

PRINCIPIOS DE TRIBOLOGÍA APLICADOS EN LA INGENIERÍA MECÁNICA

*Willan Pablo Castillo Herrera
Oscar Gabriel Toapanta Cunalata*

Ingeniería y Tecnología



PRINCIPIOS DE TRIBOLOGÍA APLICADOS EN LA INGENIERÍA MECÁNICA

Willan Pablo Castillo Herrera

Oscar Gabriel Toapanta Cunalata



Editorial Área de Innovación y Desarrollo,S.L.

Quedan todos los derechos reservados. Esta publicación no puede ser reproducida, distribuida, comunicada públicamente o utilizada, total o parcialmente, sin previa autorización.

© del texto: **los autores**

ÁREA DE INNOVACIÓN Y DESARROLLO, S.L.

C/ Els Alzamora, 17 – 03802 – ALCOY (ALICANTE) info@3ciencias.com

Primera edición: **diciembre 2019**

ISBN: **978-84-121167-2-4**

DOI: <http://doi.org/10.17993/IngyTec.2019.57>

AUTORES



Willan Pablo Castillo Herrera: Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo (ESPOCH), Maestrante en Mecánica con mención en Diseño Mecánico por la Universidad Técnica de Ambato (UTA), investiga temas de Matemáticas, Física, Tribología, Fricción, Ingeniería de Materiales, Fiabilidad de Sistemas Mecánicos y Generación de Energía Eléctrica utilizando Motores de Combustión interna Crudo/Diésel durante 6 años. Actualmente, trabaja en la Planta de Generación Eléctrica Hyundai de la Empresa de Exploración y Explotación de Hidrocarburos Petroamazonas EP durante 6 años. Ecuador.



Oscar Gabriel Toapanta Cunalata: Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo (ESPOCH), Maestrante en Mecánica con mención en Diseño por la Universidad Técnica de Ambato (UTA), investiga temas relacionados con las Matemáticas y la Física, se ha desarrollado como Profesor de Física, Matemática, Estadística, Metodología de la Investigación y Diseño de Experimentos durante 6 años y como Ingeniero de Operaciones y Facilidades Producción Petrolera durante 5 años. Actualmente, profesor del Instituto Superior Tecnológico Benjamín Araujo. Ecuador.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CAPÍTULO I: LA TRIBOLOGÍA, CIENCIA Y TÉCNICA DE LAS SUPERFICIES EN CONTACTO Y CON MOVIMIENTO RELATIVO	11
1.1. Introducción	11
1.2. Ramas de la tribología.....	12
1.3. Términos fundamentales.....	14
1.4. Objetivos técnico–económicos de la tribología.....	15
1.5. Sistema tribotécnico y tribológico.....	19
1.6. Direcciones de trabajo de la tribología	23
1.7. Tribología e ingeniería	30
CAPÍTULO II: FUNDAMENTOS DE LA FRICCIÓN EXTERNA.....	37
2.1. Introducción	37
2.2. Breve evolución histórica de los estudios sobre la fricción	39
2.3. Naturaleza de la fricción.....	42
2.4. Definición y tipos de fricción	45
2.5. Factores que afectan la fricción seca.....	60
2.6. Selección del coeficiente de fricción	65
2.7. Métodos experimentales para la determinación de las fuerzas y momentos de fricción	71
2.8. Análisis de los resultados experimentales de ensayos de laboratorios...	92
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	98

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Pérdidas por fricción y desgaste en diferentes ramas.	17
Figura 2. Resumen del informe Jost 1966.	18
Figura 3. Estructura de la Tribología.	19
Figura 4. Sistema Tribológico.	20
Figura 5. Funciones técnicas de diferentes tribosistemas.	21
Figura 6. Desarrollo de materiales concebidos en 215 proyectos de investigación realizados por solicitud del gobierno de los EEUU.	26
Figura 7. Procesos de fricción.	37
Figura 8. Variación histórica del coeficiente de fricción.	38
Figura 9. (a) Contacto de las asperezas, (b) Contacto deformacional, (c) Contacto adhesivo.	43
Figura 10. Esfera rodante.	47
Figura 11. Modelo físico de la fricción seca.	50
Figura 12. Representación gráfica de una superficie contaminada.	51
Figura 13. Curva de Stribek.	53
Figura 14. Modelo físico de la fricción límite.	55
Figura 15. Modelo físico de la fricción mixta.	57
Figura 16. Modelo físico de la lubricación hidrodinámica.	58
Figura 18. Variación de la fricción con la presión y el acabado superficial.	62
Figura 19. Variación de f con la presión y la rugosidad.	62
Figura 20. Comportamiento de f vs presión, rugosidad superficial, dureza y las constantes τ_0 y β	63
Figura 21. Variación del coeficiente de fricción en función de la carga y acabado superficial durante la deformación plástica.	63
Figura 22. Comportamiento de f para deformaciones elástico-plásticas.	64
Figura 23. Factores que influyen sobre la interacción friccional de los cuerpos sólidos.	72
Figura 24. Esquemas de las instalaciones para ensayos de materiales a fricción.	73
Figura 25. Tribómetro para la determinación de los parámetros friccionales τ_0 y β	74
Figura 26. Relación entre las tensiones tangenciales y la presión real de contacto.	75
Figura 27. Es de la instalación experimental para el estudio de fatiga superficial.	80
Figura 28. Esquema de máquinas para ensayos de fricción de pares superiores.	82
Figura 29. Esquema de máquinas para ensayos de desgaste en polímeros.	82
Figura 30. Esquema de máquinas para ensayos de fricción.	83
Figura 31. Esquema de máquinas para ensayos de fricción con movimiento alternativo.	83
Figura 32. Esquema de máquinas para ensayos de fricción en régimen de microcorte.	84
Figura 33. Máquina de fricción frontal (MFMA-01).	84
Figura 34. Máquina de fricción frontal (MFF-01).	85
Figura 35. Máquina de fricción frontal (MFR-01).	86
Figura 36. Esquema de la fuente extensométrica.	87
Figura 37. Puente extensométrico simple.	87
Figura 38. Colocación de los extensómetros en el muelle plano.	88
Figura 39. Máquina de ensayos a fricción y desgaste.	89
Figura 40. Comportamiento del coeficiente de fricción con la presión de contacto.	92

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Pérdidas energéticas producto de la fricción y posible economía.	16
Tabla 2. Gastos en reparación producto del desgaste y posible economía.	17
Tabla 3. Características de diferentes sistemas tribológicos.	21
Tabla 4. Prioridades en los EEUU para el desarrollo de la tribología.	24
Tabla 5. Financiamiento de las exigencias tribológicas en los EEUU.	25
Tabla 6. Financiamiento de investigaciones científicas generales y en tribología por parte de diferentes sectores industriales de los EEUU (en millones de dólares).	26
Tabla 7. Proyectos financiados y aprobados por Alemania para el desarrollo de la tribología.	27
Tabla 8. Temas de investigaciones en tribología en el Reino Unido.	28
Tabla 9. Exigencias tribológicas en Japón.	29
Tabla 10. Tipos de movimiento y velocidades de los componentes de un tribosistema bajo fricción por deslizamiento.	46
Tabla 11. Tipos de movimiento y velocidades de los componentes de un tribosistema bajo fricción por rodadura y deslizamiento.	47
Tabla 12. Coeficiente de fricción para diferentes tipos de rodamientos.	49
Tabla 13. Coeficiente de fricción estático para contracuerpo de acero.	66
Tabla 14. Coeficiente de fricción estático para acero sobre acero con diferentes lubricantes.	66
Tabla 15. Coeficiente de fricción estático para acero sobre materiales no metálicos.	66
Tabla 16. Coeficiente de fricción estático para uniones por interferencia (pieza interior de acero).	67
Tabla 17. Coeficiente de fricción estático para uniones roscadas.	67
Tabla 18. Coeficiente de fricción para las transmisiones por fricción.	68
Tabla 19. Influencia del tipo de freno en el coeficiente de fricción.	69
Tabla 20. Coeficiente de fricción para el par metal – metal en embragues de fricción.	69
Tabla 21. Coeficiente de fricción de los materiales compuestos desarrollados en Rusia y EEUU.	70
Tabla 22. Coeficiente de fricción materiales base caucho sobre acero.	70
Tabla 23. coeficiente de fricción para transmisiones polea – correas.	71
Tabla 24. Clasificación de las instalaciones experimentales para el estudio de la fricción.	73
Tabla 25. Matriz experimental.	78
Tabla 26. Valores de τ_0 y β para el acero AISI 1045 variación de dureza y estado de fricción.	78
Tabla 27. Composición química de los materiales señalados.	90
Tabla 28. Condiciones generales de los ensayos.	90
Tabla 29. Valores de los coeficientes de la ecuación.	91
Tabla 30. Factor de desviación para la desviación estándar estimada en el rango del tamaño básico de la muestra.	93
Tabla 31. Magnitudes y grado de precisión para error relativo.	95
Tabla 32. Tamaño mínimo aceptable de la muestra (n) para un 95% de confianza.	96

CAPÍTULO I: LA TRIBOLOGÍA, CIENCIA Y TÉCNICA DE LAS SUPERFICIES EN CONTACTO Y CON MOVIMIENTO RELATIVO

1.1. Introducción

El término Tribología se utilizó por primera vez en Inglaterra en un informe confeccionado por P.Jost en el año 1966 este neologismo proviene de las palabras griegas “tribos”, que significa fricción, y “logos”, que significa estudio; utilizándose para designar la ciencia de las superficies friccionantes, o sea, de las superficies en contacto con movimiento relativo entre ellas.

La Tribología abarca los procesos de fricción, desgaste y lubricación de los cuerpos en contacto, fenómenos que en la práctica de ingeniería se analizaban por separado, la unión de estas ramas en una sola disciplina científico-técnica ha contribuido considerablemente en los últimos tiempos al desarrollo de los sistemas mecánicos. La proyección, construcción y explotación de máquinas y equipos sin tener en cuenta esta interacción disciplinaria lleva a la obtención de sistemas mecánicos caracterizados por:

- considerables pérdidas de energía,
- grandes períodos de tiempo improductivos,
- alto consumo de materiales y piezas de repuesto,
- costosos trabajos de reparación y mantenimiento.

Lo anterior trae como resultado máquinas y equipos de baja eficiencia, productividad, durabilidad y fiabilidad.

Varios son los hechos que se pueden considerar como históricos en el desarrollo de la tribología y tiene sus inicios en el Mesozoico con la formación de petróleos. En el Neolítico en Mesopotamia, Egipto, y Asiria se han encontrado encajes en piedra para ejes de puertas, ruedas de alfareros en madera y piedra, así como cojinetes de ruedas y rodillos lubricados. En la Edad de Bronce aparece el uso de betunes y aceites minerales filtrados. En la Edad de Hierro surgen los primeros cojinetes de bolas. En la Edad Media, en Grecia, Roma, la utilización de piedras antidesgaste insertadas en elementos de madera, de aceites vegetales y grasas de origen animal.

En la época del Renacimiento se realizan los primeros estudios por el eminente científico Leonardo de Vinci sobre fricción desgaste y cojinetes. Con la Revolución Industrial se formulan las leyes sobre la fricción de Amontons, Coulomb y Leslie, aparece el Babbit y se reportan los estudios realizados por Petrov, Tower, Reynolds y Kingsbury. Con la primera Guerra Mundial se constituye la ASME y aparece lo que se conoce como la lubricación de Hardy. Durante la segunda Guerra Mundial se desarrollan las teorías de la lubricación y se constituye la Sociedad Americana de Ingenieros de Lubricación (ASLE) (1944). En 1955 se crea la división de lubricación de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME) y el grupo de desgaste dentro del IMEL. En el 1966 el reporte JOST sobre tribología, considerándose esta fecha como el nacimiento de la tribología como ciencia. En el año 1973 se desarrolla el primer congreso Europeo de tribología y en 1998 el Primer Congreso Mundial de Tribología en Inglaterra.

1.2. Ramas de la tribología

Considerando el desarrollo que ha alcanzado la Tribología en la actualidad se establecen cuatro ramas principales, las cuales a su vez se dividen en otras.

TRIBOCIENCIAS:

Rama de la tribología que se encarga del estudio y la realización de investigaciones fundamentales sobre los procesos que tienen lugar en las superficies en contacto y con movimiento relativo.

Desde el punto de vista científico la tribología estudia los procesos físicos, químicos, mecánicos, biológicos, térmicos, etc. que surgen en las superficies de rozamiento dando lugar a:

- **La Tribofísica** – Estudia los aspectos físicos que tienen lugar durante la interacción de las superficies en contacto y con movimiento relativo.
- **La Triboquímica** – Estudia la interacción de las superficies de contacto con medios químicamente activos. Ella estudia los problemas relacionados con los fenómenos corrosivos que ocurren durante la fricción, los fundamentos químicos de la transferencia selectiva y de la acción sobre la superficie de medios químicamente activos que se desprenden durante la fricción como resultado de la descomposición de los polímeros y los lubricantes.
- **La Tribomecánica** – Estudia la mecánica de la interacción de las superficies de contacto durante la fricción. Esta analiza las leyes de conservación de la

energía, los fenómenos de deformación, las oscilaciones mecánicas durante la fricción y las ecuaciones de la hidrodinámica entre otras.

- **La Tribometalografía** – Es la parte de la metalografía que se encarga del estudio de la estructura y propiedades de las capas superficiales durante el proceso de fricción.

TRIBOTÉCNIA:

Rama de la Tribología aplicada que se ocupa de los medios y procedimientos para el dominio técnico – económico de la fricción, lubricación y el desgaste en la proyección construcción y explotación de los sistemas mecánicos. Desde el punto de vista técnico la tribología estudia los problemas relacionados con materiales, diseño, construcción, lubricación, explotación, mantenimiento etc. de los sistemas tribológicos, surgiendo con ello:

- **El Tribodiseño** – Considera los aspectos de la fricción y el desgaste durante la proyección y el diseño de los elementos de los sistemas tribológicos.
- **Los Tribomateriales** – Se basa en el desarrollo de nuevos materiales antifricción y de elevada resistencia al desgaste, más baratos y de menor peso.

TRIBOTECNOLOGÍA:

Esta abarca dos direcciones relacionadas con la fabricación de piezas de máquinas, una relacionada con los procedimientos para la elaboración de materiales y elementos de máquinas considerando los aspectos positivos de la fricción y el desgaste, tales como maquinado, soldadura por fricción estampado, etc. La otra se encarga del desarrollo de métodos y tecnologías para el recubrimiento superficial de los cuerpos como una vía para incrementar la vida útil de las máquinas para un coeficiente de fricción dado, así se tiene:

- **Triboelaboración:** Métodos de elaboración basados en la fricción y el desgaste o la influencia de estos procesos en la calidad de fabricación (maquinado, soldadura en frío, estampado, pulido, rodillado, etc.).
- **Triborecubrimiento:** Métodos y medios para disminuir la fricción e incrementar la resistencia al desgaste en las capas superficiales de los cuerpos en contacto. (Electroerosión, elaboración por láser, nitruración, cementación, metalizado con polvos, etc.).

TRIBOMANUTENCIÓN:

Se vincula con los problemas relacionados con el diagnóstico, mantenimiento y explotación de las máquinas. Dentro de esta aparece:

- **Tribodiagnóstico:** Métodos y medios para evaluar el estado de las máquinas y evitar la aparición repentina de averías y establecer el período de reparación de forma organizada y menos costosa.
- **Triboorganización:** Se ocupa de la organización de la lubricación en la industria, el cambio y la recuperación de los lubricantes.

1.3. Términos fundamentales

Mundialmente se han establecido los siguientes términos tribológicos:

- **Fricción externa** – Fenómeno de resistencia al movimiento relativo que surge entre las superficies de dos cuerpos en contacto, tangencialmente a estas y acompañados de una disipación de energía.
- **Desgaste** – Proceso de destrucción y desprendimiento de material de las superficies en contacto, acumulación de deformaciones remanentes durante la fricción y acompañado de variaciones paulatinas de las dimensiones micro y macrogeométricas de los cuerpos.
- **Magnitud del Desgaste** – Es el resultado del proceso de desgaste, medido en determinadas unidades de longitud, peso, volumen, etc.
- **Resistencia al Desgaste** – Propiedad del material de ofrecer resistencia al desgaste para determinadas condiciones de fricción evaluado en magnitudes, inversas a la velocidad de desgaste o intensidad del desgaste.
- **Material lubricante** – Material que se aplica a la zona de fricción con el objetivo de disminuir la fricción y la intensidad del desgaste
- **Lubricidad** – Acción del material lubricante sobre la superficie de fricción que trae como resultado la disminución de la fricción y el desgaste.
- **Lubricación** – Aplicación del material lubricante a la zona de fricción
- **Fricción estática** – Fricción entre dos cuerpos con pequeños micro desplazamientos sin pasar al movimiento
- **Fricción dinámica** – Fricción entre dos cuerpos con movimiento relativo

- **Fricción seca** – Estado de fricción en el cual no existe la presencia del material lubricante
- **Fricción lubricada** – Estado de fricción en el cual existe la presencia del material lubricante de cualquier tipo.
- **Fricción por deslizamiento** – Fricción entre dos cuerpos con movimiento relativo en los cuales las velocidades en los puntos en contacto son diferentes.
- **Fricción por rodadura** – Fricción entre dos cuerpos con movimiento relativo en los cuales las velocidades en los puntos en contacto son iguales en magnitud y sentido.
- **Fuerza de fricción** – Fuerza de resistencia al movimiento relativo entre dos cuerpos, tangencial a las superficies en contacto y bajo la acción de cargas externas.
- **Velocidad de deslizamiento** – Diferencia de velocidades de los cuerpos en los puntos de contacto durante el deslizamiento
- **Superficie de fricción** – Superficie de los cuerpos que intervienen en el proceso de fricción.
- **Coefficiente de fricción** – Relación entre la fuerza de fricción y la normal a las superficies de fricción, bajo la compresión mutua de los cuerpos en contacto.

1.4. Objetivos técnico–económicos de la tribología

Dentro de los objetivos técnico–económicos de la Tribología se establecen tres que se consideran principales:

- ahorro de energía,
- ahorro de materias primas y materiales,
- explotación óptima de los sistemas tribológicos.

Se reconoce mundialmente que del 30 al 50% de la energía que se genera se pierde como consecuencia de la fricción que se produce en las máquinas, de ahí la importancia del primer objetivo.

Desde el punto de vista tribológico el ahorro de energía se logra de dos formas fundamentales. La primera, conocida como la vía directa se basa fundamentalmente en la disminución del coeficiente de fricción. La eficiencia de la maquinaria textil está condicionada a las pérdidas por fricción, las cuales según consideraciones generales

representan el 80% de la energía consumida. Por ejemplo, gracias al mejoramiento tribológico de los cojinetes de deslizamiento de turbogeneradores de 500 MW de potencia se logró una disminución de las pérdidas por fricción de alrededor de 1MW. El cambio del material de las chumaceras de los molinos de los centrales azucareros originó una disminución del coeficiente de fricción de 0.08 a 0.068 lo que representa un ahorro de 52 MW–h/Molino–zafra. Del mismo modo para los materiales originales un cambio del lubricante trajo consigo una disminución del coeficiente de fricción de 0.08 a 0.066 y un correspondiente ahorro de energía de 77 MW–h/Molino–zafra.

La segunda vía para el ahorro de energía está determinada por el incremento de la durabilidad de los pares tribológicos debido a que con ello se disminuye el consumo energético en la fabricación y/o reparación de los elementos de máquinas. Cada año en reparaciones capitales se invierten alrededor de 10 millones de dólares. Se considera que en los Estados Unidos se gasta anualmente en reparaciones, fabricación y recuperación de piezas de repuesto para automóviles alrededor del 2,6% de la energía total consumida.

El ahorro de materias primas y materiales se puede lograr con la disminución del desgaste de los elementos de máquinas, lo cual se hace más evidente si se conoce que entre el 80% y el 90% de los elementos de máquinas que se sustituyen son como consecuencia del desgaste.

Con la explotación óptima de los sistemas tribológicos se evitan gastos excesivos de materiales y lubricantes, costosos trabajos de reparación y grandes períodos de tiempo improductivo en la industria.

Investigaciones desarrolladas en Canadá demuestran la alta incidencia de la fricción y el desgaste en diferentes sectores industriales, así como el posible ahorro que se puede lograr con la aplicación de la tribología (Tablas 1 y 2).

Tabla 1. Pérdidas energéticas producto de la fricción y posible economía.

Sector Económico	Pérdida de Energía		Posible Economía	
	%	Millones de USD	%	Millones de USD
Industria Papelera	8.1	105.00	20.2	21.3
Agricultura	16.8	321.00	32.4	104.1
Ferrocarril	50.6	283.00	68.0	195.00
Forestal	22.8	110.00	20.1	22.20
Minería	22.3	211.5	12.8	27.10
Automotores	18.5	126.10	24.8	31.30

Tabla 2. Gastos en reparación producto del desgaste y posible economía.

Sector económico	Gastos en reparación		Posible economía	
	%	Millones de USD	%	Millones de USD
Industria Papelera	54.5	381.5	26.3	100.30
Agricultura	81.5	940.0	24.7	232.5
Ferrocarril	23.1	466.8	36.1	160.5
Forestal	51.0	158.0	22.8	36.1
Minería	81.6	327.2	12.3	40.2
Automotores	42.0	860.1	18.5	159.0

En Estados Unidos las pérdidas debidas a problemas tribológicos tienen su fuente principal en la industria, el transporte y en sector de producción de energía. Las pérdidas según las investigaciones realizadas a partir de 1983 se clasifican en directas e indirectas.

Las pérdidas en el sector industrial se analizaron en 5 ramas o sectores fundamentales (minera, agrícola, metalúrgica, papel, alimenticia) por ser estas en la que se producían las mayores pérdidas energéticas por concepto de la tribología. Estas pérdidas son debidas tanto por fricción como por desgaste, proporción que se muestra en la Figura 1.

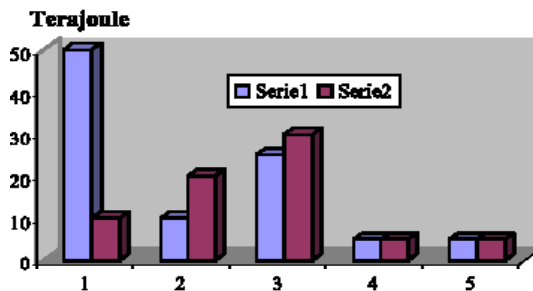


Figura 1. Pérdidas por fricción y desgaste en diferentes ramas. Serie 1– Desgaste; Serie 2– Fricción. 1– Minera; 2– Agrícola; 3– Metalúrgica; 4– Papelera; Alimentaria

Como se puede observar, las pérdidas por desgaste siempre resultaron mayores que las originadas por la fricción, perteneciendo las más altas a la industria minera y metalúrgica y al mismo las mayores por fricción a esta última.

Las razones relacionadas con las pérdidas producidas por la fricción y el desgaste indujeron al gobierno de La Gran Bretaña ordenar la realización de un estudio con el objetivo de determinar las medidas que dentro, de los campos de las tecnologías de la fricción y lubricación, debieran ser tomadas para conseguir ahorro de materiales y

económicos y que contribuyesen al desarrollo industrial y tecnológico. Los resultados de este estudio se publicaron por primera vez en el año 1966 en un informe conocido mundialmente como el informe Jost (Figura 2).

