

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**



**T E S I S**

**ESTUDIO TRIBOLÓGICO DE UNA ALEACIÓN DE ALUMINIO CON  
ALTO CONTENIDO DE SILICIO PARA APLICACIONES  
AUTOMOTRICES**

**POR**

**FERNANDO MORALES RENDÓN**

**EN OPCIÓN AL GRADO DE DOCTOR EN INGENIERÍA DE  
MATERIALES**

**FEBRERO 2016**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA  
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO**



**T E S I S**

**ESTUDIO TRIBOLÓGICO DE UNA ALEACIÓN DE ALTO  
CONTENIDO DE SILICIO PARA APLICACIONES AUTOMOTRICES**

**POR**

**FERNANDO MORALES RENDÓN**

**EN OPCIÓN AL GRADO DE DOCTOR EN INGENIERÍA DE  
MATERIALES**

**FEBRERO DE 2016**

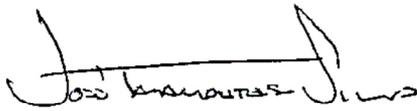
**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**  
**SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSTGRADO**

Los miembros del comité de Tesis recomendamos que la Tesis “**Estudio tribológico de una aleación de Aluminio con alto contenido de Silicio para aplicaciones automotrices**”, realizada por el M.C. Fernando Morales Rendón sea aceptada para su defensa como opción al grado de Doctor en Ingeniería de Materiales.

El Comité de Tesis



\_\_\_\_\_  
Asesor  
Dr. Alberto Pérez Unzueta



\_\_\_\_\_  
Revisor  
Dr. José Talamantes Silva



\_\_\_\_\_  
Revisor  
Dr. Salvador Valtierra Gallardo



\_\_\_\_\_  
Revisor  
Dr. Rafael Colás Ortiz



\_\_\_\_\_  
Revisor  
Dr. Rafael Mercado Solís



\_\_\_\_\_  
Vo.Bo.  
Dr. Simón Martínez-Martínez  
Subdirección de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza, N.L.

Febrero del 2016

# DEDICATORIA

A Dios por permitir llegar hasta donde estoy

A mis padres por su ejemplo, dedicación y el haber formado de mí,  
la persona que soy.

A Roció por estar siempre a mi lado.

A mis tres bendiciones (Fer, Santi y Marcelito)

# AGRADECIMIENTOS

A Nemark por financiar el presente proyecto y sobre todo al Dr. Salvador Valtierra por creer y haber hecho posible este proyecto.

A la Universidad Autónoma de Nuevo León y dentro de ella a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (FIME).

A mi asesor, el Dr. Alberto Perez Unzueta por sus invaluable consejos y apoyo en todo momento para la realización del presente trabajo.

A mis co-asesores: Dr Rafael Colás, Dr Jose Talamantes, Dr Rafael Mercado, les doy las gracias por su amistad y sabios consejos.

A todos los compañeros del departamento por brindarme su amistad.

# INDICE

Dedicatoria	i
Agradecimientos	ii
Índice	iii
Resumen	1
Capítulo 1. Introducción	5
1.1 Objetivo	7
1.2 Planteamiento del problema	9
1.3 Hipótesis	14
1.4 Limitaciones	14
Referencias Bibliográficas capítulo 1	15
Capítulo 2. Tribología	16
2.1 Generalidades	16
2.2 Contacto mecánico	19
2.3 Contacto deslizante entre superficies	22
Referencias Bibliográficas capítulo 2	24
Capítulo 3. Desgaste	25
3.1 Desgaste	25
3.2 Tipos de desgaste	28
3.2.1 Desgaste adhesivo o por deslizamiento	28
3.2.1.2 Ecuación de Archard	33
3.2.2 Desgaste por partículas duras	38
3.2.2.1 Mecanismos de desgaste abrasivo por deformación	40
3.2.2.2 Mecanismos de corte	42
3.2.2.3 Mecanismo de fractura	43
3.2.2.4 Mecanismo de fatiga	44
3.2.3 resistencia abrasiva de los materiales	46
3.2.4 Desgaste erosivo	50
3.2.4.1 Mecanismos de desgaste erosivo	52
3.2.4.2 Efecto del ángulo y velocidad en el impacto.	55
Referencias Bibliográficas capítulo 3	56
Capítulo 4 Fricción	58
4.1 Fricción	58
4.2 Leyes de la fricción	59
4.3 Mecanismo de fricción en deslizamiento	63
4.4 Relación entre fricción y desgaste	70
Referencias Bibliográficas capítulo 4	72
Capítulo 5 Lubricación	73
5.1 Introducción	73
5.2 Tipos de lubricantes	74
5.2.1 Aceites minerales	76
5.2.2 Aceites sintéticos	78
5.3 Propiedades de los aceites lubricantes	79
5.3.1 Aceites de uso automotriz	82
5.4 Lubricación de película fluida	85
Referencias Bibliográficas capítulo 5	91

Capítulo 6 Fricción y Desgaste de los componentes del motor de C.I	92
6.1 Introducción	92
6.2 Motor de combustión interna (C.I.)	93
6.3 Fricción en motores de combustión interna	97
6.4 Efecto de los componentes del motor en la fricción	100
6.4.1 Pistón	100
6.4.2 Fundamentos del paquete de anillos de pistón	104
6.4.3 Cilindros	109
6.5 Desgaste	111
6.5.1 El proceso de desgaste en los cilindros	116
6.6 Alternativas para la reducción de la fricción	118
6.7 Ventajas del monobloque “NLLBA”	120
Referencias Bibliográficas capítulo 6	122
Capítulo 7 Procedimiento Experimental	125
7.1 Pruebas tribológicas	126
7.2 Consideraciones de pruebas de desgaste en modo reciprocante	129
7.3 Prueba desgaste modo reciprocante en la configuración de anillo-segmento de cilindro	130
7.4 Plan experimental	140
7.5 Obtención de segmento de cilindros	142
7.6 Obtención de segmento de anillos	143
7.7 Determinación de la pérdida de masa	146
7.8 Medición de desgaste	149
7.9 Medición de la fricción	153
Referencias Bibliográficas capítulo 7	155
Capítulo 8 Resultados y Discusión	156
8.1 Introducción	156
8.2 Análisis químico	157
8.3 Análisis micro-estructural de los segmentos de anillo/cilindro	159
8.4 Resultados de coeficiente de fricción ( $\mu$ )	164
8.5 Pérdida de volumen y cuantificación del desgaste	181
8.6 Coeficiente de desgaste y tasa de desgaste específica	191
8.7 Mecanismos de desgaste	198
8.7.1 Efecto de la carga	198
8.8 Análisis comparativo	205
Referencias Bibliográficas capítulo 8	208
Capítulo 9 Conclusiones y Recomendaciones	209
9.1 Conclusiones	209
9.2 Comentarios finales y recomendaciones	212
Apéndice 1	213
Apéndice 2	223
Apéndice 3	231
Apéndice 4	238
Apéndice 5	255
Apéndice 6	272

Lista de Tablas  
Lista de Figuras

289  
290

# Resumen

Desde los años 70's del siglo pasado, década en la que se produjo una de las peores crisis de energéticos en el mundo, las tendencias de la industria automotriz se modificaron. Cambios drásticos en el diseño y manufactura de los vehículos automotores condujeron a una mejoría en los procesos de combustión (principalmente en reducir las emisiones contaminantes y mejorar el rendimiento de combustible) y a una reducción en el peso de los vehículos. La disminución en el peso se dio de dos maneras, por un lado las dimensiones se redujeron y por el otro se sustituyó el acero por materiales de menor densidad; aluminio y plástico, básicamente. Actualmente, los monobloques de aluminio utilizan camisas de hierro gris por ser un material económico y con buenas propiedades tribológicas. Éstas presentan ventajas como una baja fricción debido a sus hojuelas de grafito, sin embargo presenta como desventajas su peso (cada camisa pesa alrededor de 800g) y una baja transferencia de calor. Estas características las hacen incompatibles con los nuevos requerimientos de los motores debido a las actuales demandas de poder efficientizar el motor de combustión interna, reduciendo el peso (incrementando la densidad de potencia) y aumentando la capacidad de extracción de calor del mismo. El sustituir estas

camisas por un material más ligero y con buenas propiedades tribológicas, representaría otro salto tecnológico en la manufactura de monobloques para uso automotriz. El presente trabajo presenta el estudio tribológico de una aleación de Al-Si-Cu-Ni con alto contenido de silicio utilizada en monobloques que no requieren el uso de las tradicionales camisas de hierro gris, siendo el objetivo principal, evaluar tribológicamente la aleación propuesta. Para lo anterior se llevaron a cabo pruebas de desgaste bajo la técnica de movimiento recíprocante (al emular el desplazamiento de un pistón sobre la superficie del cilindro). Se presentan resultados de fuerza de fricción, coeficiente de fricción así como la tasa de desgaste de la aleación de aluminio comparado con el hierro gris bajo las mismas condiciones de prueba. Al comparar los resultados tribológicos de las tradicionales camisas de hierro gris y los de la aleación de Al-Si-Cu-Ni (NLLBA®)<sup>1</sup>, se concluye que es posible utilizar este material en sustitución de las camisas de hierro gris, al hacer posible un motor todo aluminio y con las ventajas que representa este material como reducción de peso y mejorar la transferencia de calor al poder disipar de forma más rápida el calor generado en el cilindro. Esto conllevaría a poder diseñar sistemas de enfriamiento más compacto, reduciendo el peso total del motor.

<sup>1</sup> La aleación de Al-Si-Cu-Ni, NLLBA es marca registrada por la empresa Nematik. S.A de C.V.

# CAPÍTULO 1

## Introducción

### 1.1 Objetivo

Los objetivos más importantes en la industria automotriz en el futuro cercano son:

- Reducir las emisiones contaminantes
- Reducir el consumo de combustible.

Ambos objetivos dependen en disminuir principalmente el peso del vehículo-motor en conjunto con la reducción de la resistencia a la fricción en el tren motriz; especialmente, el motor. El disminuir el peso del motor va de la mano en utilizar materiales ligeros y resistentes.

El hierro gris, el cual fue el material estándar en la producción de monobloques y cabezas, está siendo reemplazado por aleaciones hipo-eutécticas de aluminio (Al-Si-Cu-Mg). Sin embargo, estas aleaciones no cumplen con los requerimientos tribológicos entre el área de contacto de la superficie del cilindro-anillo de pistón.

Debido a la baja resistencia tribológica de las aleaciones hipo-eutécticas de aluminio, la superficie en el área de contacto cilindro-anillo tiene que ser modificada o reemplazada con otro material que posea buenas características

tribológicas. Generalmente el material utilizado en los cilindros son camisas de hierro gris (el hierro gris posee mayor dureza que el Al y las hojuelas de grafito actúan como lubricante sólido) insertadas a presión en el monobloque de la aleación de aluminio hipo-eutéctica. Otra técnica es el vaciar el monobloque de aluminio con las camisas de hierro gris embebidas durante el vaciado de la pieza. A pesar de aumentar el peso (0.50-0.75kg por camisa de hierro gris), el uso de las camisas de hierro gris, presenta otro problema, el cual es el diferente coeficiente de expansión térmica entre el monobloque de Al y las camisas de hierro gris, lo cual repercute en problemas de disipación de calor [1].

Teniendo en cuenta los nuevos requerimientos y la problemática que implica el utilizar las tradicionales camisas de hierro gris, el objetivo del presente trabajo de investigación es el determinar el comportamiento tribológico de una nueva aleación de aluminio con alta resistencia al desgaste desarrollada por la empresa Nematik, bajo diferentes condiciones de carga en una configuración de deslizamiento recíproca. Los resultados de esta nueva aleación se compararán con los obtenidos en el sistema tradicional de camisas de hierro gris extensamente utilizadas en motores de combustión interna. Todo esto en base a las actuales demandas de poder eficientizar el motor de combustión interna, reduciendo el peso (incrementando la densidad de potencia) y aumentando la capacidad de extracción de calor del mismo.

## 1.2 Planteamiento del problema

Existe un límite absoluto para el rendimiento de cualquier máquina térmica, que es el rendimiento de una máquina imaginaria, perfecta y reversible cuyo proceso de funcionamiento se conoce como **ciclo de Carnot**. Esta eficiencia máxima “perfecta” se encuentra ya bastante por debajo del 100% y es importante

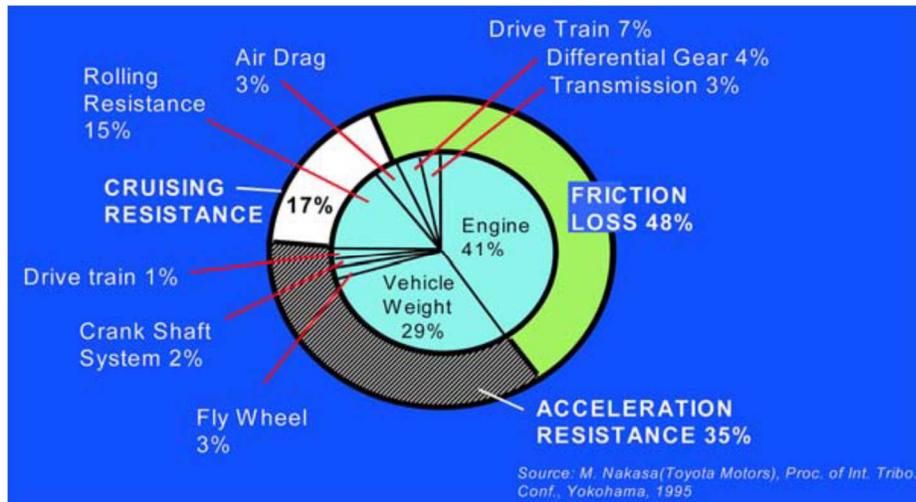
destacar que, siendo un máximo físico, absoluto y universal, no es posible superarlo por medios tecnológicos

El rendimiento de una máquina térmica de Carnot sólo depende de las temperaturas máxima y mínima entre las que trabaja por lo que, una máquina hipotética, reversible e ideal con temperaturas máxima y mínima en el rango de un motor de combustión interna perdería algo así como entre un 15% y un 25% de energía en forma de calor, como consecuencia directa de los principios de la termodinámica [2].

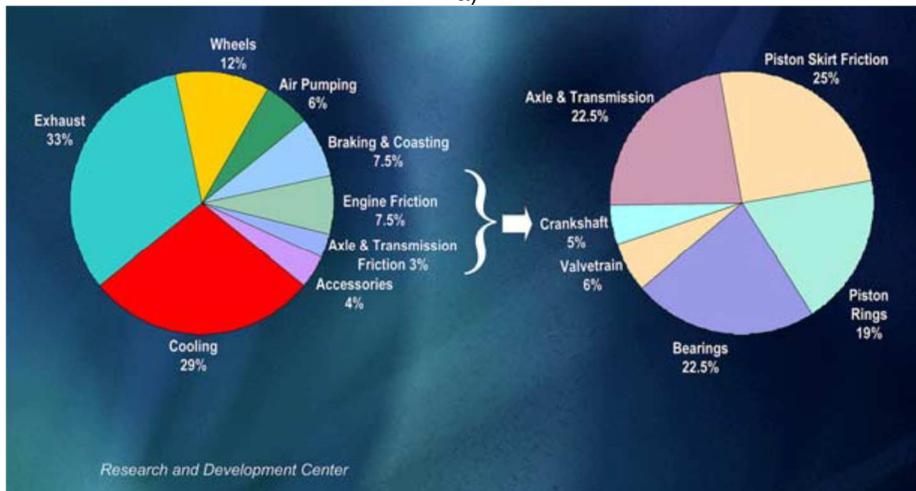
Actualmente el sistema de motor de combustión interna, presenta pérdidas energéticas o de energía de alrededor del 48% debido a la fricción de sus componentes internos (ver Figura 1.1a) [3,4]. Enfocándonos en las pérdidas de fricción del motor, el 66% se atribuyen al sistema de pistón-anillo y rodamientos del total de las pérdidas (ver Figura 1.1b) [4].

La mayoría de esta potencia perdida, solamente el 44% puede ser atribuido al conjunto pistón-anillo-camisa. En materia de camisas, las tradicionales son de hierro gris, las cuales presentan ventajas de baja fricción debido a sus hojuelas de grafito, sin embargo presenta como desventajas su peso y la baja transferencia de calor (como ya se había mencionado) [3, 4, 5].

La eliminación de este tipo de camisas ofrece la flexibilidad de reducción de peso así como la mejora en la conductividad térmica y el incremento en el desplazamiento del motor [5]. De este modo, la industria automotriz plantea la posibilidad de usar monobloques sin camisas de hierro para lograr diseños compactos y ligeros [6]. Algunas alternativas han sido evaluadas o están siendo investigadas para eliminar las camisas de hierro y mejorar las características tribológicas de los cilindros fabricados 100% en aleación de aluminio. Algunos de estas alternativas se mencionan a continuación:



a)

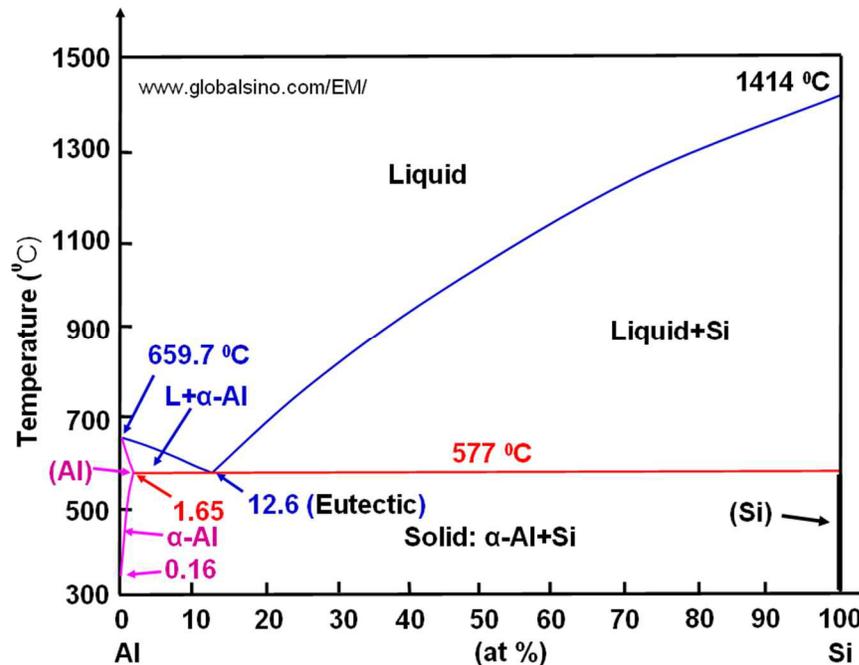


b)

**Figura 1.1 a) Pérdidas de un motor de combustión interna [3] b) Distribución de las pérdidas de energías por fricción [4]**

**Aleaciones de aluminio hiper-eutéticas:** Este grupo de aleaciones combinan la ventaja de una alta resistencia mecánica y a la corrosión. Las aleaciones con un contenido de silicio mayor del 12% son llamadas aleaciones hiper-eutéticas (ver Figura 1.2) [7]. Estas tienen una resistencia al desgaste superior, un bajo coeficiente de expansión térmica y buenas características de vaciabilidad. Este tipo de aleaciones tiene una limitación en el uso principalmente por la presencia de fases duras de cristales de silicio primario, lo cual impacta de manera negativa en la reducción de la vida de herramientas de corte al ser maquinado; adicionalmente, se requieren de parámetros de procesos muy cerrados

(composición química) para un control microestructural y de sanidad de la pieza vaciada. Usualmente la aleación tipo 390 (hipereutéctica) ha sido la que mejores resultados ha generado. Esta aleación tiene excelente resistencia al desgaste y fue introducida por General Motors en el Chevrolet Vega 2.3L L4 en el año de 1970 [8]. Sin embargo, esta aleación presenta baja vaciabilidad y maquinabilidad comparada con aleaciones hipoeutécticas de bajo contenido de Silicio. Las características tribológicas de esta aleación (aleación tipo 390), son determinadas por la distribución de silicio primario en la condición de vaciado, lo cual es difícil de controlar [9].



**Figura 1.2 Diagrama binario Al-Si; las aleaciones con contenidos de Si menor a 12.6 % son llamadas hipoeutécticas; con contenidos superiores al 12.6% son llamadas hipereutécticas [7].**

- **Aleaciones de aluminio con partículas reforzadas:** Las aleaciones de aluminio reforzadas con fibras duras de  $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-SiO}_2$  representan una de las primeras tecnologías en el desarrollo de materiales compósitos. Actualmente esta tecnología de materiales compósitos está siendo evaluado por la industria automotriz japonesa, en pistones para motores Diesel de Toyota [10] y cilindros por parte de Honda [11]. Esta nueva

tecnología de materiales reforzados con fibras no ha sido adoptada en producción masiva debido a sus altos costos de producción.

- **Recubrimientos de espray térmico:** Es es una de las tecnologías de tratamiento de la superficie más prometedoras para las aleaciones de aluminio hipoeutécticas adaptables para producción masiva. Los recientes desarrollos en pistolas de aspersion de plasma rotativas usando el proceso de plasma-polvo ofrecen una de las herramientas con el mejor costo beneficio en el tratamiento de los cilindros de aluminio hipoeutéctico. El proceso de espray por plasma es adaptable para altos volúmenes y procesos que utilicen el proceso inyección que contenga baja porosidad superficial en la superficie a tratar además de permitir la flexibilidad de incorporar lubricantes sólidos y polvo base hierro para reducir costos y reducir fricción, desgaste y consumo de aceite [12,13].

La Tabla 1-1 Compara los procesos mencionados.

**Tabla 1.1 Procesos alternativos para la sustitución de camisas de hierro gris**

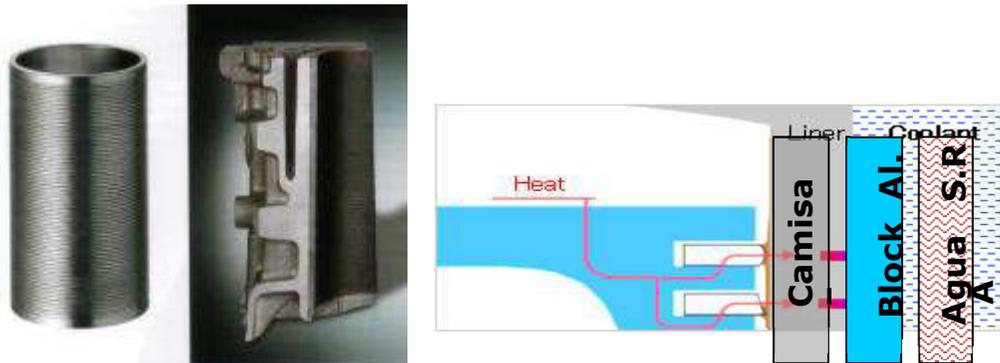
Ventajas	vaciado con aleacion hipereutectica	HVOF (alambre o polvo)	Plasma rotativo (alambre o polvo)
Versatilidad de aplicación en diferentes superficies	ALTA	MEDIA	ALTA
Transferencia de calor al monobloque (cuando esta en cilindros)	ALTA	ALTA	BAJA
Costo del proceso	BAJO	ALTA	MEDIO

**HVOF: High velocity Oxygen Fuel Thermal Spray Process**

Como se puede observar en la Tabla 1.1, las mejores alternativas para la producción a alto volumen son el proceso de Plasma rotativo y el de las aleaciones de aluminio hipereutéctico; sin embargo, ésta última presenta la desventaja del control del tamaño de partícula de silicio para lo cual, Nemak ha desarrollado una aleación de alto silicio con control micro-estructural.. La característica de ésta aleación es el control del tamaño y distribución de las partículas de silicio, lo cual representa una ventaja contra el sistema tradicional de hierro gris y el proceso espray por plasma en aplicaciones de camisas automotrices.

Las tendencias tecnológicas actuales de los motores de combustión interna requieren de componentes que trabajen bajo condiciones más severas con periodos más largos entre mantenimiento, más eficientes y con mejor desempeño. Específicamente la sustitución de las camisas de cilindro tradicionales de hierro gris usadas en monobloques de aluminio, representaría las siguientes ventajas:

- Menor peso.
- Disminución del espacio entre anillo-camisa al tener el pistón y la camisa el mismo coeficiente de expansión térmica (ver Figura 1.3).
- Menores emisiones al disminuir el espacio entre pistón-camisa y por consiguiente disminuyendo la cantidad de vapor de aceite que pasa hacia la cámara de combustión (fenómeno conocido como “blow by” en el argot automotriz)
- Mejor transferencia de calor del pistón al monobloque, disminuyendo el tamaño de sistema de enfriamiento.



*Figura 1.3 Disipación de calor en el conjunto anillo/ pistón-cilindro*

### 1.3 Hipótesis

En base a estudios tribológicos previos, se sabe que los monobloques automotrices fabricados con aleaciones hipoeutécticas de aluminio con recubrimientos en los cilindros con partículas (i.e silicio, Fe) presentan buenas

propiedades al desgaste y desempeño del motor; por lo cual, el utilizar un monobloque fabricado con una aleación de alto contenido de silicio emulara al desempeño de los monobloques con recubrimientos. La fase rica de silicio homogéneamente distribuida y de tamaño de partícula menor a  $20\mu\text{m}$  será la responsable de la alta resistencia al desgaste.

