, pp. 489-492.
- [42] Horst Czichos, "Design of Friction and Wear Experiments", in *Friction, Lubrication, and Wear Technology*, Blau Peter J, ASM International, ASM Handbook, Vol. 18, Printed in USA, April 2010, pp. 480-488.
- [43] Horst Czichos, "Basic Tribological Parameters", in *Friction, Lubrication, and Wear Technology*, Blau Peter J, ASM International, ASM Handbook, Vol. 18, Printed in USA, April 2010, pp. 473-479.
- [44] Chang W. R., Etsion I., and Bogy D. B. Bogy, "Static Friction Coefficient Model for Metallic Rough Surface", *Journal of Tribology*, Vol. 110, January 1988, pp. 57-63.
- [45] Etsion I. and Amit M., "The Effect of Small Normal Loads on the Static Friction Coefficient for Very Smooth Surface", *Journal of Tribology*. Vol. 115, July 1993, pp. 406-410.
- [46] Ando Yasuhisa, Ishikawa Yuichi, Kitahara Tokio, "Friction Characteristics and Adhesion Force Under Low Normal Load", *Journal of Tribology*, Vol. 117, October 1995, pp. 569-1995.
- [47] K. J. Johnson, *Contact mechanics*, Cambridge University Press, Printed in Great Britain, 1985, pp. 84-106.
- [48] McFarlane, J. S. and Tabor D., "Relation Between Friction and Adhesion", *Proc. R. Soc. Lond. Ser. A, Math. Phys. Sci.*, Vol. 202, No. 1069, 1950, pp. 244-253.
- [49] Shaobiao Cai and Bharat Bhushan, "Meniscus and viscous forces during normal separation of liquid-mediated contacts", *Nanotechnology* 18, Printed in the UK, 2007, pp. 1-14.
- [50] Adam A. Feiler, Johanna Stiernstedt, Katarina Theander, Paul Jenkins, and Mark W. Rutland, "Effect of Capillary Condensation on Friction Forces and Adhesion", *Langmuir*, Vol. 23, No. 2, 2007, pp.517-521.
- [51] Bhusham B., "Adhesion and stiction: Mechanisms, measurement techniques, and methods for reduction", *J. Vac. Sci. Technol.*, B 21(6), November 2003, pp. 2262-2295.
- [52] Hans-Jürgen Butt, Michael Kappl, "Normal capillary forces", *Advanced in Colloid and Interface Science*, Vol 146, 2009, pp. 48-60
- [53] Bowden F. P. and Throssell, "Adsorption of Water Vapour on Solid Surface", *Proceeding of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical*, Vol. 209, No. 1098, Nov. 1951, pp. 297-308.

- [54] Sergey Rozhok, Peng Sun, Richard Piner, Marya Lieberman, and Chad A. Mirkin, "AFM Study of Water Meniscus Formation between an AFM Tip and NaCl substrate, *J. Phys. Chem. B*, Vol. 108, No. 23, 2004, pp. 7814-7819.
- [55] Israelachvili Jacob N., *Intermolecular and surface forces*, Third edition, Elsevier, Printed in USA, 2011, pp. 456-460.
- [56] Whitehead J. R., "Surface Deformation and Friction of Metals at Light Loads", *Proc. R. Soc. Lond. Ser. A, Math. Phys. Sci.*, Vol. 201, No. 1064, 1950, pp. 109-124.
- [57] Rymuza, Z. and Pytko S., "The Effect of Scale in Tribological Testing", *J. Mater. Res. Technol.*, Vol. 1, 2012, pp. 13-20.
- [58] Bowden F. P. and Tabor D., *The friction and lubrication of solids, Part II*, Oxford University Press, Printed in Great Britain, 1964, pp. **159-185**.
- [59] Miyoshi Kazuhisa, *Solid Lubrication Fundamentals and Application*, NASA/TM-2000-107249, NASA, NASA Glenn Research Center, Marcel Dekker Inc., United States of America, Cleveland, OH, 2001, pp. 221-242.
- [60] Rabinowicz E., "Influence of Surface Energy on Friction and Wear Phenomena", *Journal of Applied Physics*, Volume 32, No. 8, August 1961, pp. 1440-1444.
- [61] Blau P. J., "Experimental aspects of friction research on the macroscale", *Fundamentals of Tribology and Bridging the Gap between the Macro-and Micro/Nanoscale*, B. Bhushan ed., 2001, pp. 261-278.
- [62] Bowden F. P. and Tabor D., *The friction and lubricant of solids, Part I*, Oxford University Press, Printed in Great Britain, 1954, pp. **105-111**.