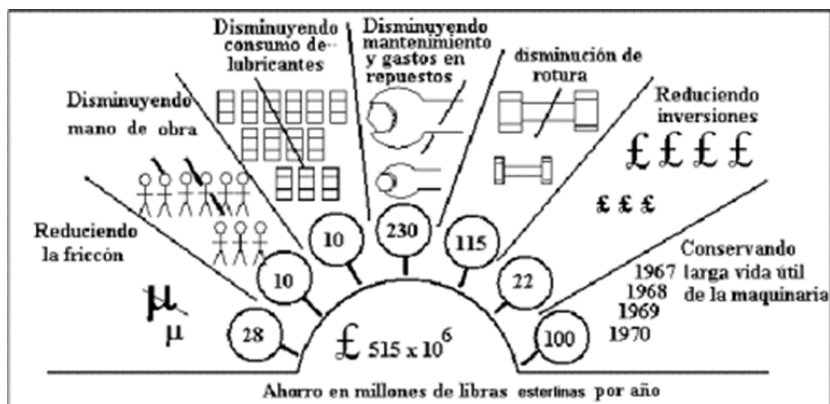


Figura 2. Resumen del informe Jost 1966.

Como se muestra se trataba de conseguir una mayor eficacia en la aplicación industrial de los conocimientos existentes, mediante una colaboración entre expertos de las diferentes disciplinas que comprenden la tribología.

En estas últimas épocas y como se ha visto comenzando por el Reino Unido y siguiendo por Alemania, Rusia, Francia, Holanda, Estados Unidos, Japón, etc., Han ido creando centros de investigación en tribología e introduciendo esta especialidad en las carreras técnicas o en cursos de postgrado. En Ecuador la tribología se incluye en los planes de estudio de la carrera de ingeniería mecánica a partir del año 1985, de igual modo se imparte en los cursos de postgrado.

En los últimos años la tribología ha ido aumentando en interés y son varios los sucesos que han contribuido a su desarrollo en la búsqueda de la solución a los problemas tribológicos en la práctica. A manera de resumen en la figura 3 se muestra la estructura de la tribología en dependencia de su desarrollo.

El nuevo término **“TRIBOLOGÍA”**, en sus inicios al parecer no introducía más novedad que el nombre, pero realmente ponía de manifiesto el carácter multidisciplinario de los problemas que presentaban las superficies de los cuerpos en movimiento relativo. Significa de forma indiscutible que dichas superficies pertenecen a un sistema mecánico y dinámico.

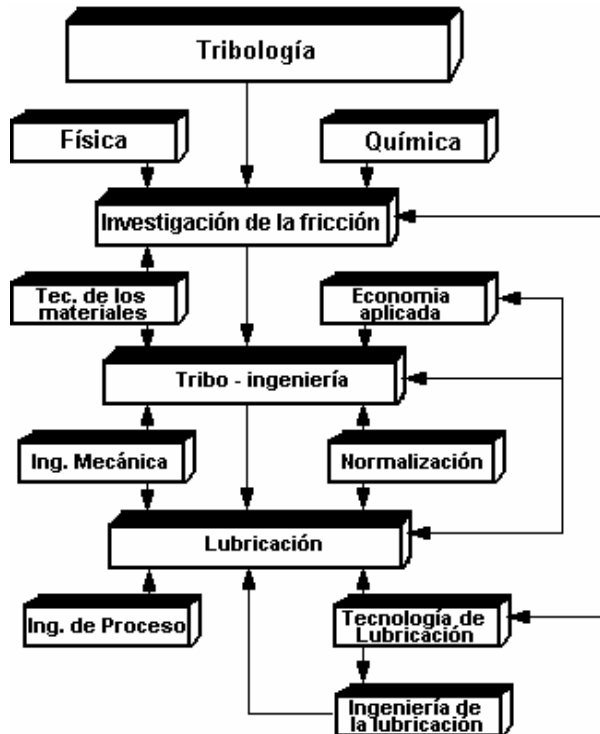


Figura 3. Estructura de la Tribología.

1.5. Sistema tribotécnico y tribológico

Los sistemas tribológicos suelen ser inherentemente complejos ya que su estructura puede cambiar, no solo durante largos períodos de tiempos, sino incluso en cortos intervalos.

El sistema tribotécnico es un sistema particular o grupo funcional en el cual hay varias uniones de rozamiento y que tiene la función de transmitir energía y/o movimiento.

El sistema tribológico es un sistema natural o artificial de elementos materiales; por lo menos dos donde se presenta la fricción y en casos extremos el desgaste (Figura 4).

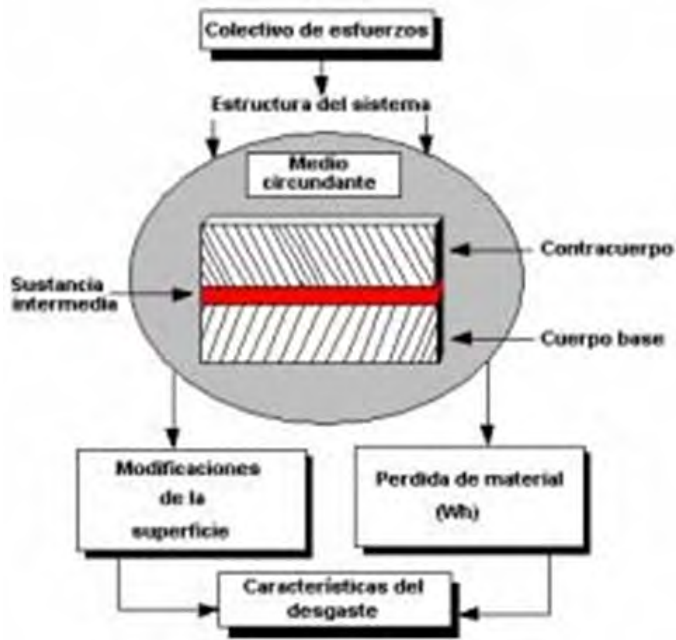


Figura 4. Sistema Tribológico.

El **cuerpo base** representa el elemento fundamental desde el punto de vista de la fricción y el desgaste y es el generalmente conocido como material antifricción y/o friccionante.

El **contracuerpo** resulta el elemento del sistema que contacta con el elemento base y esta caracterizado por la pieza de mayor complejidad tecnológica, mayores dimensiones, mayor dureza, etc.

La **sustancia intermedia** o agente contaminante está determinada por el lubricante si estamos en presencia de fricción lubricada, por partículas de polvo y abrasivas presentes en el medio circundante.

El **medio circundante** es el elemento del sistema que con sus importantes propiedades y efectos relativos participa directamente en el proceso de desgaste y caracteriza la estructura del sistema tribológico.

El desgaste es el resultado de la combinación de estos elementos con la tecnología de construcción.

Si se desea obtener resultados aplicables industrialmente, deberá emplearse para el estudio y solución de los problemas tribológicos los métodos de análisis de sistemas (Figura 5).

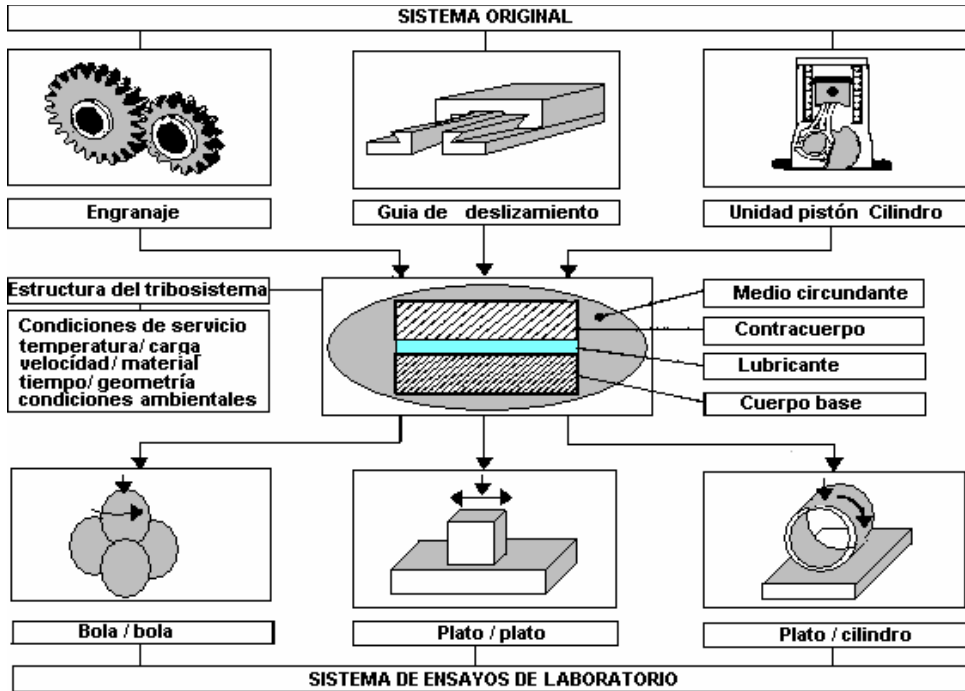


Figura 5. Funciones técnicas de diferentes tribosistemas.

Las funciones técnicas de los sistemas tribológicos son diversas, estos transmiten el movimiento, fuerzas, electricidad y evitan el movimiento (Tabla 3).

En un determinado sistema tribológico la reducción de la fricción es un factor importante en la transmisión del movimiento o fuerza. En frenos sin embargo la fricción debe ser tan alta como sea posible. Así la fricción es un requisito importante para la función del sistema tribológico y está considerablemente influida por la lubricación.

Tabla 3. Características de diferentes sistemas tribológicos.

Sistema Tribológico	Función Técnica	Elementos de Sistema	
Mecanismo Aro–Camisa	Transmisión del movimiento	Base: Contracuerpo: Intermedia: Medio Circundante:	Aro Camisa Sust. Lubricante Aire
Sistema de freno	Detención el movimiento	Base: Contracuerpo: Intermedia: Medio Circundante:	Pastilla de freno Disco Sust. No tiene Medio Aire

Sistema Tribológico	Función Técnica	Elementos de Sistema	
Engranaje	Transmisión de Energía	Base: Contracuerpo: Sust. Intermedia: Medio Circundante:	Rueda conductora Rueda conducida Lubricante Aire
Contactos eléctricos	Transmisión de electricidad	Base: Contracuerpo: Sust. Intermedia: Medio Circundante:	Contacto móvil Contacto Fijo Agente protector Aire

Sobre cualquier sistema tribológico influyen diferentes factores entre los que se encuentran:

Propiedades del par:

- Tipo de contacto (superficial, lineal, puntual).
- Tipo de fricción (deslizamiento, rodamiento, combinado).
- Estado de fricción (seco, lubricado).
- Grado de recubrimiento.
- Huelgo.

Condiciones de trabajo:

- Tipo de movimiento (traslación, rotación, recíprocante).
- Carácter del movimiento (estacionario, móvil).
- Velocidad relativa (deslizamiento, rotación).
- Magnitud de la carga normal.
- Presión.
- Carácter de la carga (constante, variable, impacto).
- Temperatura de trabajo.

Comportamiento friccional:

- Fuerza de fricción.
- Momento friccional.
- Trabajo o Energía de fricción (eficiencia).
- Coeficiente de fricción.

- Recorrido de fricción.
- Magnitud del desgaste.
- Tipo de desgaste.
- Diagrama del desgaste.

1.6. Direcciones de trabajo de la tribología

En la actualidad existe una amplia gama de investigaciones básicas y aplicadas de la tribología; a continuación, se dan algunas de las principales.

- Economía de la energía.
- Desarrollo de nuevos materiales.
- Desarrollo de sistemas tribotécnicos.
- Desarrollo de nuevos lubricantes.
- Lubricación mixta, elastohidrodinámica, gaseosa y sólida.
- Incremento de la durabilidad de los elementos de máquinas.
- Cojinetes de deslizamiento.
- Calidad de las superficies de rozamiento.
- Diagnóstico tribotécnico.
- Empaquetaduras y sellos.
- Métodos de medición de la fricción y el desgaste.
- Modelación de los procesos de fricción.
- Normalización de la terminología.
- Desarrollo de las Tribociencias.
- Desarrollo de métodos de cálculo para la introducción en los proyectos de elementos, máquinas y equipos de los éxitos de la Tribología.
- Aplicación de la computación.
- Inclusión de la Tribología en los planes de estudio.

Ecuador se encuentra enmarcada en dos grandes programas:

1. Programa de ahorro energético (PAEC).
2. Programa de fabricación y recuperación de piezas de repuesto.

Sin dudas la aplicación de los conocimientos que brinda la Tribología y su desarrollo será una vía eficiente para impulsar el buen desempeño de ambos programas y tal como se ha planteado la Tribología tiene como tareas fundamentales:

- Asegurar el trabajo efectivo y fiable de las máquinas y equipos.
- La utilización óptima de la energía, los materiales y el trabajo del hombre.
- Definir los parámetros límites del proceso de desgaste con los cuales sea posible el trabajo del determinado par de fricción.
- Definición de la durabilidad del par para el determinado régimen de fricción.

Varios países desarrollados prestan una especial atención a los problemas relacionados con el desarrollo de la tribología. A continuación, se relacionan los países con mayor desarrollo.

En los Estados Unidos se trabaja en tres direcciones fundamentales. La primera sobre la base de un programa de tribología orientado por el ministerio de energía, la segunda trabaja sobre la elaboración de nuevos motores de combustión interna que requieran de nuevos criterios tribológicos y la tercera resulta la creación de sistemas automatizados de información sobre los logros alcanzados en la tribología. Las fundamentales prioridades en los Estados Unidos se muestran en la Tabla 4 y 5.

Según se refleja en dichas tablas, existe marcada inclinación hacia el estudio de las capas superficiales. El financiamiento por parte del gobierno de los Estados Unidos de los trabajos de investigación en el campo de la tribología muestra que a 6633 programas de investigación sobre la morfología de las superficies lo contrarrestan 83 programas sobre cojinetes lo que representa menos del 2% del total de proyectos.

Tabla 4. Prioridades en los EEUU para el desarrollo de la tribología.

Tema de Investigación	Número de Proyectos
Morfología de las superficies	633
Desgaste	431
Fricción	316
Lubricación	239
Empaquetadura	184

Tema de Investigación	Número de Proyectos
Desgaste erosivo	175
Cojinetes	83
Sistemas de freno	34
Disminución del desgaste	11
Indice de rotura	922
Lubricantes sólidos	20
Grasas lubricantes	24
Otros	149

Tabla 5. Financiamiento de las exigencias tribológicas en los EEUU.

Organización	Total de Organizaciones	Personal	Gastos en USD*106
Sociedades académicas	38	58	3
Organismos estatales	11	113	17
Firmas industriales	43	145	20

En el campo de las investigaciones tribológicas existe en los Estados Unidos las siguientes áreas:

- Naturaleza y determinación del coeficiente de fricción.
- Mecanismos y procesos de desgaste.
- Lubricación límite y materiales lubricantes.
- Modelación de los procesos tribológicos.
- Modelación de los sistemas tribológicos.
- Tribomateriales y lubricación.
- Nuevos métodos experimentales y de diagnósticos.

En la Figura 6 se muestra la distribución de los volúmenes de 215 investigaciones desarrolladas en el campo de los materiales en los EEUU. Se señala que las solicitudes y el financiamiento por parte del gobierno están dirigido fundamentalmente al desarrollo de materiales, correspondiendo el mayor por ciento a los metales y en un segundo orden los materiales lubricantes.

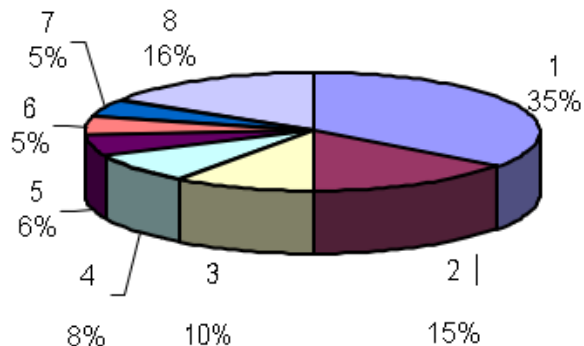


Figura 6. Desarrollo de materiales concebidos en 215 proyectos de investigación realizados por solicitud del gobierno de los EEUU. (1– Metales; 2– Aceites lubricantes; 3– Cerámicas; 4– Recubrimientos superficiales; 5 – Depósitos; 6 – Grasas lubricantes; 7– Lubricantes sólidos; 8 – Otros.

Otro de los sectores que en los EEUU ha mostrado interés en el desarrollo de la tribología es el industrial. Ellos también quieren y necesitan ver los resultados de las investigaciones de una forma más concreta sobre la base de desarrollo de ensayos a nivel de laboratorio con altos niveles técnicos. El financiamiento asignado por el sector industrial se muestra en la Tabla 6.

Tabla 6. Financiamiento de investigaciones científicas generales y en tribología por parte de diferentes sectores industriales de los EEUU (en millones de dólares).

Sector productivo	Firma	Proyectos de Investigación generales	Proyectos de Investigación en tribología
Aceites lubricantes	Mobil	188	1
Transporte	Ford	1764	1
Transporte aéreo	Pratt and Whiney	835	0
Instalaciones energéticas	Cartepillar	234	0
Empaquetaduras	Crane	10	1
Rodamientos	TRW	109	0
Transmisiones dentadas	Eaton	100	0
Cojinetes de deslizamiento	Tribon	0	0
Filtros	Pall	7	0
Mecanización	Xerox	565	0
Cerámica	Norton	26	1
Recubrimientos superficiales	Union Carbide	240	1
Maquinas herramientas	Bethlehem	46	1
Total		4124	6

Otro de los países que ha prestado gran atención a la tribología ha resultado ser Alemania (Tabla 7) con proyectos de investigación y desarrollo de métodos de tratamientos superficiales, desarrollo de materiales tribotécnicos, estudios del desgaste erosivo, de métodos de ensayos y mediciones tribotécnicas, en el fortalecimiento de las teorías elastohidrodinámicas, el diseño y cojinetes de deslizamiento, recuperación de piezas de repuesto, lubricantes industriales y para motores de combustión interna e incremento de la fiabilidad de los equipos industriales.

Tabla 7. Proyectos financiados y aprobados por Alemania para el desarrollo de la tribología.

Temas de investigación	Parte del total de proyectos en %
Tratamientos superficiales	20.8
Elaboración de materiales	13.8
Desgaste abrasivo	10.1
Métodos de medición y ensayos	8.4
Teorías de la lubricación elastohidrodinámica	8.4
Tribodiseño	7.8
Cojinetes de deslizamiento	7.8
Nuevos sistemas tribológicos	7.2
Lubricantes industriales	7.3
Recuperación de piezas	13.8
Lubricantes para motores de combustión interna	3.0

En Alemania se aprobó un programa gubernamental encaminado a la conservación de los recursos materiales como resultado de la solución de los problemas tribológicos. En una primera variante se plantearon 80 problemas relacionados con la fricción seca, mixta y elastohidrodinámica, materiales lubricantes, métodos de medición e investigación de la fricción y desgaste. El financiamiento por parte del gobierno para la solución de estos problemas fue 84 millones de marcos. El resultado debe ser la solución los problemas relacionados con el incremento de la durabilidad de las máquinas y el tiempo entre reparaciones, conservación de la energía y metales escasos, disminución de las vibraciones y ruidos de las máquinas.

Para la solución de estos problemas se crearon diferentes grupos de cooperación:

- Desgaste Abrasivo.
- Desgaste por vibraciones.
- Cojinetes y conjunto pistón – cilindro.
- Elastohidrodinámica.

- Lubricación mixta.
- Técnicas de medición y métodos de ensayo.
- Materiales para cojinetes.
- Métodos de elaboración de las superficies.
- Materiales lubricantes para motores de combustión interna.
- Operaciones tecnológicas.
- Sistemas friccionantes.
- Máquinas de combustión.

En el Reino Unido las prioridades para el desarrollo de la tribología están encaminadas a la solución de sus problemas fundamentales, el ahorro de energía y materiales, así como el incremento de la durabilidad de los sistemas tribológicos y tribotécnicos (Tabla 8).

Tabla 8. Temas de investigaciones en tribología en el Reino Unido.

Orden de prioridad	Temas de investigación y desarrollo
1	Transferencia de tecnología
2	Recubrimiento y tratamientos superficiales
3	Desgaste
4	Efectos térmicos
5	Lubricación límite
6	Lubricación elastohidrodinámica
7	Fricción externa
8	Mecánica del contacto
9	Desgaste abrasivo
10	Desarrollo de materiales poliméricos

El mantenimiento y reparación de los sistemas mecánicos se realiza desde el punto de vista del ahorro de recursos humanos, materiales e incremento de la durabilidad de las máquinas.

Por citar un ejemplo la experiencia en el mantenimiento de helicópteros de mediano porte muestra que el 30% del tiempo se emplean en servicios no planificados. Tomando en consideración que el costo de una hora de vuelo de un helicóptero es de 1000 dólares, no resulta difícil calcular las pérdidas por estos servicios. Una comparación similar se puede hacer para los aviones y equipos de la industria pesada.

Las exigencias para el perfeccionamiento de los sistemas tribológicos en Japón se pueden considerar a partir de los resultados de encuestas realizadas a fabricantes y

consumidores de diferentes sectores industriales (Tabla 9). Los resultados obtenidos muestran que tanto los unos como los otros exigen un incremento de la durabilidad de las instalaciones industriales, lo cual solo es posible con la consecuente aplicación y desarrollo de la tribología.

Ha de señalarse que cada una de las exigencias descrita contribuyen en un menor o mayor grado al perfeccionamiento de los sistemas tribológicos.

Tabla 9. Exigencias tribológicas en Japón.

Características a mejorar	Encuestados (%)	
	Consumidor *	Fabricante **
Aumento de la durabilidad	32.4	26.1
Eliminación de las reparaciones	22.3	14.7
Aumento de la productividad	7.9	7.6
Disminución de las pérdidas energéticas	6.5	6.8
Incremento de la velocidad	6.5	10.4
Disminución del ruido	4.9	5.5
Disminución de las fugas	3.8	2.1
Capacidad de trabajo a altas temperaturas	3.7	4.2
Disminución de las vibraciones	3.7	5.7
Aumento de la capacidad de trabajo	2.8	7.6
Disminución del peso	2.2	6.2
Incremento de la hermeticidad	2.1	1.2

(*) 100 % Corresponde a 978 respuesta (**) 100 % Corresponde a 422 respuesta.

El desarrollo de la tribología en cualquier país deberá centrarse en cinco aspectos fundamentales:

- En el desarrollo de mejores materiales antifricción y de elevada resistencia al desgaste para poder lograr una utilización más racional de la energía. A pesar de que el mejoramiento de los indicadores de los sistemas tribológicos se puede lograr con las tecnologías existentes, para una significativa disminución de las pérdidas energéticas se necesitan nuevos y mejorados materiales, así como sistemas más perfeccionados (ejemplo: motores de combustión interna perfeccionados).
- En el análisis y estudio de los mecanismos tribológicos que acortan el periodo de vida útil de las máquinas e instalaciones industriales y que los mismos posean un extremadamente sencillo proceso de reparación. Algunos estudios iniciales muestran que las pérdidas energéticas por desgaste son generalmente

superiores a las por fricción. La disminución de estas pérdidas incrementa la productividad de las máquinas.