#### 1.4 Limitaciones

Para examinar el desgaste y la fricción del componente anillo-cilindro, se utilizó una máquina de desgaste con movimiento recíprocante lineal, la cual está muy cerca de las condiciones reales de un motor de combustión interna; sin embargo, los efectos de los gases de combustión y temperatura no son considerados. Se usaron anillos reales utilizados en motores de combustión interna así como el uso de aceite automotriz (SAE 5W-30) para las evaluaciones.

## Referencias Bibliográficas

- [1] Verpoort C., "Thermal Spraying of Nano-Crystalline Coatings for Al-cylinder bores", SAE technical papers 2008-01-1050, pp 1-2.
- [2] [www.tecmovia.com](http://www.tecmovia.com). Consultado en febrero 2011.
- [3] Nakasa, M. "Engine friction overview. Proceedings of International tribology Conference. Japa, Yokohama; 1995.
- [4] Spearot, JA. "Friction, wear, health and environment impact-tribology in the new millennium", STLE Lecture, Tennessee, USA 2000.
- [5] Funatani, K. et al., "Engine Performance Improvements", Automotive Engineering, January 1995, pp15-20.
- [6] Kunioika, S., "Development of plasma spray-coated cylinders", Society of Automotive Engineers of Korea, 2000 FISITA World Automotive Congress, June 2000, pp.1-6
- [7] [www.globalsino.com](http://www.globalsino.com) Consultado en febrero 2011.
- [8] Wang Y. and Tung.S.C., "Scuffing and wear behaviour of aluminium piston skirt coatings against aluminium cylinder bore", Wear, Vol.225-229,1999, pp.1100-1108.
- [9] Funatani, K., "Improved Engine Performance via use of nickel ceramic composite coatings (NCC Coat)", SAE International Congress & Exposition, February 1994, pp82-96.
- [10] Kubo, M., "Development of new fiber reinforced aluminium alloy for high performance Diesel engine pistons", SAE paper 830252, 1983.
- [11] Hayaski, T. "The key advantages of the Plasma-Powder Spray Process for the Thermal Spray Coating of Cylinder Bores in Automotive Industry" SAE International Congress & Exposition, February 1997, pp.33-43.
- [12] Rao, V.D.N., "Material systems for cylinder bore applications-plasma spray Technology", SAE International Congress & Exposition, February 1997, pp.107-132.
- [13] Rao, V.D.N., "Performance of plasma spray coated bore 4.6L-V8 Aluminium Block Engines in dynamometer and fleet vehicle durability tests" SAE International Congress & Exposition, February 1997, pp.91-105.

# CAPÍTULO 2

## Tribología

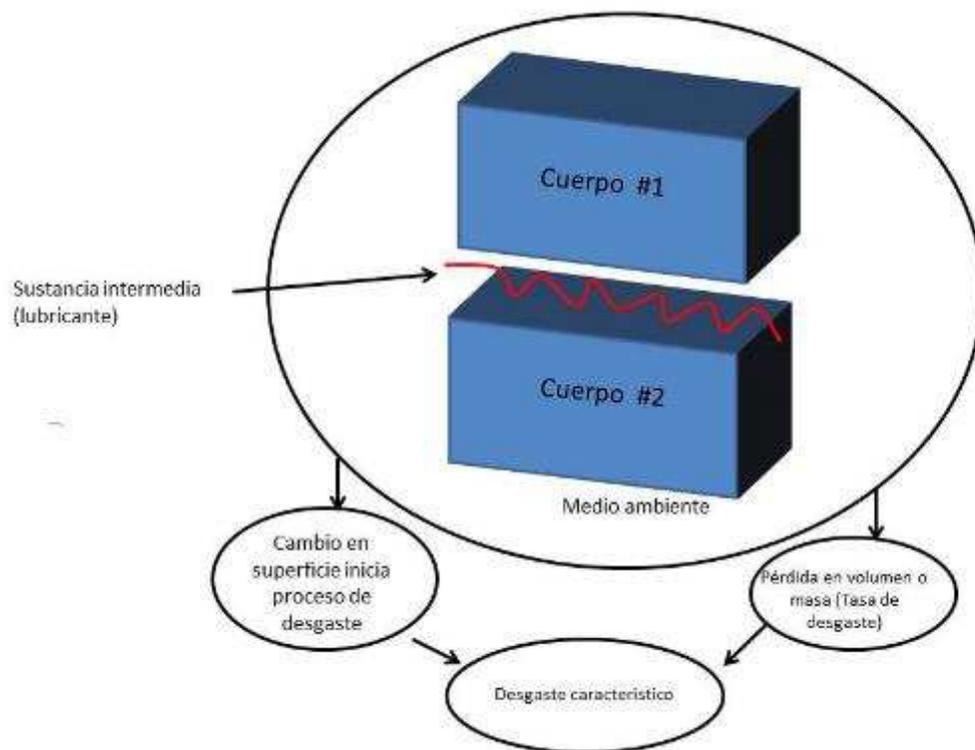
### 2.1 Generalidades

El conocimiento de la tribología, se remonta a tiempos inmemoriales, donde su aplicación ha sido basta y de gran beneficio para el desarrollo tecnológico de las primeras culturas de la humanidad, ya sea en la generación de calor para producir fuego, el uso de la rueda mediante las primeras chumaceras, el desplazamiento de grandes bloques de roca usando lubricantes de origen animal, el uso de cojinetes por los alfareros de la antigüedad. El concepto de tribología fue utilizado por primera vez en un informe elaborado por la comisión del ministerio de Educación y Ciencia del Reino Unido, liderado por Sir Peter Jost, el 9 de marzo de 1966, esta fecha se le conoce como el nacimiento de la tribología como disciplina científica [1].

A partir de 1966, la complejidad del estudio de la tribología ha aumentado considerablemente, situación que creó la necesidad de involucrar diferentes disciplinas científicas (física, química, ciencia e ingeniería de los materiales) para poder entender los diferentes fenómenos que presentan cuando dos cuerpos se encuentran en contacto y movimiento relativo. La palabra Tribología, se deriva del prefijo griego (Τριβος) que significa fricción o rozamiento y del sufijo (λογος) que significa estudio. Etimológicamente, significa estudio de los fenómenos de fricción o rozamiento. La tribología se define como “La ciencia y la tecnología

que estudia las superficies que se encuentran en contacto mutuo y movimiento relativo, siendo una ciencia multidisciplinaria ya que involucra principalmente a la Física, Química, Metalurgia e Ingeniería de materiales [2].

La fricción, desgaste y lubricación como tópicos fundamentales de la tribología, deben ser entendidos de manera conjunta ya que es posible resolver diferentes problemáticas industriales; donde las tasas de desgaste no solo dependen de las propiedades del material, sino que es un comportamiento conjunto entre el medio ambiente y el material; lo que se conoce como tribosistema como se muestra a continuación en la Figura 2.1



**Figura 2.1 Características de un tribosistema.**

El tribosistema se compone principalmente de dos cuerpos (primario y secundario) los cuales van a estar en contacto mutuo, puede haber entre estos cuerpos una sustancia intermedia (polvo, agua, vapor, gas, lubricantes, etc). Todo esto se desarrolla bajo un ambiente que puede estar constituido por gases y/o líquidos en diferentes condiciones de presión; ya sea muy elevadas o al vacío; a temperaturas extremas, etc [3].

La tribología ha tenido un gran despliegue y desarrollo en la industria mundial ya que ha podido resolver aspectos técnico-económicos relacionados con el incremento de la durabilidad de elementos de máquinas. Esta disciplina, brinda herramientas matemáticas y gráficas que permiten seleccionar el sistema de lubricación y las características que deben poseer el lubricante para brindar protección en todo el rango de condiciones operativas en que estará sujeto determinado elemento de máquina.

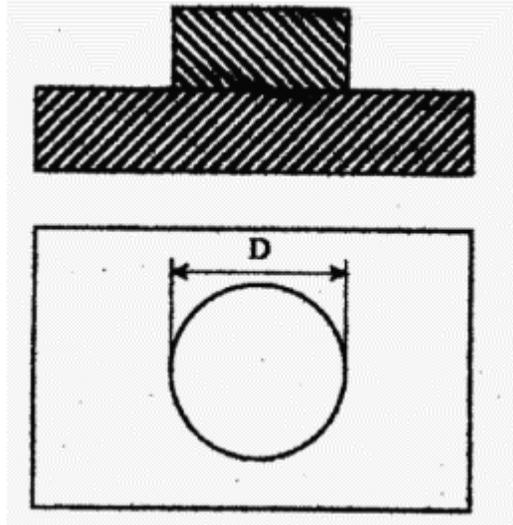
Algunas de los aspectos en que está involucrada la Tribología son los siguientes:

- Aumento de productividad
- Mayor confiabilidad en los procesos
- Incremento de vida útil de los elementos de máquinas.
- Disminución de fallas mecánicas
- Reducción de costos
- Reducción de consumos de energía debido a pérdidas por fricción
- Mayor eficiencia, etc.
- Evitar accidente catastróficos con altas pérdidas económicas e incluso humanas.

## **2.2 Contacto Mecánico**

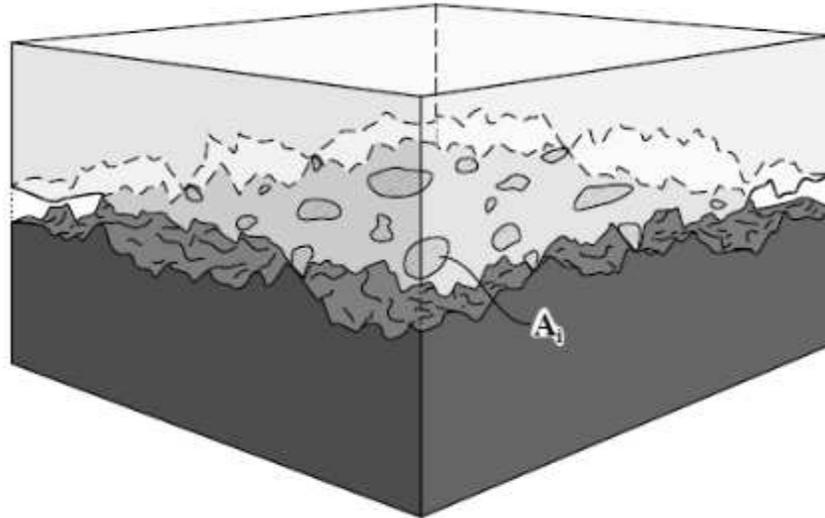
El comportamiento de los fenómenos de fricción y desgaste que se manifiestan en las superficies de los sólidos que se encuentran en contacto relativo, es consecuencia del tribosistema donde se localizan, así como de las propiedades geométricas, mecánicas, físicas y químicas de los mismos. Las propiedades geométricas se refieren a las formas y al contacto de las superficies así como a la distribución y configuración de las asperezas en la superficie. Las mecánicas incluyen los módulos de elasticidad, dureza, parámetros de fatiga, etc. Las propiedades físicas se ocupan de las características de endurecimiento y las constantes de difusión en materiales.

Es en los parámetros geométricos, donde el contacto mecánico se presenta, ya que en el desplazamiento de una superficie respecto a otra existen dos áreas de contacto, la aparente y la real; donde la primera es el área de las superficies que están en contacto, como lo muestra la Figura 2.2.



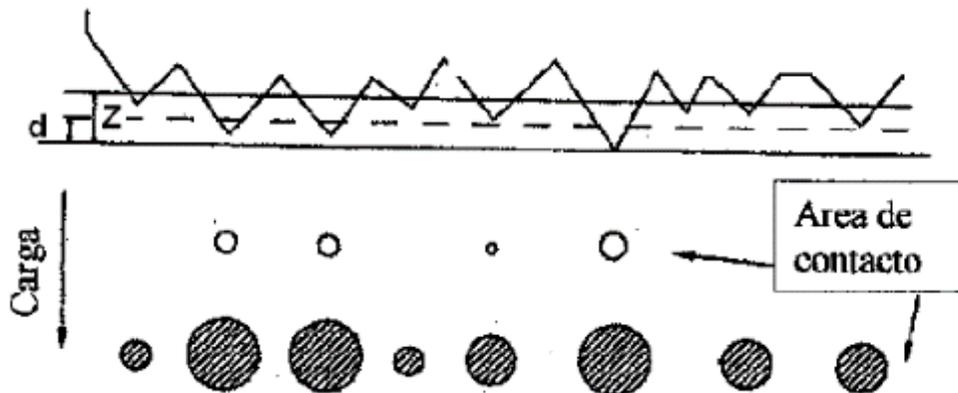
**Figura 2.2 Área de contacto aparente**

En el área real de contacto es preciso considerar que las superficies no son completamente planas y presentan rugosidad, por lo que el contacto solo ocurre en algunos puntos donde coinciden las crestas respectivas de ambas superficies. Cada pequeña parte del área aparente de contacto entre las superficies se llama microcanto y la suma de todos éstos, se emplea para determinar el área real de contacto [4]. Ver Figura 2.3.

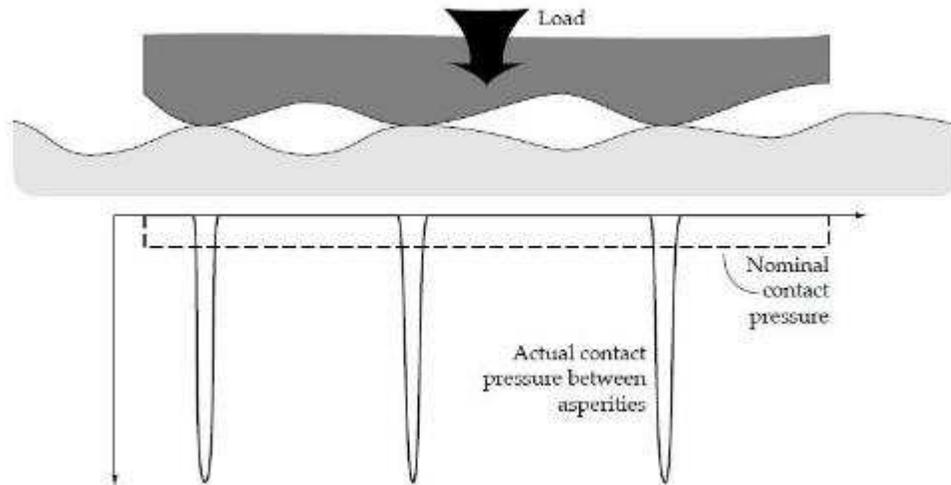


**Figura 2.3 Área de contacto real  $A_r$ , es el área real de contacto, i.e  $A_r = \sum_{i=1}^n A_i * n$ , dónde  $n$  es el número de asperezas [4].**

El área real de contacto puede disminuir o aumentar en función de la fuerza normal a la que estén sometidas las superficies. La Figura 2.4, muestra este efecto, donde  $Z$  representa mayor profundidad de penetración y  $d$  menor penetración de las crestas en el material. El contacto real es un resultado de la deformación de los puntos o crestas más altas. Los esfuerzos entre asperezas son grandes como se muestran en la Figura 2.5, y en algunos casos puede resultar en deformación plástica en puntos locales. La relación entre el área real de contacto y la carga es muy importante ya que afecta las leyes de la fricción y desgaste [5,6].



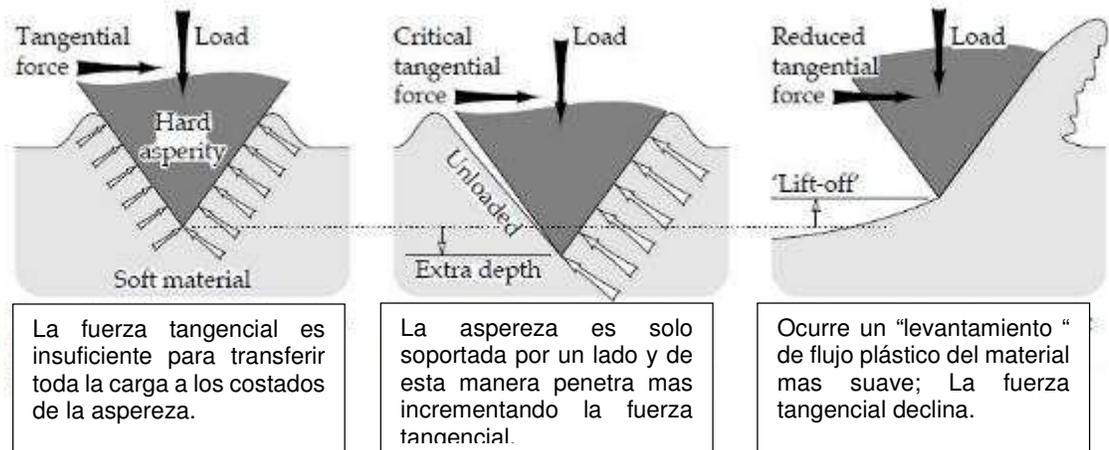
**Figura 2.4 Efecto del incremento de la fuerza sobre el área real de contacto.**



**Figura 2.5 Esfuerzo de contacto entre asperezas.**

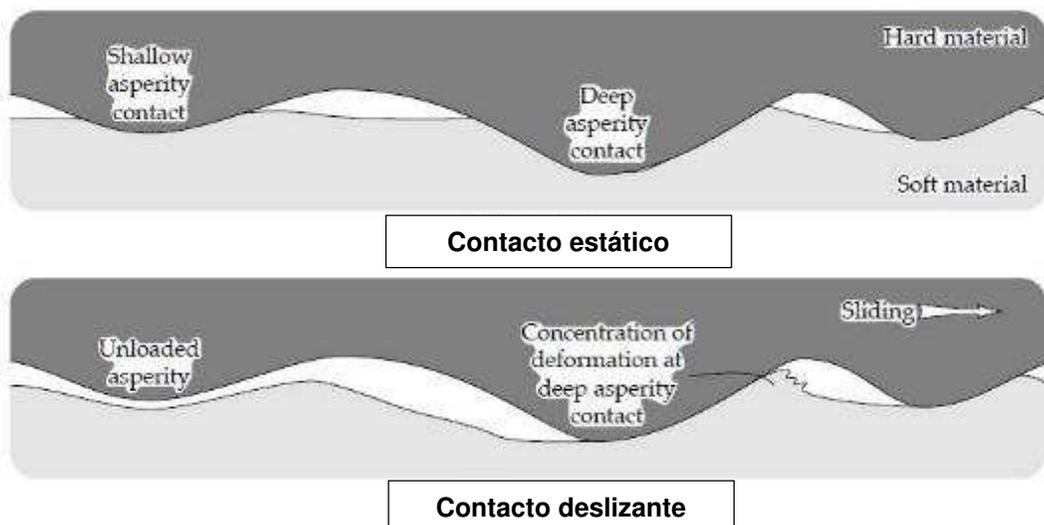
### **2.3 Contacto deslizante entre superficies**

La mayoría de los análisis de contacto entre dos cuerpos se basan en contactos estáticos donde no ocurre deslizamiento. Los parámetros como el área de contacto real y el promedio del esfuerzo de contacto deslizante son de mucha importancia para la interpretación del desgaste y la fricción. Una descripción cualitativa de las características del contacto entre asperezas se presenta en la Figura 2.6 [7]. Tres etapas de contacto ocurren: contacto estático (donde la fuerza tangencial es mínima), la etapa donde apenas se inicia la mayor deformación plástica (donde la fuerza tangencial está en su máximo nivel) diferentes y por último donde la aspereza ya no tiene una restricción y la fuerza tangencial disminuye. La fuerza tangencial es equivalente a la fuerza de fricción en condiciones de contacto real deslizante.



**Figura 2.6 Ilustración esquemática de la transición del contacto estático al contacto deslizante para una asperiza dura sobre material suave [7].**

El contacto entre asperezas es afectado principalmente por el deslizamiento y el principal efecto del deslizamiento es provocar una separación entre las superficies de contacto. El contacto real es confinado a un número menor de asperezas en comparación cuando las superficies se encuentran estáticas, esto debido a la generación de partículas de desgaste las cuales reducen la cantidad de contactos. Este efecto de la separación de los cuerpos por las partículas de desgaste contribuye a las características de rayado de la superficie creando surcos. El proceso de la reducción del contacto entre asperezas por deslizamiento se muestra en la Figura 2.7 [8].



**Figura 2.7 Reducción de las asperezas por contacto deslizante comparado con la condición estática [8].**

## Referencias Bibliográficas

- [1] Jost.P, Lubrication. Education and Research. UK Department of Education and Science, HMSO, UK. 1966.
- [2] Stolarski T.A., Tribology in machine design, Editorial. Industrial Press Inc., USA, 1991.
- [3] Jost. P, Tribology origin and future. Wear 136 (1) pp 1-17.
- [4] Hirst. W, Surface Finish and damage in sliding, Procedures Royal Society., London, Series A, Vol.337, 1974, pp 379-394.
- [5] Whitehouse. D.J. &.Archard.J.F., The properties of random surfaces of significance in their contact, Procedures Royal Society., London, Series A, Vol.316, 1970, pp 97-121.
- [6] Onions. R.A. and J.F. Archard., The contact of surfaces having random structure, Journal of Physics, Series D, Vol 6,1973, pp 289-304.
- [7] Challen.J.M, L.J.MacLean., Plastic deformation of a metal surface in sliding contact with a hard wedge, Procedures Royal Society., London, Series A, Vol.394, 1984, pp 161-181.
- [8] Stachowiak. G, Batchelor. A., Engineering tribology, Ed. Elsevier 3ed. 2005, pp 468.
- [9] Johnson. K.L, Contacts Mechanics, Cambridge University Press, Nine printing 2003.

# CAPITULO 3

## Desgaste

### 3.1 Desgaste

El desgaste es definido como el proceso de remoción de material de una superficie sólida, como resultados del movimiento relativo de esta superficie respecto a otra en contacto, bajo una carga definida. El movimiento puede ser en forma unidireccional o recíprocante, ya sea deslizante o rodante, o bien, una combinación de los dos últimos [1]. En el proceso de desgaste, el material puede ser removido de la superficie y expulsado o puede resultar transferido a la otra superficie o también puede romperse y quedar atrapado dentro del contacto como una partícula libre de desgaste. En el caso de la transferencia de material desde una superficie a otra, la pérdida de masa o volumen neto de la interface sería cero aunque una de las superficies sería desgastada.

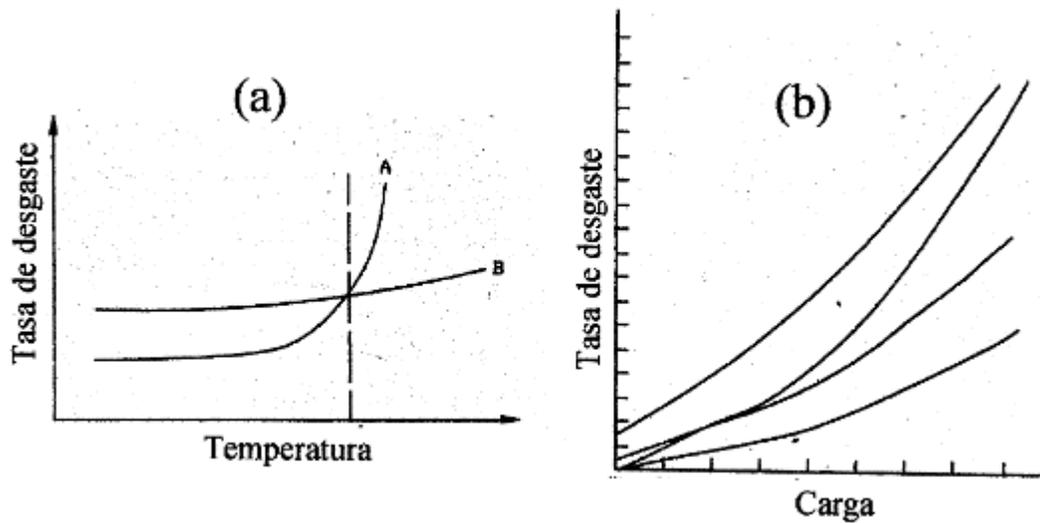
En el desgaste, generalmente se involucra varios mecanismos en la forma como se remueve el material, lo que genera cambios irreversibles en la superficie o sub-superficie, lo que repercute en el funcionamiento correcto de los sistemas y el aspecto económico. Una de las formas de aumentar la resistencia al desgaste en los componentes, es incrementando la dureza de las superficies mediante

tratamientos superficiales en los metales, que al depositar, difundir o alterar la microestructura superficial del material, se logra obtener una capa con mayor dureza que en el núcleo. Además de la dureza, la temperatura y carga, existen otros factores de igual importancia que afectan o determinan las características del desgaste, estos se muestran en la Tabla 3.1 [2].

La influencia de la temperatura en el desgaste, se observa en la Figura 3.1a, donde después de cierta temperatura el material (A) más resistente comienza a reblandecerse súbitamente, en tanto que el material (B) con menor resistencia al desgaste conserva constante esta característica, independiente de la temperatura.

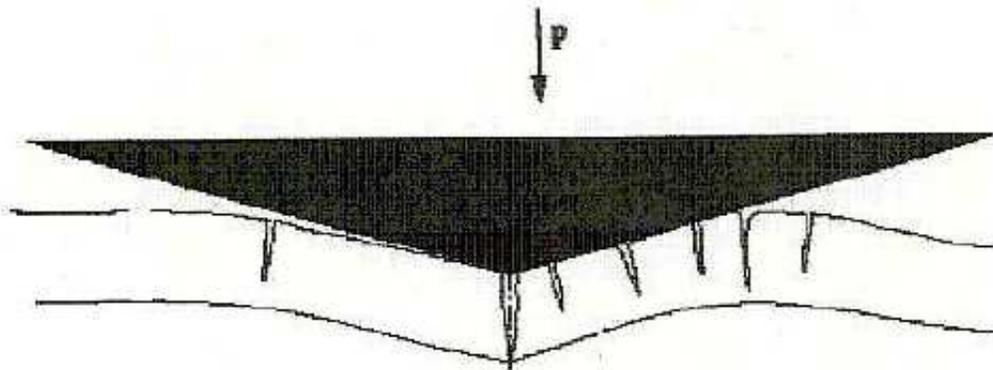
**Tabla 3.1 Aspectos fundamentales que afectan el desgaste**

Factores	Características
Relacionadas con la metalúrgia	Dureza
	Tenacidad
	Estructura atómica
	Composición química
Relacionadas con el servicio	Materiales en contacto
	Presión
	velocidad
	Acabado de la superficie
Otros	Lubricación
	Corrosión.



**Figura 3.1 Tasa de desgaste en función de a) temperatura b) carga [2].**

El comportamiento del desgaste es directamente proporcional a la carga (ver Figura 3-1b) e inversamente proporcional a la dureza. Por otro lado, los materiales que han sido sometidos a tratamientos superficiales, tienen módulos de elasticidad, uno para la capa y otro para el sustrato; al aplicarles una carga sobre éstos, se generan esfuerzos en la interface, provocando agrietamiento o la fractura del recubrimiento, como se muestra en la Figura 3.2.



**Figura 3.2 Fractura de recubrimiento de la capa superficial**

## 3.2 Tipos de desgaste

La clasificación de los mecanismos de desgaste más aceptada por la comunidad científica hasta la actualidad en la revista *Wear* en 1957 es la siguiente:

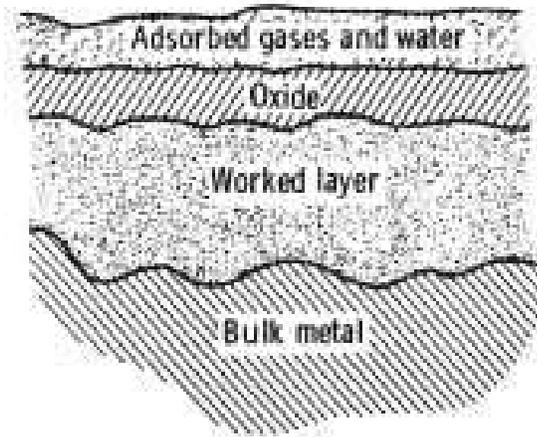
- Desgaste por deslizamiento (adhesión, etc)
- Desgaste por partículas duras (abrasión, erosión, etc)
- Desgaste por reacción tribo-química (oxidación, corrosión, etc)
- Desgaste por fatiga superficial

Cabe mencionar que esta clasificación es tan solo una de las muchas que podemos encontrar en la literatura y que de ninguna manera deberá considerarse como única. Algunos autores proponen clasificaciones basadas en la apariencia macroscópica de las superficies desgastadas, mientras que otros clasifican el desgaste en base a la forma y tamaño de las partículas producidas como resultado del desgaste, mientras que otros lo clasifican de acuerdo a las características de lubricación entre las superficies. En la mayoría de las aplicaciones reales operan varios mecanismos de desgaste simultáneamente, por lo que resulta casi imposible aislar sus efectos individuales. Más aún, el mecanismo de desgaste dominante en una componente depende fuertemente de las condiciones operacionales a las cuales se encuentra sometido. En resumen, la resistencia al desgaste no es una propiedad del material, sino es su respuesta al sistema circundante [3].

### 3.2.1 Desgaste adhesivo o por deslizamiento

La mayoría de los sólidos se adherirán con otro sólido en determinado grado si las condiciones adecuadas se presentan. La adhesión entre dos objetos en condiciones no controladas, no se logra obtener debido principalmente a

capas contaminantes de oxígeno, agua y aceite que generalmente están presentes (ver Figura 3.3). La adhesión también es reducida cuando se incrementa la rugosidad superficial o dureza de los cuerpos en contacto [3].



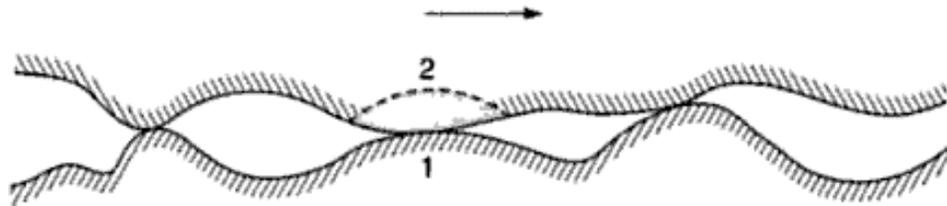
**Figura 3.3 Superficie típica de un material expuesto al ambiente [3].**

El desgaste adhesivo o de deslizamiento generalmente ocurre cuando dos superficies nominalmente planas se encuentran en contacto deslizante, ya sea lubricado o no lubricado, esto ocurre cuando:

**Primer mecanismo (Rompimiento de las asperezas, ver Figura 3.4) [4]**

1. Existe adhesión entre las asperezas en contacto deslizante.
2. El deslizamiento produce cizallamiento de las asperezas.
3. El cizallamiento puede producir dos escenarios distintos: (1) Que el rompimiento del contacto entre asperezas ocurra en la interface (trayectoria 1). (2) Que el rompimiento ocurra dentro de alguno de los cuerpos en contacto (trayectoria 2). Esto depende de la resistencia interfacial adhesiva relativa a la resistencia de las regiones locales que rodean el contacto.
4. Si ocurre el escenario (2) entonces es de esperarse que se desprendan fragmentos de una superficie y permanezcan adheridos a la otra superficie temporalmente.

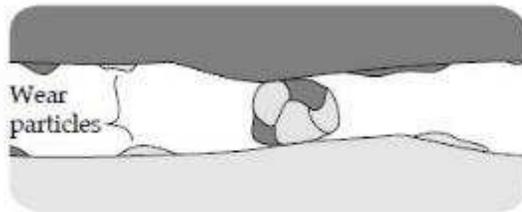
5. En deslizamiento sucesivo, el fragmento podría desprenderse de ambas superficies y permanecer como partícula de desgaste ya sea dentro o fuera de la interface.
6. Las partículas de desgaste producidas por éste mecanismo tienen forma de bloque irregular.



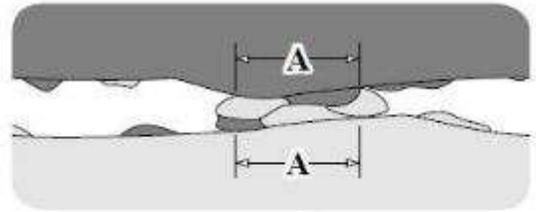
**Figura 3.4 Representación esquemática de las dos posibilidades del rompimiento durante el rompimiento de la interface [4].**

**Segundo mecanismo (Ruptura de las asperezas con agregados, ver Figura 3.5) [5,6]**

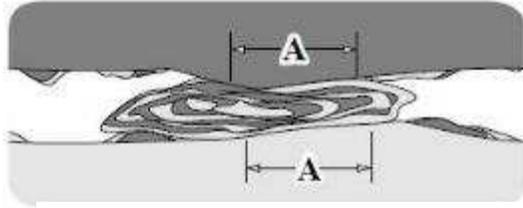
1. Sigue las etapas iniciales del PRIMER MECANISMO en donde un fragmento de material queda adherido a la otra superficie, constituyendo por sí mismo una nueva aspereza.
2. Deslizamientos subsecuentes promueven la formación de nuevos fragmentos que quedan adheridos al fragmento original hasta que se forma un “gran” conglomerado de partículas.
3. El conglomerado de partículas (que forma una partícula equiaxial) eventualmente se desprende, siendo capaz de soportar la carga total de contacto debido a su tamaño.
4. Eventualmente la partícula se comprime y se cizalla, deformándose plásticamente.



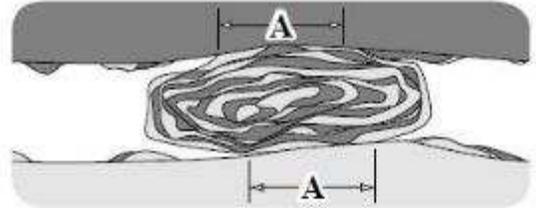
1) Conglomerado de partículas que soporta el total de la carga



2) El conglomerado de partículas se comprime y cizalla deformándose plásticamente



3) El conglomerado se sigue deformando y cizallando



4) Crecimiento de la partícula justo antes de removerse; el mecanismo se repite sucesivamente

5) Partícula transferida



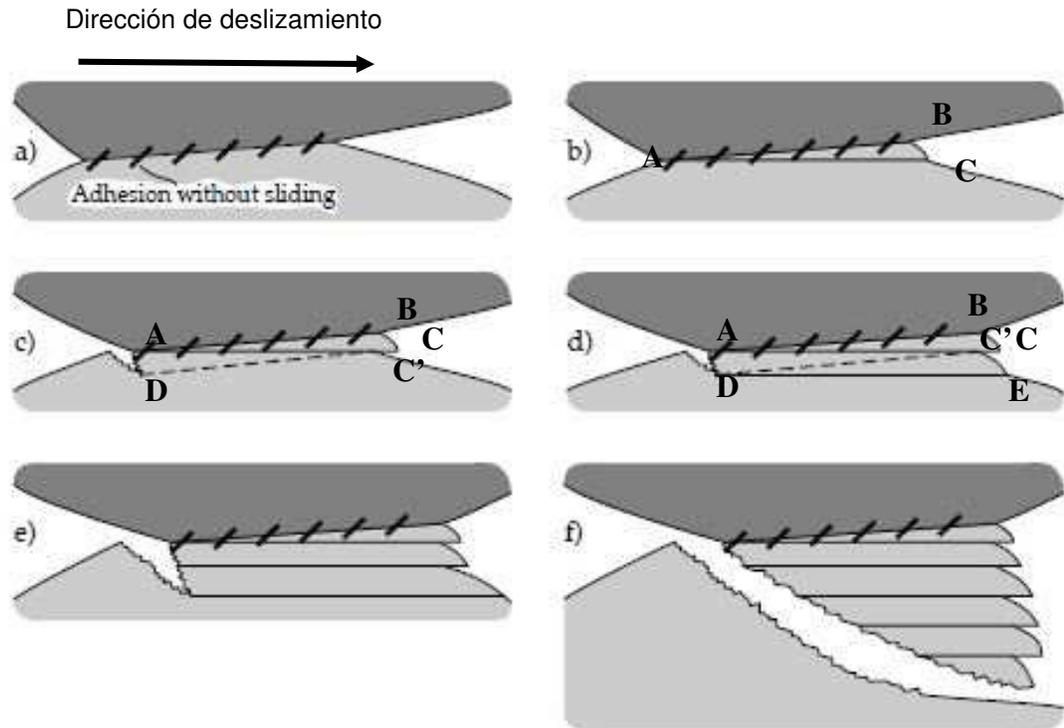
**Figura 3.5 Formación de la partícula de desgaste debido a una ruptura de las asperezas [5].**

### **Tercer mecanismo (Deformación plástica de asperezas, ver Figura 3-6) [6]**

1. Durante el deslizamiento, ocurre cizallamiento plástico de las capas superficiales sucesivas (a lo largo del plano AC) de acuerdo al campo de líneas de deslizamiento.
2. Simultáneamente, se empieza a propagar una grieta cizallante (AD).
3. Ambos procesos actúan de forma simultánea hasta que se desprende un fragmento de desgaste en forma de cuña que se transfiere y queda adherido al material (lo cual depende solamente de la interacción mecánica de las asperezas de contacto), sin embargo, las fuerzas

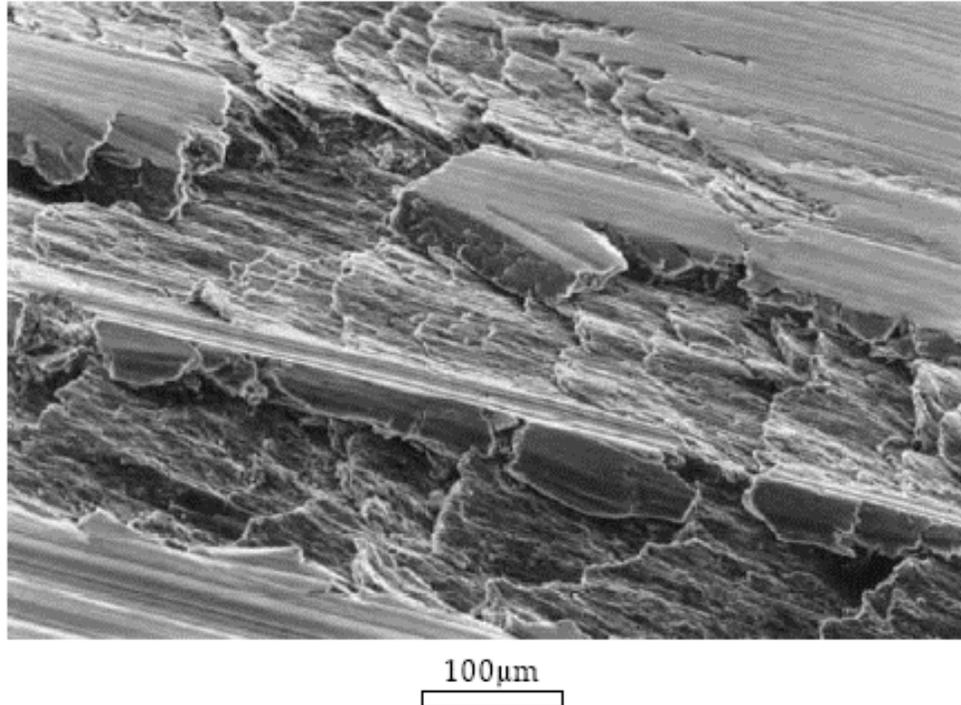
adhesivas deben de tomarse en cuenta para explicar la transferencia de fragmentos hacia una de las superficies deslizantes.

4. Las partículas de desgaste producidas por este mecanismo tienen forma de cuña.



**Figura 3.6 Representación esquemática del desprendimiento de un fragmento de material por corte plástico de las capas sucesivas de las asperezas que están en contacto [6].**

La Figura 3.7, muestra un típico ejemplo de una superficie desgastada por desgaste adhesivo.



**Figura 3.7 Superficie de una aleación Al-Si desgastada por desgaste adhesivo. Nótese la formación de las partículas de desgaste [5].**

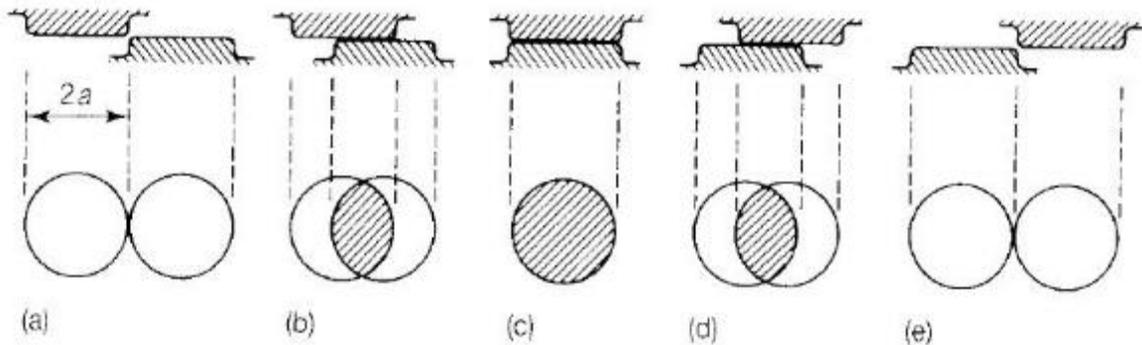
### **3.2.1.2 Ecuación de Archard para el desgaste adhesivo**

J. Archard, propuso una teoría para el desgaste [7] considerando las siguientes premisas:

- *El contacto entre dos superficies ocurre en puntos discretos (uniones de asperezas), por lo tanto, el área de contacto real será igual a la suma de las áreas individuales de contacto entre las asperezas.*
- *El área real de contacto será proporcional a la carga normal, y para metales, la deformación local de las asperezas será predominantemente plástica.*

Suposiciones del modelo:

- *Asperidades circulares de radio  $a$ .*
- *Conforme las superficies se mueven una sobre la otra, las asperidades entran eventualmente en contacto.*



**Figura 3.8 Modelo simplificado del desgaste Archard [7]**

### Eventos del modelo de Archard (ver Figura 3-8)

- *En la Figura 3.8c el contacto entre las asperidades alcanza su mayor área (idealmente, una asperidad se posiciona exactamente sobre la otra).*
- *En este punto, la carga normal  $\delta W$  soportada por el contacto estará dada por:*

$$\delta W = P\pi a^2$$

Donde  $P$  es la fuerza de cedencia para la asperidad deformándose plásticamente

$$(P \sim H)$$

- En la Figura 3.8d las asperezas se alejan una de la otra, disminuyendo así el área de contacto, mientras que en la Figura 3.8e ya no existe contacto alguno.
- Conforme el deslizamiento continua, se forman y se destruyen contactos de asperezas individuales.

Carga Normal soportada por un contacto individual

$$\delta W = P\pi a^2$$

Como  $P \sim H$

$$\delta W = H\pi a^2$$

Volumen desgastado (supone el volumen de una aspereza hemisférica de radio  $a$ ) proporcional al cubo de la dimensión del contacto 'a'.

$$\delta V = 1/2(4/3\pi a^3)$$

$$\delta V = 2/3\pi a^3$$

No todos los contactos dan origen a partículas de desgaste sino solo una proporción de estos contactos

$$\delta V = K \left( \frac{2}{3} \pi a^3 \right)$$

Donde K, representa la probabilidad de que una aspereza en contacto se convierta en partícula de desgaste.

El volumen de material desgastado por unidad de deslizamiento igual a  $2a$ , será:  
(Razón de desgaste individual):

$$\delta Q = \frac{\delta V}{2a}$$

$$\delta Q = \frac{K}{2a} \left( \frac{2}{3} \pi a^3 \right)$$

$$\delta Q = \frac{K}{3} (\pi a^2)$$

La razón total de desgaste será la suma de la contribución de todas las asperezas en contacto:

$$Q = \sum \delta Q = \frac{K}{3} \sum \pi a^2$$

La carga normal total será la sumatoria de las cargas soportadas individualmente por las asperezas:

$$W = \sum \delta W = H \sum \pi a^2$$

Despejando las dos ecuaciones anteriores:

$$\sum \pi a^2 = \frac{3Q}{K}$$

$$\sum \pi a^2 = \frac{W}{H}$$

Igualando:

$$\frac{3Q}{K} = \frac{W}{H}$$

$$Q = \frac{K \cdot W}{3 H}$$

Si hacemos que:

$$K = \frac{K}{3}$$

entonces:

$$Q = K \frac{W}{H}$$

Donde  $K$  es el coeficiente de desgaste y es adimensional.

$$k = \frac{K}{H}$$

y está dado en

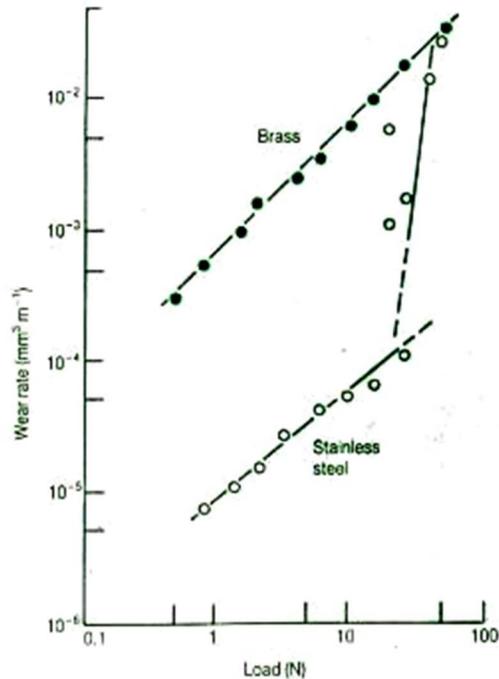
$$\frac{mm^3}{mN}$$

, de aquí se obtiene:

$$Q = K \frac{W}{H}$$

Con la ecuación de Archard se puede predecir lo siguiente:

- El desgaste debe ser proporcional a la distancia de deslizamiento (y por ende, a la velocidad de deslizamiento constante, proporcional al tiempo). Esto es cierto en la mayoría de los casos, aunque puede presentarse “running-in”.
- La razón de desgaste es proporcional a la carga normal aplicada (ver Figura 3.9).
- La razón de desgaste debe ser independiente de la velocidad del deslizamiento, lo cual es cierto en la mayoría de los casos aunque a velocidades muy elevadas pueden causar calentamiento de las superficies y por ende una transición a un mecanismo de desgaste diferente.
- El desgaste debe ser inversamente proporcional a la dureza. Ciertamente en la mayoría de los casos, excepto para materiales extremadamente duros y frágiles, con baja tenacidad a la fractura.



**Figura 3.9** Desgaste en función de la carga para un pin de bronce y uno de acero ferrítico en contacto deslizante contra un disco de acero grado herramienta en condición no lubricada [7].

### 3.2.2 Desgaste por partículas duras

La Norma ASTM G40-92 define el desgaste abrasivo como la pérdida de masa resultante de la interacción entre partículas o asperezas duras que son forzadas contra una superficie y se mueven a lo largo de ella. La diferencia entre desgaste abrasivo y desgaste por deslizamiento es el grado de desgaste entre los cuerpos involucrados (mayor en el desgaste abrasivo), ya sea por la naturaleza, tipo de material, composición química, o por la configuración geométrica.

Como se muestra en la Figura 3.10, existen básicamente dos tipos de desgaste abrasivo, estos son:

- Desgaste abrasivo de dos cuerpos: Este tipo de desgaste abrasivo de dos cuerpos es causado cuando la partícula abrasiva generalmente es una las

superficies con protuberancias en contacto con otra superficie menos dura (ver Figura 3.10a) [8]

- Desgaste abrasivo de tres cuerpos. En este caso, la superficie más dura es el tercer cuerpo generalmente una partícula pequeña abrasiva. En general el desgaste es provocado por partículas duras sueltas entre las superficies que se encuentran en movimiento relativo (ver Figura 3.10b) [9].

Como ejemplo de desgaste abrasivo de dos cuerpos, se tiene el maquinado con insertos metálicos ó la acción de un papel de lija sobre una superficie; mientras que a tres cuerpos, se puede citar el desgaste sufrido por las mandíbulas de una trituradora al quebrar la roca, o por la presencia de partículas contaminantes en un aceite que sirve para lubricar las superficies en contacto deslizante.