- En el desarrollo de investigaciones tribológicas que toquen a todos los sectores industriales y no concentrarse en los más importantes, puesto que la mayoría de los sistemas tribológicos son análogos. En este sentido los resultados de las investigaciones deben tener un carácter generalizado encaminado a satisfacer las necesidades de los diferentes sectores industriales.
- Desarrollar ensayos mucho más racionales y normas que garanticen una alta fiabilidad de los resultados y la evaluación de los nuevos sistemas e instalaciones. En este sentido se deben realizar ensayos de laboratorio bajo condiciones que se aproximen lo más posible a las reales.
- Establecer vías de comunicación que garanticen un sostenido contacto entre la industria y los centros de investigación y desarrollo en tribología y que los resultados que de ello se deriven tengan una amplia divulgación.

1.7. Tribología e ingeniería

El aseguramiento de la capacidad de los sistemas tribológicos resulta, si se estudia la dependencia entre los fundamentales indicadores de fiabilidad (constructivos, tecnológicos) y los factores de explotación. La fiabilidad de los sistemas tribotécnicos comienza con su diseño, se garantiza con su elaboración (fabricación) y se mantiene con su correcta explotación.

Los diferentes elementos de máquinas son de antigua existencia sin embargo los cálculos de ingeniería en la mayoría de los casos no se basan en criterios tribotécnicos. La no consideración de los aspectos tribológicos durante el diseño lleva a sistemas de baja capacidad de trabajo, eficiencia, fiabilidad y durabilidad.

Nos detendremos en los siguientes problemas técnico–ingenieriles de la tribología que a nuestro parecer resultan los de mayor actualidad:

Desarrollo de materiales de elevada resistencia al desgaste o no desgastable.

En los últimos tiempos la solución al problema del desarrollo de materiales de elevada resistencia al desgaste o no desgastables se ha tratado de resolver mediante el incremento de la dureza de las capas superficiales de los elementos de los pares tribológicos. Entre los numerosos métodos desarrollados para incrementar la dureza superficial se encuentran:

- Cementación.
- Carburación.
- Temple superficial.
- Cianuración.
- Cromado.
- Tratamiento con láser.
- PVD.
- CVD.

La amplia experiencia acumulada en esta dirección a través de los años ha permitido elevar en un alto grado la durabilidad de los pares tribológico y por consiguiente la fiabilidad de las máquinas e instalaciones industriales.

Protección de los pares tribológicos contra el desgaste hidrogenado.

El desarrollo de métodos para la protección de las superficies de desgaste de la acción del hidrógeno se ha convertido en una tarea importante de la tribología. Hace algunos años en Rusia se descubrió de manera experimental un fenómeno que hasta entonces no se había observado. Este fenómeno es el resultado de la concentración en las capas superficiales del hidrógeno desprendido de los materiales del par de fricción o procedente del medio circundante (material lubricante, vapores, agua, etc.). Este fenómeno provoca una aceleración del proceso de desgaste.

Los diferentes procesos que caracterizan el desgaste, y que por su causa tienen lugar en los pares de rozamiento son:

- Intensivo desprendimiento de hidrógeno como resultado de la tribodestrucción de materiales con determinados contenidos de hidrógeno, y acelerados por las interacciones mecánico – química que tienen lugar en las capas superficiales de los mismos.
- Difusión del hidrógeno en la capa deformada de los aceros. La velocidad de difusión se determina por el gradiente de temperatura y de las tensiones, lo que produce el efecto de concentración de hidrogeno durante el proceso de fricción. El tipo de falla fundamental que se produce es el surgimiento de un gran número de grietas por toda la zona de deformación y el mencionado efecto de acumulación de hidrógeno.

La protección contra el desgaste producido por el hidrógeno tiene fundamental importancia para las siguientes ramas de la industria:

- Técnica de aviación – En estos casos debido a la acción del hidrogeno se ven afectados los pares tribológicos de las turbinas de gas, y los elementos del sistema de frenado (zapatas y discos de freno).
- Transporte ferroviario – La necesidad del incremento de las velocidades en los trenes esta relacionado con el desarrollo de sistemas de frenos mucho más eficientes, los cuales a pesar de los intentos realizados en el desarrollo de zapatas de composición con matriz polimérica no ha permitido aun eliminar totalmente los efectos del hidrógeno sobre el desgaste de las bandas de freno.
- Flota marítima – En los barcos los elementos que sufren la acción directa del hidrógeno son los lubricados con agua.
- Transporte automotor – El desgaste producido por la acción del hidrógeno de manera acelerada disminuye el tiempo de vida útil de las pastillas, discos y tamboras de freno, embragues de fricción, así como de los impelentes de las bombas de combustible.
- Industria maderera – Uno de los factores que en gran medida afecta la producción de madera resulta el desgaste provocado por el hidrógeno en los instrumentos de corte y diferentes órganos de sus equipos.
- Técnica de las regiones frías – una de las causas del rápido desgaste de las máquinas que trabajan en zonas de bajas temperaturas resulta la acción del hidrógeno, debido a que bajas temperaturas el mismo no se disipa en las capas superficiales, sino que se concentra entre la zona de fricción y el, volumen de material del elemento de fricción como resultado de las brascas caídas de temperatura.

La problemática del desgaste producido por el hidrógeno tiene un complejo carácter inter ramal y es por ello por lo que exige la participación en su solución de científicos de diferentes especialidades (metalógrafos, físicos, químicos, especialistas en tribología, etc.) y debe resolverse bajo un mismo plan o proyecto.

Desarrollo de métodos de elaboración de piezas antifricción, sin la necesidad de posteriores y finales procesos de elaboración

Como es conocido, la resistencia al desgaste depende de la tecnología final de elaboración de las superficies de los elementos que forman pares tribológicos (grado de acabado). Existen amplias investigaciones experimentales sobre la influencia de

la rugosidad de las superficies en la fricción y la resistencia al desgaste. Para una amplia gama de articulaciones se conocen los valores óptimos del parámetro de rugosidad para los cuales se obtienen los mínimos valores de desgaste. Está definido que del método final de elaboración de las piezas depende no solo el desgaste que se produce durante el período de asentamiento, sino el que se alcanza durante el periodo estacionario o de trabajo de la pieza, es decir el desgaste del asentamiento puede durar largos periodos de tiempo de explotación de las máquinas.

En los últimos tiempos se han desarrollado nuevos procesos de elaboración final de las superficies, los cuales permiten disminuir el periodo de asentamiento e incrementar las propiedades antifricción de los pares tribológicos (mejorar la lubricación, disminuir el coeficiente de fricción). Como tales métodos se pueden mencionar el de elaboración de las superficies por vibraciones, y rectificado con polvo de diamante.

Desarrollo y producción de nuevos y automatizados sistemas de lubricación de máquinas y equipos industriales

La lubricación es la más antigua forma de disminución del desgaste. Solo basta con introducir en la zona de contacto de los cuerpos una pequeña cantidad de material lubricante para que la fuerza de fricción disminuya cerca de 10 veces y el desgaste en 100. Las máquinas e instalaciones modernas contienen una gran cantidad de pares de fricción (desde 10 hasta 1000) los cuales soportan altas presiones temperaturas y velocidades.

En Ecuador y en el extranjero se han desarrollado sistemas especiales de lubricación que de manera automática y cada precisos intervalos de tiempos hacen que a la zona de fricción entre una determinada cantidad de material lubricante. En los tiempos actuales el nivel tecnológico de las máquinas en gran medida se define por la organización de la lubricación de los pares de fricción.

La efectividad de los sistemas de lubricación depende de su perfeccionamiento constructivo y de la calidad del material lubricante. Hasta el momento no existen estrictas recomendaciones sobre la cantidad y periodicidad con que se deben lubricar determinados elementos de fricción.

El perfeccionamiento de los sistemas y equipos de lubricación es recomendable a partir de las siguientes direcciones:

- Crear equipos de lubricación según el principio del sistema de máquinas.

- Ampliar las nomenclaturas de los sistemas de lubricación de los diferentes tipos de máquinas estacionarias y móviles, y al mismo tiempo de diferentes para diferentes condiciones industriales y climáticas.
- Desarrollo de sistemas automáticos que se adapten a los diferentes regímenes de trabajo de los pares de fricción de las máquinas y equipos.
- Disminución de las dimensiones de los elementos y aparatos de los sistemas de lubricación.
- Incremento de la precisión de estabilidad del suministro del material lubricante a la zona de fricción.
- Desarrollo de trabajos de unificación y estandarización.

Preparación de ingenieros especialistas en tribología

Para el desarrollo de cualquier ciencia se necesitan científicos, ingenieros y técnicos. En los EE.UU., Inglaterra, Alemania, Francia, Japón, Rusia y muchos otros países hace mucho tiempo se realizan serios trabajos en la preparación de especialistas en fricción, desgaste, y lubricación. En algunos países los ingenieros especialistas en tribología son preparados en facultades especializadas, en otros por medio de la especialización de estudiantes en centro de enseñanza superior (Alemania). En Inglaterra la preparación de especialistas en tribología se realiza en las universidades, en diez cursos con un volumen total de 400 horas. La mayor atención se le presta al estudio de los nuevos métodos de incremento de la resistencia al desgaste, tomando en consideración la técnica de lubricación. El programa general de la especialización contiene las siguientes disciplinas:

- Diseño de sistemas de lubricación.
- Bancos de ensayos de sistemas de lubricación.
- Fundamentos de tribología.
- Métodos de calculo y diseño en la técnica de lubricación.
- Formas y métodos de racionalización en la tribología.
- Evaluación de las propiedades de explotación de los pares de fricción.
- Transporte y máquinas transportadoras.
- Fundamentos físicos y de mediciones técnicas de los problemas de fricción y desgaste.
- Cálculo de tuberías y aparatos de lubricación.

- Química aplicada a materiales lubricantes.

En las facultades de Ingeniería mecánica de las Universidades Ecuatorianas se imparte dentro de los planes de estudio la asignatura Fundamentos de tribología que comprende los temas: fundamentos de la fricción, desgaste en elementos de máquinas, materiales para pares tribológicos, métodos experimentales para la determinación de la fricción y el desgaste, métodos y formas de aumentar la resistencia al desgaste y lubricantes y sistemas de lubricación. Además, se imparten cursos de postgrados en tribología e ingeniería de lubricación en la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas y La Universidad de Oriente, donde existen laboratorios especializados en tribología.

Durante el diseño tribotécnico se deben considerar los siguientes aspectos:

1. La fricción como fuente de:

- Pérdida de energía mecánica.
- Calentamiento de las superficies de rozamientos.
- Vibraciones y ruidos.

2. El desgaste como factor que:

- Cambia la macro y microgeometría de los cuerpos en contacto.
- Disminuye la resistencia mecánica de las piezas.
- Incrementa el consumo de materias primas y materiales.
- Genera productos secundarios.
- Incrementa los gastos en mantenimiento y reparaciones.

3. La lubricación como:

- El método más sencillo de minimizar la fricción y el desgaste.
- Agente refrigerante en los procesos de fricción.
- Posible contaminante del medio interior.

Se conoce que la correcta consideración de los procesos tribológicos permite en límites amplios dirigir la producción y productividad de los procesos de elaboración mecánica de materiales, a partir de la obtención de superficies de alta calidad, ahorro energético y aumento de la vida útil de las herramientas e instrumentos de elaboración.

Otro aspecto de sumo interés desde el punto de vista de tribología e ingeniería resultan los métodos y tecnologías para incrementar la calidad de las superficies de fricción y constituye un campo de continuo desarrollo.

CAPÍTULO II: FUNDAMENTOS DE LA FRICCIÓN EXTERNA

2.1. Introducción

El problema de la fricción ha sido objeto de estudio por siglos. Leonardo de Vinci (1508) plantea por primera vez la relación entre la fuerza de fricción y la carga normal a las superficies en contacto y Amontons (1699) formula las leyes clásicas de la fricción, sin embargo, aun en nuestros días el mecanismo de la fricción es objeto de estudio.

La fricción desde el punto de vista de la ingeniería se puede analizar como:

- Fricción como un proceso necesario para el movimiento o frenado de sistemas mecánicos.
- Fricción como un fenómeno indeseable durante el movimiento relativo de los cuerpos en contacto.

La fricción como proceso necesario representa la posibilidad del movimiento sin patinaje o la posibilidad de detener el movimiento (frenado). Sobre este principio se basa el trabajo de las transmisiones por correas – poleas, ruedas de fricción, los frenos, los acoplamientos y embragues de fricción, las uniones por interferencia y roscados. En todos estos elementos de máquinas se exige alto y estable coeficiente de fricción.

Desde tiempos muy remotos el hombre utilizó la fricción de manera beneficiosa. En el año 400000 a.n.e., con la ayuda de la fricción se logró el fuego (Figura 7a). En el 6000 a.n.e con la ayuda de la fricción se comenzó a triturar los alimentos (Figura 7b). Con el pasar del tiempo, la propia evolución hace que surjan instrumentos de trabajo tales como el hacha de piedra, siendo estos instrumentos construidos mediante procesos de fricción (Figura 7c).

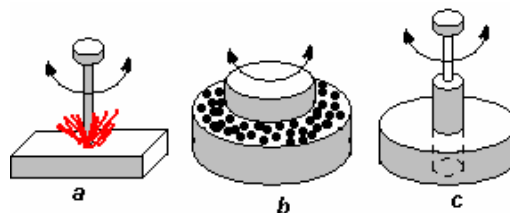


Figura 7. Procesos de fricción. (a) Obtención del fuego (b) Trituración de alimentos (c) Fabricación de instrumentos

La fricción como proceso indeseable del movimiento se relaciona con las pérdidas de energía en la unión de rozamiento. En este caso el coeficiente de fricción debe ser lo más bajo posible, Sobre este principio se analizan los cojinetes de deslizamiento, rodamientos, reductores y cajas de velocidad, los motores de combustión interna, y transportadores, etc.

En la Figura 8 se puede apreciar la tendencia seguida por el extraordinario proceso de los animales al trasladarse sobre la superficie terrestre, así como la del hombre al aprovechar los medios a su alcance durante los últimos 10000 años.

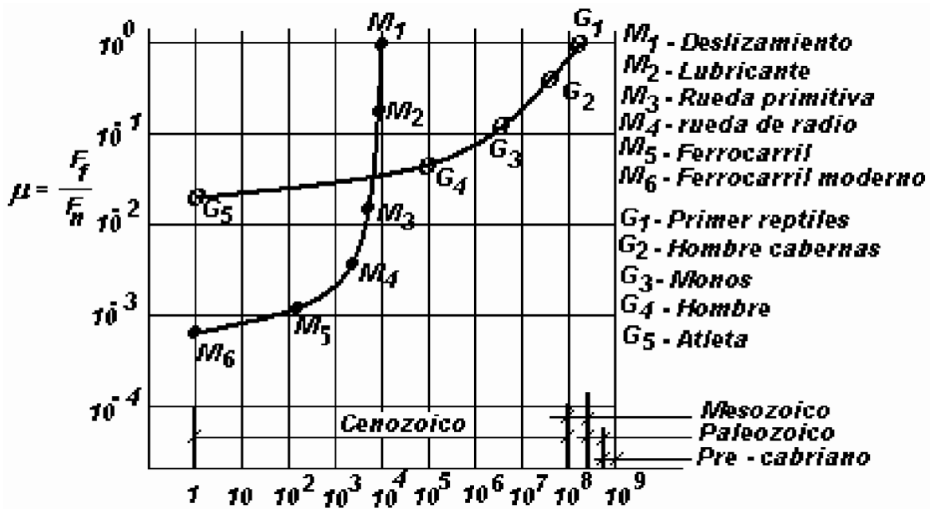


Figura 8. Variación histórica del coeficiente de fricción.

Durante el transcurso de la historia, se han ido desarrollando nuevas ideas para reducir el efecto de la fricción y obtener un mayor aprovechamiento de las fuerzas aplicadas a los mecanismos, ampliando los conocimientos sobre el fenómeno de la fricción, estableciendo las del rozamiento para el estado de fricción seca, así como el papel de los lubricantes y su utilización para controlar la fricción y el desgaste. En realidad todos estos estudios y descubrimientos se realizaron de forma más o menos casual o esporádica, hasta que la revolución industrial, con la invención de la máquina de vapor, permitió que la industria y el transporte empleasen potencias y fuerzas muy superiores a las hasta entonces utilizadas, lo que a su vez representó alcanzar mayores velocidades y cargas, el consiguiente incremento de severidad de las condiciones de explotación de los mecanismos.

El desarrollo del ferrocarril de los factores decisivos que impulsaron la investigación sobre cojinetes y lubricación. Desde entonces ha continuado de forma creciente la labor investigadora sobre fricción, desgaste y lubricación.

2.2. Breve evolución histórica de los estudios sobre la fricción

Los problemas relacionados con la fricción fueron utilizados beneficiosamente por el hombre primitivo al obtener fuego al frotar entre sí pedazos de madera, valiéndose de la transformación de la energía mecánica en calor. En los años 3000–2800 a.n.e el hombre ganó una gran batalla contra el efecto negativo de la fricción al introducir la rueda como elemento de máquina, logrando la sustitución de la fricción de deslizamiento por la fricción de rodadura, lo cual representó un ahorro considerable de energía y menor desgaste.

Las primeras investigaciones de que se tienen noticias corresponden al eminente científico Leonardo de Vinchi, el cual en el año 1508 planteó por primera vez la idea del coeficiente de fricción.

Después de transcurridos casi dos siglos de los planteamientos de Leonardo de Vinchi el científico francés Amontons da a conocer en el año 1699 los resultados de sus trabajos investigativos sobre la fricción en sólidos no lubricados. Estableció que la fuerza de fricción es directamente proporcional a la carga normal a las superficies en contacto, la cual es considerada como la primera ley clásica de la fricción, llegó también a la conclusión de que la fuerza de fricción es independiente del área geométrica de las superficies en contacto, siendo esta la segunda ley clásica de la fricción.

En el año 1700 el científico B. de la Hire establece un modelo de la fricción según el cual la fricción se debe a la rugosidad superficial de los cuerpos en contacto. Unos años más tarde (1734) surge una nueva concepción de la naturaleza de la fricción, se plantea por el inglés Desaguliers la teoría molecular, esta teoría se basa en la atracción molecular de los cuerpos. Siendo desarrollada posteriormente por los Ingleses Hardy (1919) y Tomlinson (1929) y por el científico soviético Deriagin (1934).

A finales del siglo XVIII el sabido francés C. Coulumb realiza nuevos aportes a la teoría sobre la fricción, en 1781 establece la independencia de la fuerza de fricción de la velocidad de deslizamiento (tercera ley clásica de la fricción) y la dependencia de la fuerza de fricción de las características de los materiales de los cuerpos en contacto (cuarta Ley clásica de la fricción). Consideró que la naturaleza de la fricción tenía un

carácter dual, o sea la fricción se debe a la fuerza de adhesión entre los cuerpos y a la fuerza condicionada a la rugosidad superficial de los cuerpos.

Basándose en los trabajos de Amontons y en sus resultados logra expresar matemáticamente la primera ley de la fricción.

$$F_f = A_{adh} + f \cdot F_n \quad 2.1$$

Donde:

F_f – Fuerza de fricción.

A_{adh} – Componente adhesiva de la fuerza de fricción F_n – carga normal a las superficies de rozamiento.

f – Coeficiente de fricción.

Debido a los acabados superficiales tan burdos que se lograban en esa época la componente adhesiva se desprecia llegando hasta nuestros días la siguiente expresión:

$$F_f = f \cdot F_n \quad 2.2$$

Los ingleses Bowden y Tabor en el año 1939 dan a conocer la teoría adhesivo-deformacional de la fricción, consideran la fuerza de fricción como el resultado conjunto de la fuerza necesaria para cizallar las “soldaduras puntuales formadas debido a la adhesión entre los cuerpos y la fuerza necesaria para producir el “flujo plástico” de las capas superficiales de los cuerpos comprimidos entre sí, y establecen la siguiente expresión matemática para la fricción seca.

$$F_f = A \cdot [\alpha \cdot S_s + (1 - \alpha) \cdot S_p] \quad 2.3$$

A – Área de contacto real.

S_s – Resistencia a cortante de las uniones adhesivas.

S_p – Resistencia al movimiento o desplazamiento de las capas superficiales deformadas.

α – Parte de la superficie de contacto en la cual se produce la rotura de la unión adhesiva.

El primer término de la expresión (2.3) representa la componente adhesiva de la fricción y el segundo término la componente deformacional.

Los ingleses Ernest y Marchant en el año 1940 también plantean la teoría de acuerdo con la cual la fricción esta condicionada a la adhesión y la rugosidad superficial, expresando la misma matemáticamente de la siguiente forma:

$$f = \frac{\tau_{cort}}{HB} + \text{tg } \Theta \quad 2.4$$

Donde:

τ_{cort} – Resistencia media a cortante del área real de contacto.

HB – Dureza del material más blando.

Q – Ángulo medio de las asperezas.

En el año 1936 el científico soviético I.V. Kragelski da a conocer su teoría mecánico – molecular de la fricción. Este considera la fricción como el resultado combinado de la adhesión molecular entre las superficies de rozamiento y el engranaje de las asperezas y deformaciones de las capas superficiales de los cuerpos en contacto, estableciendo la siguiente ley deformacional de la fricción:

$$f = \frac{\tau_0}{P_R} + \beta + K \sqrt{\frac{h}{R}} \quad 2.5$$

Donde:

τ_0 – Resistencia a cortante de la unión friccional.

P_r – Presión real del contacto.

b – Constante friccional que caracteriza el reforzamiento de la unión adhesiva con la carga.

h – Profundidad de la penetración.

R – Radio de curvatura de la irregularidad en contacto.

La componente molecular está condicionada a la adhesión en los puntos de las superficies en contacto y la mecánica depende de la penetración de las irregularidades de las superficies comprimidas.

El profesor alemán G. Fleischer basándose en la teoría mecánico – molecular de la fricción dio a conocer su método energético para la determinación de la fricción, e introduce el concepto de “densidad de energía de fricción”:

$$e_f = \frac{W_f}{V_f} \quad 2.6$$

Donde:

e_f – Energía de fricción.

V_f – Volumen del material sometido a la fricción.

W_f – Trabajo de fricción.

Conociendo el trabajo de fricción (W_f) se tiene:

$$e_f = \frac{f \cdot F_N \cdot S_f}{V_f} \quad 2.7$$

Donde:

S_f – Recorrido de fricción.

2.3. Naturaleza de la fricción

La fricción externa en los sólidos es un fenómeno complejo que depende de los procesos que ocurren en las áreas reales de contacto entre los cuerpos y en las finas capas superficiales durante el deslizamiento tangencial de estos.

El hecho de que las superficies no sean perfectamente lisas hace que durante el contacto gran parte de sus irregularidades no están en contacto. El área real de contacto es pues mucho menor que el área aparente. Este hecho, precisamente fue lo que hizo afirmar a Coulomb que la fuerza de fricción era independiente del área de contacto entre los dos cuerpos.

No todos los procesos de deformación de las capas superficiales pueden ser llamado fricción externa. Esta sólo comprende las deformaciones debidas al desplazamiento tangencial relativo de los cuerpos en contacto, siendo las deformaciones de los cuerpos, por debajo de las capas superficiales despreciables. No tiene nada que ver con la rotura o pérdida de integridad del material. Existen límites cuantificables para ello, que estudiaremos posteriormente.

Átomos y moléculas del medio son absorbidos por las superficies de los cuerpos y forman películas de compuestos químicos en ellas. En el más simple de los casos, estas películas son óxidos. También en presencia de aire se forma una capa de gases o vapor de agua absorbidos. También, para disminuir cuando es aconsejable, la interacción de los cuerpos, se utiliza la lubricación. Es lógico pensar, pues, que la interacción de dos cuerpos durante la fricción, se realiza entre esas capas de recubrimiento, en vez de entre los propios cuerpos.