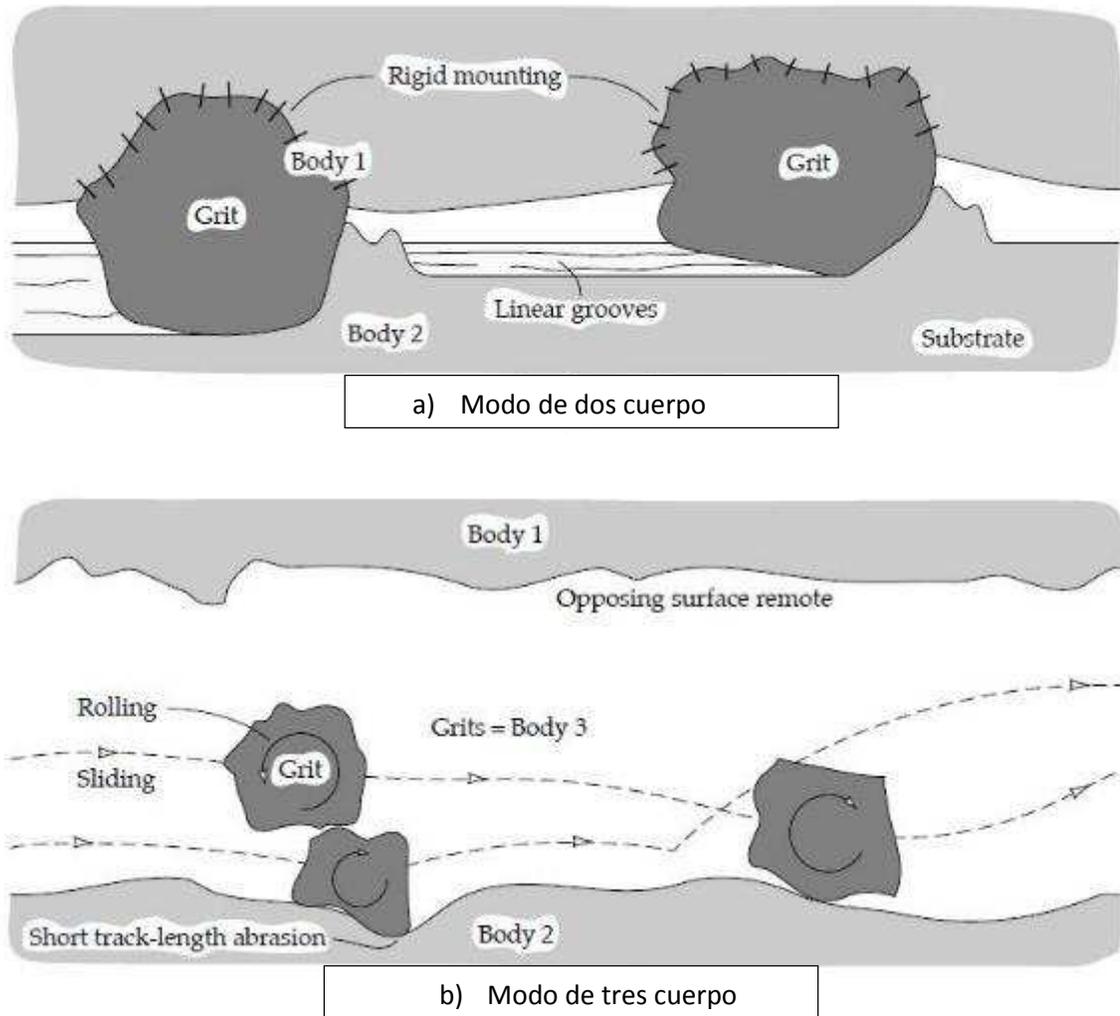
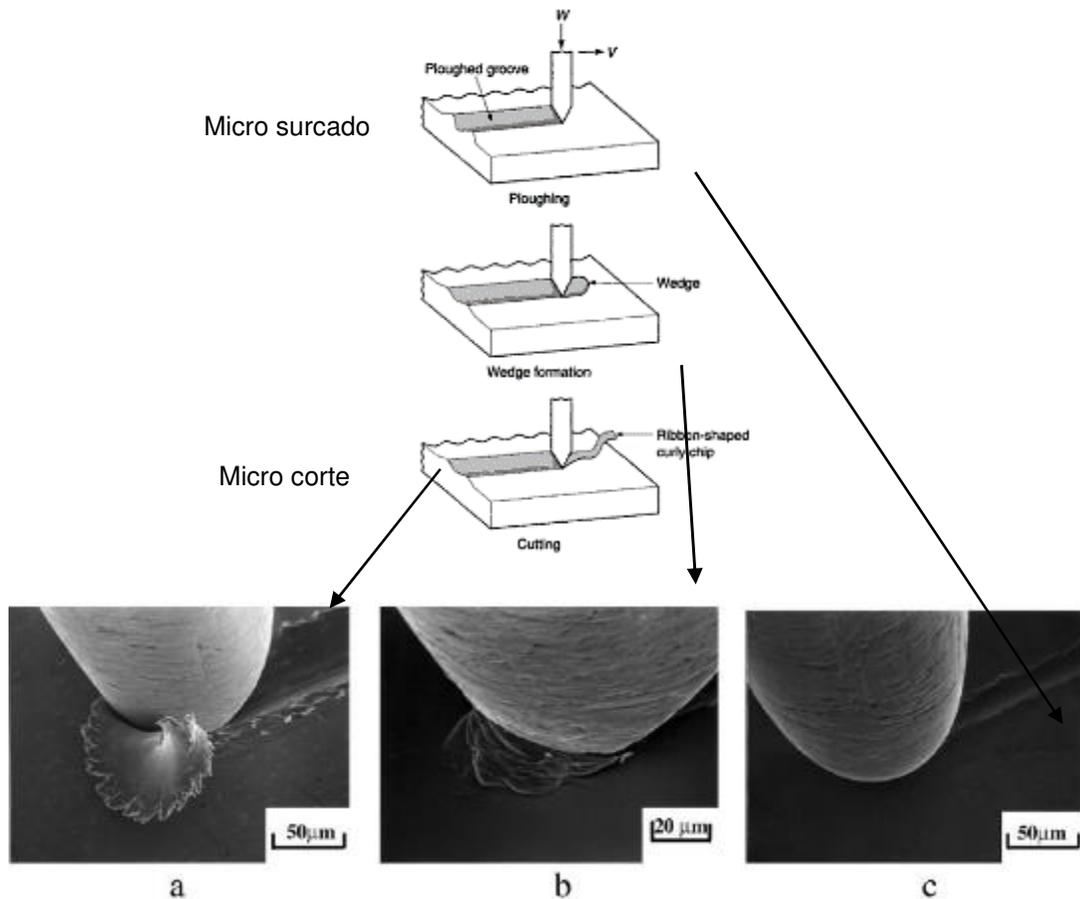


Figura 3.10 Desgaste abrasivo a) a de los cuerpos [8] y b) a tres cuerpos [9].

### 3.2.2.1 Mecanismos de desgaste abrasivo por deformación plástica

El mecanismo más efectivo de remoción de material en desgaste abrasivo para materiales dúctiles es el corte. Aunque en función de determinadas variables del sistema y propiedades de los materiales involucrados, la eficiencia en la remoción de material bajo este mecanismo puede ser atenuada. Cuando esto ocurre, se dice que está presente el mecanismo de *microsurcado*, donde la remoción de material solamente se dará por acciones repetidas de los abrasivos, llevando a un proceso de fatiga de bajos ciclos. La Figura 3.11 muestra diferentes

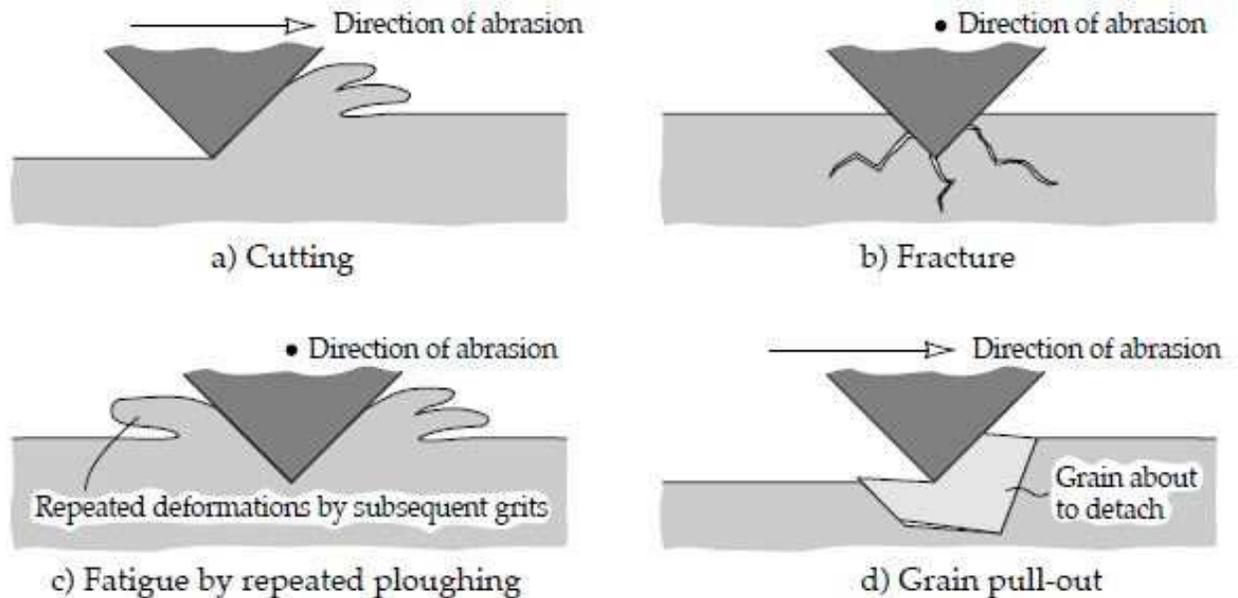
apariencias de la superficie en función de la carga aplicada, provocadas por un penetrador esférico de diamante sobre un material dúctil, en las cuales se pasa de microsurcado a microcorte [10].



**Figura 3.11** Micrografías en microscopía electrónica de barrido mostrando micro-mecanismos de abrasión controlados por deformación plástica [10].

El primer mecanismo ilustrado en la figura 3.12a (corte), representa el clásico modelo donde una aspereza dura corta a una superficie de menor dureza. El material removido, forma la rebaba de desgaste. Cuando el material en contacto con la partícula dura es frágil (i.e cerámico) ocurre una fractura en la superficie (Figura 3.12b) en este caso el material desgastado es el producto del material fracturado. En el caso cuando la superficie se encuentra en contacto con una aspereza sin filo o sin ser obtusa, el corte no ocurre y sólo se presenta deformación plástica (Figura 3.12c). El último mecanismo ilustrado en la Figura 3.11d representa un desprendimiento de grano, lo cual aplica principalmente para materiales con dos o más fases, en las cuales al menos una es una fase

dura, embebida a una matriz más suave, teniendo fronteras entre granos relativamente débiles. En este mecanismo el grano completo es removido y resulta ser la partícula de desgaste [11].

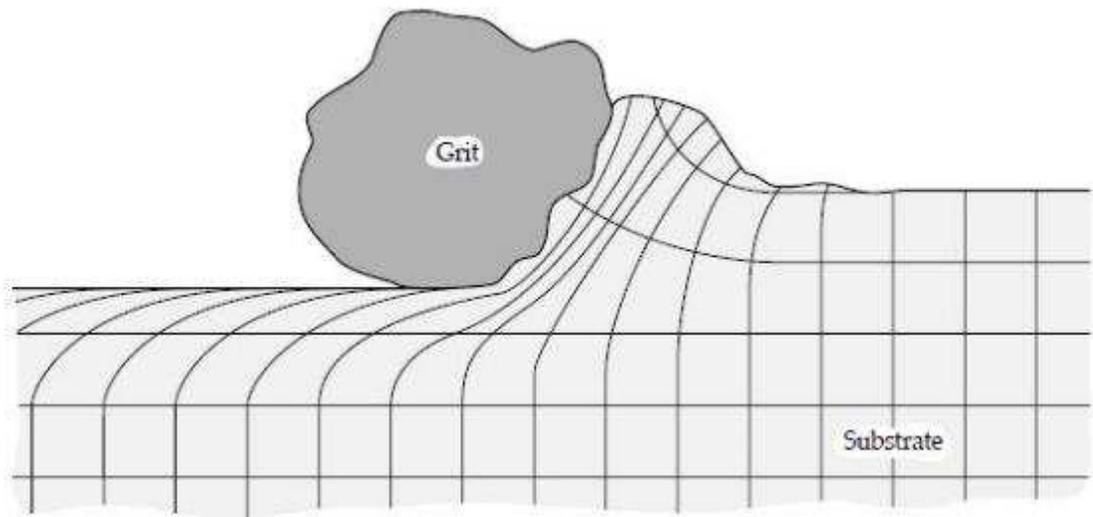


**Figura 3.12** Micrografías en microscopía electrónica de barrido mostrando micro-mecanismos de abrasión controlados por deformación plástica [11].

### 3.2.2.2 Mecanismo de corte

La presencia de un lubricante es un factor muy importante para facilitar el proceso de corte por partículas abrasivas [12]. Cuando un lubricante está presente, el corte ocurre con mayor facilidad. La geometría de la partícula también afecta el mecanismo abrasivo. Se ha observado que una partícula obtusa, remueve más metal que una punta esférica [13]. La Figura 3.13, muestra la deformación sub-superficial al pasar una aspereza sobre la superficie a ser cortada, como resultados de esta deformación, se puede presentar

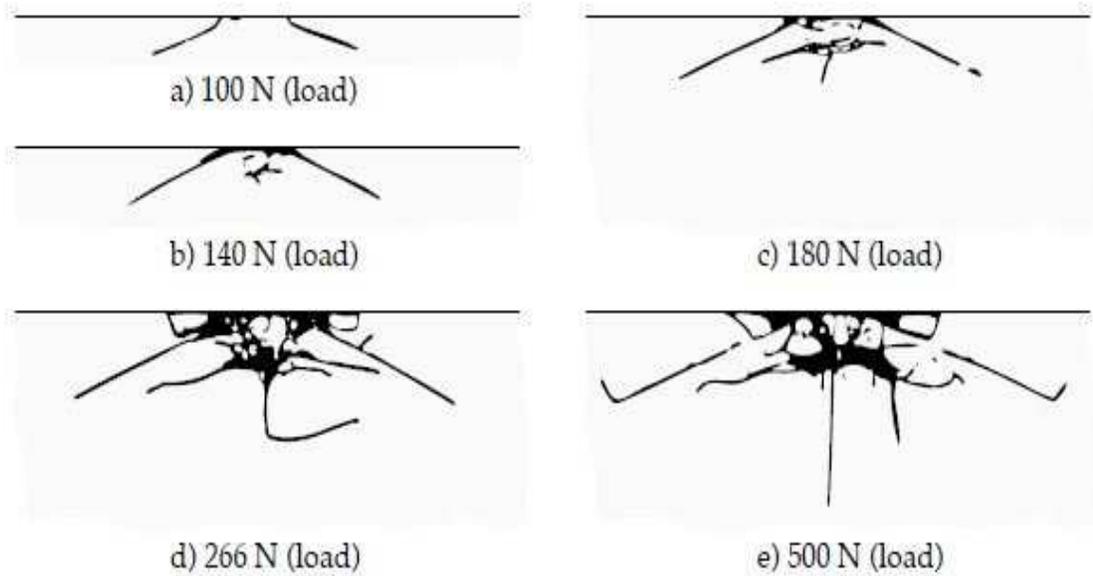
endurecimiento por deformación lo cual resulta en una reducción del desgaste abrasivo.



**Figura 3.13** Deformación de la sub-superficie en mecanismo de corte por partícula, como resultado de la deformación, se puede presentar endurecimiento por deformación [13].

### 3.2.2.3 Mecanismo de fractura

La fractura por abrasión se estudió observando la sub superficie generada por un indentador sobre la superficie del material frágil. Esto se ilustra en la Figura 3.14 [14]. Como resultado de este estudio, se encontraron tres modos de fracturas: Grietas que se propagan  $30^\circ$  de la superficie presentando fragmentación y una grieta sub superficial. Cuando la partícula abrasiva penetra la superfici, la acumulación de grietas resulta en un desprendimiento del material. La fractura frágil se favorece con cargas altas y con superficies obtusas de la partícula abrasivas [15].



**Figura 3.14** Generación de grietas debido al indentador sobre una superficie frágil [14].

### 3.2.2.4 Mecanismo de fatiga

Este tipo de desgaste ocurre cuando los componentes son sometidos a elevados esfuerzos, los cuales provocan la aparición y propagación de grietas bajo la acción repetitiva de los mismos. En el caso de piezas sometidas a deslizamiento, las capas superficiales sufren deformaciones altas, como resultado de la acción simultánea de las tensiones de contacto y de la fuerza de fricción. Los esfuerzos a los que están sometidos los materiales particularmente en las capas superficiales, promueven en la mayoría de los casos, alteraciones en la estructura cristalina y en el tamaño de grano.

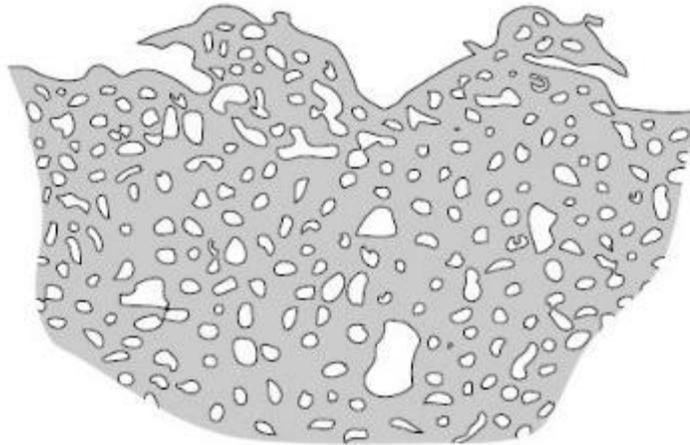
La fatiga en la superficie y sub-superficie se observa durante deslizamiento y apisonamiento repetido, que eventualmente, después de un número crítico de ciclos resultarán en la rotura de la superficie con la formación de grandes fragmentos, dejando oquedades en la superficie (Figura 3.15). Antes de este punto crítico el desgaste del material es despreciable, lo que no sucede con el desgaste causado por un mecanismo adhesivo o abrasivo, donde el desgaste

causa un deterioro gradual del material desde el inicio del proceso. Por tanto, la cantidad de material removido debido a la fatiga no es un parámetro útil. Mucho más relevante es la vida útil en términos del número de revoluciones o ciclos de trabajo antes de que ocurra la falla por fatiga



***Figura 3.15 Superficie con desgastada por fatiga [16].***

El esfuerzo repetitivo de deformación causado por las deformaciones de la partícula abrasiva puede también causar fatiga y desprendimiento de material. Un ejemplo del material desplazado o deformado se presenta en forma esquemática en la Figura 3.16, la cual muestra una sección transversal del surco producido por una partícula abrasiva. Este tipo de desgaste es lento ya que se necesita deformación repetitiva para causar el desprendimiento de material [16].

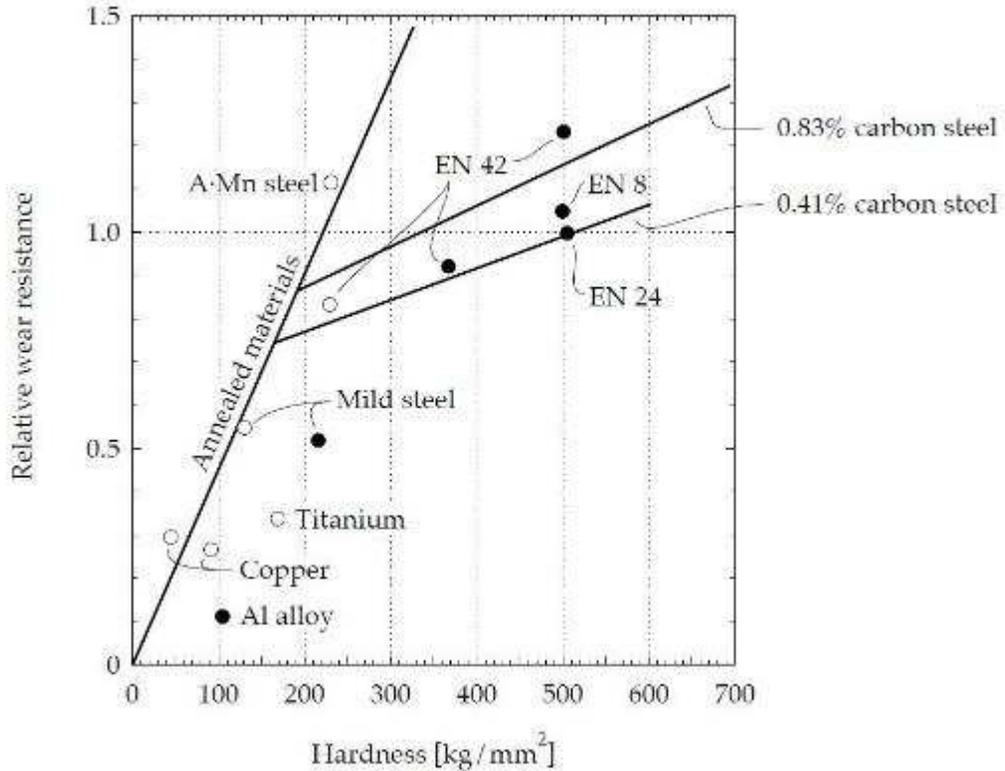


**Figura 3.16** Ejemplo del material desplazado por la deformación de la partícula abrasiva la cual se desprende por fatiga [16].

### **3.2.3 Resistencia abrasiva de los materiales**

La base de la resistencia al desgaste abrasivo es la dureza y está generalmente reconocido que un material duro tiene menos desgaste abrasivo que un material más suave. Esto es soportado por datos experimentales, un ejemplo se presenta en la Figura 3.17 [18]. La resistencia al desgaste abrasivo de varios metales después de tratamiento térmico, se grafica contra la dureza del material sin deformar.

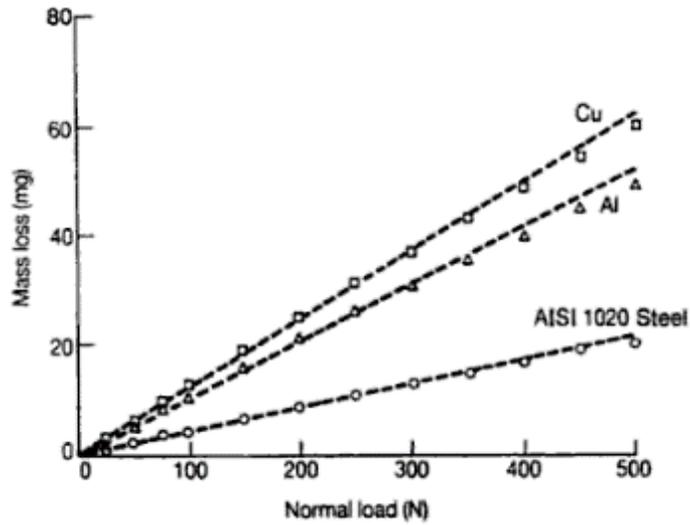
Otro parámetro para determinar la resistencia al desgaste abrasivo es la fragilidad del material. Este es una limitante para los materiales cerámicos. Si el material se fractura durante la abrasión se presenta un súbito incremento en el desgaste debido al desprendimiento de la superficie. Dado, que la fragilidad se incrementa con la dureza, hay una limitante al mejoramiento de la resistencia al desgaste abrasivo incrementando la dureza [16, 17].



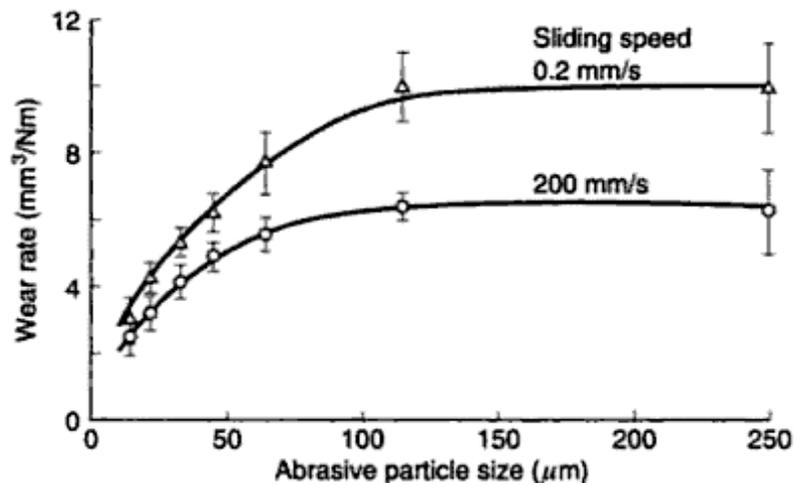
**Figura 3.17 Resistencia al desgaste abrasivo vs dureza [18].**

El volumen desgastado, generalmente se incrementa conforme se aumenta la carga aplicada; sin embargo esta relación no se mantiene a carga elevadas. Por ejemplo en la Figura 3.18, la pérdida de masa para tres metales dúctiles, se incrementa con la carga aplicada [18].

La razón de desgaste cambia en función de la velocidad de deslizamiento y del tamaño de partícula. El efecto del tamaño de partícula en la razón de desgaste por el mecanismo de dos o tres cuerpos ha sido analizado por Xie & Bhushan [19]. La Figura 3.19 muestra la dependencia de la velocidad de deslizamiento y el tamaño de partícula abrasiva para cobre, bajo desgaste abrasivo. Nótese que la razón de desgaste se incrementa un porcentaje para un incremento en la velocidad de deslizamiento de tres órdenes de magnitud; lo cual sugiere que la razón de desgaste no es muy sensible a la velocidad de deslizamiento, para este sistema.



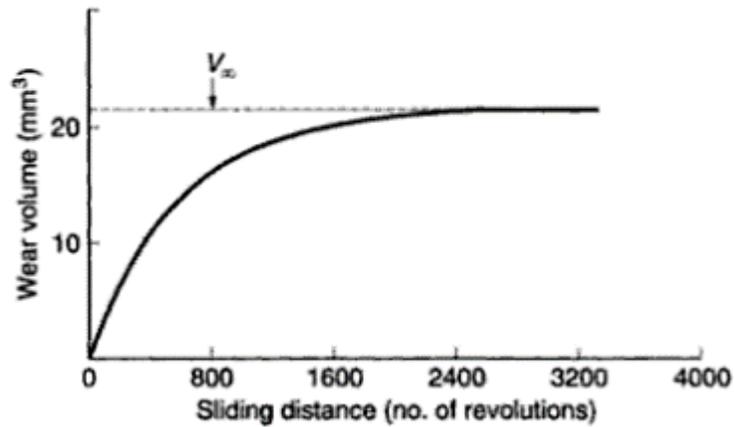
**Figura 3.18** pérdidas de masa de tres materiales dúctiles como función de la carga aplicada sujeta bajo el mecanismo de abrasión de dos cuerpos [19].



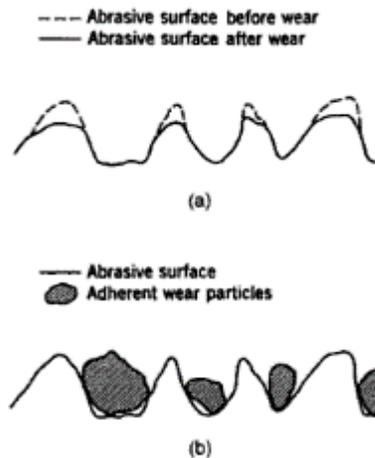
**Figura 3.19** razones de desgaste de un cobre, sujeta a desgaste abrasivo en función de diferentes velocidades de deslizamiento y tamaño de partícula [19].

La dependencia del desgaste abrasivo en función de la distancia de deslizamiento es más compleja. Si el desgaste se lleva a cabo por partículas nuevas en el mecanismo abrasivo de dos o tres cuerpos, el desgaste es continuo hasta alcanzar un estado estable (Figura 3.20). Sin embargo cuando se limita la cantidad de partículas abrasivas y se continúa con la misma distancia de

deslizamiento, la razón de desgaste generalmente disminuye en función del tiempo [20]. Esta disminución de la razón de desgaste en función de la distancia de deslizamiento es debido al achatamiento de la superficie abrasiva (en el mecanismo abrasivo de dos cuerpos) o de las partículas abrasivas (en el mecanismo abrasivo de tres cuerpos). El taponeo de la superficie abrasiva se lleva a cabo como resultado de las partículas finas de desgaste que ocurren debido al desgaste; esto se puede observar en la Figura 3.21.



**Figura 3.20** Volumen de desgaste de un acero en función de la distancia recorrida sujeto a desgaste abrasivo de dos cuerpos [20].



**Figura 3.21** Esquema de (a) superficie de desgaste antes y después del desgaste, mostrando el achatamiento de la superficie abrasiva (b) superficie abrasiva tapada por las partículas de desgaste [20].

### 3.2.4 Desgaste erosivo

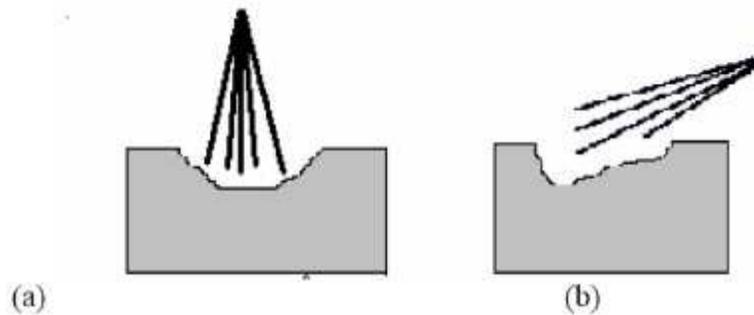
La definición de erosión según la norma ASTM (G40) [21] es:

***“Pérdida progresiva de material original de una superficie sólida debido a la interacción mecánica entre esa superficie y un fluido, un fluido multi-componente, o por el impacto de líquido o partículas sólidas”.***

El desgaste erosivo se presenta en la superficie de los cuerpos como resultado del impacto de partículas sólidas, líquidas o gaseosas que los impactan. Estas partículas pueden actuar solas o de manera combinada. La erosión afecta muchos materiales de ingeniería, especialmente elementos que componen maquinaria usada en la industria minera y en general toda pieza que sea impactada por cualquier tipo de partícula. Las partículas que causan el desgaste erosivo pueden estar en ambientes secos o húmedos pudiendo actuar en forma muy variadas.

Cuando el medio de trabajo es húmedo (por ejemplo, un medio con agua y partículas de arena), la erosión y la corrosión son fenómenos que actúan en forma sinérgica, provocando la degradación acelerada de los materiales. En otras definiciones clásicas de la erosión, se afirma que este es un fenómeno por medio del cual, el material es removido de una superficie durante la acción continua de partículas duras o de fluidos que la alcanzan. Las partículas impactan las superficies a diferentes velocidades y ángulos de incidencia, donde el desgaste se da a través de diferentes mecanismos [22].

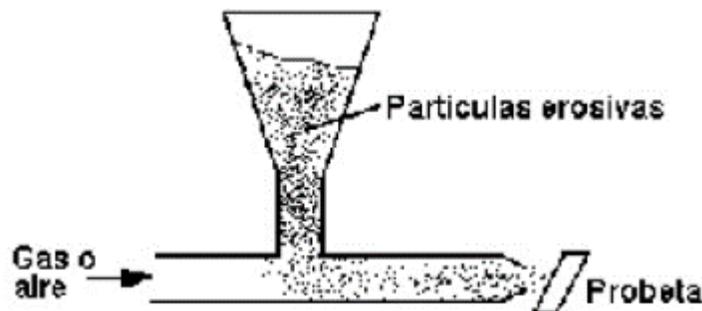
En la Figura 3.22 son presentados esquemas que muestran la forma como partículas erosivas actúan en una superficie en dependencia del ángulo de incidencia. Para erosión en ángulos cercanos a 90°, la energía de la partícula es consumida durante la deformación de la superficie y para ángulos menores, esa energía es utilizada en deformar y cortar el material de la superficie.



**Figura 3.22. Erosión de una superficies según el ángulo de impacto a) normal b) diferente de 90° [22].**

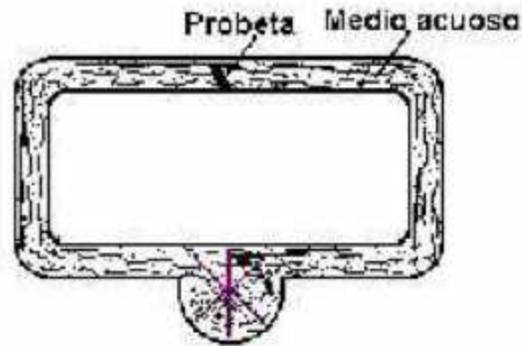
De acuerdo al medio donde actúan las partículas erosivas, la erosión puede ser dividida en:

- **Erosión en seco:** Cuando las partículas son arrastradas por aire u otro gas y son obligadas a impactar una superficie. Uno de los sistemas usados en ensayos de erosión en seco es presentado en la Figura 3.23.



**Figura 3.23. Mecanismo para desgaste erosivo a seco [22].**

- **Erosión en medio acuoso:** Se presenta cuando partículas duras son arrastradas en un medio acuoso y son obligadas a impactar una superficie. Uno de los equipos utilizados en la realización de ensayos de erosión en medio acuoso es presentado en la Figura 3.24.

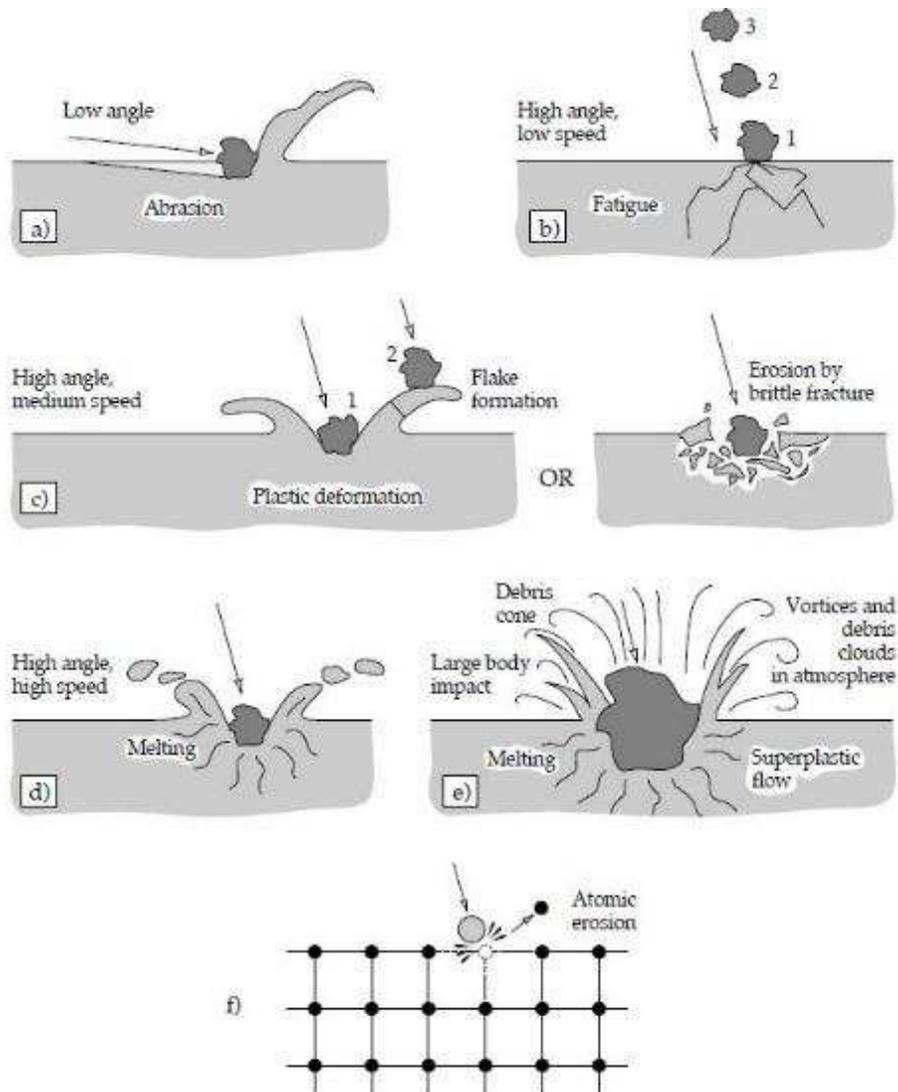


*Figura 3.24. Montaje utilizado en las mediciones de desgaste erosivo en medio acuoso [22].*

### 3.2.4.1 Mecanismos de desgaste erosivo

Cuando un material dúctil es impactado, son formados cráteres en su superficie, alrededor de los cuales aparece una pequeña proa constituida de material removido. Después de múltiples impactos, el material es arrancado en forma de hojuelas (partículas de desgaste). La forma y tamaño de los cráteres formados dependen (entre otras variables) de la velocidad, tamaño y ángulo de impacto de las partículas.

En la Figura 3.25, se presentan algunos de los mecanismos de remoción de material por desgaste erosivo. Para materiales frágiles como los vidrios, cerámicos o metales muy duros, el mecanismo de remoción es diferente. En estos materiales, los sucesivos impactos causan micro-grieta superficial, las cuales crecen hasta que se unen, provocando el arranque de material en forma de escamas. Es interesante notar que un material (aunque sea dúctil), después de estar sometido a múltiples impactos, puede sufrir cambios estructurales que lo llevan a comportarse de una forma frágil.



**Figura 3.25 Mecanismos de remoción de material que actúan durante desgaste erosivo; a) abrasión a ángulos bajos de impacto, b) superficie de fatiga erosionada por impacto de partículas con ángulo alto a baja velocidad, c) fractura frágil o deformación plástica múltiple durante impacto a velocidades medias, d) superficie fundida a altas velocidades de impacto, e) erosión macroscópica con efectos secundarios, f) degradación de la red cristalina por impacto de átomos [23].**

La erosión de materiales metálicos procede mediante dos tipos de procesos de daño. Uno es la remoción de material debido a la repetida deformación plástica, y el otro es el corte. Estos procesos ocurren simultáneamente y la razón de cada contribución al daño total depende no sólo del ángulo de impacto, sino también en la velocidad de impacto, así como las propiedades mecánicas de las partículas y del material impactado [23].

Un número de factores han sido identificados como influyentes en la erosión y han sido clasificados en 3 principales categorías; Estas categorías son [24, 25]:

**1.- Condiciones del flujo de fluido:** *Ángulo de impacto; velocidad de la partícula; concentración de partículas en el fluido, rotación de la partícula; naturaleza del fluido y su temperatura.*

**2.- Propiedades de la partícula:** *Tamaño; forma; dureza; fragilidad (resistencia a la fragmentación); densidad.*

**3.- Propiedades de la superficie:** *Esfuerzos como función de la deformación; velocidad de deformación; temperatura; tenacidad a la fractura; dureza; nivel de esfuerzos y esfuerzos residuales; microestructura; topografía; ductilidad y otras propiedades mecánicas; fatiga, punto de fusión; etc.*

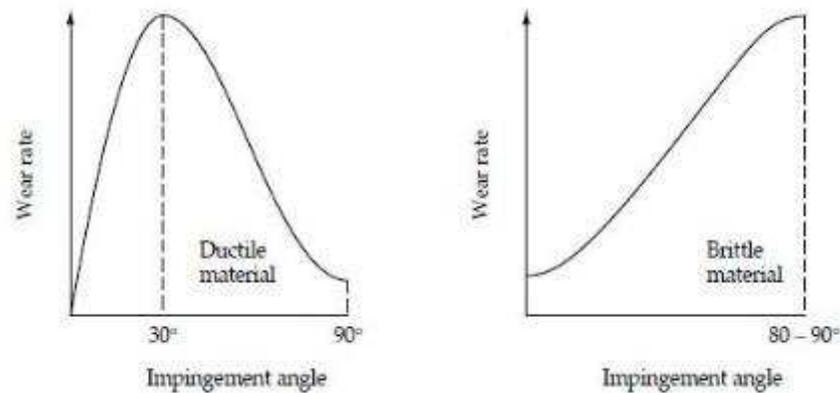
Cuando la gráfica de pérdida de peso de la muestra contra la masa del erodente es construida, la erosión en el estado estacionario, es definida como la pendiente de la relación de la línea recta, y está dada como masa perdida por la unidad de masa de erodente. En este caso la erosión es adimensional, pero es útil expresada en términos de gr/gr ó gr/kg.

Erosión = Masa del material removido

Masa de partículas erosivas golpeando la superficie.

### 3.2.4.2 Efecto del ángulo y velocidad de impacto en la velocidad de desgaste erosivo

Los ángulos de impacto en erosión son comúnmente definidos en relación al plano de la superficie, para impacto normal,  $\alpha = 90^\circ$ , mientras que para ángulo de incidencia oblicuo  $\alpha$  tiende a cero. Para ángulos de  $0^\circ$ , el desgaste es despreciable ya que las partículas erosivas no tienen contacto con la superficie; sin embargo a ángulos bajos entre  $10^\circ$  y  $20^\circ$ , el desgaste es severo si las partículas abrasivas son duras y si la superficie es suave, del mismo modo si la superficie es frágil se promueve la fragmentación de la superficie alcanzando un valor máximo a ángulos de  $90^\circ$ . La relación de desgaste y el ángulo de impacto tanto para materiales frágiles y dúctiles se presenta en la Figura 3.26 [26].



**Figura. 3.26 Representación esquemática del efecto del ángulo de impacto en las velocidades de desgaste para materiales dúctiles y frágiles [26].**

La erosión de materiales dúctiles (la mayoría de los metales) depende fuertemente del ángulo de impacto. La Figura 3.25 [26] muestra un máximo a bajos ángulos ( $20^\circ$  a  $30^\circ$ ) y disminuyendo de un medio a un tercio del máximo de desgaste en la incidencia normal. Por otra parte, los materiales con comportamiento frágil muestran un máximo de desgaste para la incidencia normal.

## Referencias Bibliográficas

- [1] Raymond G., Mechanical Wear prediction and Prevention, Edit. Marcel Dekker, USA, 1994.
- [2] Hutching, Tribology: Friction and wear of engineering materials, Edit. Great Britain, 1992.
- [3] Apuntes clase Desgate Dr. Rafael Mercado, FIME-UANL, México 2006.
- [4] B. Bhushan, Principles and Applications of Tribology, edit. John Wiley & Sons, Inc, pp 481-483.
- [5] G. A. Batchelor., Engineering Tribology, Edit. Elsevier, Third edition, pp 533-547, USA 2005.
- [6] Sasasa, S. Norose and H. Mishina, The Behavior of adhered interposed between sliding surfaces and the formation of wear particles, Proc. Int. Conf. on wear of materials, Dearborn, Michigan, 16-18 April 1979, editor: K.C Ludema, W.A. Glaeser and S.K Rhee, publ. ASM, New York, pp. 72-80.
- [7] [www.surface.mat.ethz.ch/education/courses/surfaces\\_interfaces\\_and\\_their\\_applications\\_I](http://www.surface.mat.ethz.ch/education/courses/surfaces_interfaces_and_their_applications_I).
- [8] N. Emori, T. Sasada and M. Oike, Effect of Material Combination in Rubbing Parts on Three Body Abrasive Wear, *JSLE Transactions*, Vol. 30, 1985, pp. 53-59.
- [9] T. Sasada, M. Oike and N. Emori, The Effects of Abrasive Grain Size on the Transition Between Abrasive and Adhesive Wear, *Wear*, Vol. 97, 1984, pp. 291-302.
- [10] P. Abel, J. Ferrante, Modern Tribology Handbook, pp274-275.
- [11] G. Stachowiak, A. Batchelor, Engineering Tribology, Ed Butterworth Heinemann, pp 484.
- [12] T. Kayaba, The latest investigations of wear by the Microscopic Observations, *JSLE Transactions*, Vol 29, 1984, pp 9-14.
- [13] S.K. Dean and E.D. Doyle., Significance of Grit Morphology in fine abrasion, *Wear*, Vol 35, 1975, pp123-129
- [14] K. Phillips, Study of the free abrasive grinding of glass and fused silica, Ph.D thesis, University of Sussex, UK, 1975.
- [15] M.A. Moore and F. S. King, Abrasive Wear of Brittle solids, *Wear*, Vol 60, 1980, pp 123-140

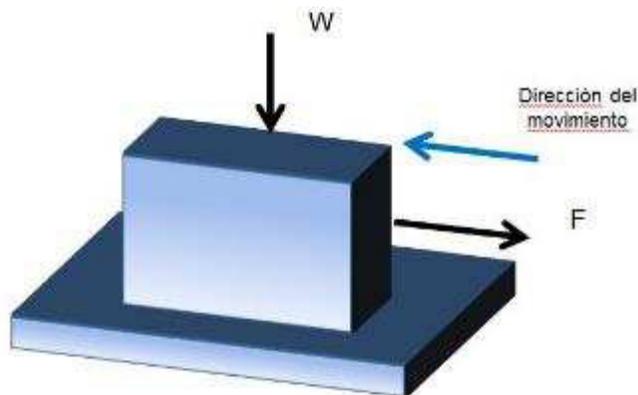
- [16] O. Vingsbo and S. Hogmark., Wear of steels, ASM materials Science seminar on fundamentals of friction and wear of materials, ASM, 1981, pp. 373-408.
- [17] M.M. Kruschov., Resistance of metal to wear by abrasion as related to hardness, Proceedings on lubrication and wear, London, 1967, pp. 635-639.
- [18] B. Bhushan, Principles and applications of Tribology, pp503
- [19] Xie, Y and Bhushan, B, Effect of particle size, polishing pad and contact pressure in free abrasive polishing, Wear Vol 200, pp 281-295.
- [20] Rabinowicz, E, friction and Wear of materials, second edition, Wiley, New York.
- [21] ASTM G40., Standard Terminology Relating to Wear and Erosion.
- [22] Modern Tribology Handbook, CRC press, USA 2000, pp460-461.
- [23] ASM handbook Vol.18, Friction, Lubrication, and Wear Technology, ASM International, USA, 1992.
- [24] Raymond G., Mechanical Wear Prediction and Prevention, Edit. Marcel Dekker,USA,1 994.
- [25] Archards J.F., Contact and rubbing of flat surfaces, Journal Applications Physics,Vol.24, No.8.p 981-988, 1953.
- [26] Stachowiak. G, Engineering Tribology, Butterworth Heinemann, pp 511.

# CAPITULO 4

## Fricción

### 4.1 Fricción.

La palabra fricción proviene del latín “fricare” que significa rozamiento o frotamiento. Se manifiesta como una pérdida gradual de energía cinética cuando dos cuerpos se encuentran en contacto y movimiento relativo. El fenómeno de fricción se ha definido como la fuerza de resistencia al movimiento de un cuerpo, cuando este se desplaza sobre otro, siendo ésta fuerza tangencial a la interface y en sentido contrario al desplazamiento [1], ver Figura 4.1.



**Figura 4.1** Diagrama de cuerpo libre que ilustra el movimiento de un cuerpo libre sobre una superficie [1].

Debido al consumo de energía, la fuerza de fricción también puede ser definida en función de la primera ley de la termodinámica como: el trabajo realizado debido a la fuerza de fricción, siendo igual a la suma del incremento de la energía interna y la energía disipada [2].

Cuando dos cuerpos en reposo están en contacto, la fuerza tangencial requerida para iniciar el movimiento se llama fuerza de fricción estática  $F_s$ . La fuerza tangencial requerida para mantener el movimiento relativo es conocida como la fuerza de fricción cinética o dinámica,  $F_k$ . La fuerza de fricción estática es mayor o igual a la fuerza de fricción cinética. La fricción no es una propiedad del material, es una respuesta del sistema tribológico [3].

## 4.2 Leyes de la fricción.

Existen tres leyes básicas de la fricción que se cumplen en un amplio rango de aplicaciones. Estas leyes son conocidas como leyes de Amontons, después de que el físico francés Guillaume Amontons las estableció cuantitativamente en 1699. Sin embargo fue Leonardo Da Vinci, el primero en introducir el concepto de coeficiente de fricción como la relación entre la fuerza de fricción y la carga normal a finales del siglo XV, pero sus cuadernos se publicaron 200 años después. La tercera ley fundamental de este fenómeno fue establecida hasta 1785 por José Marie Coulomb, aunque ya en 1748 Euler había intentado explicar la diferencia entre el coeficiente estático y dinámico. Las tres leyes de la fricción son [4]:

- 1ª ley: La fricción es independiente del área aparente de contacto.
- 2ª ley: La fuerza de fricción, es proporcional a la carga normal  $W$  aplicada.
- 3ª ley: La fricción es independiente de la velocidad de deslizamiento.

Cabe señalar que el coeficiente de fricción para metales, como lo señala la 3ª ley de fricción, es independiente de la velocidad de deslizamiento, pero solo hasta 10m/s, ya que después de este valor, el coeficiente de fricción disminuye cuando aumenta la velocidad [5].

La descripción a estas leyes es la siguiente:

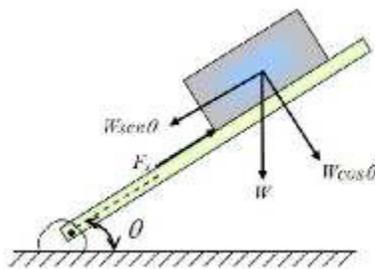
$$F = \mu W$$

Donde  $F$  es la fuerza de fricción,  $W$  es la carga normal de contacto y  $\mu$  es una constante conocida como el coeficiente de fricción estático ( $\mu_s$ ) o coeficiente de fricción cinético ( $\mu_k$ ) que es independiente de la carga normal. En el caso de la fuerza de fricción estática es posible expresar esta ley en términos de ángulo límite de reposo  $\theta$ , definido por:

$$\mu_s = \frac{W \sin \theta}{W \cos \theta} = \tan \theta \quad \therefore \quad \mu_s = \tan \theta$$

En esta ecuación,  $\theta$  es el ángulo tal que un cuerpo de algún peso, colocado sobre un plano inclinado a un ángulo menor que  $\theta$  desde la horizontal permanecerá estacionario mientras que si se aumenta la inclinación del ángulo a  $\theta$ , el cuerpo empezará a deslizar hacia abajo, como la muestra la Figura 4.2. Estas consideraciones se cumplen igualmente para los casos de fricción con y sin lubricación. El coeficiente de fricción sin lubricación puede variar con un amplio rango, desde valores muy pequeños de 0.02 hasta valores tan grandes como 10 o incluso mayores en el caso de metales blandos y limpios deslizando contra ellos en vacío [4].

La segunda ley plantea que la fuerza de fricción (o coeficiente de fricción) es independiente del área aparente de contacto entre los cuerpos en contacto, (pero no del área real de contacto) por este motivo un paralelepípedo de cualquier peso sufrirá la misma fuerza de fricción apoyado sobre cualquiera de sus caras.