En la actualidad la teoría mecánico – molecular de la fricción ha encontrado una amplia aplicación en la explicación de los fenómenos que tienen lugar durante la interacción de los sólidos en contacto.

La fricción tiene un carácter discreto y se produce debido al contacto de las irregularidades superficiales (Figura 9a).

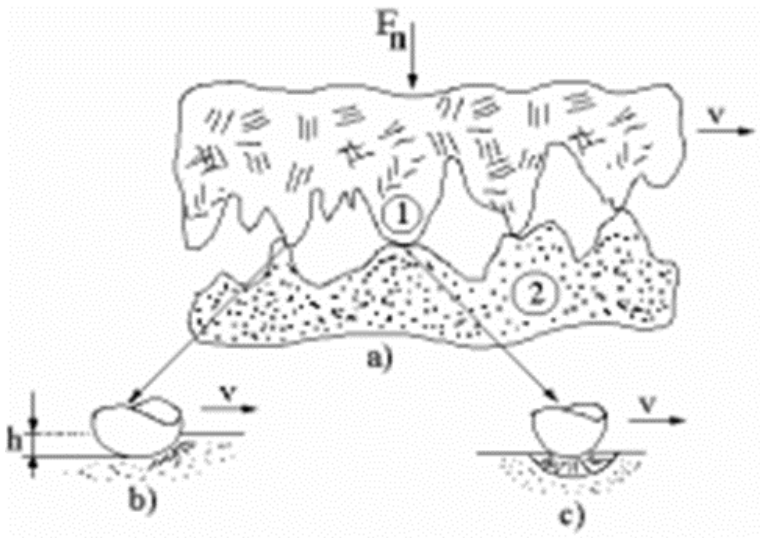


Figura 9. (a) Contacto de las asperezas, (b) Contacto deformacional, (c) Contacto adhesivo.

$$F_f = \sum_{a=1}^n F_a \quad 2.8$$

Donde:

F_a – Fuerza de fricción que se produce en dos asperezas en contacto.

n – Número de asperezas en contacto.

Se reconoce que durante el contacto de las irregularidades superficiales existen dos causas que se oponen al movimiento (consumo de energía) y que definen las componentes de la fricción:

Componente mecánica (deformacional)

Por la acción de la carga exterior y como resultado de la diferencia de las propiedades físico– mecánico de las superficies en contacto y de las características de la microgeometría superficial se produce la penetración de las asperezas más rígida en la superficie del cuerpo menos rígido. La magnitud de la componente mecánica depende de la penetración (deformaciones elásticas, plásticas y microcorte) y se considera como un problema microvolumétrico (Figura 9b).

La penetración de las asperezas del cuerpo de mayor dureza en el cuerpo más blando se debe a tres causas fundamentales:

- La diferencia entre las propiedades mecánicas de ambos cuerpos.
- Las variaciones de estas propiedades en las diferentes zonas de contacto de ambos cuerpos.
- La diferencia en el contorno de ambos cuerpos.

Componente adhesiva (molecular)

Producto del contacto íntimo en las asperezas superficiales están presentes fuerzas de cohesión molecular, y se producen fenómenos de difusión y solución. Lo que lleva a la formación de una unión adhesiva (microsoldaduras). La resistencia y tipo de la unión adhesiva depende del área real de contacto; de la compatibilidad metalúrgica de los materiales y de las condiciones del medio. Este fenómeno se considera como un problema superficial (Figura 7c).

La fuerza total de fricción externa es igual a la suma de las dos componentes: la mecánica (F_{mec}) y la molecular (F_{mol}).

$$F_F = F_{mec} + F_{mol} \quad 2.9$$

En los puntos en contacto surgen grandes fuerzas moleculares que provocan fenómenos difusivos que dan lugar a la unión adhesiva.

La teoría **mecánico – molecular** se conoce también como teoría deformacional – adhesiva.

Una condición básica para que exista la fricción externa es que la resistencia mecánica de las capas superficiales sea menor que la resistencia de las capas internas; debe existir un gradiente positivo de las propiedades mecánicas hacia el interior del cuerpo.

2.4. Definición y tipos de fricción

Diferentes son los términos que se emplean para definir la interacción de los cuerpos en contacto. “Fricción”, significa acción y efecto de friccionar o rozar o lo que es lo mismo desplazar con una determinada fuerza un objeto sobre otro. El término “rozamiento” se define como la fuerza que se opone al movimiento relativo de dos cuerpos siempre que exista el movimiento o cuando existan otras fuerzas que tienden a producir el movimiento.

En la actualidad desde el punto de vista de ingeniería la fricción se puede definir desde dos puntos de vista:

ENFOQUE ENERGÉTICO: La fricción es la transformación de la energía mecánica al inicio, durante y fin del movimiento relativo de dos cuerpos en contacto.

ENFOQUE MECÁNICO: La fricción es la fuerza que se opone al movimiento relativo de dos cuerpos en contacto siempre que exista el movimiento o cuando existen fuerzas que tienden a producir el movimiento.

Según las condiciones del contacto la fricción se clasifica en:

FRICCIÓN ESTÁTICA: Cuando no existe movimiento o éste es inminente. Es la pérdida de energía mecánica al inicio y final del movimiento tangencial relativo. Esta está presente en uniones por interferencia, roscadas, transmisiones por fricción, frenos, acoplamientos de fricción, etc.

FRICCIÓN DINÁMICA: Pérdida de energía mecánica durante el movimiento relativo tangencial o normal. Esta es característica de los cojinetes, sellos, transmisiones dentadas, máquinas de pistón, guías, etc.

FRICCIÓN DE CHOQUE: Pérdida de energía mecánica durante el inicio y fin del movimiento relativo normal.

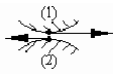
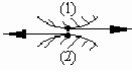
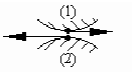
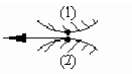
Se conoce desde los cursos de Física y Mecánica Teórica, que las fuerzas de fricción no son conservativas, esto es, la magnitud del trabajo por ellas realizado, depende de la distancia sobre la cual los sólidos son desplazados. En dependencia del desplazamiento tangencial de los cuerpos se distinguen:

- La fuerza parcial de fricción estática: Es la fuerza de resistencia al movimiento en el caso de pequeños desplazamientos reversibles, denominados desplazamientos preliminares. Esta fuerza ocurre en uniones tribológicas en las cuales no ocurren deslizamientos continuos bajo la acción de las fuerzas aplicadas.
- Fuerza total de fricción estática: No es más que la magnitud de la fuerza parcial correspondiente al máximo desplazamiento preliminar.
- La fuerza de fricción cinética o de deslizamiento: Fuerza cuyo valor no depende de la magnitud del desplazamiento de los cuerpos en contacto. La fricción externa tiene como consecuencia la deformación intensiva del cuerpo más suave por la penetración de las asperezas de la superficie del cuerpo más duro.

En función del carácter del movimiento (cinemática del contacto) la fricción se clasifica en:

FRICCIÓN POR DESLIZAMIENTO: Fricción durante el movimiento relativo de dos cuerpos en los cuales la velocidad de los cuerpos en los puntos de contacto es diferente en magnitud y sentido o en magnitud o en sentido (Tabla 10). Este tipo de fricción es característico de los cojinetes de deslizamiento, guías, frenos, transmisiones por fricción, etc.

Tabla 10. Tipos de movimiento y velocidades de los componentes de un tribosistema bajo fricción por deslizamiento.

Tipo de Movimiento	Velocidades u , v y deslizamiento s					
	Esquema	u_1	u_2	$v_r = u_1 - u_2$	$v_s = u_1 + u_2$	$s = 2 \left[\frac{u_1 - u_1}{u_2 + u_2} \right]$
Deslizamiento Simple		$u_1 > 0$	$u_2 = 0$	$v_r = u_1$	$v_s = u_1$	$s = 2$
Deslizamiento		$u_1 > 0$	$u_2 < 0$	$v_r > u_1$	$v_s < u_1$	$2 < s < \infty$
Deslizamiento Puro		$u_1 > 0$	$u_2 = -u_1$	$v_r = 2u_1$	$v_s = 0$	$s = \pm\infty$
Deslizamiento		$u_1 > 0$	$u_2 < 0$	$v_r > u_2 $	$v_s < u_2 $	$-\infty < s < -2$
Deslizamiento Simple		$u_1 = 0$	$u_2 < 0$	$v_r = u_2 $	$v_s = u_2 $	$s = -2$

Nota: u_1 y u_2 – Velocidad de los cuerpos 1 y 2; v_r – Velocidad relativa; s – deslizamiento.

FRICCIÓN POR RODADURA: Fricción durante el movimiento relativo de dos cuerpos en los cuales la velocidad en los puntos de contacto son iguales en magnitud y dirección (Figura 10).

La fuerza de fricción por rodadura es aproximadamente 10 veces menor que la fuerza de fricción por deslizamiento. De la Figura 10b se tiene que por delante de la esfera, en el punto E, se forma un ahondamiento (compresión del material) y por detrás de ésta, en el punto A, el material se estira (tracciona), provocando que la esfera realice un trabajo deformacional.

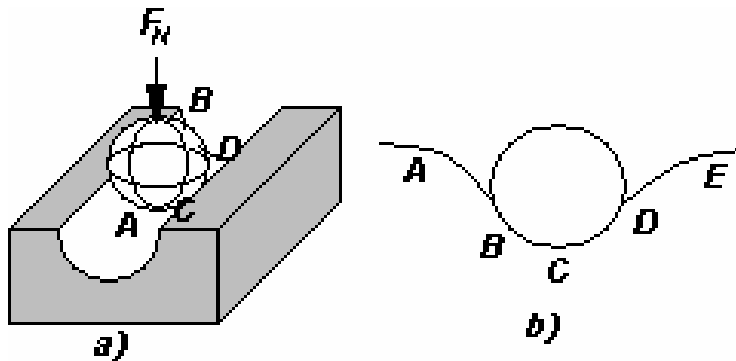


Figura 10. Esfera rodante. a) Esfera por canal; b) Esfera por superficie plana

Cuando la fricción por rodadura ocurre para el contacto de cuerpos duros, la deformación de las capas superficiales no es muy grande y las finas capas de óxidos que están presentes en la zona de contacto no se someten a considerables deterioros. Es por ello que no tiene lugar el deslizamiento entre las superficies de los elementos del par y este ocurre tan solo entre las partículas de óxidos que se desgastan. Esto en gran medida explica el efecto del deslizamiento sobre el desgaste de cuerpos rodantes (Tabla 11).

El deslizamiento recíproco de las superficies rodantes se puede explicar mediante el desplazamiento de la esfera por la canal (Figura 10a). La circunferencia central de la esfera (AB) se desplaza por el centro de la canal y la CD, paralela a ésta, por el borde de la misma. En una vuelta de la esfera la circunferencia AB recorre un mayor camino de fricción que la CD, es precisamente esta diferencia la que condiciona el deslizamiento entre las superficies de fricción.

Tabla 11. Tipos de movimiento y velocidades de los componentes de un tribosistema bajo

fricción por rodadura y deslizamiento.

Tipo de Movimiento	Velocidades u, v y deslizamiento s					
	Esquema	u ₁	u ₂	v _r = u ₁ - u ₂	v _s = u ₁ + u ₂	s = 2 $\left[\frac{u_1 - u_2}{u_1 + u_2} \right]$
Deslizamiento Simple		u ₁ > 0	u ₂ = 0	v _r = u ₁	v _s = u ₁	s = 2
Rodadura y Deslizamiento		u ₁ > 0	u ₂ > 0	v _r < u ₁	v _s > u ₁	0 < s < 2
Rodadura Pura		u ₁ > 0	u ₂ = u ₁	v _r = 0	v _s = 2u ₁	s = 0
Rodadura y Deslizamiento		u ₁ > 0	u ₂ > 0	v _r < u ₂	v _s > u ₂	-2 < s < 0
Rodadura Simple		u ₁ = 0	u ₂ > 0	v _r = u ₂	v _s = u ₂	s = -2

Nota: u₁ y u₂ – Velocidad de los cuerpos 1 y 2; v_r – Velocidad relativa; s – deslizamiento.

En las superficies de los cuerpos de rodadura surgen fuerzas de agarramiento que no influyen de manera significativa sobre la fuerza de fricción por rodadura, pero que tienen con marcada influencia sobre la intensidad del desgaste.

Para superficies elaboradas, según datos experimentales, la fuerza de fricción por rodadura se puede calcular como:

$$F_{FR} = \frac{K \cdot F_N^n}{D^m} \quad 2.10$$

Donde:

K – Constante que depende del material de los elementos del par.

F_N – Carga normal sobre la esfera.

D – Diámetro de la esfera.

n = 1.7 – 1.85; m = 1.5 – 1.6

El valor de la fuerza de fricción por rodadura de cuerpos que estén sometidos a altas velocidades depende de la viscosidad del lubricante y puede llegar a alcanzar altos valores.

En el caso de los rodamientos, sobre el valor de la fuerza de fricción tienen una marcada influencia la viscosidad del lubricante, la fricción en los separadores del rodamiento, las dimensiones de las esferas, el valor de la rugosidad, etc.

El coeficiente de fricción en cojinetes de rodamientos será:

$$\mu = \frac{2.M}{F_N \cdot d} \quad 2.11$$

Donde:

M – Momento de fricción [N*mm].

F_N – Fuerza normal [N].

d – diámetro interior del rodamiento [mm].

A pesar de que en cojinetes de rodamiento el coeficiente de fricción depende del tipo de rodamiento, la carga, el régimen de lubricación, la velocidad, etcétera, los coeficientes de fricción aproximados para varios tipos de rodamiento se dan en la Tabla 12.

Tabla 12. Coeficiente de fricción para diferentes tipos de rodamientos.

Tipo de rodamiento	Coefficiente de fricción
Rodamientos rígidos de bolas	0.0010 – 0.0015
Rodamientos de bola a contacto angular	0.0012 – 0.0018
Rodamientos oscilantes de bolas	0.0080 – 0.0012
Rodamientos de rodillos cilíndricos	0.0010 – 0.0015
Rodamientos de agujas	0.002 – 0.003
Rodamientos de rodillos cónicos	0.0017 – 0.0025
Rodamientos de rodillos esféricos	0.0020 – 0.0025
Rodamientos axiales de bolas	0.0010 – 0.0015
Rodamientos axiales de rodillos	0.0020 – 0.0030

El momento de fricción en rodamientos se puede calcular como:

$$M_F = 0,5 \cdot \mu_R \cdot F_R \cdot d \quad \text{ó} \quad M_F = 0,5 \cdot \mu_a \cdot F_a \cdot d \quad 2.12$$

Donde:

μ_R y μ_a – Coeficiente de fricción para cargas radiales y axiales.

F_a y F_R – Fuerzas axiales y radiales en el rodamiento.

En dependencia de la presencia o no del lubricante en el sistema tribológico aparecen dos estados de fricción:

FRICCIÓN SECA: Es la fricción entre dos sólidos, cuya interfase no está positivamente afectada por ningún tipo de lubricación; aunque las superficies pueden estar contaminadas. La fricción seca se utiliza por lo general cuando ella es un proceso necesario para el movimiento o frenado. Para este estado el coeficiente de fricción varía en el rango de 0.1 – 0.8.

Desde el punto de vista de ingeniería la fricción seca tiene importancia para uniones mecánicas que trabajan bajo el principio de la fricción, como son: transmisiones por ruedas de fricción, transmisiones por correa, embragues y acoplamientos de fricción, frenos, uniones roscadas, guías, etcétera. También existen casos donde uniones como cojinetes de deslizamiento, articulaciones, guías, etc., deben trabajar en un estado de fricción seca producto de que las altas temperaturas de trabajo no permiten el uso de lubricantes o para evitar que los lubricantes contaminen el producto fabril.

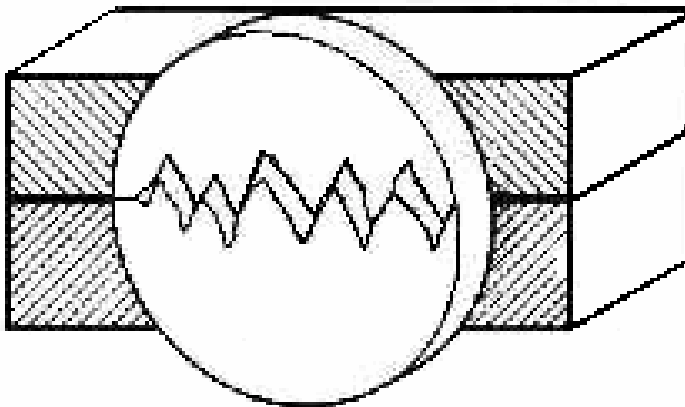


Figura 11. Modelo físico de la fricción seca.

El sistema tribológico durante la fricción seca está constituido por 3 elementos (Figura 11): Los cuerpos sólidos 1 y 2 y el contaminante 3.

Dentro del estado de fricción no lubricado aparece la fricción entre superficies limpias, es decir la fricción ocurre sin la presencia de capas de óxidos. En la práctica industrial este estado es poco común. El coeficiente de fricción en este estado resulta superior a 0.8, llegando a alcanzar valores tan altos como 10.

El contaminante puede ser: Capas de óxido; capas de gases absorbidos; película de lubricante; en la Figura 12 se muestra de forma esquemática las capas contaminantes en una superficie metálica.

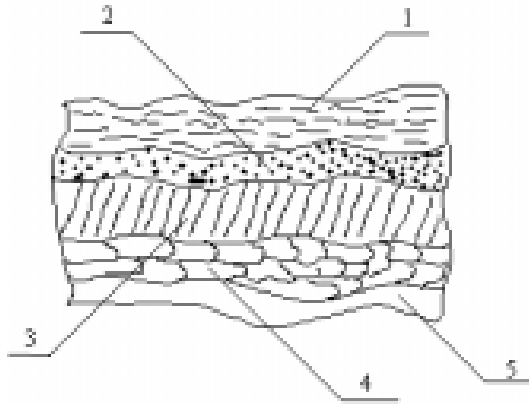


Figura 12. Representación gráfica de una superficie contaminada.

1 – Capa absorbida; 2 – Capa fuertemente deformada con desplazamiento de la red cristalina; 3 – Granos fuertemente deformados por la acción de la carga; 4 – Estructura base del metal.

La capa de óxido se produce por la reacción del metal con el oxígeno del aire; la formación de la misma es rápida y depende de la temperatura; así en menos de 5 min. a temperatura ambiente se forman capas de espesor de 100°A . Las propiedades de las capas de óxido difieren de las propiedades del metal base y su resistencia mecánica depende de la relación de dureza óxido/metal y del espesor de la misma.

La capa de gas absorbido presenta como principal constituyente molecular de vapor de agua y de oxígeno proveniente del medio.

La película de lubricante se forma debido a la absorción de moléculas de lubricantes que se encuentran en suspensión en la atmósfera; producto del lubricante utilizado durante la elaboración mecánica de la pieza o grasa natural proveniente de las manos de los operarios.

La presencia de estas capas contaminantes asegura la existencia de la fricción externa; la cual está condicionada a un gradiente positivo de las propiedades mecánicas hacia el interior del cuerpo.

Los no–metales presentan diferencias marcadas con relación a los metales. El problema de la contaminación de las capas superficiales de los no–metales es menos importante, no se produce el fenómeno de la oxidación y las diferentes películas

absorbidas que puede en ciertas condiciones tener un efecto significativo, por lo general no altera las propiedades friccionantes de los no-metales.

Durante la fricción seca de un par de rozamiento constituido por no – metales el coeficiente de fricción cinemático varia $f = 0,4 - 0,3$, mientras que el coeficiente estático $f_0 = 0,6 - 0,4$. El daño de las superficies es mucho menor que en los pares metálicos.

Cuando el par de rozamiento est constituido por un no-metal y un metal, la fricción tiende a comportarse como la de los no-metales debido a que las partículas de desgaste del no-metal (material más blando) tienden a formar una capa en la superficie del metal al alojarse en los valles de las rugosidades.

Se puede afirmar que los no-metales en general cumplen las cuatro leyes básicas de la fricción. Para el caso de la fricción seca se establecen en la actualidad cuatro leyes básicas:

- **Primera Ley:** La resistencia friccional es proporcional al área real de contacto; la cual es función de la carga normal, las propiedades de los materiales y la rugosidad superficial. Esta constituye del 0.01 al 0.1% del área nominal de contacto.
- **Segunda Ley:** La resistencia friccional es independiente del área geométrica de los cuerpos en contacto.
- **Tercera Ley:** La resistencia friccional es dependiente de la velocidad de deslizamiento, se reconoce sin embargo que en un amplio diapasón de velocidad la fricción casi no varia.
- **Cuarta Ley:** La resistencia friccional depende de la naturaleza de los materiales en contacto. Lo que quiere decir que un cambio de materiales en el sistema tribológico representa una variación significativa del coeficiente de fricción, aún cuando el resto de los parámetros permanezcan invariables.

La expresión matemática de las leyes elementales de la fricción según diferentes autores es:

$$f = \frac{\tau_s}{P_r} + K \left(\frac{h}{R} \right)^{0.5} \quad \text{Kragelski} \quad 2.13$$

$$f = \frac{1}{P_r} [\alpha \cdot \tau_s + (1 - \alpha) \cdot \sigma] \quad \text{Bowden-Tabor} \quad 2.14$$

$$f = \frac{\tau_s}{HB} + tg \theta \quad \text{Ernest- Mercherd} \quad 2.15$$

Donde los términos de la izquierda definen la componente adhesiva y los de la derecha la componente mecánica de la fricción.

La primera y segunda ley tiene una marcada influencia sobre la componente mecánica de la fuerza de fricción. La tercera ley establece la dependencia de la fricción con la velocidad de deslizamiento, y justifica la existencia de dos coeficientes de fricción: estático y dinámico. La cuarta ley está más relacionada con la componente molecular.

FRICCIÓN LUBRICADA: Uno de los métodos más efectivo y simple para disminuir la fricción es la aplicación de sustancias lubricantes en los sistemas tribotécnicos.

En dependencia del estado físico de los lubricantes existen diferentes tipos de lubricación: gaseosa, líquida, semisólida, y sólida. En la práctica de ingeniería la lubricación líquida es la más utilizada; quedando la aplicación de los otros tipos en los casos en que producto de la temperatura, condiciones del medio, exigencias técnicas no permiten el uso de los aceites lubricantes.

En la conferencia se tratará los diferentes regímenes de lubricación durante la fricción lubricada.

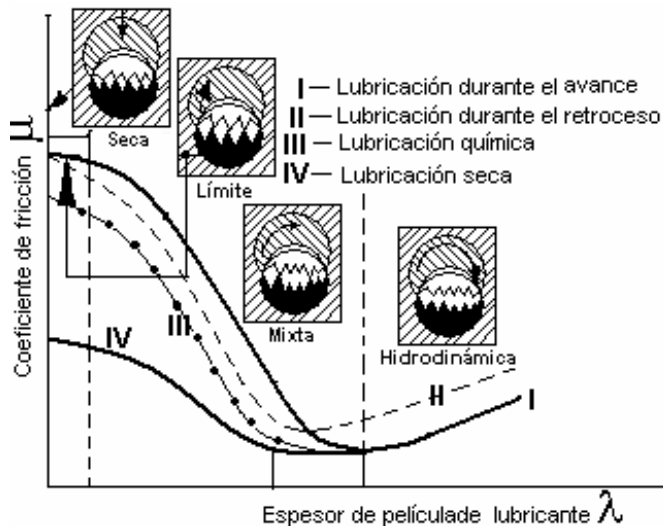


Figura 13. Curva de Stribek.

En dependencia de las condiciones de trabajo; propiedades del lubricante y parámetros constructivos de los sistemas tribológicos se presentan diferentes regímenes de lubricación; los cuales se acostumbra a representar a través de la conocida “curva de Stribek” (Fig. 13) y del número adimensional de Sommerfeld ($\lambda = \mu w/p$).

De la curva de Stribek se aprecia la existencia de 4 regímenes de lubricación:

- 1. Fricción de capa Límite.**
- 2. Fricción mixta.**
- 3. Fricción elastohidrodinámica.**
- 4. Fricción hidrodinámica.**

La transición de un régimen de lubricación a otro está en función de las condiciones de trabajo (w – velocidad; P – presión) y de la viscosidad del lubricante.

De acuerdo con la teoría elastohidrodinámica de la fricción, la existencia de los diferentes regímenes de lubricación en las uniones tribológicas se evalúa a través del coeficiente de película lubricante Λ .

$$\Lambda = \left(\frac{h_o}{Ra_1 + Ra_2} \right) \quad 2.16$$

Si $\Lambda > 4$ – Lubricación hidrodinámica o elastohidrodinámica.

Si $1 < \Lambda < 4$ – Lubricación mixta o parcialmente elastohidrodinámica.

Si $\Lambda < 1$ – Lubricación límite.

El espesor de película (h_o) se determina de acuerdo al tipo de sistema tribológico (cojinete, rueda dentada, etc.) y está en dependencia de la viscosidad del aceite; carga y velocidad de trabajo y dimensiones geométricas de la unión tribológica.

Fricción de capa límite: La fricción de capa límite se define como un régimen en el cual la fricción entre las superficies de rozamiento es determinada por las propiedades de las capas superficiales de los cuerpos en contacto y por las propiedades físico-químicas del lubricante y su capacidad de ser absorbidas por las superficies de rozamiento y reaccionar químicamente con estas (Figura 14).

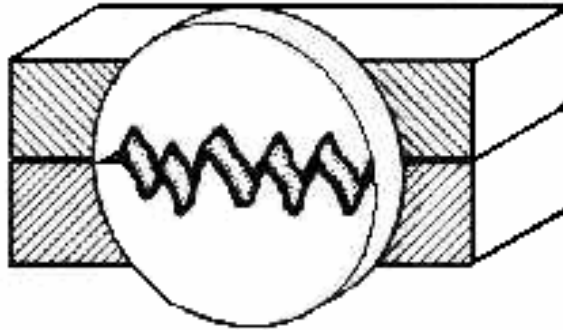


Figura 14. Modelo físico de la fricción límite.

Para lograr una efectiva lubricación, las capas límites formadas en las superficies deben tener las siguientes propiedades: Alta velocidad de formación, superando la velocidad de destrucción, alta resistencia a la compresión, baja resistencia al cizallamiento, fuerte unión con la superficie metálica y alta resistencia térmica y al desgaste.

La interacción sólido–lubricante que provoca la formación de la capa límite se debe a tres mecanismos diferentes:

1. Adsorción física: Las moléculas de lubricantes se adhieren a la superficie producto de las fuerzas superficiales de Van de Waals; debido a la presencia en el lubricante de moléculas polares las cuales forman una capa dura sobre la superficie del cuerpo. Estas capas duras, adaptadas a la superficie; de moléculas unidas unas con otras, es capaz de evitar la penetración de las asperezas y al mismo tiempo el contacto metal–metal.

La lubricación límite que depende de la adsorción física es adecuada solo para bajas temperaturas volumétricas y en condiciones de poca generación de calor producto de la fricción o sea para bajas cargas y velocidades.

2. Adsorción química. La quími–absorción se produce cuando las moléculas del lubricante se unen a las capas superficiales por uniones químicas; la adsorción química se produce por la reacción química; por ejemplo; del ácido esteárico reacciona con el óxido de hierro en presencia del agua y forma un nuevo compuesto (jabón metálico). Las capas límites quími–absorbidas garantizan la lubricación en condiciones moderadas de carga, temperatura y velocidad de deslizamiento.

3. Reacción química. Para condiciones de trabajo pesadas; altas cargas, velocidades y temperatura; es necesario que la capa límite se forme producto de reacciones químicas, en estos casos el lubricante debe contener en sus moléculas átomos de azufre, cloro, fósforo. Tales átomos forman capas de sales metálicas de baja resistencia al cizallamiento, pero de alta temperatura de fusión.

A diferencia del coeficiente de fricción hidrodinámica, el cual se puede determinar analíticamente a partir de la teoría hidrodinámica y la elastohidrodinámica, el coeficiente de fricción durante la lubricación límite no se puede calcular y se determina experimentalmente.

Bowden y Tabor propusieron el siguiente modelo de la lubricación límite.

$$F_f = A_r [\beta \cdot \tau_1 + (1 - \beta) \tau_{mb}] \quad 2.17$$

Donde τ_1 y τ_{mb} son la resistencia a cortante de la capa lubricante límite y del material más blando, respectivamente; y β es la porción de A_r cubierta por la capa lubricante límite.

Si $\beta = 1$, la fuerza de fricción sólo depende de la resistencia a cortante de la capa límite y por lo tanto se obtienen bajos valores del coeficiente de fricción.

La magnitud de τ_{1p} depende de la composición y estructura de la capa límite, mientras que τ_{mb} depende de las propiedades superficiales del cuerpo sólido.

La magnitud del coeficiente de fricción durante la lubricación límite, según Rosemberg, es de $f = 0.05 - 0.40$.

Se reconoce en general que la lubricación límite en la práctica de ingeniería se presenta de forma absoluta en pocas ocasiones.

Fricción mixta: La fricción mixta es un fenómeno complejo que se produce cuando al mismo tiempo existen dos o más estados de fricción. En dependencia del grado de acabado superficial (rugosidad) y de la penetración de las superficies en diferentes zonas del contacto se puede producir la fricción seca, límite e hidrodinámica (Figura 15).

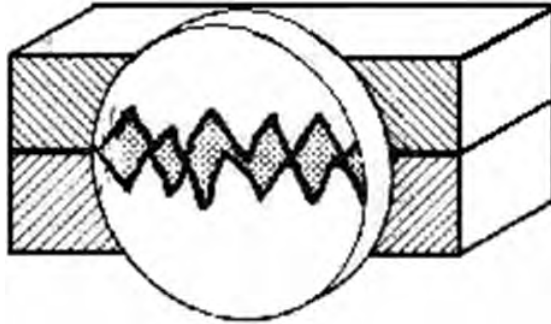


Figura 15. Modelo físico de la fricción mixta.

La fuerza hidrodinámica surge debido a la formación de microcuñas en los valles de la rugosidad superficial. En la zona de contacto de las asperezas surge la fricción seca y alrededor de la zona de fricción seca surge la fricción límite producto de la adsorción molecular. Debido al carácter complejo de la lubricación mixta, los valores del coeficiente de fricción se determinan de forma experimental para cada tipo de unión de rozamiento.

Una simplificación de la fricción límite es considerar que solamente se produce fricción seca y fricción hidrodinámica, basándose en ello Vogelpohl; de acuerdo con la teoría hidrodinámica clásica; propuso la siguiente expresión para el coeficiente de fricción mixto.

$$f = f_{seco} \cdot \left(1 - \frac{f_{hid}}{F_n}\right) + f_{hid} \cdot \frac{f_{hid}}{F_n} \quad 2.18$$

Si en la unión de rozamiento no se produce contacto entre las asperezas la fuerza normal (F_n) es soportada por la fuerza hidrodinámica (F_{hid}) o sea $F_{hid} = F_n$ y en este caso $f = f_{hid}$; por el contrario si prevalece el contacto de las asperezas $F_{hid}/F_n \ll 1$ y la magnitud de $f = f_{seco}$. La lubricación mixta se encuentra con frecuencia en los sistemas tribológicos, sobre todo en los períodos de arranque de las máquinas y también en las uniones de rozamiento caracterizadas por velocidades lentas y grandes cargas.

Según Rosemberg, el coeficiente de fricción durante la lubricación mixta varía $f = 0.01 - 0.20$.

Fricción hidrodinámica: La lubricación hidrodinámica se logra cuando el espesor de la película lubricante es tal que las superficies de rozamiento se encuentran completamente separadas (Figura 16). Constituye el régimen de lubricación óptimo

en los sistemas tribológicos debido al bajo valor del coeficiente de fricción y a la no-existencia de desgaste.

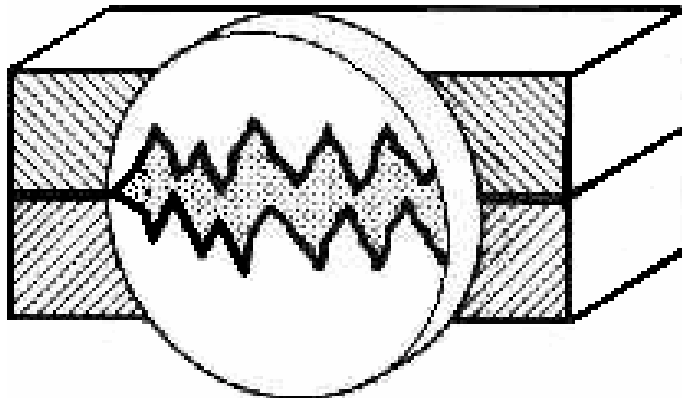


Figura 16. Modelo físico de la lubricación hidrodinámica.

La teoría hidrodinámica de la lubricación a partir de los trabajos de Petrov y Reynolds se encuentran ampliamente desarrollada, existiendo métodos analíticos que permiten el diseño óptimo de las uniones tribológicas los cuales se pueden hallar en diferentes libros especializados. En esta ocasión sólo se realizan algunas notaciones interesantes.

La formación de la cuña hidrodinámica depende de la viscosidad del lubricante y las condiciones de trabajo (presión y velocidad), con el aumento de la viscosidad y la velocidad se asegura la lubricación hidrodinámica. Sistemas tribológicos caracterizados por grandes cargas y bajas velocidades no permiten la obtención de la lubricación hidrodinámica.

Para presiones hasta 30 – 50 MPa (en superficies de acero) se pueden aplicar ecuaciones clásicas de la teoría hidrodinámica; para mayores presiones es necesario considerar la variación de la viscosidad con la presión y para presiones mayores a 300 – 500 MPa (en superficies de acero) se considera además las deformaciones elásticas de las superficies de rozamiento; todo lo cual constituye el campo de estudio de la teoría contacto – hidrodinámica (elastohidrodinámica).

La construcción de la mayoría de los elementos de máquinas asegura un contacto geométrico favorable para la formación de la cuña hidrodinámica; como son cojinetes de deslizamiento, levas, engranes, tornillo sin fin. La geometría de algunos elementos no favorece la formación de la película hidrodinámica como son: embragues de

fricción, cojinetes axiales, guías, etc. para estimular la lubricación hidrodinámica es necesario biselar o inclinar las superficies.

La capacidad de carga de la película lubricante aumenta con la disminución del espesor de la película para cualquier tipo de contacto geométrico.

La tendencia hacia el efecto hidrodinámico de las superficies curvas se incrementa con el aumento del radio de curvatura reducido. El contacto de superficies curvas interno es más favorable para la formación de la cuña hidrodinámica.

En la magnitud del espesor de película tiene una gran incidencia: la viscosidad a presión atmosférica; el piezo-coeficiente de viscosidad; la velocidad sumaria de rodamiento y el radio de curvatura. El módulo de elasticidad y la carga poco influyen sobre el espesor de película.

La determinación del coeficiente de fricción durante la lubricación hidrodinámica se da a continuación:

Superficies planas

$$f = S \frac{B}{h_{min}} \cdot \frac{\ln \cdot (1+K)}{K} \pm \frac{K \cdot h_{min}}{2B} \quad 2.19$$

$$K = \frac{h_{m\acute{a}x}}{h_{min}} - 1$$

Contacto lineal exterior (rodamiento + deslizamiento)

$$f = S^{0,5} \cdot \left(1 \pm 1,238 \frac{V_{desl}}{V_{rod}} \right) \quad 2.20$$

Contacto lineal interior (deslizamiento)

$$f = \frac{2\pi R}{R-r} \cdot S \pm \frac{e \cdot \text{Sen} \sigma}{2R} \quad 2.21$$

Contacto lineal (rodadura + deslizamiento) según la teoría elastohidrodinámica

$$f = \frac{0,065 \cdot P^{0,02} \left[10 + \left(\frac{HB \cdot RZ}{E^1 \cdot \rho} \right) \right]}{v_0^{0,05} \cdot V_{desl}^{0,2} \cdot V_{rod}^{0,12}} \quad 2.22$$

Esta expresión es válida para $P \leq 400 \text{ Kg/cm}^2$, $V_r \leq 1 \text{ m/s}$ y $d > 0.5 \text{ cm}$.

2.5. Factores que afectan la fricción seca

La determinación cuantitativa de la fricción ha sido un aspecto de interés en diferentes épocas ya que ello permitiría incorporar a los cálculos del diseño el efecto de la fricción. Sin embargo, esto es un problema no resuelto en la actualidad, debido fundamentalmente a que sobre la magnitud del coeficiente de fricción influye una serie de factores que en la mayoría de los casos constituye un sistema dependiente.

Los factores que influyen en la magnitud del coeficiente de fricción se pueden resumir en tres grupos:

Factores relacionados con el régimen de trabajo

- Carga (presión).
- Velocidad de deslizamiento.
- Temperatura.
- Acabado superficial.

Factores relacionados con la naturaleza del metal tribotécnico.

- Propiedades mecánicas.
- Propiedades físicas.
- Constitución y estructura.
- Composición química.

Factores relacionados con el medio

- Corrosión.
- Abrasión.
- Lubricación.

En la actualidad se han desarrollados métodos que permiten calcular el coeficiente de fricción seca y valorar la influencia de los diferentes que lo afecta con cierto grado de exactitud; cabe mencionar los trabajos desarrollados por Kragelsky y Fleischer.

De acuerdo con la teoría mecánico – molecular desarrollada por Kragelsky y sus colaboradores la magnitud del coeficiente de fricción seca se puede determinar de acuerdo al estado tensional (deformacional) de la superficie según las siguientes expresiones:

Contacto elástico no saturado

Este tipo de contacto se produce cuando $n_c < n_a$ o $P_c \leq 0,06 \cdot \Delta^{0,5} \cdot E^I$

Donde: El se determina como:

$$E^I = \frac{E}{1 - \mu^2}$$

La magnitud del coeficiente de fricción se determina según la expresión 2.23.

$$f = \frac{2,4 \cdot \tau_o \cdot (1 - \mu^2)^{0,8}}{P_c^{0,2} \cdot E^{0,8} \cdot \Delta^{0,4}} + \beta + 0,24 \cdot \alpha_E \cdot \frac{P_c^{0,2} \cdot \Delta^{0,4} \cdot (1 - \mu^2)^{0,2}}{E^{0,2}} \quad 2.23$$

Donde:

α_E – Coeficiente de histéresis reducido que depende de la configuración geométrica del penetrador; para un segmento esférico $\alpha_E = 0,6a$.

α – Coeficiente de pérdidas por histéresis.

De la formula 2.23 los factores que caracterizan el coeficiente de fricción son:

- Factores dependientes de la tecnología de elaboración $\Delta = \frac{R_{máx}}{r \cdot b^{1/\nu}}$
- Materiales de la unión de rozamiento (E, μ, α)
- Condiciones de explotación (P_c, τ_o, β)
- Forma constructiva (P_n, P_c)

La influencia de cada uno de los factores sobre f se muestra a continuación.

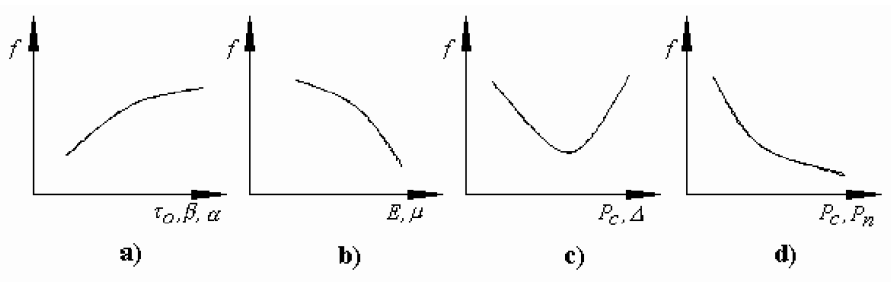


Figura 17. Variación del coeficiente de fricción con el grupo de factores.

Los dos primeros términos definen la componente adhesiva del coeficiente de fricción y el último término de la derecha la componente mecánica.

Para los materiales con alto módulo de elasticidad (metales) la componente mecánica del coeficiente de fricción se puede despreciar. En estos casos, con el aumento de la presión de contorno y el coeficiente Δ , el coeficiente de fricción disminuye, lo que es característico del contacto elástico.

Para los materiales con bajo módulo de elasticidad (polímeros, goma, etc.) la componente adhesiva disminuye con el aumento de la presión, mientras que la componente mecánica aumenta, o sea, el coeficiente de fricción pasa por un mínimo. En el caso del acabado superficial existirá un óptimo, valores mayores o menores producen un incremento de la fricción (Figura 18).

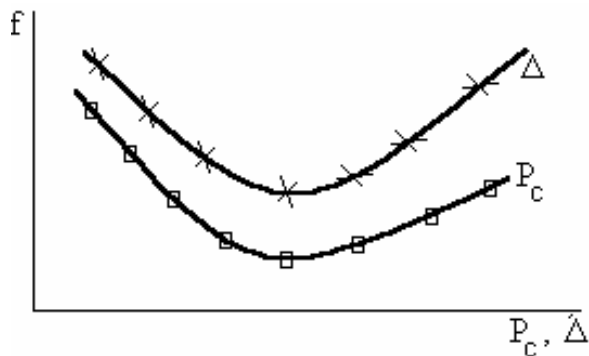


Figura 18. Variación de la fricción con la presión y el acabado superficial. Izquierda define la componente adhesiva; la de la derecha la componente mecánica.

Contacto elástico saturado

Se presenta sólo en materiales de bajo módulo de elasticidad (polímeros, gomas etc.).

$$f = \frac{2,1 \cdot \tau_0 \cdot (1-\mu^2)^{0,66}}{P_c^{0,33} \cdot E^{0,66} \cdot \Delta^{0,33}} + \beta + 0,24 \cdot \alpha_E \cdot \Delta^{0,33} P_c^{0,33} \cdot \left(\frac{1-\mu^2}{E}\right)^{0,33} \quad 2.24$$

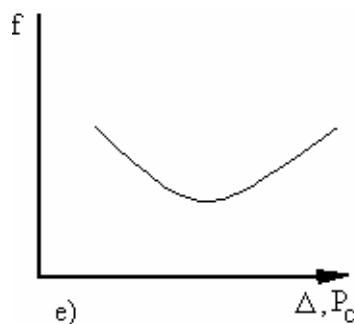


Figura 19. Variación de f con la presión y la rugosidad.

Contacto plástico no saturado

Este tiene lugar cuando se cumple que: $P_c < 6,25 \cdot 10^{-2} \cdot HB$.

El valor del coeficiente de fricción se determina según la expresión 2.25.

$$f = \frac{\tau_o}{P_R} + \beta + 0,5 \cdot \Delta^{0,5} \cdot \left(\frac{P_c}{HB}\right)^{0,25} \quad 2.25$$

La influencia de cada uno de los factores sobre "f" se muestra en las Figuras 20 y 21.

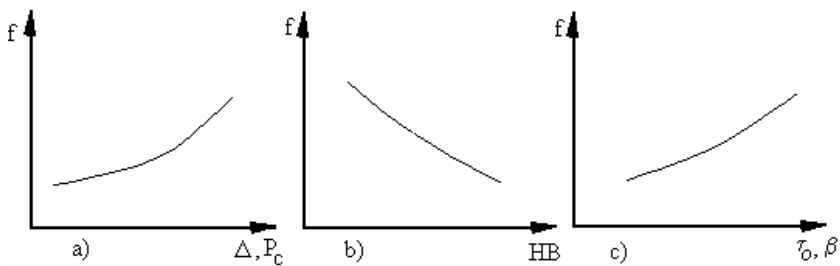


Figura 20. Comportamiento de f vs presión, rugosidad superficial, dureza y las constantes τ_o y β .

De la expresión 2.25 se concluye que el incremento de la dureza del material más blando representa una disminución del coeficiente de fricción.

La variación de la carga sólo tiene influencia sobre la componente mecánica. Así, durante las deformaciones plásticas el incremento de la carga representa un aumento de la fricción (Figuras 20 y 21).

El acabado superficial sólo influye en la componente mecánica; superficies más burdas representan una fricción más alta (Figuras 20 y 21).

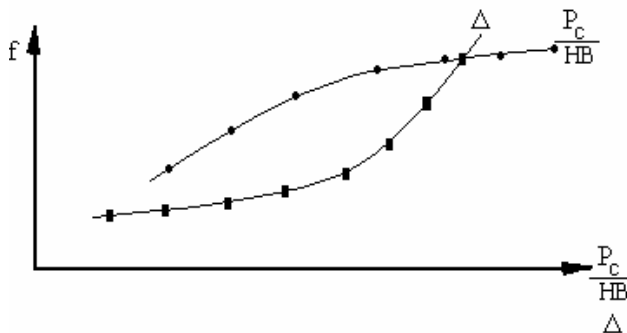


Figura 21. Variación del coeficiente de fricción en función de la carga y acabado superficial durante la deformación plástica.

Contacto plástico saturado

El contacto plástico saturado tiene lugar cuando se cumple que: $P_c \geq 6,25 \cdot 10^{-2} \cdot HB$.

El coeficiente de fricción en este caso se determina como:

$$f = \frac{\tau_o}{P_R} + \beta + 0,9 \cdot \Delta^{0,5} \cdot \left(\frac{P_c}{HB}\right)^{0,25} \quad 2.26$$

Contacto elástico-plástico

Para los metales (alto E) la función $f = \varphi \cdot \Delta$ tiene un extremo; la naturaleza de este extremo consiste en lo siguiente:

- Para deformaciones elásticas f disminuye con el aumento de P_c y Δ .
- Para deformaciones plásticas f aumenta con el aumento de P_c y Δ .

Por lo tanto, durante la transición de las deformaciones elásticas a las deformaciones plásticas el coeficiente de fricción tiene un mínimo (Figuras 22).

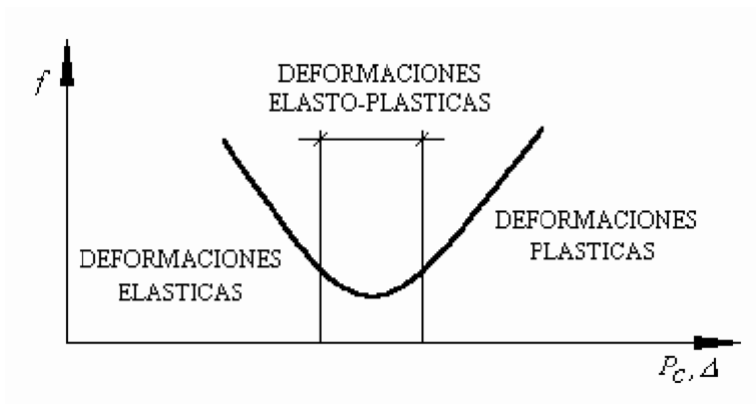


Figura 22. Comportamiento de f para deformaciones elástico-plásticas.