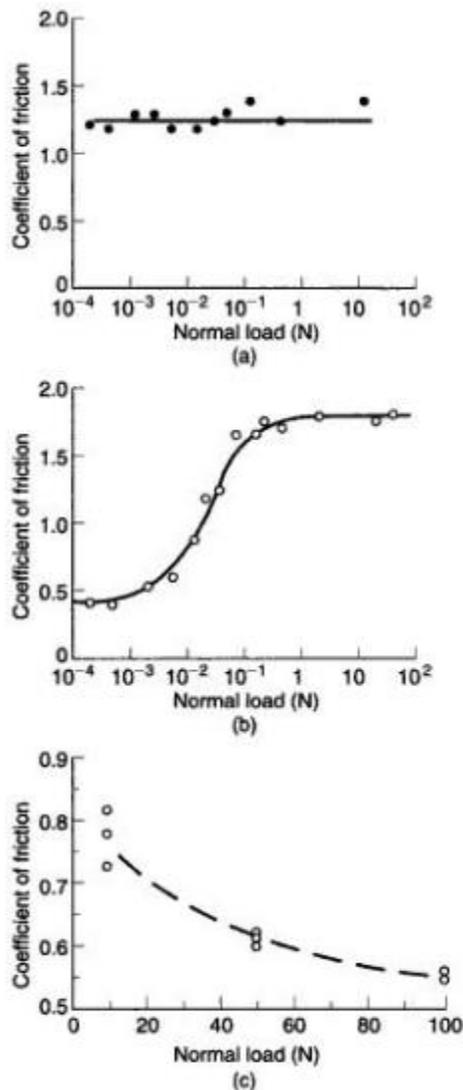


**Figura 4.2 Diagrama de equilibrio para un cuerpo sobre un plano inclinado [4].**

El coeficiente de fricción puede ser muy bajo para superficies muy lisas o a cargas por debajo del rango micro a nano-newton, por ejemplo el coeficiente

de fricción de SiO<sub>2</sub> recubriendo Si (111) contra diamante inicia en 0.05 y empieza a aumentar por encima de cierta carga crítica. La deformación elástica y la carencia de contribuciones debidas al desgaste son las responsables de la baja fricción a cargas por debajo de cierta carga crítica. Es importante enfatizar que  $\mu$  en general es una constante independiente de la velocidad de deslizamiento pero su valor depende ciertamente de las condiciones de operación (temperatura, humedad, presión ambiental). Si dos superficies solidas están limpias y sin capas de óxidos pueden presentar una alta fricción en contacto, mientras que si estas superficies se encuentran contaminadas el valor de la fricción en general es menor. Algunos pares de materiales pueden mostrar una cierta dependencia de los coeficientes de fricción estático y cinético con la carga normal, la velocidad de deslizamiento y el área aparente.

Algunas consideraciones de las leyes de fricción se presentan en la Figura 4.3. En la Figura 4.3a, se observa que el coeficiente de fricción permanece constante aunque se varia la carga en un factor de  $10^5$ , excepto en aquellos materiales que reaccionen con el medio ambiente, donde deliberadamente o por reacción natural se forme una película superficial. Tal es el caso del cobre deslizándose sobre cobre (figura 4-3b), donde el coeficiente de fricción es bajo; mas sin embargo, ocurre una transición conforme se incrementa la carga, esto debido a que a bajas cargas la capa superficial de óxido separa las dos superficies en contacto promoviendo la separación de las dos superficies en contacto; sin embargo a cargas altas, esta capa de óxido se rompe, promoviendo el contacto metal con metal incrementándose la fricción y el daño superficial. En muchos pares metálicos en el régimen de alta carga, se ha observado que la fricción disminuye conforme se incrementa la carga (Figura 4.3c). El incremento de la rugosidad y la acumulación de partículas de desgaste son las responsables del decremento de la fricción al evitar el contacto metal con metal de las dos superficies (mecanismo de desgaste de tres cuerpos) [5].



**Figura 4.3 Efecto de la carga en el coeficiente de fricción para:**  
**a) acero deslizando sobre aluminio en presencia de de aire.**  
**b) cobre sobre cobre en presencia de aire.**  
**c) acero AISI 440C sobre una aleación Ni<sub>3</sub>Al en presencia de aire [5].**

En resumen, la fricción de los metales puros en deslizamiento contra sí mismos en aire para contactos no lubricados está determinado principalmente por la presencia de capas de óxidos superficiales. Si la capa de óxido no se rompe durante el deslizamiento, el óxido en sí mismo es el que determina el valor de  $\mu$ . Este valor frecuentemente es más bajo, a bajas cargas que a altas cargas ya que la capa de óxido es penetrada y aparece el contacto metálico entre las asperezas. Bajo estas condiciones aparece una considerable superficie dañada y un rápido desgaste. En otros metales no aparece la transición, porque la capa de óxido es más dura y permanece en un rango más amplio de carga; mientras

que en otros, el óxido es penetrado incluso a bajas presiones, con lo que el contacto es siempre metálico.

### **4.3 Mecanismo de fricción en deslizamiento**

Respecto a los mecanismos básicos de fricción en deslizamiento, el modelo de Coulomb explica la fricción por la interacción puramente cinética del movimiento microscópico entre las superficies; sin embargo, posteriormente fue introducido el concepto de fricción como un proceso que incluye mecanismos de disipación de energía.

Existen tres mecanismos para la fricción, que son adhesión, abrasión y fatiga, en el caso que exista entre ellas un lubricante, se considera un cuarto mecanismo, el de lubricación. La fuerza de fricción total resulta de la suma de las fuerzas generadas por cada uno de los cuatro mecanismos, que se muestran en la Figura 4.4. La fricción adhesiva es la fuerza necesaria para deformar la superficie de manera plástica, o bien por corte y desprendimiento. Para el caso de fricción por fatiga o histéresis, esta es producida por la aplicación de cargas cíclicas [6].

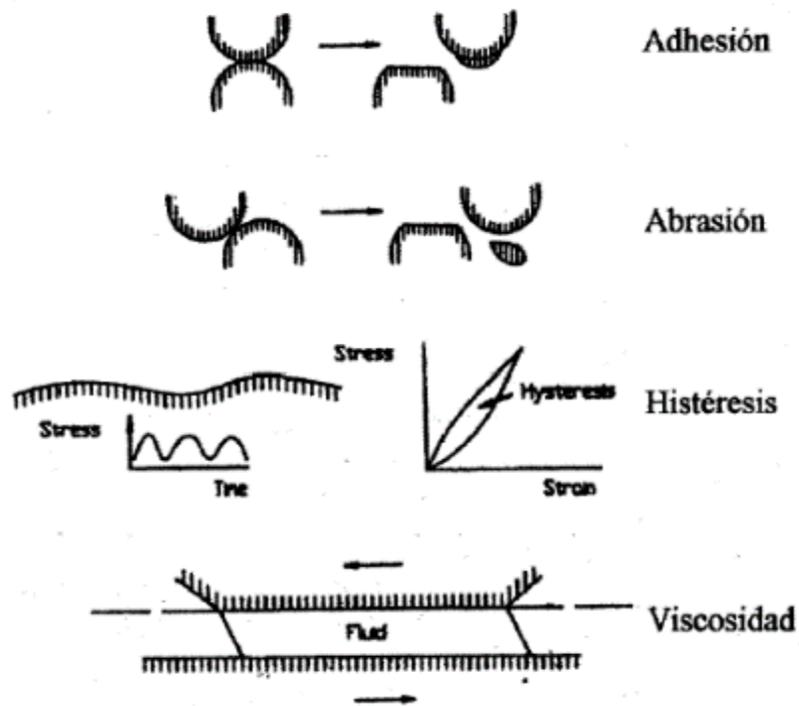


Figura 4.4 Mecanismos de fricción [6].

Bowden y Tabor [7] propusieron que para materiales dúctiles en deslizamiento, en los puntos de contacto individual (puntas de las asperezas) se generan altas presiones que causan soldadura local y las soldaduras formadas son cortadas subsecuentemente por deslizamiento relativo de las superficies, (Figura 4.5), a esto se le conoce como el mecanismo de adhesión. La fricción adhesiva es la fuerza requerida para desprender las uniones formadas entre dos superficies.

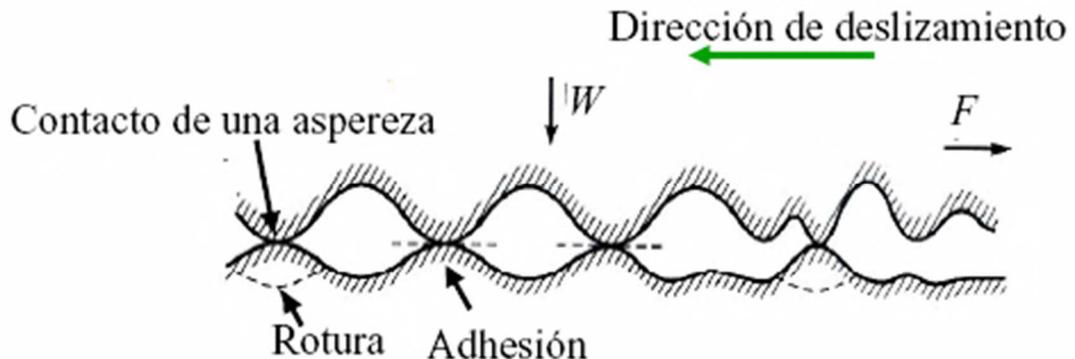
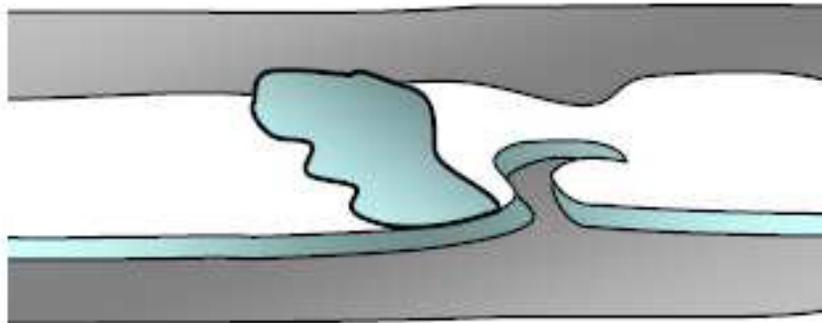


Figura 4.5 Mecanismo de fricción por adhesión durante el deslizamiento de dos superficies rugosas en contacto [7].

La rotura ocurre en las regiones más débiles en cualquier parte de la interface o en uno de los cuerpos unidos. Después de romper los contactos existentes, se forman nuevos contactos. Debido a que la adhesión ocurre a partir de fuerzas moleculares entre las superficies, las fuerzas adhesivas son de la misma naturaleza e intensidad que las fuerzas que existen entre las moléculas del material en volumen.

Durante el deslizamiento de una superficie respecto a otra, pueden ocurrir interacciones que generan puntos de adhesión entre los dos cuerpos, cuando ocurre un proceso de corte entre estos puntos de adhesión se pueden generar fragmentos de los materiales en contacto, los cuales contribuyen a aumentar la fricción entre las superficies. Cuando la fricción está dominada por la presencia de fragmentos sueltos entre las superficies, a este mecanismo se le conoce como fricción por impurezas abrasivas (ver Figura 4-6). Bajo este mecanismo, la fuerza de fricción depende de la resistencia al corte de los materiales. En el caso de fricción entre materiales con elevado desgaste, los fragmentos desprendidos pueden intervenir en el deslizamiento actuando como abrasivos, en este caso las superficies se destruyen rápidamente y los coeficientes de fricción son muy elevados e inestables [8].



**Figura 4.6 Fricción causada por impurezas abrasivas [8].**

El mecanismo de fricción en deslizamiento por deformación se basa en la interacción micro o macroscópica que puede ocurrir durante el deslizamiento de

una superficie respecto a otra, donde las asperezas del material más duro crean surcos en la superficie del material más blando causando deformación plástica. Ésta interacción también puede resultar en fractura, rotura o fragmentación tal y como se presenta en la Figura 4.7. El ensurcamiento no solo aumenta la fuerza de fricción, sino que también crea partículas de desgaste, las cuales aumentan la fricción y el desgaste [9].



**Figura 4.7 Esquema del mecanismo de fricción en deslizamiento por deformación [9].**

Si las asperezas de una superficie más dura que otra pueden ejercer una acción de ensurcamiento sobre la superficie blanda vía deformación plástica, se requiere energía para esta deformación. Esta teoría es ampliamente aceptada para la fricción de metales y cerámicos. En la fricción de metales y cerámicos, si se asume que hay una influencia entre los procesos de deformación y de adhesión durante el deslizamiento, éstos se pueden sumar y la fuerza de fricción total  $F_f$  es igual a la suma de las fuerzas necesarias para cortar juntas adheridas  $F_a$ , y las necesarias para suministrar la energía de deformación  $F_d$ . Por tanto, se puede escribir,

$$F_f = F_a + F_d$$

En ambas teorías de adhesión y deformación, hay deformación local y la magnitud de la fricción es influenciada por las propiedades físicas y químicas de las superficies que interactúan. Para materiales frágiles, se debe considerar los contactos de fractura, adhesivos, la deformación frágil y la resistencia a la fractura

del material. La fuerza de fricción por adhesión  $F_a$  será igual al área de contacto  $A_r$  (área de contacto de las asperezas adheridas) multiplicada por la tenacidad al corte del material más débil  $\tau_a$ .

$$F_a = A_r \tau_a$$

El coeficiente de fricción por adhesión para un contacto sin lubricación será

$$\mu_a = \frac{F_a}{W} = \frac{A_r \tau_a}{W} = \frac{\tau_a}{P_r}$$

Donde  $P_r$  es la presión real media (presión que soportan las asperezas aplastadas). Teniendo en cuenta que el material es dúctil esta presión coincide numéricamente con la dureza  $H$  del material más blando del par, la anterior ecuación se transforma en:

$$\mu_a = \frac{\tau_a}{H}$$

El  $\tau_a$  es propiamente la tenacidad de corte de las asperezas adheridas, pero seguramente no difiere mucho de la tenacidad de corte del material en volumen. Para materiales dúctiles en particular para metales,  $\tau_a$  es aproximadamente igual a 1/5 de su dureza:  $H \approx 5\tau_a$

Como consecuencia se deduce que:

$$\mu_a = 1/5$$

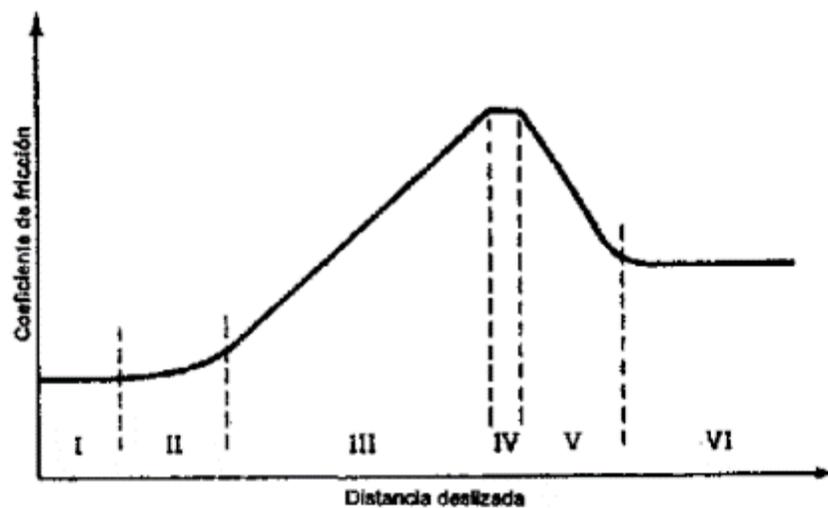
La fuerza asociada a las asperezas que se deforman  $F_d$  en vez de romper, será análoga a ésta  $F_a$  solamente que cambiando el valor del coeficiente  $\tau_a$  por tanto:

$$\mu_a \geq 1/5$$

Estas consideraciones serían adecuadas para la fricción entre dos materiales dúctiles, pero en el caso de los recubrimientos duros, la mayoría de los pares en contacto se pueden considerar materiales frágiles. Para estos materiales la deformación de las asperezas probablemente no tiene lugar y la fractura de las asperezas tiene lugar ciertamente pero obedeciendo a unas leyes distintas a las consideradas en la ecuación  $F_a = A_r \tau_a$ . Una ecuación que describiera correctamente la fuerza de fricción debida a la fractura de asperezas en contacto

en pares de materiales frágiles tendría que tener en cuenta la tenacidad de fractura en lugar de la tenacidad al corte. Esto conduce a unas previsiones para el coeficiente de fricción, en este último caso en las que éste, no es independiente de la rugosidad ni de la dureza de los materiales en contacto [10].

Dividiendo cada una de estas fuerzas de fricción entre la carga aplicada, se obtienen los respectivos coeficientes de fricción, los cuales, en resultados experimentales, se ha observado que varían con respecto al tiempo y son una combinación entre los mecanismos mencionados tal y como se muestra en la Figura 4.8 [2].



*Figura 4.8 Etapas de la fricción con respecto a distancia deslizada [2].*

En general, se identifican seis etapas que describen el comportamiento del coeficiente de fricción en función de la distancia deslizada [2]:

- **Etapa I:** El coeficiente de fricción dinámico es en gran medida el resultado del rayado de la superficie por las asperezas, así como la deformación de éstas; generalmente, es independiente de la combinación de materiales, así como de las condiciones superficiales y del medio ambiente. La adhesión tiene un papel despreciable en esta etapa.

- **Etapa II:** Las fuerzas de fricción se incrementan debido a la presencia de la adhesión. Esta etapa puede tener un periodo de duración menor si se presenta una adecuada lubricación.
- **Etapa III:** Esta etapa se caracteriza por el aumento de la pendiente de la fricción, debido al rápido incremento de partículas desprendidas por el desgaste en la interfase y al aumento de la adhesión; lo que incrementa las tasas de desgaste. Los residuos de desgaste, son generados por la deformación sub-superficial, algunos de ellos quedan atrapados entre las superficies, lo que genera un rayado de las mismas.
- **Etapa IV:** Se presenta cuando las partículas de desgaste permanecen atrapadas entre las superficies, asimismo la presencia de la adhesión contribuye a mantener un alto coeficiente de fricción.
- **Etapa V:** En algunos casos cuando sobre un material duro se desliza un material suave, las asperezas del material duro son gradualmente removidas, creando un acabado tipo espejo, y rediciéndose el rayado y deformación de asperezas, con lo que decrecen las fuerzas de fricción.
- **Etapa VI:** La superficie dura adquiere un acabado tipo espejo y la superficie suave lo comienza adquirir, con lo que decrecen las fuerzas de fricción y éstas se mantienen constantes

#### 4.4 Relación entre fricción y desgaste.

Fricción y desgaste son dos fenómenos que están relacionados, debido a la influencia que puede producir uno sobre otro. Hay que tener en cuenta que en el desgaste se producen partículas que quedan atrapadas entre las superficies que están en contacto, influyendo en la fricción. Además, en las uniones se generan temperaturas muy altas en períodos cortos de tiempo, afectando al proceso de deformación y, por lo tanto, al desgaste. Las altas temperaturas son debidas al calor que se genera durante el proceso, dependiendo de las condiciones de funcionamiento, de la carga, velocidad y rapidez con la que se

elimine el calor, por lo que dependerá de las propiedades térmicas de las superficies que están en contacto.

La fricción es un fenómeno que está relacionado con el contacto superficial, donde es notable la influencia de la naturaleza de las superficies, su composición y microestructura. La fricción y el desgaste son sensibles a los mismos parámetros y en general a los mismos fenómenos físicos. El hecho de observar cómo evoluciona la fricción en un sistema nos puede ayudar a distinguir procesos o cambios en los mecanismos de desgaste, por lo que su observación en conjunto nos da una información valiosa sobre el comportamiento tribológico del material. Por ello, la fricción y el desgaste deben considerarse fenómenos relacionados pero no equivalentes, aunque no sean independientes. El desgaste puede dar lugar a modificaciones superficiales que influyan sobre la fricción, tales como formación de películas y cambios de rugosidad. Por su parte, la fricción, mediante un efecto de calentamiento o de esfuerzos de tracción, puede modificar el comportamiento del material y, por tanto, influir en el desgaste. En este caso, la acumulación de partículas de desgaste en la interfase metal-polímero puede dar lugar, como hemos comentado, a un menor arranque de material, a pesar del aumento del coeficiente de fricción. Un ejemplo de situaciones de baja fricción y alto desgaste es la escritura con lápiz de carbón. Al deslizar la puntilla de carbón sobre el papel, se tiene un bajo índice de fricción pero un alto nivel de desgaste de la puntilla y como consecuencia el carbón queda adherido al papel [11].

## Referencias Bibliográficas

- [1] ASM Handbook Vol 18, Friction, lubrication and Wear Technology, ASM international, USA, 1992
- [2] Nam P Suh., Tribophysics, Edit. Prentice Hall, USA, 1986.
- [3] Hutchings, I.M., Tribology: friction and wear of engineering materials, Edward Arnold, Great Britain, 273p. 1992.
- [4] Bhushan B, Principles and Applications of Tribology, Edit Wiley, pp 345-347.
- [5] R.Gohar, H. Rahnejat, Fundamentals of Tribology, Imperial College Press, UK 2008, pp 51-60.
- [6] Raymond G., Mechanical wear prediction and prevention, Edit. Marcel Dekker, USA, 1994.
- [7] Bowden, F.P, Tabor, D. The friction and Lubrication of solids, part 1, Clarendon Press, UK, 1950.[8] S.S. Yust and R.S. Crouse, Melting at Particle Impact Sites During Erosion of Ceramics, *Wear*, Vol. 51, 1978, pp. 193-196.
- [9] Stachowiak. G., Engineering Tribology, edit Butterworth Heinemann, pp 548.
- [10] Gomez Botero M.A, Caracterización de las propiedades tribológicas de los recubrimientos duros, tesis doctoral Universidad de Barcelona España, pp 19-21.
- [11] A. Perez. U, Notas del curso de "Tribologia". FIME, UANL, México 2014.

# CAPITULO 5

## Lubricación

### 5.1 Introducción

Los lubricantes modernos deben de llevar a cabo muchas diferentes funciones. Actualmente, el lubricante típico contiene un gran número de componentes y aditivos, diseñados para controlar la viscosidad, reducir la fricción y desgaste por contacto frontera (metal con metal) y control de la oxidación entre otros. Uno de los requerimientos principales del aceite es la estabilidad. El aceite debe mantener un estado estable en un rango muy amplio de temperaturas y condiciones para evitar que reaccione y se propicien condiciones corrosivas o se formen depósitos que puedan reducir el desempeño del motor. El aceite lubricante, debe ser capaz de mitigar los efectos de cualquier compuesto en el motor que entre vía aire. El uso de detergentes y aditivos dispersantes permiten que el aceite mantenga elementos exógenos en suspensión, previniendo que se depositen en las superficies en movimiento ayudando a reducir el desgaste y el de inhibir reacciones que puedan propiciar productos indeseables tales como compuestos ácidos [1].

La fricción que ocurre entre dos superficies que están en movimiento relativo genera desgaste por las asperezas que entran en contacto y a su vez producen un incremento considerable en la temperatura. El desgaste producido

se refleja como pequeñas partículas metálicas desprendidas que a su vez generan un desgaste mayor, modificando las tolerancias de los elementos de la máquina. Lo anterior se traduce en ruido, deterioro de los equipos, gastos de mantenimiento y reducción en la producción.

Para reducir los efectos de la fricción, se separan las superficies incorporando entre ellas sustancias que la minimizan, denominadas lubricantes. Las funciones principales de los lubricantes se resumen en:

- Separar las superficies (función principal)
- Reducir el desgaste
- Refrigerar extraer el calor
- Mantener en suspensión a las partículas contaminantes
- Neutralizar ácidos
- Sellar para evitar la entrada de contaminantes
- Proteger contra la herrumbre y la corrosión
- 

## 5.2 Tipos de lubricantes

Existen dos aspectos fundamentales en el desempeño de los lubricantes, los cuales son [2]:

- Alcanzar el nivel óptimo para minimizar la fricción y tasas de desgaste.
- Mantener las características de lubricidad a pesar de su degradación.

Para mantener las superficies separadas se utilizan gases, líquidos, semisólidos o sólidos, los cuales se describen a continuación:

- **GASES:** Cuando se inyectan a presión, se utilizan para lubricar elementos que requieren de movimientos muy precisos como por ejemplo: En los soportes que permiten el movimiento de rotación de los grandes telescopios. Cuando colocamos una gota de agua sobre una superficie muy caliente, observamos como esta se desplaza con mucha facilidad

como si estuviera flotando. Lo que ocurre en este caso es que la parte inferior de la gota que está en contacto con la superficie se evapora, por lo que la gota no entra en contacto con esta y "flota" sobre un colchón de vapor, el cual es el principio de los lubricantes gaseosos.