El valor de f_{\min} se obtiene aproximadamente para:

$$P_c = \frac{7,5}{\Delta^2} \cdot \left(\frac{HB}{E^I}\right)^4 \quad 2.27$$

$$P_c = 2,7 \cdot \frac{HB^{2,5}}{P_c \cdot (E^I)^2} \quad 2.28$$

$$f_{min} = f_{adh} + 0,9 \left(\frac{HB}{EI} \right)^3 \quad 2.29$$

Valores de α	Material	α	
	Bronce	≈ 0.04	
	Duraluminio	≈ 0.03	
	Acero templado	≈ 0.02	
	Polímeros	$\approx 0.08 - 0.12$	
	Caucho (Gomas)	$\approx 0.09 - 0.13$	
Valores de τ_0 y β para fricción seca:	Material	τ_0 (MPa)	β
	Bronce	20 - 25	0.06 - 0.10
	Acero	150 - 200	0.05 - 0.07
	Polímeros	1 - 4	0.017 - 0.03
Para fricción lubricada:	$\tau_0 \approx 0.1 - 0.5$ MPa y $\beta \approx 0.04 - 0.10$		

El incremento de la temperatura de trabajo producto de la fricción produce una variación de las propiedades de las capas superficiales de los cuerpos en contacto y del lubricante.

2.6. Selección del coeficiente de fricción

El cálculo y selección del coeficiente de fricción está íntimamente relacionado, además del estado de fricción, con los materiales que constituyen el par de rozamiento y con el tipo de unión mecánica (friccionante o móvil). De lo anterior se desprende que después de definido el tipo de unión mecánica, es necesario seleccionar los materiales de la unión y como paso final definir el coeficiente de fricción.

Una aclaración necesaria es que los valores del coeficiente de fricción que se darán en el desarrollo del epígrafe, corresponden a valores medios, pues los verdaderos valores sólo se pueden determinar por la vía experimental en dependencia de las condiciones de explotación.

El coeficiente de fricción estático se define como la pérdida de energía mecánica al inicio o fin del movimiento relativo de dos cuerpos o como la fuerza que se opone a las fuerzas que tienden a producir el movimiento. Hasta hace poco el coeficiente de fricción estático se consideraba constante, pero en la actualidad se admite su variación con el tiempo de contacto.

A continuación, se da una tabla con los valores del coeficiente de fricción estático para la fricción de superficies secas y lubricadas en dependencia de los materiales que constituyen la unión.

Tabla 13. Coeficiente de fricción estático para contracuerpo de acero.

Material base	Fricción seca (fs)	Fricción lubricada (fl)
Acero	0.6 – 0.8	0.16
Babbit base estaño (Sn)	0.80	0.11
Babbit base plomo (Pb)	0.6 – 0.55	0.10
Bronce al aluminio (Al)	0.45	0.16
Bronce al estaño (Sn)	0.36	0.16
Latón	0.35	0.19
Hierro fundido	0.40	0.21
Aleación Cobre – Plomo (Cu–Pb)	0.22	–
Grafito	0.10	–
Teflón	0.04	–
Madera	0.2	–
Goma	1–4	–

Tabla 14. Coeficiente de fricción estático para acero sobre acero con diferentes lubricantes.

Tipo de lubricante	Fricción seca (fs)	Fricción lubricada, (fl)
Aceite máquina ligero	0.16	0.19
Aceite motor pesado	0.19	0.20
Aceite extrema presión	0.09 – 0.10	0.09 – 0.10
Aceite grafitado	0.13	0.15
Ácido oleico	0.08	0.08
Bencina	0.48	–
Glicerina	0.20	–
Alcohol	0.43	–

Tabla 15. Coeficiente de fricción estático para acero sobre materiales no metálicos.

Tipo de material no metálico	Fricción seca (fs)
Grafito	0.10
Teflón	0.04
Poliestireno	0.30 – 0.35
Madera	0.20 – 0.60

En dependencia de las condiciones de trabajo en las uniones por interferencia, roscadas y transmisiones por fricción se emplean diferentes marcas de aceros y

metales no ferrosos. En las uniones por interferencia el coeficiente de fricción es la característica fundamental, mientras que para las transmisiones por fricción se exige una alta resistencia al desgaste.

Las recomendaciones dadas en la Tabla 16 para la selección del coeficiente de fricción en uniones por interferencia, son de orientación ya que este depende de los materiales de la unión, magnitud de la carga, acabado superficial, temperatura de trabajo, etc.

Tabla 16. Coeficiente de fricción estático para uniones por interferencia (pieza interior de acero).

Tipo de montaje	Acero	Hierro F. Gris	Aluminio	Bronce – Latón	Polímero
Mecánico	0.06–0.13	0.07–0.12	0.02–0.06	0.05–0.10	0.40–0.50
Térmico	0.14–0.16	0.07–0.09	0.05–0.06	0.05–0.14	–

Si las cargas son variables y las frecuencias, superiores a los 10Hz, se recomienda disminuir el coeficiente de fricción en un 30–40%.

Los valores del coeficiente de fricción para uniones roscadas se muestran en la Tabla 17.

Tabla 17. Coeficiente de fricción estático para uniones roscadas.

Estado	f (seco)	f (seco)	f (seco)
Sin recubrimiento	0.032–0.52/0.14–0.24	0.18–0.23/0.10–0.14	0.16–0.21/0.11–0.14
Cadmiado	0.24–0.31/0.12–0.24	0.15–0.25/0.05–0.15	0.16–0.22/0.050.13
Zincado	0.24–0.40/0.07–0.10	0.15–0.20/0.09–0.11	0.14–0.19/0.08–0.11

Los valores del numerador representan al valor del coeficiente de fricción en la rosca y los del denominador a los de las caras de los elementos de la unión (tuerca arandelas, superficies de las piezas a unir, etc.)

En las transmisiones por fricción se emplean diferentes pares de materiales en dependencia de las condiciones de trabajo. En la práctica se emplean los siguientes materiales: Acero templado – acero templado para cojinetes con dureza HRC > 60, los cuales por lo general trabajan lubricados y son las transmisiones de fricción de menores dimensiones y los más eficientes.

Para el caso de condiciones de fricción seca se emplean los pares hierro fundido – acero y hierro fundido, debido al contenido de grafito presente en el hierro fundido que bajo estas condiciones actúa como un lubricante sólido.

El par Textolita–Acero presenta mayor coeficiente de fricción que los casos anteriores y por lo tanto exigen menores fuerzas de apriete. En la actualidad se están empleando con éxito materiales metalocerámicos y plásticos (Tabla 18).

Tabla 18. Coeficiente de fricción para las transmisiones por fricción.

Materiales del par	Coeficiente de fricción
Acero templado – Acero templado	0,04 – 0,05 (lubricado); 0,15 – 0,18 (seco)
Acero – Hierro fundido	0,20–0,25
Cuero – Hierro fundido	0,25–0,35
Madera – Hierro fundido	0,35–0,50

En los sistemas de frenos, embragues y acoplamientos de fricción se emplean materiales metálicos, base asbesto, metalocerámicos y orgánicos. En este caso es de vital importancia el comportamiento térmico de los materiales y la máxima presión que éstos soportan. Estos dos indicadores son los más importantes a la hora de seleccionar los materiales que formaran el sistema tribológico; En tal sentido, se tienen tres grupos fundamentales de materiales para frenos y embragues, los cuales presentan las siguientes características:

Materiales para condiciones ligeras de fricción:

Temperatura máxima ($T_{m\acute{a}x}$) ≤ 200 °C para corto tiempo

$T_{m\acute{a}x} \leq 120$ °C para largos períodos de trabajo

Presión máxima ($P_{m\acute{a}x}$) $\leq 0,5 - 0,8$ MPa

Materiales para condiciones medias de fricción:

$T_{m\acute{a}x} \leq 400$ °C durante corto tiempo

$T_{m\acute{a}x} \leq 250$ °C durante largo tiempo

$P_{m\acute{a}x} \leq 1,5$ MPa

Materiales para condiciones pesadas de fricción:

$T_{m\acute{a}x} \leq 1000 - 1100$ °C para corto tiempo

$T_{m\acute{a}x} \leq 400 - 500$ °C para largo tiempo

$P_{m\acute{a}x} \leq 5 - 6$ MPa

Los regímenes de fricción ligeros es característico de frenos de automóviles, el régimen medio del transporte ferroviario, excavadoras, etc. y el régimen pesado para el sistema de frenado de los aviones.

En la actualidad en la fabricación de frenos, embragues y acoplamiento de fricción se emplean metales y aleaciones no ferrosas, en la mayoría de los casos se emplean aceros, hierros fundidos grises los cuales tienen muy buenas propiedades contra el agarramiento. También se emplean los bronce.

Uno de los parámetros que afectan la magnitud del coeficiente de fricción es la forma constructiva del freno, es decir el tipo de freno (Tabla 19).

Tabla 19. Influencia del tipo de freno en el coeficiente de fricción.

Materiales del Par	Tipo de freno							
	Zapatatas		Cinta		Cónicos		Discos	
	Seco	Lubricado	Seco	Lubricado	Seco	Lubricado	Seco	Lubricado
Ac – Ac	0.15	0.04	–	–	–	–	0.18	0.04
Ac – HF	0.25	–	0.18	0.10	0.20	0.10	0.16	0.10
Ac – Br	0.16	0.12	0.16	0.12	0.21	0.10	0.18	0.10
HF – HF	0.15	0.10	–	–	0.15	–	0.15	0.08
HF – Br	0.16	0.15	–	0.10	–	–	–	–

La velocidad de deslizamiento es un factor que tiene marcada sobre el coeficiente de fricción de los embragues por fricción, aumentando con el aumento de esta (Tabla 20).

Tabla 20. Coeficiente de fricción para el par metal – metal en embragues de fricción.

Materiales del par	Coeficiente de Fricción		PMáx (MPa)
	Seca	Lubricada	
Bronce – Acero	–	0.05	0.6–0.9
Hierro Fundido – Hierro Fundido	0.15	0.05	1.0–1.8
Hierro Fundido – Acero	–	0.06	0.8–1.5
Acero Templado – Acero Templado	–	0.03	1.5

Los frenos metálicos empleados en las locomotoras y carros de ferrocarril generalmente se fabrican de hierro fundido gris, a pesar de que estos materiales se caracterizan por una disminución brusca del coeficiente de fricción ante el incremento de la temperatura (cuya velocidad se debe al surgimiento en la superficie de contacto de una capa de óxido); sin embargo, su empleo se mantiene debido a su alta resistencia al agarramiento para regímenes medios de explotación.

Otro de los materiales altamente empleados en la fabricación de frenos y embragues son los materiales base caucho. Éstos pueden soportar temperaturas de hasta 300 °C. El coeficiente de fricción en estos materiales al igual que en los hierros fundidos disminuye con el aumento de la temperatura. Generalmente se emplean en la construcción de zapatas de frenos para automóviles, camiones, carros de ferrocarril, o sea para regímenes de fricción ligero y medio. En la Tabla 21 se dan las características friccionantes de varios materiales compuestos asbesto-caucho producidos en Rusia y EEUU; y en la 22, de materiales de este tipo desarrollados por el grupo de tribología de la Universidad de Oriente, Cuba.

Tabla 21. Coeficiente de fricción de los materiales compuestos desarrollados en Rusia y EEUU.

Marca del Material	Coeficiente de Fricción	
	100– 130 °C	320–380 °C
6 KX –1	0.57	0.52
6 X –32	0.60	0.36–0.20
6K8–10	0.67	0.18–0.07
Cobra	0.50	0.11

Tabla 22. Coeficiente de fricción materiales base caucho sobre acero.

Material	Coeficiente de fricción (f*)	Coeficiente de fricción (f*)
ZF–12	0.58	0.27
ZF–13	0.59	0.22
ZF–21	0.51	0.44
C–50	0.48	0.38
BF–1	0.20	0.15**

(*) a: 100 y 300 oC de temperatura volumétrica (**) a: 200 °C

La baja temperatura de combustión a la cual los materiales compuestos asbesto-caucho se transforman en polvo es su gran desventaja. Al interactuar con el material del contracuerpo, se producen carburos de alta dureza, las capas superficiales del freno se endurecen y fragilizan, incrementándose el desgaste. Cuando las temperaturas alcanzan valores del orden de 380 a 600°C comienza a ocurrir desgaste catastrófico, como es conocido en la tribología.

El coeficiente de fricción de los materiales compuestos asbesto-resina (plástico-resina) en el rango de 100–400°C también disminuye y aparecen en la superficie de fricción porciones de líquido, debido a la fusión de la resina. Sin embargo, para temperaturas por encima de los 500.

°C el coeficiente de fricción del material Retinaks (material compuesto de asbesto, baritina y resina fenolformaldehído, y en ocasiones, fibras de latón) se estabiliza ($f = 0,27-0,30$) y la intensidad del desgaste no sobrepasa $70 \text{ mg/kg m} * 10$.

La singularidad de los materiales Retinaks es que bajo la acción de altas temperaturas se produce de forma intensa el proceso de coquificación, debido a la cual se produce en la superficie de fricción una capa porosa de alta resistencia al calor de origen carbónico la cual se rellena del polvo producto de la combustión y del líquido procedente de la descomposición de la resina.

Para el caso de las transmisiones por correa – polea la magnitud del coeficiente de fricción está influenciada por el tipo de material de la correa en su combinación con el de la polea (Tabla 23).

Tabla 23. coeficiente de fricción para transmisiones polea – correas.

Tipo de correa	Material de la polea		
	Madera	Acero	Hierro fundido
Cuero curtido con sustancia vegetal	0.30	0.25	0.25
Cuero curtido con sustancia mineral	0.45	0.40	0.40
Cauchotada	0.32	0.30	0.30
Algodón	0.25	0.22	0.22

2.7. Métodos experimentales para la determinación de las fuerzas y momentos de fricción

El fenómeno de la fricción es extremadamente complejo y depende de un gran número de condiciones y factores. Una de las etapas más importante durante el estudio del proceso de la fricción en los sistemas tribológicos, resulta su determinación experimental a nivel de laboratorio, en máquinas de ensayos específicas. Los parámetros más importantes a determinar durante estos estudios resultan la fuerza y el momento de fricción.

Para la determinación de la fuerza y el momento de fricción existen diversos métodos. El método comúnmente usado es el fundamentado en el principio del desplazamiento de una probeta móvil, con respecto a una fija. La probeta fija se acopla a un sistema de medición que permite registrar la magnitud de la fuerza de resistencia al movimiento. En la mayoría de estas instalaciones se emplea la extensometría, debido a la alta precisión con que se puede evaluar la magnitud de la fuerza y el momento friccional de los diferentes sistemas tribológicos.

Durante el estudio de los fenómenos que tienen lugar durante la fricción es necesario tomar en cuenta aquellos factores fundamentales que influyan de manera significativa en la interacción de los sólidos en contacto (Figura 23).

Factores de entrada	Factores internos		Factores de salida
Naturaleza de los cuerpos de fricción	Variación de la rugosidad	Variación de las propiedades mecánicas	Coefficiente de fricción
Temperatura	Variación de la estructura de las capas superficiales		
Medio circundante	Variación de las propiedades de las capas superficiales		Intensidad del desgaste
Velocidad	Disipación de calor	Acumulación de vacancias y dislocaciones	
Carga			

Figura 23. Factores que influyen sobre la interacción friccional de los cuerpos sólidos.

INSTALACIONES EXPERIMENTALES

Las propiedades friccionantes de los sistemas tribológicos se evalúan en instalaciones experimentales. Según el esquema cinemático las instalaciones experimentales para la determinación de los parámetros friccionales, se dividen en dos clases fundamentales:

- Máquinas de fricción de revolución: Instalaciones experimentales que presentan movimiento giratorio en un solo sentido.
- Máquinas de fricción Alternativas: Instalaciones experimentales que realizan desplazamiento relativo alternativo.

Cada una de las clases anteriores se dividen en dos grupos:

- Máquinas de fricción frontal: Instalaciones que contactan por sus caras planas.
- Máquinas de fricción circunferencial: Instalaciones experimentales en las cuales el contacto entre las probetas ocurre por superficies curvilíneas.

Tomando en cuenta el coeficiente de recubrimiento, los grupos anteriores se dividen en dos subgrupos (Tabla 24):

- Máquinas de fricción con coeficientes de recubrimiento: $K_r = 0 - 1$.
- Máquinas de fricción con coeficientes de recubrimiento: $K_r = 0 - 0.5$.

Por consiguiente, se tienen ocho tipos diferentes de máquinas experimentales para el estudio de la fricción. Esta clasificación es necesaria, en primer lugar, para poder lograr una correcta modelación de los diferentes tipos de deterioro de las

capas superficiales, y segundo lugar, para explicar el efecto de diferentes factores (concretamente de los procesos físico-químicos). El carácter de interacción de las superficies en uno y otro tipo de movimiento se diferencia considerablemente. El movimiento alternativo lleva a desgaste severo.

Tabla 24. Clasificación de las instalaciones experimentales para el estudio de la fricción.

Coeficiente de Recubrimiento Kr	Movimiento relativo			
	En un solo sentido		Alternativo	
	Fricción frontal	Fricción Circunferencial	Fricción Frontal	Fricción Circunferencial
$0.5 < Kr < 1$	a	B	c	D
$0 < Kr < 0.5$	e	F	g	H

Los esquemas correspondientes a cada una de las clasificaciones referidas en la Tabla 24 se muestran en la Figura 23.

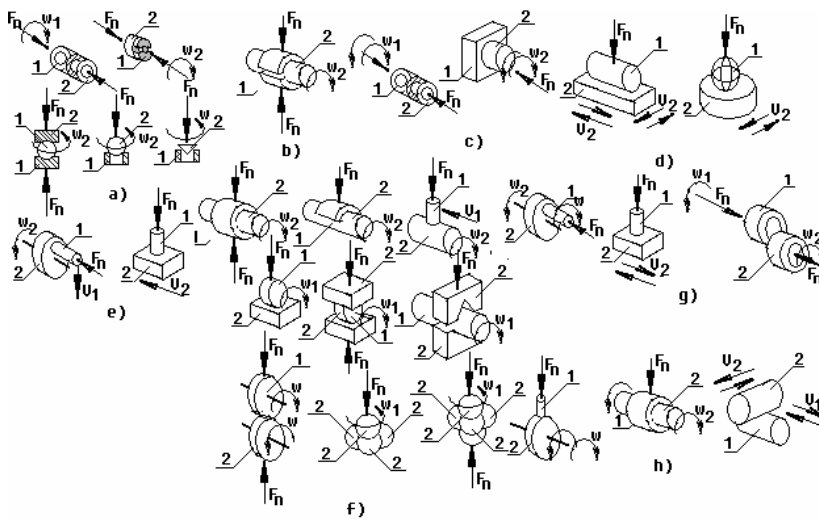


Figura 24. Esquemas de las instalaciones para ensayos de materiales a fricción.

La variación del coeficiente de recubrimiento es un factor que influye considerablemente en el desgaste de los elementos del sistema tribológico, variando la magnitud del mismo en un amplio rango.

Para la modelación del régimen térmico, del medio circundante, la carga, y la velocidad cada una de las instalaciones experimentales puede ser habilitada con dispositivos especiales que posibiliten seleccionar uno u otro parámetro en un amplio diapasón.

Las propiedades adhesivas de los materiales, caracterizadas por los parámetros friccionales t_0 y b , necesarios para la determinación del coeficiente de fricción, se determinan en un tribómetro (Figura 24). En este equipo la forma geométrica de las probetas debe ser exacta, bien definidas y de bajo acabado superficial.

Método para la determinación de las propiedades adhesivas

En el tribómetro, en calidad de muestras a estudiar, se utiliza el inductor esférico 18 y las placas planas paralelas 5 y 6. El inductor esférico se fija al mandril cilíndrico 8, que posee una ranura circular en la que se coloca el cable 4 fijado al muelle plano 15, que, a su vez, se fija a una plataforma que tiene la posibilidad de desplazarse por la guía 20. En la plataforma se fija el cable 19, que se enrolla en la tambora 9 del reductor 17 y que al rotar, el eje del inductor desplaza la plataforma juntamente con el muelle plano; el muelle se deforma y el cable hace que gire el mandril con el inductor esférico.

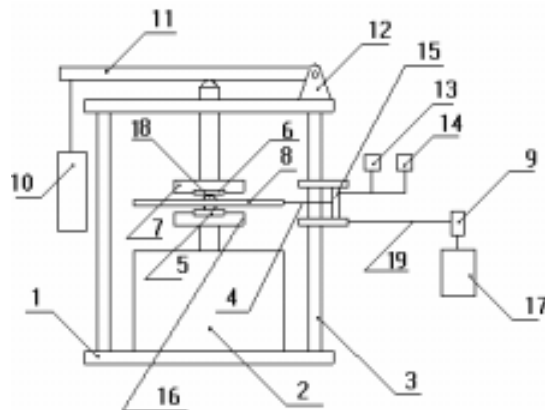


Figura 25. Tribómetro para la determinación de los parámetros friccionales τ_0 y β .

La fuerza de resistencia al movimiento giratorio se valora por la deformación del muelle plano.

El registro de la deformación en el muelle se realiza mediante un puente extensométrico colocado sobre el mismo con un amplificador 13 y un equipo registrador de la deformación 14.

La rotación del mandril se realiza bajo la acción de la fuerza de compresión del inductor esférico, y se coloca entre los soportes inferior 16 y superior 7. El soporte inferior 16 tiene la posibilidad de desplazarse verticalmente, facilitando colocar horizontalmente el brazo 11 del mecanismo de carga 10. La placa superior 21 se une con la inferior 1 por medio de las columnas 3.

Este tipo de instalación experimental permite realizar experimentos con placas de diferentes espesores e inductores esféricos de diferentes diámetros. En el extremo superior del dispositivo de fijación de la probeta 7, se coloca una bola de acero sobre la cual descansa el mecanismo de carga. El centrado del inductor esférico con respecto a la bola de acero se realiza con la ayuda del dispositivo de centrado. El tribómetro se puede colocar en una cámara para la regulación del medio trabajo. Antes de la realización de los ensayos, tanto el mecanismo de carga como el que registra la fuerza deben ser calibrado. Las dimensiones de las probetas para los ensayos se toman de acuerdo con las exigencias de las probetas para los ensayos de dureza Brinell.

El grado de elaboración de las superficies dependerá de las propiedades mecánicas de las probetas. Si la dureza de la placa $HB < 30$, la superficie antes del ensayo debe elaborarse con un material textil y si la dureza $HB > 30$ la superficie de trabajo de la placa hay que pulirla.

Utilizando el tribómetro de una bola los parámetros τ_o y β se pueden determinar por el método de descarga. Para eso inicialmente es necesario determinar la carga que provoque el surgimiento de deformaciones plásticas en la zona de contacto y su correspondiente presión real de contacto (Pr_1), seguidamente disminuir la carga normal en un 30% y de nuevo determinar la presión real (Pr_2), suponiendo que las tensiones normales medias en las zonas de contacto serán iguales a la carga aplicada entre el área de la huella provocada por la primera carga. Si se construye el gráfico de t_n vs Pr se obtendrá una recta cuya pendiente será igual al parámetro b y al cortar el eje de las ordenadas produce un segmento cuyo valor es igual a τ_o (Figura 26).