- **LIQUIDOS:** Los líquidos son el tipo de lubricante de uso más común, por sus características físicas. Por ser fluidos, permiten ser manipulados y transportados con facilidad al lugar donde deben cumplir su función, además son excelentes para transportar y disipar el calor generado durante la operación de los equipos y recubren uniformemente las superficies, lo que brinda protección contra la corrosión y la herrumbre a la vez que pueden ser filtrados para retirar las partículas contaminantes (ingresadas al sistema o generadas por el desgaste) que se mantienen en suspensión.
- **SÓLIDOS:** Bajo condiciones extremas de temperatura o carga, que los líquidos no resisten, se utilizan sólidos de bajo coeficiente de fricción para minimizar el contacto entre las superficies y por lo tanto el desgaste. Entre los sólidos lubricantes se pueden mencionar: el grafito, el disulfuro de molibdeno, la mica, algunos polímeros y en algunos casos extremos ciertos tipos de silicatos. Estos últimos son utilizados en algunas aplicaciones de metalmecánica donde la temperatura excede la de la fusión del vidrio convirtiéndolo en un lubricante líquido y por ejemplo en la laminación en caliente de metales ferrosos.

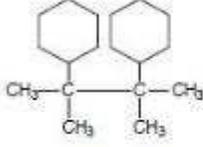
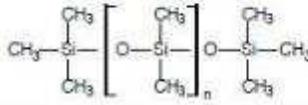
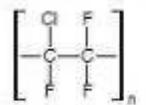
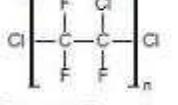
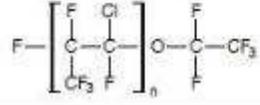
Como se sabe, los lubricantes líquidos son los de mayor consumo; sin embargo, en este tipo de lubricantes ocurre una reacción química inevitable del lubricante con la atmósfera y con el agua ya que los lubricantes son hidrocarburos. Un lubricante típico se compone de 95% de base y 5% de aditivos. La base es el término usado para describir aceite mineral. Las propiedades físicas

del aceite dependen de su base. Existen tres fuentes de bases; biológicas, minerales y sintéticas.

- Los aceites biológicos son adecuados en aplicaciones en donde su contacto es con alimentos o en la industria farmacéutica. Hay dos tipos de aceite biológicos; vegetales y animales; sin embargo su uso es cada vez menor.
- Los aceites minerales son los más comúnmente utilizados, éstos son manufacturados a partir del petróleo crudo. El costo de éstos aceites es bajo y los hace idóneos para actividades de mantenimiento rutinarios.
- Los aceites sintéticos fueron desarrollados para no depender del petróleo. Este tipo de aceites son costosos, la principal ventaja de este tipo de aceite es que al no ser base hidrocarburos, pueden soportar más altas temperaturas sin perder sus características de lubricidad. Existen tres tipos básicos de lubricantes sintéticos actualmente en uso: Lubricantes hidrocarburos sintéticos, Análogos de silicio, Organo-halógenos. La Tabla 5.1, presenta las estructuras químicas más comunes de los aceites sintéticos [3].

### **5.2.1 Aceites minerales**

La estructura de los aceite minerales es muy compleja, por ejemplo un estudio detallado del petróleo crudo reveló 125 compuestos diferentes, de los cuales solo 45 han sido analizados a detalle [4]. La mayor parte de estos aceites, contienen aproximadamente 30 átomos de carbono en cada molécula. La estructura de cada molécula está compuesta de varias cadenas de compuestos alifáticos y cadenas de carbono. Dependiendo de la fuente del petróleo, el aceite diferirá en: composición química, contenido de azufre y viscosidad.

HYDROCARBON SYNTHETIC LUBRICANTS	Polyalphaolefins e.g.	$(-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{CH}_2)_n-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{CH}=\text{CH}_2$
	ESTERS E.G. · Diesters e.g. · Phosphate esters e.g. · Silicate esters e.g. · Polyglycol esters e.g. · Fluoro esters e.g. · Fatty acid esters e.g. · Neopentyl polyol esters e.g.	$\text{C}_8\text{H}_{17}-\text{O}-\text{CO}-\text{C}_8\text{H}_{16}-\text{CO}-\text{O}-\text{C}_8\text{H}_{17}$ $(\text{CH}_3-\text{C}_6\text{H}_4-\text{O})_3\text{P}=\text{O}$ $\text{Si}(\text{O}-\text{C}_8\text{H}_{17})_4$ $\begin{array}{c} \text{CH}_2-(\text{---CH}_2-\text{O---CH}_2)_n-\text{CH}_2 \\   \qquad \qquad \qquad   \\ \text{OH} \qquad \qquad \qquad \text{OH} \end{array}$ $\text{F}(\text{CF}_2)_6\text{CH}_2\text{OOC}(\text{CF}_2)_6\text{F}$ $\begin{array}{c} \text{O} \\    \\ \text{C}_{13}\text{H}_{27}-\text{OC}-\text{C}_{18}\text{H}_{37} \\   \\ \text{CH}_2-\text{OOC}-\text{C}_8\text{H}_{17} \\   \\ \text{CH}_3-\text{CH}_2-\text{C}-\text{OOC}-\text{C}_8\text{H}_{17} \\   \\ \text{CH}_2-\text{OOC}-\text{C}_8\text{H}_{17} \end{array}$
	Cycloaliphatic e.g.	
	Polyglycols e.g.	$\text{OH}-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{O}-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{O} \cdots \text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{OH}$
SILICON ANALOGUES OF HYDROCARBONS	Silicones e.g.	
	Silohydrocarbons e.g.	$(\text{C}_{12}\text{H}_{25})\text{Si}(\text{C}_6\text{H}_{13})_3$
ORGANOHALOGENS	Perfluoropolyethers e.g.	$\text{CF}_3-\text{CF}_2-\text{O}-\text{CF}_2-\text{CF}_3$
	Chlorofluorocarbons e.g.	
	Chlorotrifluoroethylenes e.g.	
	Perfluoropolyalkylethers e.g.	

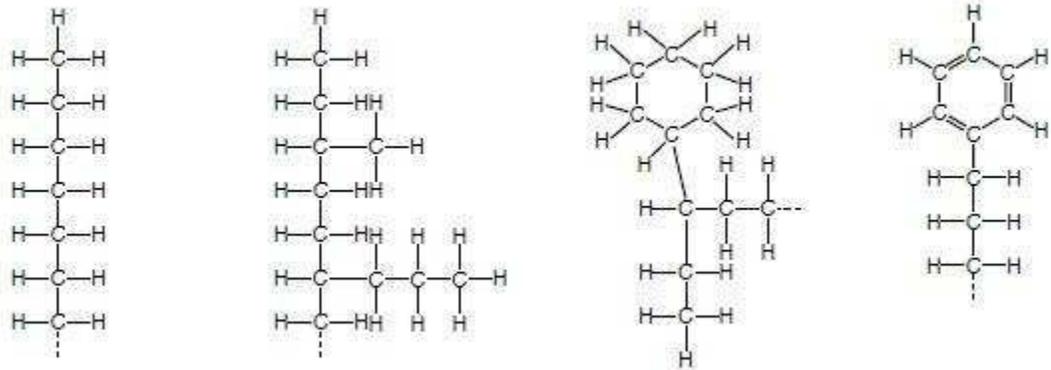
**Tabla 5.1 Composición típica de lubricantes sintéticos [4].**

Existen tres composiciones básicas de los aceites minerales:

1. Parafinados
2. Naftenos
3. Aromáticos.

Son originados de diferentes yacimientos de petróleo y corresponden a una composición en específico, tal como se muestra en la Figura 5.1 [5]. La

presencia de uno u otro tipo de moléculas determina las propiedades físicas de los lubricantes, por ejemplo, existe mucha diferencia en términos de viscosidad-temperatura entre aceite parafinados y naftenos.



**Figura 5.1 Tipos de aceites minerales a) parafinados b) parafinados con ramas c) Naftenos d) Aromáticos [5].**

### 5.2.2 Aceites Sintéticos

Los aceites sintéticos fueron desarrollados principalmente por países que no cuentan con yacimientos de petróleo. El uso de este tipo de lubricantes se ha incrementado gradualmente, especialmente en aplicaciones especializadas, en las cuales el aceite mineral es inadecuado como en aplicaciones de ambientes explosivos, corrosivos y de alta temperatura principalmente. El desarrollo en la industria aeroespacial, donde las temperaturas de las turbinas son muy altas y el riesgo de una explosión es alto, ha propiciado el desarrollo de estos lubricantes. Los aceites sintéticos se pueden dividir en [6,9]:

- Hidrocarburos sintéticos, los cuales proveen una lubricación sobresaliente pero similar en precio a los aceites minerales.
- Siliconas, las cuales son resistentes a altas temperaturas y a presiones muy bajas; sin embargo no poseen características para soportar carga o presiones extremas. Por lo general este tipo de lubricantes son costosos.
- Organo-halogenos, este tipo de lubricantes, pueden ofrecer lubricación efectiva por absorción. Este tipo de lubricantes resisten temperaturas,

ataque químico y presiones extremas, pero son costosos y su uso se reduce a aplicaciones específicas.

### 5.3 Propiedades de los aceites lubricantes

Algunas de las principales propiedades de los lubricantes, se enlistan a continuación [8, 9, 10]:

- Viscosidad: Esta es la propiedad más importante de los lubricantes ya que en la mayoría de los casos es la que define el espesor de la película que separa las superficies para reducir la fricción y el desgaste. Se define como la resistencia a fluir. La forma más práctica de medir la viscosidad cinemática de un fluido consiste en la medición del tiempo que se requiere para que fluya un volumen determinado del mismo. A mayor tiempo, más viscoso es el fluido.
- Índice de viscosidad: Este parámetro indica la estabilidad de la viscosidad de un aceite con respecto a los cambios de temperatura. Todos los aceites sufren una disminución en su viscosidad al incrementarles la temperatura, pero, dependiendo de su naturaleza, ese efecto sucederá en mayor o menor grado. Así tenemos por ejemplo, que los aceites minerales del tipo naftenos tienen un bajo índice de viscosidad, lo que indica que un pequeño cambio en su temperatura genera un cambio significativo de su viscosidad. Los aceites minerales del tipo parafinado en cambio, tienen un mayor índice de viscosidad, lo que significa que su viscosidad es más estable a los cambios de temperatura.
- Punto de inflamación: Es la temperatura a la cual se inflaman los vapores de un aceite al acercarle una flama. Este valor se utiliza como medida de seguridad durante la aplicación del lubricante en condiciones de elevada temperatura con presencia de flama abierta.
- Punto de combustión: Conocido también como punto de fuego, refleja la temperatura a la cual se inflaman los vapores de un aceite durante un mínimo de cinco segundos con flama presente. Este valor es superior al punto de inflamación.

- Punto de auto ignición: Indica la temperatura a la cual se inflama el fluido sin presencia de flama, simulando el derrame del fluido sobre una superficie muy caliente. Este ensayo aplica para los fluidos hidráulicos utilizados en las empresas siderúrgicas, donde existe el peligro de derrame del fluido sobre el metal caliente.
- Gravedad específica: Este valor representa la relación peso/volumen de un fluido con respecto a la del agua. Por ejemplo: Se tiene que la gravedad específica de los aceites minerales esta por el orden de 0.9 lo que indica que su densidad es menor y flotara sobre el agua, mientras que la del mercurio es de 13,6 veces más pesado que el agua por unidad de volumen.
- Punto de fluidez: Indica la temperatura más baja a la cual el aceite fluye. Esta propiedad es importante en lubricantes que son utilizados en ambientes fríos.
- Reserva alcalina (TBN): Representa la cantidad de compuestos básicos presentes en el aceite, disponibles para neutralizar ácidos ingresados. Esta propiedad es de vital importancia en motores diesel donde la combustión del azufre presente en el combustible genera ácido sulfúrico. Si este ácido no es neutralizado por la reserva alcalina del aceite, se produce una acidificación progresiva del mismo, con la consecuente corrosión de las partes internas del motor. Los aditivos utilizados para este efecto, cumplen con la doble función de neutralizar los ácidos a la vez que actúan como detergentes. Es común conseguir en el mercado aceites para motores a gasolina con un TBN de 6 o 7. Este valor no es requerido para neutralizar ácidos sino que es una resultante de la incorporación de aditivos detergentes. La reserva alcalina y el ácido se neutralizan mutuamente, lo que se refleja como una reducción progresiva del TBN. La velocidad de esta caída es directamente proporcional al contenido de azufre en el combustible y al tiempo de uso del aceite, e inversamente proporcional a los niveles de reposición de aceite para compensar el consumo. Así tenemos por ejemplo: que los motores diesel de 2 tiempos reflejan un consumo menor del TBN comparados con los de 4 tiempos. Esto se debe únicamente a la continua reposición de aceite que exigen estos motores ya que,

por las características de su diseño, consumen más aceite. La tendencia lógica nos llevaría a pensar que, al alcanzar un nivel de TBN = 0, se debe proceder al cambio. Esta lógica sería la responsable de la destrucción prematura del motor. En los motores Diesel y también en los de gasolina, donde la producción de ácidos es mayor, se maquinan los cilindros de forma que quede una retícula producida por la huella de la herramienta de maquinado (proceso de "honeado"). Este efecto se refleja como una serie de diminutas ralladuras en la superficie que almacenan una mínima cantidad de aceite. Al ácido sulfúrico que se produce durante la combustión se condensa sobre las paredes de los cilindros y debe ser neutralizada por esta mínima cantidad de aceite retenido en los microsurcos del proceso de "honeado". A medida que ocurre el desgaste de los cilindros por fricción, se pule la superficie, perdiendo la capacidad de retener aceite. Esto se refleja de la misma manera que ocurrirá con el uso de un aceite con un TBN inferior al requerido. Por lo anterior, se debe considerar el contenido de azufre en el combustible en el momento de seleccionar el lubricante y su respectivo TBN más adecuado para el motor. El fabricante del motor generalmente recomienda el periodo de recambio basado en el nivel de TBN del aceite y el contenido de azufre del combustible, como por ejemplo: Para un TBN de 10 = 250 horas de servicio si el contenido de azufre esta entre 0- 0.5%. 180 horas de servicio si el porcentaje de azufre está entre 0.5-1.0%, 125 horas si es > 1.0%

- Estabilidad a la oxidación: Refleja la capacidad de un lubricante a resistir a la oxidación por efecto de la temperatura y el contacto con el oxígeno (generalmente del aire). El efecto de la oxidación del aceite propicia cambios en las características del lubricante, incrementando la viscosidad y la formación de lacas y lodos.
- Demulsibilidad: En aplicaciones donde se requiere que el lubricante se mantenga separado del agua, se determina la capacidad que tiene el aceite

para no emulsionarse .Esta propiedad es importante para aceites de turbina e hidráulicos.

- Residuo de carbón: Determina la cantidad de carbón en peso que queda al quemar una muestra de aceite. Este ensayo aplica básicamente para aceites de motor de combustión interna donde se puede producir una incineración de pequeñas cantidades del aceite lubricante. El residuo de carbón será mayor en aceites de mayor viscosidad y dependen también del proceso de refinación. Mientras más severo es el proceso de refinación, menor es el contenido de fracciones pesadas y, por lo tanto, menor es el contenido de carbón residual. Este valor se incrementa con el uso de ciertos aditivos.

### **5.3.1 Aceites de uso automotriz**

La evolución de los aceites para motores fue conducida en sus inicios por tres organismos con influencia mundial. El primer lubricante que se utilizó para la lubricación de los motores de combustión interna era un aceite mineral sin aditivos. Después de un corto periodo de uso, este aceite mineral puro se oxidaba considerablemente lo cual se reflejaba como un incremento notable en la viscosidad y la pérdida de las propiedades lubricantes, además de notarse un desgaste considerable en los motores. Esto motivo a la SAE (Society for Automotive Engineers) a plantear la necesidad de desarrollar un aceite con mayor resistencia a la oxidación y con propiedades que permitiesen controlar el desgaste. La ASTM diseñó las pruebas con motores de banco y estableció los parámetros de evaluación para los nuevos candidatos que posteriormente serían incluidos por el API dentro de las clasificaciones de nivel de servicio SB, siendo el primero (aceite mineral puro) el SA). Este proceso continuó a medida que se detectaban nuevas posibilidades de mejora y los aceites continuaron evolucionando: SC, SD, SE,....., SN.

Paralelamente se venía evolucionando de la misma forma en los niveles de servicio de los aceites para motores que utilizan diésel como combustible: CA,

CB, CC, CD, CD, CDII, CE, CF-4, etc. La letra S (por "servicio" o "spark" –chispa en inglés) fue designada para identificar los aceites para motores a gasolina y la letra C (C, de compresión) para los motores diésel.

La clasificación de los niveles API de los aceites para motor indica tanto la aplicación (gasolina o diesel) como el nivel de servicio, según la letra que acompaña a la S a la C. Las evaluaciones que se realizan a los aceites deben contemplar ambas clasificaciones, tanto S como C. Así tenemos por ejemplo un aceite CD/SF o un SF/ CD. Ambos cumplen con las mismas pruebas de motor pero generalmente presentan una diferencia: el primero CD/SF diseñado para motores Diésel, generalmente tiene un TBN mayor al segundo diseñado para motores a gasolina. Otro ejemplo característico es el CG-4/SH. Este aceite principalmente recomendado para motores diésel, posee un elevado nivel API para gasolina. Este tipo de aceite presenta la ventaja en empresas con numerosos motores diésel y escasos motores a gasolina, que no requiere un inventario adicional de un aceite diferente para estos últimos. La Tabla 5.2, muestra el desarrollo de estas clasificaciones a través del tiempo [11].

**Tabla 5.2 Desarrollo de la clasificación de aceite de motor según API**

<b>Desarrollo y Vigencia de las Clasificaciones API</b>							
<b>Motores a Gasolina</b>				<b>Motores a Diesel</b>			
<b>Categoría</b>	<b>Año lanzado</b>	<b>Duración</b>	<b>Vigencia</b>	<b>Categoría</b>	<b>Año lanzado</b>	<b>Duración</b>	<b>Vigencia</b>
SA	1900	30 años	Obsoleto	CA	1900	30 años	Obsoleto
SB	1930	34 años	Obsoleto	CB	1930	25 años	Obsoleto
SC	1964	4 años	Obsoleto	CC	1955	24 años	Obsoleto
SD	1968	4 años	Obsoleto	CD	1979	9 años	Obsoleto
SE	1972	8 años	Obsoleto	CE	1988	3 años	Obsoleto
SF	1980	9 años	Obsoleto	CF	1991	2 años	Obsoleto
SG	1989	6 años	Obsoleto	CF-4	1993	2 años	Obsoleto
SH	1992	2 años	Obsoleto	CG-4	1995	4 años	Obsoleto
SJ	1997	4 años	Obsoleto	CH-4	1999	Actual	Vigente
SL	2001	Actual	Vigente	CI-4	2002	Actual	Vigente
SM	2005	Actual	Vigente	CJ-4*	2005	Actual	Vigente
SN	2010	Actual	Vigente				

En general, las características principales que debe de cumplir un aceite para motor son:

- Lubricar las partes móviles formando una película fluida entre ellas para evitar el contacto metal-metal
- Reducir la fricción
- Actuar como sello ante las presiones de la combustión
- Refrigerar o retirar el calor producido por la combustión
- Evitar el desgaste en elementos sometidos a severas cargas, donde por diseño la película es muy delgada (Punto Muerto Superior)
- Minimizar la formación de herrumbre producida por la condensaciones agua sobre las superficies metálicas
- Evitar la corrosión y el desgaste corrosivo producido por la formación de ácidos
- Minimizar la formación de lodos y barnices, que tienden a acelerar la oxidación del aceite, reducen la capacidad del motor de disipar el calor, atascan los

anillos aumentando el paso de aceite a la cámara de combustión, etc (aumento del fenómeno “blow by”).

- Actuar como receptor de contaminantes, manteniéndolos suspendidos para que sean retirados por el filtro de aceite o sean desechados con el cambio de aceite.
- Cumplir con todos los requisitos expuestos anteriormente en los climas más variados, desde los calores desérticos hasta los fríos del ártico.

#### **5.4 Principios de lubricación**

Un sistema lubricante consiste en dos superficies en movimiento bajo una carga con una sustancia lubricante entre ellas. La lubricación se consigue gracias a las propiedades físicas y químicas de dicha sustancia. Las propiedades físicas determinan su habilidad para operar bajo condiciones de lubricación hidrodinámica, y las propiedades químicas son cruciales para un buen comportamiento bajo lubricación límite. La lubricación actual se basa en dos principios:

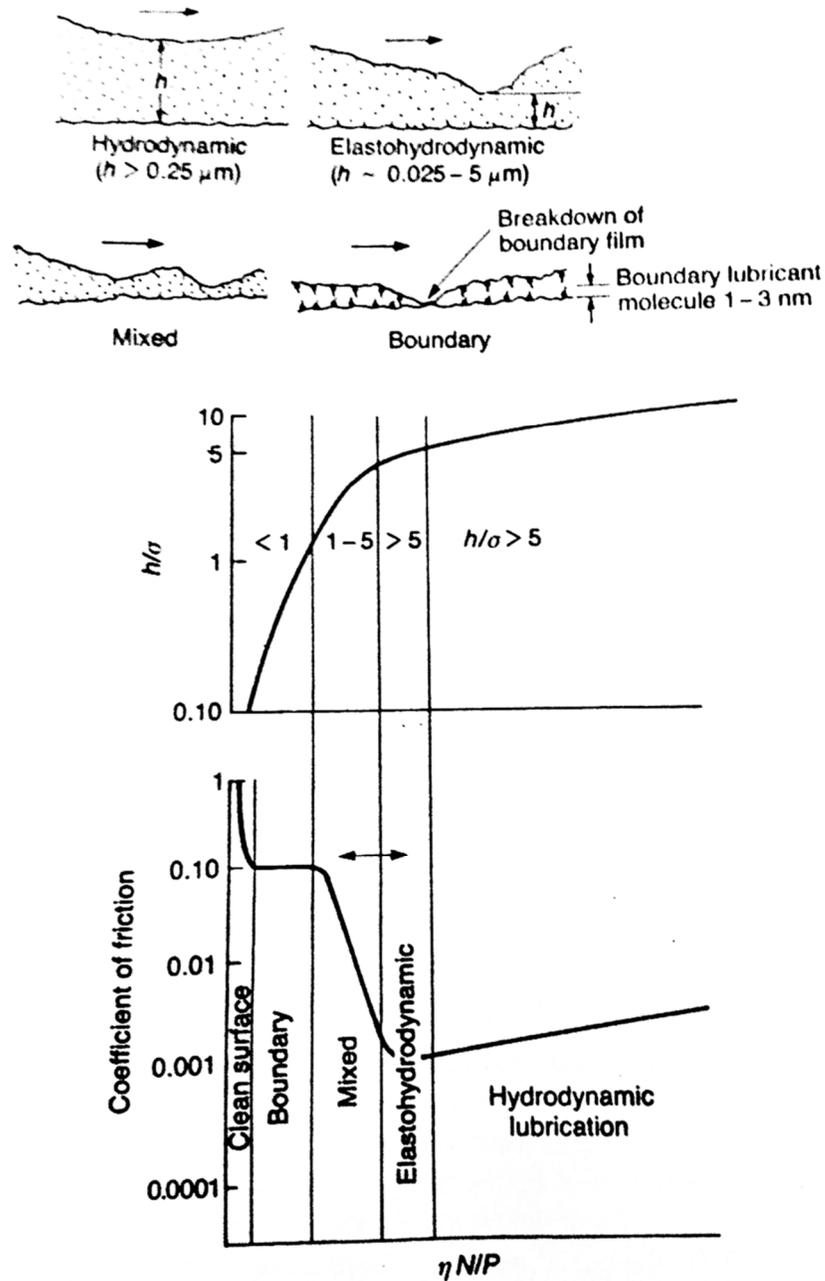
- Evitar el contacto entre las superficies gracias a la presión hidrostática e hidrodinámica generada por el fluido lubricante, que permite soportar la carga aplicada (Lubricación hidrodinámica y elasto-hidrodinámica, HDL y EHL).
- Bajo cargas altas y/o velocidades bajas, se utilizan finas películas químicas generadas a partir de los aditivos para proteger a las superficies del inevitable contacto entre las asperezas. Estas películas químicas protegen del esfuerzo cortante provocado por la fricción y la abrasión del contacto (Lubricación límite).