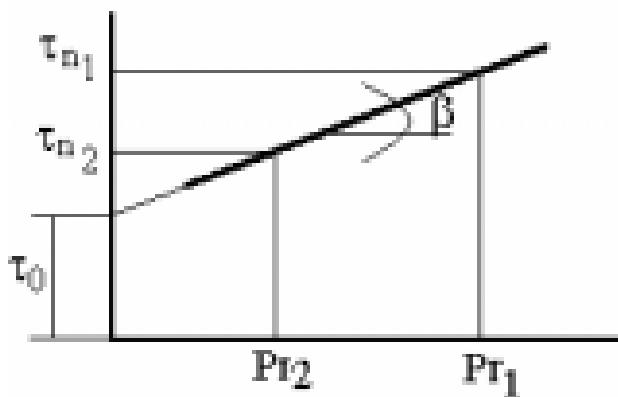


Figura 26. Relación entre las tensiones tangenciales y la presión real de contacto.

De este modo, la componente molecular del coeficiente de fricción y los parámetros τ_o y β determinados por el método descrito, pueden ser utilizado para pronosticar los valores del coeficiente de fricción en pares reales.

Metodología para la determinación de las constantes friccionales τ_o y β

Para las características constructivas y de diseño del tribómetro los experimentos se deben realizar según la siguiente metódica de ensayo.

1. Determinar la carga normal aplicada por el inductor esférico del tribómetro.

$$F_N = 16,55 + 6,27 \cdot Q \quad 2.30$$

Donde:

F_N – Fuerza normal [N].

Q – Carga aplicada [Kg].

2. Determinar el valor de la fuerza normal a partir de la cual tienen lugar las deformaciones plásticas.

$$F_{NP} = 17 \cdot R_e^2 \cdot (1 - \mu^2)^2 \cdot \frac{HB^3}{E^2} \quad 2.31$$

Donde:

HB – Dureza del material.

E – Módulo de elasticidad del material.

μ – Coeficiente de Poisson del material .

R_e – radio del inductor esférico.

3. Determinar la carga que garantice el surgimiento de las deformaciones plásticas (Q_1).

En este caso se debe cumplir que $Q_1 > Q_{\min}$, $Q_1 = Q_{\min} \cdot K$, donde $K = 2.5$.

4. Realizar la calibración del tribómetro y colocar las probetas.
5. Realizar los ensayos para las condiciones de carga Q_1 .
6. Realizar los ensayos disminuyendo la carga un 30%.

En este caso se tiene: $Q_2 = 0,75 \cdot Q_1$ (2.32)

7. Determinar las tensiones tangenciales que surgen como resultado de las interacciones moleculares e interatómicas en los límites de la zona de contacto inductor–placa probeta

$$\tau_n = 0,75 \cdot F \cdot \frac{R_m \cdot HB}{F_N \cdot R_h} \quad 2.33$$

Donde:

F – Fuerza necesaria para poner el mandril en movimiento [N].

R_m – Radio del mandril [mm].

R_h – Radio de la huella realizada por el inductor esférico [mm].

8. Determinar para cada carga la presión real de contacto.

$$P_r = \frac{F_N}{2\pi \cdot R_e \cdot h} \quad 2.34$$

Donde: h – Penetración del inductor esférico en la placa probeta [mm].

$$h = R_e - \sqrt{R_e - \frac{d_h^2}{4}} \quad 2.35$$

Donde: d_h – Diámetro de la huella realizada por el inductor esférico [mm].

9. Determinar las constantes friccionales τ_0 y b, para lo cual se debe construir la gráfica tensión vs presión real de contacto.

10. Determinar la componente molecular del coeficiente de fricción.

$$f_{ml} = 0,75 \cdot \frac{F \cdot R_m}{F_N \cdot R_h} \quad 2.36$$

Determinación experimental de las constantes friccionales τ_0 y β

Con el objetivo de validar el tribómetro y tomando en cuenta la metodología anterior, se tomó como patrón para los ensayos el acero AISI 1045, con y sin tratamiento térmico, con el objetivo de comparar los resultados obtenidos con los reportados por otros autores en ensayos similares. El estudio del comportamiento friccional del acero AISI 1045, fundido, con durezas de 223 y 326 HB se realizan para dos estados friccionales: seco y lubricado. Como lubricante se utiliza aceite circulación 68.

El estudio se dividió en dos etapas. En la primera se tomaron muestras del acero AISI 1045 con dureza HB 326 y se determinaron los parámetros friccionales, comparando los resultados con los reportados por Kragelski V. I. para este mismo acero, pero con dureza HB 324. Buscando conocer la influencia de la dureza y el estado de fricción (seco o lubricado) sobre los parámetros objeto de estudio, la segunda etapa se realiza aplicando un diseño factorial N = 2K. Este tipo de diseño origina la siguiente matriz experimental:

Tabla 25. Matriz experimental.

N	X1, HB	X2, estado de Fricción
1	+ (326)	+ (seco)
2	- (223)	+ (seco)
3	+ (326)	- (lubricado)
4	- (223)	- (lubricado)

X1 – Dureza Brinell del material.

X2 – Estado de fricción del par inductor esférico – placa probeta.

Estos resultados serán ajustados según el modelo empírico–matemático a obtener del tipo:

$$y = b + b_1X_1 + b_2X_2 + b_{12}X_1X_2 \quad 2.37$$

En dicho modelo, y es el valor de la propiedad considerada, en función de las variables independientes.

$$Y_1 = \tau_o$$

$$Y_2 = \beta$$

De la primera etapa se tiene:

Kragelski V. I. reporta, para similares condiciones, valores de $\tau_o = 229,6 \text{ MPa}$ y $\beta = 0,072$. Como se puede observar los resultados obtenidos no difieren significativamente de los reportados por este autor. Por consiguiente, se decidió realizar la segunda etapa experimental, que arrojó los siguientes resultados:

Tabla 26. Valores de τ_o y β para el acero AISI 1045 variación de dureza y estado de fricción.

N	Dureza HB	Estado de fricción	τ_o , MPa			β		
1	326	Seco	244,0	235,0	239,5	0,063	0,067	0,065
2	223	Seco	232,5	227,5	230,0	0,026	0,022	0,024

3	326	Lubricado	160,0	167,5	163,7	0,055	0,054	0,053
4	223	Lubricado	195,	198,5	196,7	0,011	0,016	0,0135

Del procesamiento de los resultados se obtienen los modelos empírico–matemáticos (ecuaciones 2.38 a la 2.41) que facilitan el estudio del comportamiento de las variables analizadas en los límites de la región experimental. Como se puede apreciar, con el empleo de lubricante, la componente molecular del coeficiente de fricción disminuye, como resultado de la disminución de las tensiones tangenciales y, por consiguiente, de las interacciones moleculares.

Para el estado de fricción seco:

$$\tau_0 = 274,93 - 0,16HB \quad 2.38$$

$$\beta = 0,064 + 0,000369HB \quad 2.39$$

Para el estado de fricción lubricado:

$$\tau_0 = 225 - 0,16HB \quad 2.40$$

$$\beta = 0,075 + 0,000394HB \quad 2.41$$

Para el caso del contacto elástico, en un rango de cargas pequeñas, la tensión de contacto media (Pr) se puede regular mediante la variación de la fuerza normal (F_n) o variando los diámetros de los inductores esféricos a una carga constante. A de señalarse que se tiene contacto elástico si se cumple que la tensión de contacto media es menor que la dureza del material más blando ($Pr < HB_b$) y plástico si ésta alcanza o sobrepasa dicha dureza ($Pr \geq HB_b$).

La determinación de la componente molecular para el estado deformacional plástico puede determinarse mediante la penetración de un inductor cónico. La probeta se comprime entre dos inductores cónicos y bajo la acción de la carga se somete a movimiento, mediante el giro del mandril portaprobetas con respecto a su eje de simetría. Los conos empleados deben ser de materiales de alta dureza y con ángulos entre 160 y 180°.

Método para el estudio de la fatiga superficial

De acuerdo con la representación que se tiene del desgaste de los cuerpos sólidos, la resistencia a la rotura bajo cargas variables, creadas por la interacción de los cuerpos durante el deslizamiento, está caracterizada por la curva de fatiga superficial y

define la dependencia entre la amplitud de la tensión (s) ó deformación (e), y el número de ciclos (n_f) hasta la ruptura de la capa superficial del material.

Los métodos para la determinación de las características de la fatiga superficial pueden ser directos o indirectos.

Sobre la base de los fundamentos de los métodos directos se desarrollan los ensayos a fatiga superficial, en los cuales el número de ciclos hasta la rotura del material se determina por el número de interacciones con el inductor al momento del desprendimiento de las partículas de desgaste.

Los ensayos se realizan en un **"Ciclómetro"** (Figura 27). La metodología de ensayo se basa en lo siguiente: La probeta plana 2, que presenta la forma de un disco de 10 mm de diámetro, se fija a la mesa giratoria 1. Contra la probeta actúa el inductor 3 que se fija al sistema de medición de la fuerza de fricción 4.

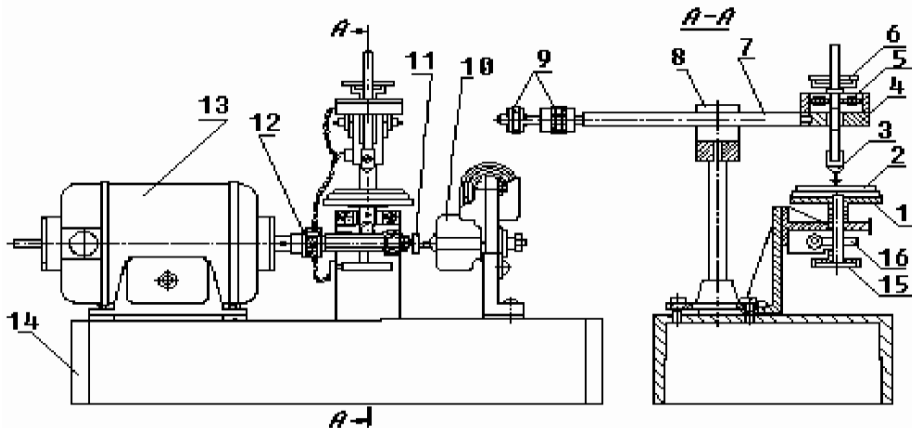


Figura 27. Es de la instalación experimental para el estudio de fatiga superficial.

Para los ensayos en calidad de inductor se toma esferas de aceros para rodamientos y un cono de diamante con radio de redondeo de $40 \mu\text{m}$. En el muelle plano del sistema de registro de la fuerza de fricción se pegan 4 extensómetros 5. La fuerza normal sobre el inductor se aplica con las pesas 6. El puente extensométrico a un oscilógrafo a través de un amplificador de señales. El sistema de registro de la fuerza de fricción se coloca en uno de los extremos del brazo oscilante 7 y en el otro se colocan los contrapesos 9 que mantienen al sistema en equilibrio. La columna 8 se fija a la mesa 14 y puede desplazarse por la probeta 2 a diferentes radios. El movimiento de la mesa portaprobeta se efectúa por medio de un motor eléctrico y un reductor sin fin con un número de revoluciones $n = 1 - 200 \text{ min}^{-1}$. En el árbol de giro de la mesa portaprobeta se coloca un equipo totalizador del número de ciclos.

Durante los ensayos sobre el inductor se aplican cargas que no provoquen el corte o rayado de la probeta. En repetidas pasadas iniciales el desgaste no tiene lugar. El estado de la superficie de la probeta y el inductor se controla con el empleo de un rugosímetro. En dependencia de la magnitud de la penetración relativa surge un número de ciclos (n_f) a partir del cual se intensifica el deterioro de la capa superficial de la probeta. Las transformaciones de la capa superficial cesan a un determinado número de ciclos (n_f^*), el cual también se determina por los resultados del perfilograma obtenido del rugosímetro.

A partir de los resultados del ensayo se construye la dependencia de la tensión con el número de ciclos. El indicador de la curva de fatiga (t) se determina en función del ángulo de inclinación de la curva. Los valores de t_0 se determina extrapolando los valores experimentales para $n_f = 1$.

El método indirecto se basa en la determinación de los parámetro de la curva de fatiga a partir de los resultados de las pruebas de desgaste a nivel de laboratorio. La esencia del método radica en la determinación experimental de la intensidad del desgaste de los materiales ensayados bajo determinadas condiciones. Con los cálculos de las correspondientes dependencias se de terminan las características de fatiga de los materiales. En estos métodos por regla general se emplean contracuerpos con formas macrogeométricas regulares.

Método para el estudio de la resistencia térmica de los materiales durante la fricción

La resistencia térmica es la capacidad que presentan los materiales para mantener constante durante el rozamiento el coeficiente de fricción y la intensidad del desgaste en un amplio rango de temperatura.

La resistencia térmica se puede determinar analíticamente a partir de la siguiente ecuación:

$$f = f(P_c, \vartheta); I_h = i_h(P_c \vartheta) \quad 2.42$$

La intensidad del desgaste se calcula como la relación entre los valores absolutos del desgaste y el recorrido de fricción.

$$I_h = \frac{Wh}{Sf} \quad 2.43$$

Una correcta evaluación de la resistencia térmica de los materiales resulta el estudio del comportamiento del coeficiente y la intensidad del desgaste para diferentes valores de temperatura, que se generan durante el proceso de ensayo.

En la actualidad, regido por los criterios anteriores, se producen una serie de equipos experimentales (Figura 28) que permiten realizar el estudio minucioso de la influencia de las propiedades físico-químicas y los regímenes de trabajo sobre las propiedades friccionantes de los sistemas tribológicos.

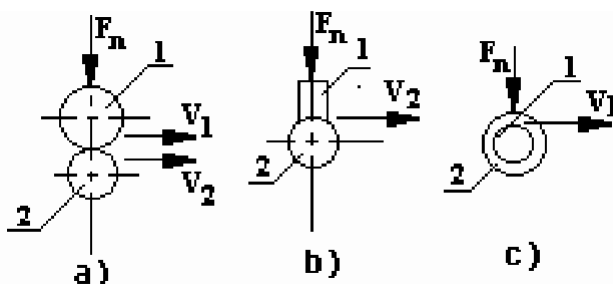


Figura 28. Esquema de máquinas para ensayos de fricción de pares superiores.

Estas instalaciones se utilizan para la modelación de sistemas tribológicos con pares cinemáticos superiores (transmisiones dentadas, rueda – riel, cojinetes de rodamiento, etc.).

La instalación experimental que se utiliza para la determinación de los parámetros de desgaste en materiales poliméricos es la representada en la Figura 29. El principio de funcionamiento se basa en el desplazamiento de la probeta por la superficie de un tambor recubierto con un papel abrasivo. Los valores del desgaste se expresan considerando las pérdidas volumétricas.

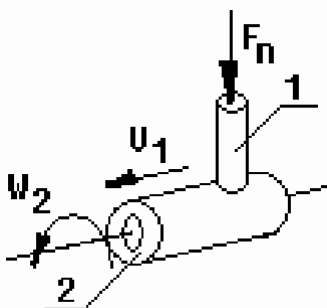


Figura 29. Esquema de máquinas para ensayos de desgaste en polímeros

Las instalaciones descritas en la Figura 31 se emplean para la modelación de:

- Estudios sobre la fricción y el desgaste en pares con coeficientes de recubrimiento menores o iguales a uno ($Kr \leq 1$), aplicado a sistemas tribológicos altamente cargados (Figura 31 a y b).
- Determinación y estudio de la capacidad térmica de los materiales (Figura 30 b).
- Estudio de las propiedades antifricción y antidesgaste de los materiales lubricantes a temperaturas elevadas y normales, determinación de la resistencia térmica durante la fricción de capa límite (Figura 31 c y d).

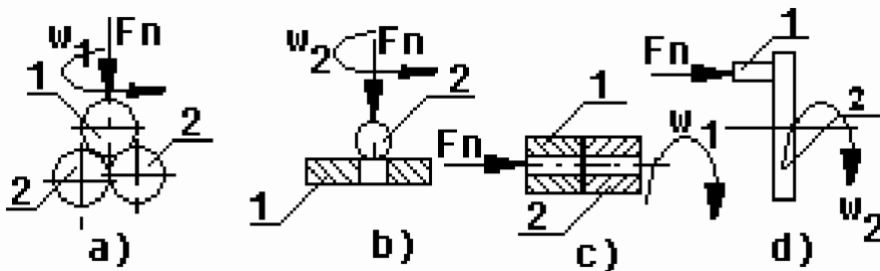


Figura 30. Esquema de máquinas para ensayos de fricción.

La investigación de los procesos de fricción de sistemas tribológicos con movimiento alternativo y con temperaturas altas y normales se realiza en instalaciones que responden al principio de funcionamiento mostrado en la Figura 31.

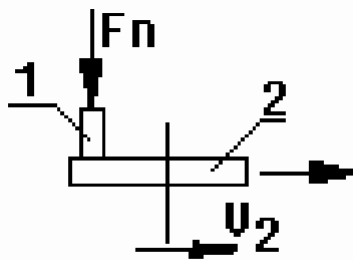


Figura 31. Esquema de máquinas para ensayos de fricción con movimiento alternativo.

La capacidad de resistencia al microcorte se evalúa en instalaciones experimentales que responden al principio de funcionamiento mostrado en la Figura 33.

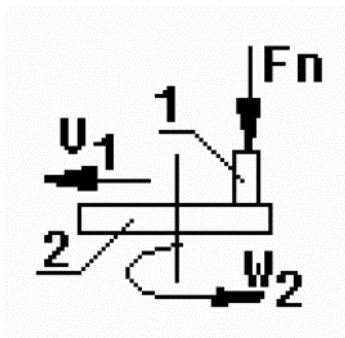


Figura 32. Esquema de máquinas para ensayos de fricción en régimen de microcorte.

Determinación de la fuerza y el momento de fricción por medio de dinamómetros de resorte

Por mucho tiempo y aun en la actualidad resulta común el empleo de dinamómetros de resorte para la medición de la fuerza y el momento de fricción. En la Figura 33 se muestra el esquema de una instalación de este tipo desarrollada por el laboratorio de tribología de la Universidad Central “Mara Abreu” de Las Villas, Cuba, la cual ha sido diseñada para la simulación y reproducción del fenómeno de desgaste adhesivo en un amplio rango de variación de las condiciones de trabajo.

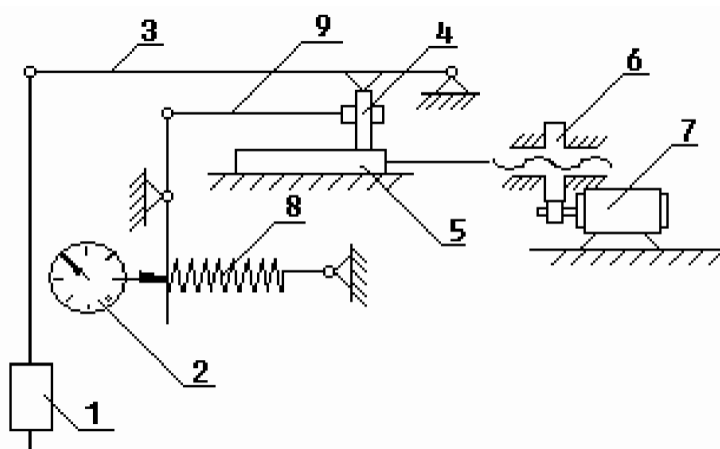


Figura 33. Máquina de fricción frontal (MFMA-01).

Esta instalación permite determinar fuerzas de fricción de gran magnitud y con una alta precisión. La fuerza de fricción que surge entre la probeta fija 4 y contracuerpo 5 se transmite mediante el sistema de palanca 9 al dinamómetro 8. La deformación que experimenta el muelle plano es registrada por el indicador de carátula 2, con una escala divisoria de 0.01–0.001 mm. El dinamómetro consta de 4 muelles planos

intercambiables. El primero para el registro de fuerzas de fricción de 0–100N; el segundo, de 100–500N; el tercero, de 500–3000N; y el cuarto, de 3000–10000N.

Otra de las instalaciones desarrolladas y que trabaja bajo el mismo principio es la representada en la figura 34, concebida para el estudio y reproducción de los procesos de oxidación de los metales durante la fricción y el efecto de diferentes medios gaseosos sobre el desgaste de los materiales del sistema tribológico.

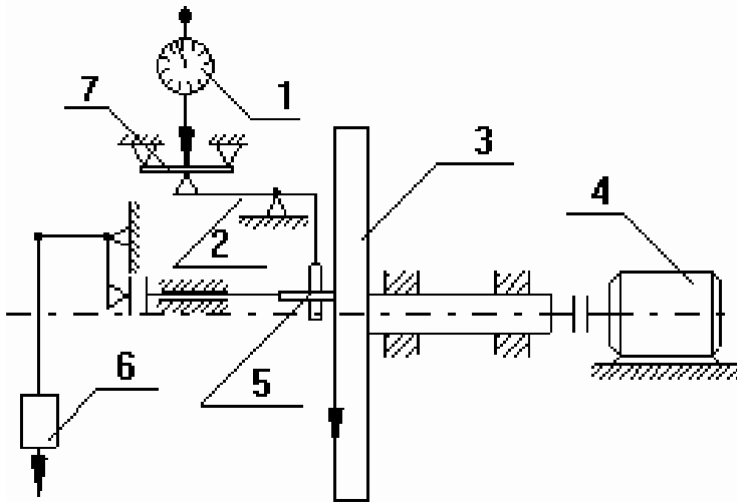


Figura 34. Máquina de fricción frontal (MFF-01).

Esta máquina tiene la forma de una cámara hermética en cuyo interior, a una determinada velocidad, gira el plato-contracuerpo 3. Contra éste fricciona la superficie de la probeta 5. La probeta se fija a uno de los extremos del sistema de palanca 2; el otro extremo de este sistema actúa sobre el muelle plano 7, deformándolo. La deformación que experimenta el muelle es registrada por el indicador de carátula 1. La probeta se puede colocar a cualquier distancia del centro del plato-contracuerpo, lográndose la variación de la velocidad de deslizamiento. El diámetro del plato-contracuerpo es de 200 mm, lo que al desplazar la probeta por su superficie permite obtener velocidades en el rango de 0.5 a 15m/s a una velocidad de giro del plato de 1400 min⁻¹.

Determinación de la fuerza y el momento de fricción por medio de captadores inductivos y extensómetros.

En la actualidad, en la mayoría de las instalaciones para ensayos de materiales a fricción se emplean captadores para la determinación de la fuerza de fricción, los cuales registran la magnitud de las deformaciones del elemento flexible a través

de impulsos eléctricos. En la Figura 35 se ilustra un ejemplo de estas instalaciones experimentales.

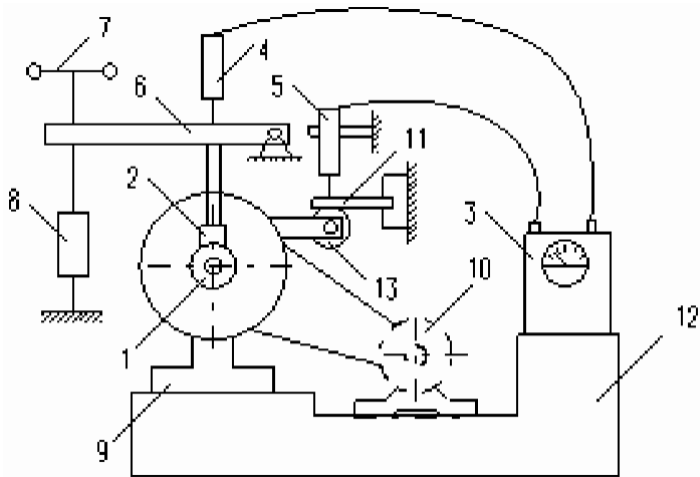


Figura 35. Máquina de fricción frontal (MFR-01).

La magnitud de la fuerza de fricción es registrada por el captador inductivo 5. El motorvariador de velocidad 10 transmite el movimiento al disco contracuerpo 1, el cual, al friccionar con la probeta 2 tiende a volcar la bancada móvil 14 juntamente con el mecanismo de fuerza 6-7-8.

El sistema se mantiene en equilibrio debido a que el brazo 13 de la bancada móvil contacta con el muelle plano 11, que se deforma producto de la magnitud de la fuerza de fricción. La deformación del muelle es registrada por el captador.

El empleo de captadores para la determinación de la fuerza de fricción debido a la deformación de un elemento elástico permite simplificar de manera significativa el diseño y construcción de las instalaciones experimentales.

Los captadores de alambre (extensómetros) poseen una alta sensibilidad y precisión en la medición. Los extensómetros se pegan al elemento flexible (muelle plano) y por medio de la variación de la resistencia en el extensómetro se determina la magnitud de la deformación que experimenta.

La sensibilidad del extensómetro y la estabilidad de la medición para repetidas mediciones depende de la calidad con que se hayan pegado los mismos a la superficies del muelle plano. Es por ello que antes de pegar el extensómetro la superficie del elemento elástico debe ser cuidadosamente preparada.

Antes del pegado del extensómetro la superficie del muelle plano debe limpiarse cuidadosamente, para eliminar los restos de polvo, lubricantes. La limpieza debe realizarse con tolueno o gasolina y posteriormente, para eliminar humedad, con alcohol etílico.

Para la medición de la deformación con el empleo de extensómetros, se emplean en la mayoría de los casos cuatro elementos de medición (Figura 36):

- Fuente de corriente directa o alterna.
- Puente extensométrico.
- Amplificador de señales.
- Registrador de señales.

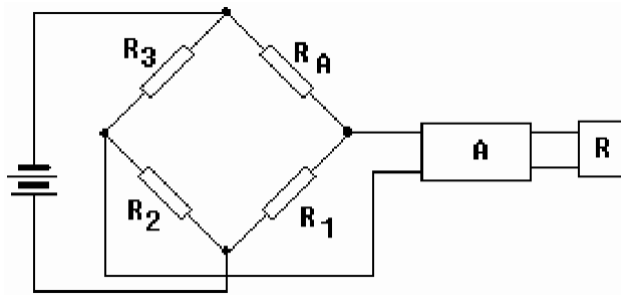


Figura 36. Esquema de la fuente extensométrica.

Una de las más empleadas resulta el puente extensométrico (Figura 37) compuesto por un extensómetro de resistencia R_A (activo) y tres adicionales inactivos (R_1 , R_2 , R_3), la fuente de corriente y el galvanómetro.

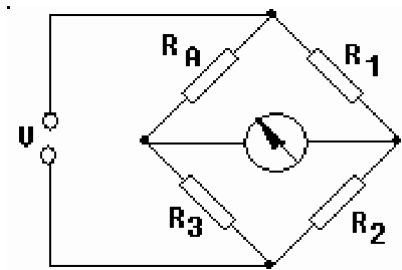


Figura 37. Puente extensométrico simple.

El puente se considera balanceado cuando por el galvanómetro no pasa corriente. En este caso:

$$R_A \cdot R_2 - R_1 \cdot R_3 = 0 \quad 2.44$$

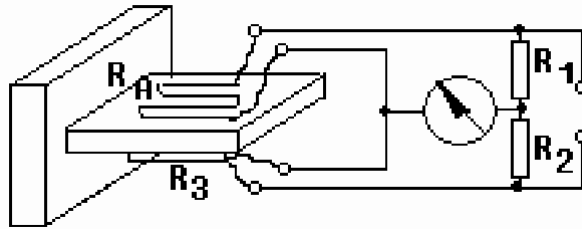


Figura 38. Colocación de los extensómetros en el muelle plano.

Por regla general las resistencias R_1 y R_2 son iguales; por su parte, también iguales, pero diferentes a las dos anteriores R_A y R_3 .

En el muelle plano estos dos últimos extensómetros son activos y se conectan a diferentes terminales del semipunto. Estos se pegan sobre las caras del muelle plano que experimentan, igual magnitud de deformación, pero de sentido contrario.

Durante la deformación del muelle plano el extensómetro R_A varía su resistencia a una magnitud de ΔR , lo que origina el desbalance del puente y el galvanómetro registra el paso de la corriente.

$$I_G = I_A \cdot \frac{\Delta R}{2 \cdot R_A} \quad 2.45$$

De la ecuación 2.45 se tiene, que la corriente que pasa por el galvanómetro (I_G) es proporcional a la variación de la resistencia del extensómetro (ΔR) y, por consiguiente, a la deformación del muelle y la intensidad de corriente que pasa por el extensómetro. Midiendo la corriente que pasa por el galvanómetro se puede determinar la magnitud de la deformación del muelle sobre el cual se pegan los extensómetros.

En la Figura 39 se muestra una instalación experimental para el estudio de la fricción y el desgaste en la que se emplea el método anteriormente descrito.

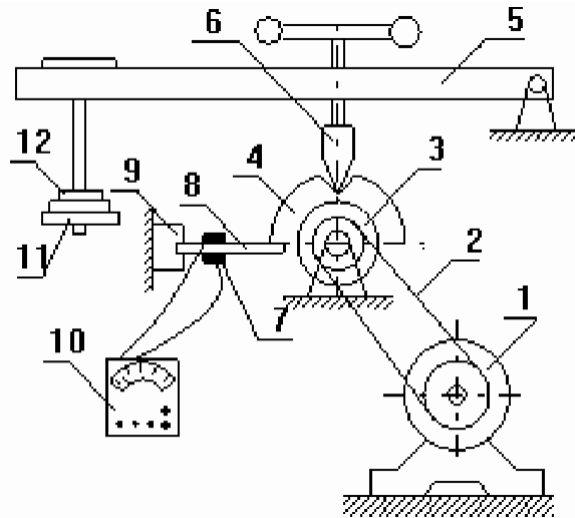


Figura 39. Máquina de ensayos a fricción y desgaste.

La probeta 4 fricciona con el contracuerpo 3, que al girar tiende a deformar el muelle plano 8, sobre el cual se pegan los extensómetros 7. El puente extensométrico se alimenta con una fuente de corriente directa. La deformación del muelle plano debida a la acción de la fuerza de fricción es registrada por el galvanómetro 10.

Determinación experimental del coeficiente de fricción

A partir de los fundamentos anteriores y utilizando la instalación experimental descrita en la Figura 36, se estudia el comportamiento del par Hierro fundido – Hierro fundido, para diferentes condiciones de carga y velocidad.

La mayoría de las aleaciones importadas por la industria de maquinaria agrícola Ecuatoriana son de hierro fundido de aleación baja y media, matriz perlítica de espaciado interlaminar entre 0.8 y 1 micrómetros. El contenido de carbono más silicio se encuentra entre 5.2 y 5.4% y el grafito más empleado es el laminar recto con distribución uniforme y tamaño entre 30 y 120 micrómetros. La dureza de este material resulta de HB 235 – 245.

Los materiales objeto de estudio son producidos en Ecuador y se obtienen en un horno de inducción y son de hierro fundido gris aleado, presentando una matriz metálica ferrito–perlítica con un 40% de ferrita y 60% de perlítica. El espaciado interlaminar de la perlita es de 0.8 – 1.3 micrómetros. El grafito es del tipo laminar recto (de 60–120 μm) uniformemente distribuido en la matriz metálica. La dureza de los mismos es de HB 245 para la aleación A y de HB220 para la B. La tecnología de

fundición es en coquilla centrifugada. La composición química se dosificó similar al de la aleaciones de importación, reportándose en la Tabla 27 los valores determinados experimentalmente.

Tabla 27. Composición química de los materiales señalados.

Composición Química	Aleaciones		
	Importadas	A	B
% C	2,7–3,1	3,5	3,6
% Si	1,7–2	1,84	2,6
% Mn	0,8–1,1	0,35	0,35
% P	0,18	0,20	0,25
% S	–	0,037	0,045
% Cr	0,4–0,05	0,46	0,18
% Ni	0,9–1,2	1,65	1,0
% Cu	0,3–0,6	1,19	–

CONDICIONES DE LOS ENSAYOS

Durante la realización de los ensayos se varió la carga en un rango de $P_n = 1.5–14.6$ MPa y velocidades de deslizamiento de $V_d = 0,183–0.366$ y 0.732 m.s⁻¹.

Durante los ensayos de fricción la fuerza de fricción se midió directamente en el equipo registrador del tribómetro y el coeficiente de fricción se determinó por la siguiente ecuación:

$$\mu = \frac{F_F}{F_N} \quad 2.46$$

Donde:

F_F – Fuerza de fricción F_n – Fuerza normal

F_n – Coeficiente de fricción

Las condiciones generales bajo las cuales se realizaron los ensayos se pueden ver en la Tabla 28.

Tabla 28. Condiciones generales de los ensayos.

Tipo de contacto	Bloque – cilindro	Rugosidad del bloque, Ra	0, 4 mm
Diámetro del cilindro	Ø50 mm (A)	Factor de recubrimiento	0.051
Espesor del cilindro	12 mm	Duración de los ensayos	6 horas
Área nominal del cilindro	1885 mm ²	Temperatura ambiente	32 °C

Tipo de contacto	Bloque – cilindro	Rugosidad del bloque, Ra	0, 4 mm
Rugosidad del cilindro, Ra	0, 2 mm	Humedad Ambiental	86 %
Radio del bloque	25 mm (B)	Tipo de lubricante	Multi A.
Espesor del bloque	8 mm	Longitud del bloque	11,6 mm
Área nominal del bloque	96 mm ²		

De manera experimental se definió que el carácter de variación del coeficiente de fricción en el par estudiado responde a una ley exponencial, que se aproxima con gran precisión a la ecuación 2.47. El factor de correlación de la ecuación para el par resulta de $R^2_{\text{ajust}} = 0,9914$.

$$\mu = A \cdot \exp\left(-\frac{B}{P_n}\right) \quad 2.47$$

Los valores de los coeficientes de la ecuación se muestran en la Tabla 29.

Tabla 29. Valores de los coeficientes de la ecuación.

Velocidad de Deslizamiento [m/s]	Coeficientes	
	A	B
0, 183	0, 1712	3, 184
0, 366	0, 1719	3, 335
0, 732	0, 1724	3, 499

Analizando los valores de las constantes se tiene que la velocidad de deslizamiento no influye significativamente sobre el coeficiente de fricción.

INFLUENCIA DE LA PRESIÓN Y LA VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO SOBRE EL COEFICIENTE DE FRICCIÓN

El comportamiento del coeficiente de fricción con la presión nominal de contacto se muestra en la Figura 40.

Como se puede observar, el incremento de la presión trae consigo un aumento del coeficiente de fricción, hasta un determinado valor de presión a partir del cual comienza una disminución del coeficiente de fricción, lo que coincide con lo planteado por diferentes autores al referir que con la presión de contacto el coeficiente de fricción varía aumentando y disminuyendo, pasando por un determinado valor crítico. Lo anterior está dado por la influencia de la componente mecánica y molecular de la fuerza de fricción. Si se toma en cuenta el tipo de desgaste predominante en el par, en el cual predominan las deformaciones plásticas, queda claro la marcada influencia de la componente mecánica o deformacional en una primera etapa; Posteriormente y con menor influencia, es la componente molecular o adhesiva la de predominio.

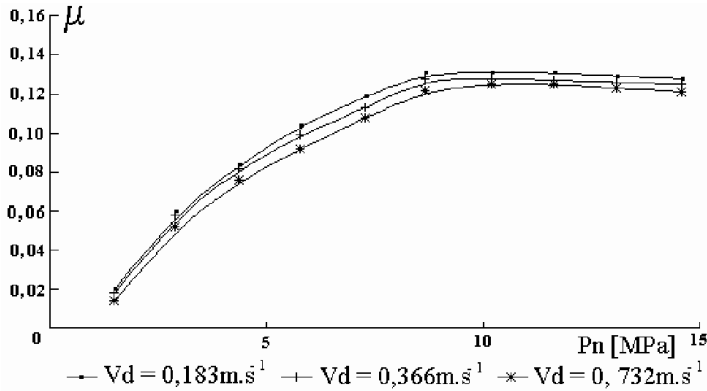


Figura 40. Comportamiento del coeficiente de fricción con la presión de contacto.

El efecto de la velocidad para el caso de los materiales estudiados resulta diferente al de la presión. La velocidad de deslizamiento para el marco de los experimentos, no tiene marcada influencia en el valor del coeficiente de fricción.

2.8. Análisis de los resultados experimentales de ensayos de laboratorios

Durante los ensayos se obtienen una gran cantidad de datos experimentales a los cuales se les determina una serie de parámetros estadístico-matemáticos tales como:

- **Media Aritmética de los Resultados (μ) o (y)**

Ha de señalarse que estos parámetros representan la media de una propiedad evaluada durante los experimentos.

$$\bar{y} = \sum_{i=1}^n \frac{y_i}{n} \quad 2.48$$

- **Desviación Media Cuadrática o Desviación Estándar de la Media (S) o (σ)**

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y - \bar{y})^2}{n - 1}} \quad 2.49$$

$$S = \frac{R}{d_2} \quad 2.50$$

Para número de ensayos (corridas) entre 1 y 10.

Donde:

n – Número de experimentos (corridas experimentales).

$$\sum_{i=1}^n (y - \bar{y})^2$$

– Suma del cuadrado de las desviaciones.

R – Diferencia entre el valor más alto y el más bajo de las medias en las corridas experimentales (n).

d_2 – Factor de desviación (Tabla 30).

• **Desigualdad Cuadrática o Variabilidad del Procedimiento de Ensayo (V)**

A este parámetro también se le conoce como Coeficiente de Variación; se da en %.

$$V = \frac{S}{y} \cdot 100 \quad 2.51$$

Es común señalar que para un número de ensayos (corridas experimentales) igual o superior a 30 (y), (S) o (V) se pueden por método de las sumas o las multiplicaciones.

Tabla 30. Factor de desviación para la desviación estándar estimada en el rango del tamaño básico de la muestra.

Tamaño de la Muestra (n)	Factor de Desviación (d2)	(1/d2)
2	1.128	0.8865
3	1.693	0.5907
4	2.059	0.4857
5	2.326	0.4299
6	2.534	0.3946
7	2.704	0.3698
8	2.847	0.3512
9	2.970	0.3367
10	3.078	0.3249

El tamaño de la muestra (n) se puede determinar como:

$$n = \left(1,96 \cdot \frac{V}{e}\right)^2 \quad \text{para un nivel del 95% de confianza} \quad 2.52$$

Donde:

e – Error permisible de la muestra o muestreo.

Determinación del error permisible de la muestra (e) absoluto

La precisión de los ensayos se evalúa a través del error, para lo cual se consideran o analizan dos tipos fundamentales de error, el absoluto y el relativo, para cada uno de los estadígrafos anteriores.

- **Error Absoluto de la Media Aritmética ($e_{\bar{y}}$)**

$$e_{\bar{y}} = \frac{t \cdot S}{\sqrt{n-1}} \quad 2.53$$

Donde: t – Desviación normada, determinada durante una distribución normal en dependencia del número de ensayos o tamaño de la muestra

Para un nivel de confianza del 95% y $n = 20$, $t = 2.1$; para $n \geq 30$, $t = 2$

- **Error Absoluto de la Desviación Estándar (e_s)**

$$e_s = \frac{2 \cdot S}{\sqrt{2 \cdot n}} \quad 2.54$$

- **Error Absoluto del Coeficiente de Variación (e_v)**

$$e_v = \frac{2 \cdot S}{\sqrt{2 \cdot n}} \quad 2.55$$

Determinación del error relativo (e_r)

- **Para la Media Aritmética ($e_{r\bar{y}}$)**

$$e_{r\bar{y}} = \frac{e_{\bar{y}}}{\bar{y}} \cdot 100 \quad 2.56$$

$$e_{r\bar{y}} = \frac{t \cdot V}{\sqrt{n-1}} \cdot 100 \quad 2.57$$

- **Para la Desviación Estándar (e_{rs})**

$$e_{rs} = \frac{e_s}{S} \cdot 100 \quad 2.58$$

$$e_{rs} = \frac{2}{\sqrt{2 \cdot n}} \cdot 100 \quad 2.59$$

- **Para el Coeficiente de Variación (e_v)**

$$e_{rV} = \frac{e_v}{V} \cdot 100 \quad 2.60$$

$$e_{rS} = \frac{2}{\sqrt{2 \cdot n}} \cdot 100 \quad 2.61$$

Grado de precisión del ensayo

Durante la realización de trabajos científicos de investigación el error relativo no debe sobrepasar de un 3 a 5%.

A partir del valor de error relativo determinado (definido), se determina el tamaño de la muestra (número de réplicas) (n), necesario para garantizar la requerida precisión en los ensayos.

- **Para la Media Aritmética (\bar{y})**

$$n = 4 \cdot \left(\frac{V}{e_{r\bar{y}}} \right)^2 = \frac{4 \cdot V^2}{e_{r\bar{y}}^2} = \left(\frac{2 \cdot V}{e_{r\bar{y}}} \right)^2 \quad 2.62$$

- **Para la Desviación Estándar (S)**

$$n = \frac{2 \cdot 100^2}{e} \quad 2.63$$

- **Para el Coeficiente de Variación (V)**

$$n = \frac{2 \cdot 100^2}{e_{rV}^2} \quad 2.64$$

Por otro lado, se tiene que desde el punto de vista práctico la precisión de los ensayos está caracterizada (definida) por la magnitud del error relativo. De este modo, para una probabilidad del 95% se tiene:

Tabla 31. Magnitudes y grado de precisión para error relativo.

Magnitud del error relativo (er)	Grado de precisión del ensayo
$er < 2$	Alto
$2 < er < 5$	Medio
$5 < er < 10$	Bajo
$er > 10$	Muy bajo

La Tabla 31 se obtiene considerando la ecuación (2.56) o (2.62) y un 95% de nivel de confianza, lo que indica un 5% de probabilidad de que la diferencia entre la muestra estimada (media aritmética “y”) y el valor obtenido del promedio de todos los valores, para un número elevado de pruebas (réplicas), exceda el error relativo permisible de la muestra.

Por ejemplo: Si el coeficiente de variación (V) de múltiples pruebas (réplicas) es el 7%, el tamaño mínimo de muestras pudiera ser 8; todo esto con el objetivo de garantizar un 5% de error permisible. Es importante señalar que si el número de pruebas (réplicas) 8 no genera un coeficiente de varianza menor o igual al 7%, la prueba no se considera válida, por lo que se debe tomar una acción correctiva con los resultados.

Tabla 32. Tamaño mínimo aceptable de la muestra (n) para un 95% de confianza.

Coeficiente de Variación V (%)	Error Relativo permisible de la muestra erp (%)								
	1	2	3	4	5	6	7	8	10
1	4	1							
2	16	4	2	1					
3	35	9	4	3	2	1			
4	62	16	7	4	3	2	2		
5	96	24	11	6	4	3	2	2	1
6		35	16	9	6	4	3	2	2
7		47	21	12	8	6	4	3	2
8		62	28	16	10	7	5	4	3
9		78	35	20	13	9	7	5	4
10		96	43	24	16	11	8	6	4

A continuación, se desarrolla un ejemplo para tamaño de muestras menor que diez.

Ejemplo:

En este caso se analiza una población referida al coeficiente de fricción obtenido para el par Acero AISI 1045 y Bronce SAE, lubricado con aceite Circulación 68 y sometido a una presión de 5 MPa. La muestra se realizó con un número de réplicas (tamaño) de cuatro.

$$n = 4$$

$$y^I = 0.0345 \quad y^{II} = 0.0352 \quad y^{III} = 0.0337 \quad y^{IV} = 0.0341$$

Determinación de la media aritmética

$$\bar{y} = \sum_{i=1}^n \frac{y_i}{n} = 0,034375$$

Determinación de la desviación estándar

Como que el tamaño de la muestra es menor que 10, S se determina por la ecuación (3).

$$R = 0.0352 - 0.0337 = 0.0015$$

$d_2 = 2.059$ (según la Tabla 30)

$$S = \frac{R}{d_2} = \frac{0,0015}{2,059} = 0,00073$$

Determinación del coeficiente de variación

$$V = \frac{S}{\bar{y}} \cdot 100 = \frac{0,00073}{0,034375}$$

Conclusión y análisis de los resultados

Como se puede apreciar, para un número de réplicas igual a cuatro ($n = 4$) y un error permisible $e_r = 3\%$ (Tabla 32), el coeficiente de variación máximo permisible es del 3%, lo que demuestra que el rango de variación de los valores obtenidos en los experimentos resulta satisfactorio, por cuanto el valor del coeficiente de varianza calculado es menor que el tabulado o permisible (Tabla 32).

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASM Handbook, 18: Friction, Lubrication and Wear Technology. ASM International, Metals Park, Ohio. Harris, T.A. 1992.

Bhushan. (2001). *Modern Tribology Handbook, Principles of Tribology*. Ohio: CRC Press.

Callister, W.D. (2007). *Materials Science and engineering: an Introduction*. Ed. Wiley & Sons, 7ma ED. USA.

Gerhardus H., Koch. M. (2002). Corrosion Costs and Preventive, Strategies in the United States. Recuperado el 12 de 09 de 2011, de *NACE International*, Disponible en: http://events.nace.org/publicaffairs/images_cocorr/ccsupp.pdf

González, C. Z. (1995). *Metrología*. México: Mc GrawHill.

Gwidon W. Stachowiak, Andrew W. Batchelor. (2005). *Engineering tribology, 3ra ed.* Editorial. Elsevier Butterworth-Heinemann, Burlington, USA, 831.

Hutchings, I. M. (1992). *Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials*.

Jost. H. P. (1990). Tribology: Origin and Future. *Revista Wear*, 136(1), 1-17, Cambridge.

Manual Mitutoyo para rugosímetro SJ-210. Revisado Octubre de 2013. Disponible en: <http://es.scribd.com/doc/97166230/MANUAL-RUGOSIMETRO-SJ-210>.

Mesa, D. (2007). *Introducción al estudio de la Tribología con énfasis en desgaste*. Editorial UTP, 1ra Ed. Pereira-Colombia.

Mesa D., Sinatora A. (2004). El desgaste de materiales, enfrentarlo o dejarlo de lado y asumir los riesgos. *Revista Scientia et Technica*. UTP, (22), 87-91.

Norma ASME B46.1, Revisión. (2009). Surface Texture (Surface Roughness. Manuales

Norma ASTM G40, A. (2010). Standard Terminology Relating to Wear and Erosion. (ASTM Internacional, West Conshohocken, PA, USA. www.astm.org.

Norma DIN 4761. (1978.). Definitions, Denominations and Symbols for the character of Surface. DIN.

Norma ISO 4287. (1975). Instruments for the Measurement of Surface Roughness by Profile Methods. International Standardization Organization.

Payer “*Corrosion Costs and Preventive, Strategies in the United States*”, Publication No. FHWA-RD-01-156, 2002.

Shigley, J.E., Mischke,C. (1990). *Diseño en ingeniería Mecánica*. Ed. McGraw-Hill. 5ta Ed. México.

Sinatora, A. (1997). Custos e soluções para problemas de desgaste. *Revista Metalurgia e Materiais*, 53(469), 548-550. Documentos de internet

Takadoun, J. (2008). *Materials and Surface Engineering in Tribology*. London: John Wiley & Sons, Inc.

Zum Gahr, K. H. (1987). “*Microstructure and Wear of Materials*”. Elsevier, Amsterdam.

Ingeniería y Tecnología