La lubricación por película fluida ocurre cuando dos superficies opuestas se separan completamente por una película lubricante y ninguna aspereza está en contacto. La presión generada dentro del fluido soporta la carga aplicada y la

resistencia por fricción al movimiento se origina completamente del cortante del fluido viscoso. El espesor de la película lubricante depende en gran parte de la viscosidad del lubricante tanto en el extremo alto como bajo de la temperatura del medio [12]. En función del espesor de la película de lubricante que interpongamos entre dos superficies y de la rugosidad superficial de las mismas se deriva el tipo de lubricación (Hidrodinámica, Mixta y Frontera) y ésta está dada por el coeficiente  $\lambda$  [13] :

$$\text{De ahí: } \lambda = \frac{\text{Espesor mínimo de película}}{\text{Rugosidad de las superficies}}$$

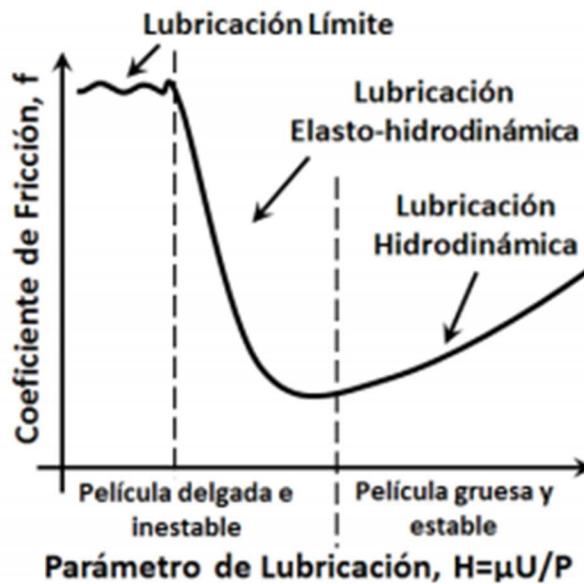
El régimen de Lubricación Hidrodinámica, se basa en que dos superficies se separan por la interposición permanente de una película lubricante de forma que no hay contacto entre ambas superficies en ningún punto;  $\lambda$  es  $>3.5$ . La condición de Lubricación Mixta, se describe cuando la película del lubricante no impide totalmente el contacto entre rugosidades, produciéndose éste, en algunas zonas. La carga es soportada en parte por el contacto sólido-sólido y en otras por el lubricante, siendo la lubricación imperfecta;  $\lambda$  en este régimen varía de  $1 < \lambda < 3.5$ . En el régimen de Lubricación frontera, la película de lubricante desaparece completamente o este se queda entre las rugosidades, siendo soportada toda la carga por el contacto sólido-sólido;  $\lambda$  en este régimen es  $\lambda < 1$ . Las Figura 5.2, muestran las condiciones que se requieren para la lubricación Hidrodinámica, Mixta y Frontera.



**Figura 5.2 Regímenes de lubricación: a) Frontera ó Limite b) Mixto c) Hidrodinámico [13].**

El modelo más aceptado para los contactos deslizantes con lubricación es el formulado por Stribeck en 1902, quién describió la variación de la fricción con respecto al parámetro de Hersey ( $\eta \cdot v / FN$ ), donde "v" es la velocidad de deslizamiento, "η" la viscosidad dinámica y FN la fuerza normal aplicada (Figura 5.3)[14]. De este estudio, se desprende el hecho de que un aumento de espesor de la capa de lubricante no tiene por qué disminuir la fricción. En los contactos

deslizantes lubricados, la fricción disminuye al aumentar la velocidad de deslizamiento hasta una situación de película mixta o completa, después de la cual, la fricción del contacto puede mantenerse constante, aumentar o disminuir con la velocidad de deslizamiento, dependiendo de la viscosidad y de los efectos térmicos. Sin embargo, este modelo no es capaz de explicar el valor de fricción obtenido cuando éste depende de la fuerza aplicada y las superficies en contacto se adhieren una a otra.



*Figura 5.3 Curva de Stribeck [14].*

Más recientemente, se ha propuesto un nuevo mapa de lubricación que se presenta en la Figura 5.4. En esta figura se define:

- $h$ , como el espesor de película.
- $R_g$ , como el radio efectivo de las moléculas del lubricante.
- $R_c$ , como la rugosidad combinada de las dos superficies.



Figura 5.4 Mapa de los regímenes de lubricación [14].

Cuando las superficies entran en contacto, muchas asperezas sufren una deformación elástica, dando lugar a un régimen de lubricación elasto-hidrodinámica (EHL). Los parámetros críticos de este régimen son la viscosidad y los coeficientes de viscosidad–presión del lubricante. Si seguimos aumentando la presión de contacto más allá de la EHL se produce la deformación plástica de las asperezas y el espesor de película ( $h$ ) decrece. Cuando  $h$  cae por debajo del rango de la rugosidad de las superficies, el contacto entre las asperezas se convierte en el mecanismo dominante para soportar la carga, encontrándonos dentro de lubricación límite (BL).

Existe una región de transición entre la EHL y la BL, tanto por el valor de “ $h$ ” como por el comportamiento tribológico. Esta zona de transición se denomina régimen de lubricación de película fina o TFL (Thin Fluid Lubrication), donde el valor de “ $h$ ” puede llegar a ser del orden de nanómetros. A pesar de estos valores, para superficies muy pulidas, incluso con un espesor de película menor que la rugosidad combinada de las superficies en contacto, se puede llegar a obtener una buena lubricación. El recientemente definido régimen TFL tiene mecanismos de trabajo claramente diferenciados del resto, ya que la adsorción superficial del lubricante da lugar a modificaciones en la alineación de las moléculas del líquido en varias de las capas cercanas a la superficie sólida, produciéndose una ordenación molecular en el lubricante hasta cierto grado. A diferencia de la BL,

en la TFL el lubricante es móvil debido a que la película es relativamente gruesa, y la viscosidad tiene una influencia importante. Por otro lado, la BL está caracterizada por la formación de películas adsorbidas, tanto de forma física como química. Bajo las condiciones de este régimen, la temperatura alcanzada en el contacto de las asperezas puede ser suficiente como para causar la reacción química entre el lubricante y las superficies sólidas, generándose una capa adsorbida que protege las superficies. Sin embargo, la naturaleza exacta de estas capas y la cinética química del proceso no son totalmente conocidas [14].

## Referencias Bibliográficas

- [1] D.M.Pirro, A.A Wessol, Lubrication Fundamentals, CRC Press, USA 2008, pp 1-7.
- [2] T. Gold, Terrestrial Sources of Carbon and Earthquake Outgassing, Journal of Petroleum Geology, Vol. 1, 1979,pp. 3-19.
- [3] D. Klamann, Lubricants and Related Products, Verlag Chemie, Weinheim, 1984, pp. 51-83.
- [4] A. Dorinson and K.C. Ludema, Mechanics and Chemistry in Lubrication, Elsevier, Amsterdam, 1985, pp. 472-500.
- [5] Y. Kimura and H. Okabe, An Introduction to Tribology, Youkandou Press, Tokyo 1982, pp. 69-82
- [6] A. Jackson, Synthetic Versus Mineral Fluids in Lubrication, Proc. Int. Tribology Conference, Melbourne, The Institution of Engineers, Australia, National Conference Publication No. 87/18, December, 1987, pp. 428-437.
- [7] B. Bhushan, Tribology and Mechanics of Magnetic Storage Devices, Springer-Verlag, 1990.
- [8] F.G. Rounds, Additive Interactions and Their Effect on the Performance of a Zincdialkyldithiophosphate, ASLE Transactions, Vol. 21, 1978, pp. 91-101.
- [9] K. Yoshida, K. Hosonuma and T. Sakurai, Behaviour of Polymer-Thickened Oils in Lubricated Contacts, Wear, Vol. 98, 1984, pp. 63-78.
- [10] K. Yoshida, Effect of Sliding Speed and Temperature on Tribological Behaviour With Oils Containing a Polymer Additive or Soot, Tribology Transactions, Vol. 23, 1990, pp. 221-228.
- [11] <http://www.windwan.biz>.
- [12] Pettersson U. Surfaces Designed for High and Low Friction. Thesis (Doctor of Philosophy). Uppsala Universitet. 2005. 44 p.
- [13] B. Bharat, Principles and Applications of Tribology, Ed. Wiley, USA 1999, pp.586-589.
- [14] Booser. Richard, Handbook of Lubrication, STLE, Vol 2, CRC press, USA 1983, pp 139-159.

# **CAPITULO 6**

## **Fricción y Desgaste de los componentes del Motor de C.I**

### **6.1 Introducción**

El motor recíprocante de combustión interna ha sido la fuente de poder de muchas de las aplicaciones automotrices, por más de cien años. La longevidad de esta fuente de poder va a depender de la manera en que las casas automotrices afronten los retos de disminución de los consumos de combustible y reducción de las emisiones contaminantes, principalmente; sin mermar las prestaciones de potencia del motor. Simultáneamente, el cliente final es renuente a aceptar una disminución en el desempeño, calidad y confiabilidad de la fuente de poder del automóvil, lo cual da como resultado el mejorar el diseño del motor y disminuir las pérdidas por fricción de los componentes internos del motor.

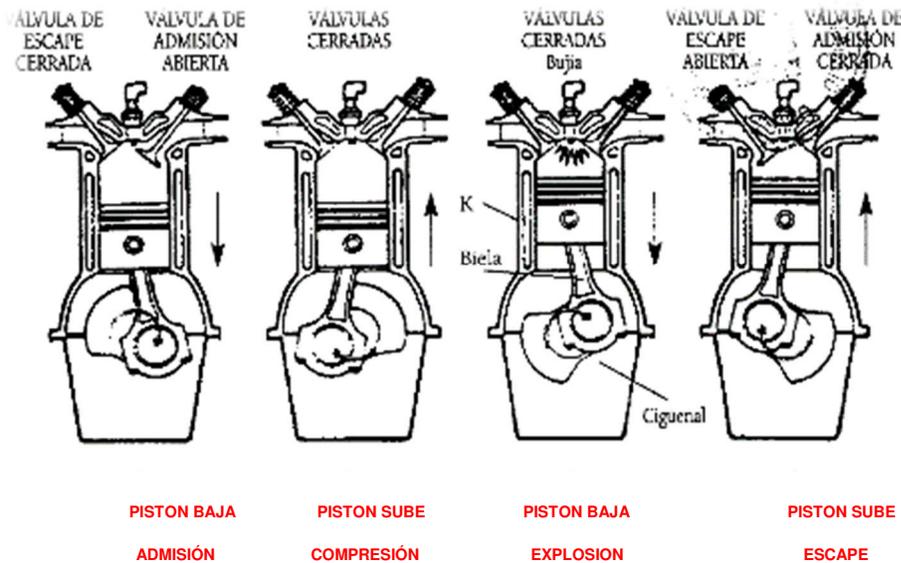


Admisión: Admisión de una mezcla aire-combustible al cilindro, en donde las válvulas de admisión abren y el pistón realiza un recorrido descendente succionando la mezcla antes mencionada.

Compresión: En el ciclo de compresión, la válvula de admisión, que en la etapa de admisión se encontraba abierta, cierra y el pistón se mueve en forma ascendente comprimiendo la mezcla aire-combustible.

Explosión/ Potencia: Durante la etapa de explosión, se produce una chispa la cual enciende la mezcla aire-combustible. Durante esta explosión, se genera un violento incremento en la presión debido a la energía liberada por el combustible. La presión, empuja el pistón en movimiento descendente.

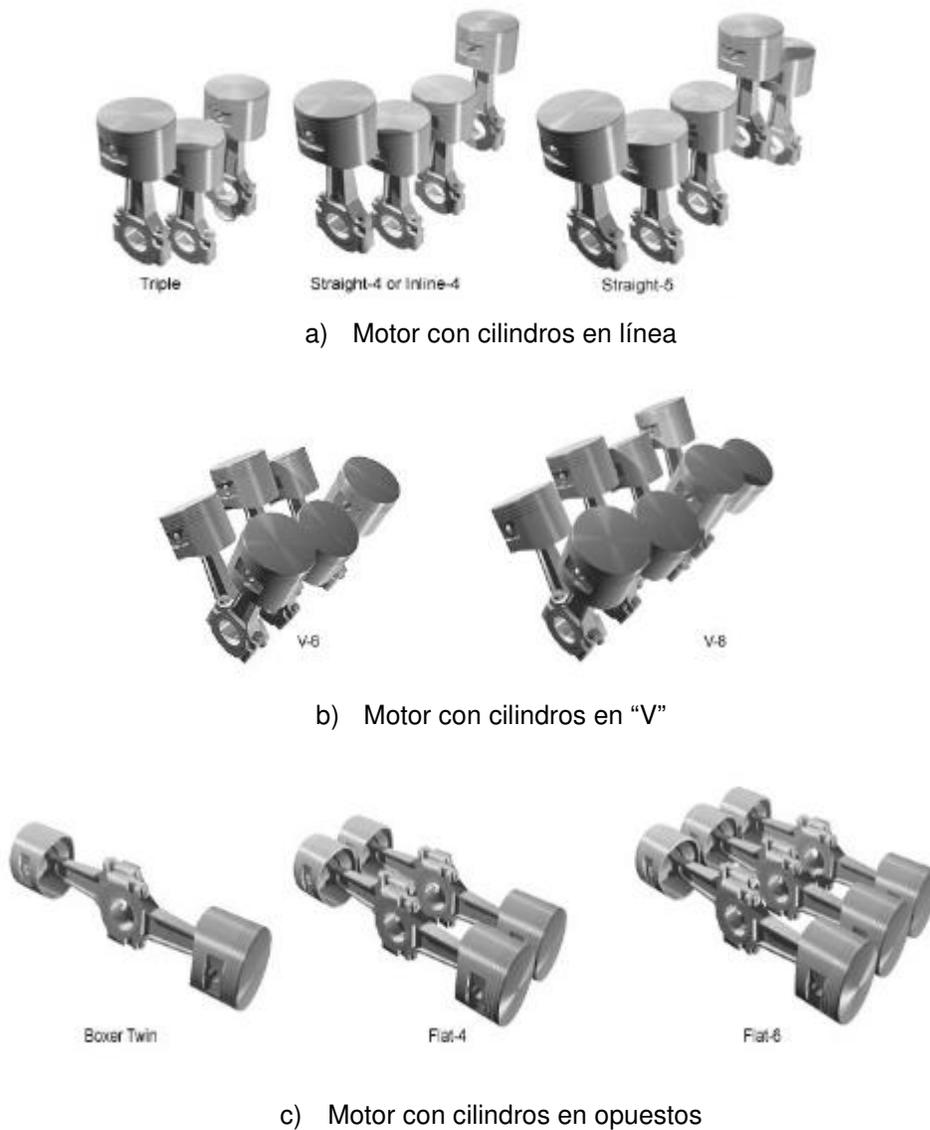
Escape: Para la carrera de escape, la válvula de escape abre y el pistón comienza su trayectoria nuevamente en sentido ascendente, forzando la salida de los gases del producto de la combustión. La Figura 6.2, describe las etapas antes mencionadas.



**Figura 6.2 Ciclo de cuatro tiempos de un motor de combustión interna [1].**

En aplicaciones comerciales, el motor más utilizado es el motor de cuatro tiempos encendido por chispa. Estos motores pueden ser categorizados por el

número y disposición de los cilindros en el monobloque. Algunas de las configuraciones típicas se muestran en la Figura 6.3.



**Figura 6.3 Configuración típica de los motores de combustión interna a) Configuración en línea b) Configuración en disposición en V c) Configuración de cilindros opuestos [1].**

Actualmente, la mayoría de los motores emplean estructuras rígidas para soportar los grandes esfuerzos mecánicos y térmicos a los que son sometidos. El uso extensivo de las aleaciones de aluminio juega un papel muy importante ya

que el bajo peso del mismo, permite diseñar motores más livianos incrementado la densidad de potencia del motor.

Desde la crisis del petróleo de los años 70's, del siglo pasado, se ha puesto mucho énfasis en reducir las emisiones de contaminantes a la atmosfera y reducir los consumos de combustible; organismos como el CAFE (Corporate Average Fuel Economy) son los encargados de legislar a los fabricantes automotrices en Norte América. Algunos de los esfuerzos para disminuir las emisiones contaminantes y reducir los consumos de combustible son [2]:

- Reducción del coeficiente aerodinámico en la cuestión de los diseños de carrocería.
- Reducción del desplazamiento de los motores; actualmente el rango comercial más comúnmente utilizado es desde 0.6L hasta 3.6L (en los años 70's el común denominador era tener motores con desplazamientos de los 2.8L hasta los 5.0L e inclusive algunos modelos con hasta 7.0L.
- Eficientización de algunas de las funciones del motor de combustión interna, tales como desactivación de cilindros, tiempo variable de apertura de válvulas, uso de turbo cargadores, etc.
- Mejora en la tecnología de tratamiento de los gases de escape (convertidor catalítico)
- Uso de materiales más ligeros. Es el tema del presente trabajo, en donde las camisas de cilindros de hierro gris tradicionalmente utilizadas en los motores de combustión interna son substituidas por el mismo monobloque monolítico fabricado de una aleación de aluminio de alta resistencia al desgaste.

Actualmente, la mejora en economía de combustible es uno de los principales retos del futuro de la industria automotriz. Dos de los principales factores que afectan al rendimiento de combustible son:

1. Peso
2. Pérdidas por fricción

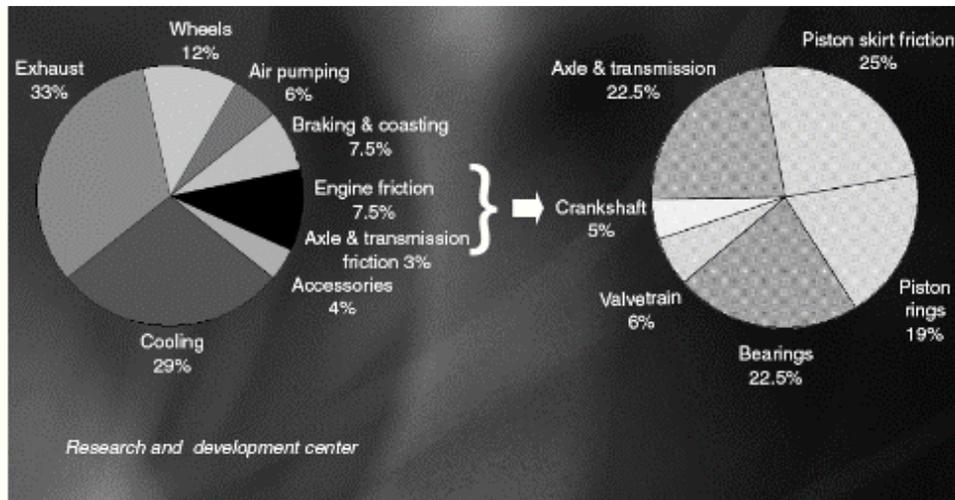
Además de los componentes estructurales del vehículo, el motor contribuye significativamente al peso total de vehículo, por lo tanto el reemplazo de los monobloques de hierro por monobloques de aluminio ha mejorado significativamente la economía de combustible [3]. Casi la mitad de los motores que se fabrican mundialmente actualmente son de aluminio [4] y la tendencia es ir incrementando los motores de aluminio.

### **6.3 Fricción en motores de combustión interna**

Una parte del trabajo desarrollado en el cilindro por los gases durante la etapa de combustión se transforma en trabajo efectivo disponible en el cigüeñal, la otra parte de ese trabajo corresponde a las pérdidas mecánicas. Éstas se pueden agrupar de la siguiente manera [5, 6, 7]:

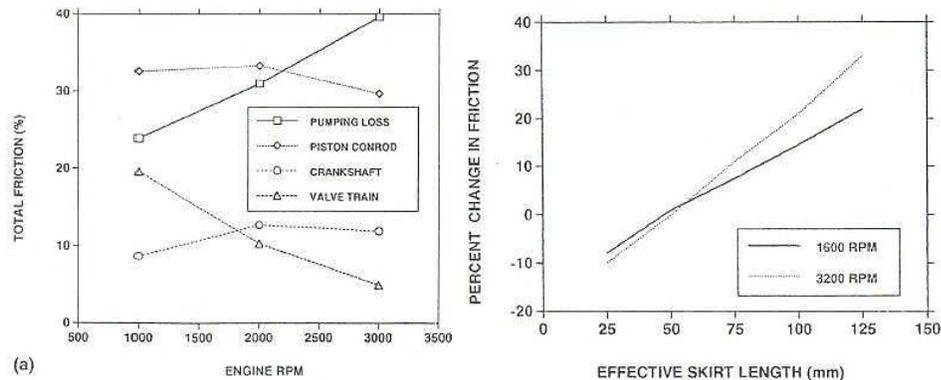
- Pérdidas por fricción
- Pérdidas de bombeo (agua, aceite)
- Pérdidas de accionamiento de periféricos auxiliares (compresor, alternador, árbol de levas)

Las pérdidas por fricción se deben a la resistencia al movimiento relativo entre las partes móviles del motor, éstas reducen la potencia efectiva, por lo tanto, aumentan el consumo de combustible del motor. En el caso ideal de un motor sin fricción, la reducción en el gasto de combustible es de aproximadamente el 21% para motores de gasolina y del 26% para diesel [8]. Por su influencia en las pérdidas del motor, destaca el conjunto anillo-pistón y los segmentos de cilindros. La Figura 6.4 muestra la distribución de la energía total en un motor típico de combustión interna [9].



**Figura 6.4 Distribución de las pérdidas debido a la fricción de los componentes internos de un motor de C.I [9].**

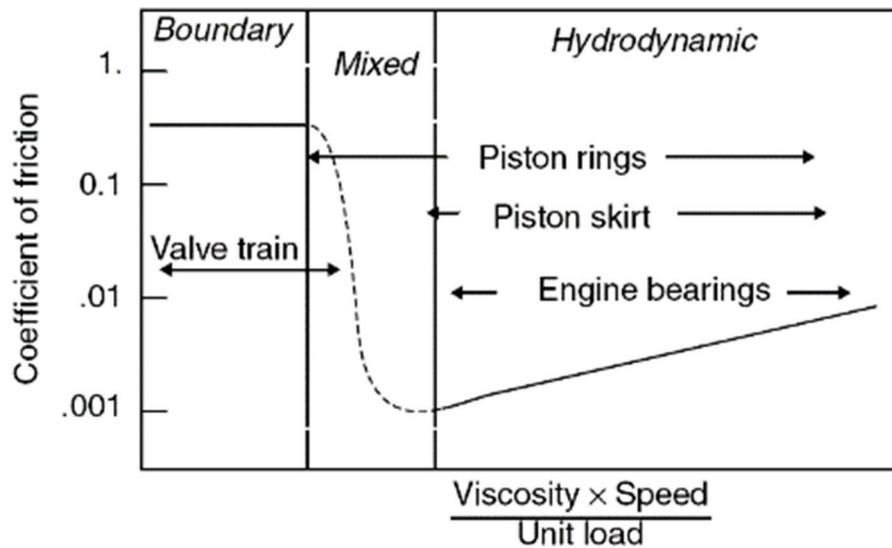
Como se puede observar, las pérdidas mecánicas debida a la fricción representan aproximadamente el 15% de la energía desarrollada por el motor; este valor puede llegar hasta 40% según la configuración del motor [10]. En la Figura 6.5 se observa que la magnitud de la fricción es distinta según el elemento del motor y la velocidad; en el cigüeñal, la fricción aumenta conforme aumenta la velocidad rotacional y en el tren de válvulas disminuye conforme aumenta la velocidad rotacional [11].



**Figura 6.5 Factores que afecta la fuerza de fricción en un motor de C.I [11].**

Durante cada revolución del cigüeñal, la velocidad de deslizamiento del pistón pasa de 0 m/s, en el punto muerto superior (PMS) hasta los 10m/s (dependiendo del tipo de motor) al punto de llegar al punto muerto inferior (PMI), esto repercute de manera directa en el modo de lubricación lo que da lugar a los distintos regímenes de lubricación. Durante el movimiento recíprocante del pistón

sobre la superficie del cilindro o camisa, este experimenta lubricación hidrodinámica durante la carrera de ascenso y descenso del pistón; mientras que en los puntos muertos (PMS & PMI) se experimenta lubricación mixta obteniendo valores de coeficiente de fricción que van de  $\mu$ : 0.1 a 0.005 [12]. La fricción total del motor experimenta dos componentes de lubricación: Mixta (PMI & PMS) e Hidrodinámica (cuando se desliza sobre la superficie de la camisa). La Figura 6.6, relaciona éstos regímenes de lubricación con los componentes del motor [13].



**Figura 6.6 Diagrama Stribeck, el cual muestra los regímenes de lubricación para la mayoría de los componentes del motor [13].**

Dentro de los elementos que más fricción aportan, se encuentra el sistema del tren de válvulas, el cual opera en el régimen Mixto-Frontera, debido a las altas cargas y bajas velocidades de deslizamiento. Los anillos de pistón operan bajo el régimen Mixto-Hidrodinámico debido a la alta presión generada durante la compresión y las velocidades de éste. En el punto muerto superior del pistón, cuando la presión de los gases es máxima y la velocidad de deslizamiento es casi cero, ocurre contacto entre los anillos y la superficie de la pared de cilindros operando bajo el régimen Mixto como ya se había mencionado anteriormente.

## 6.4 Efecto de los componentes del motor en la fricción

Los principales parámetros que afectan las pérdidas por fricción en un motor están relacionados principalmente con las condiciones de operación (velocidad, carga, etc) y con la temperatura del sistema [13].

### 6.4.1 Pistón

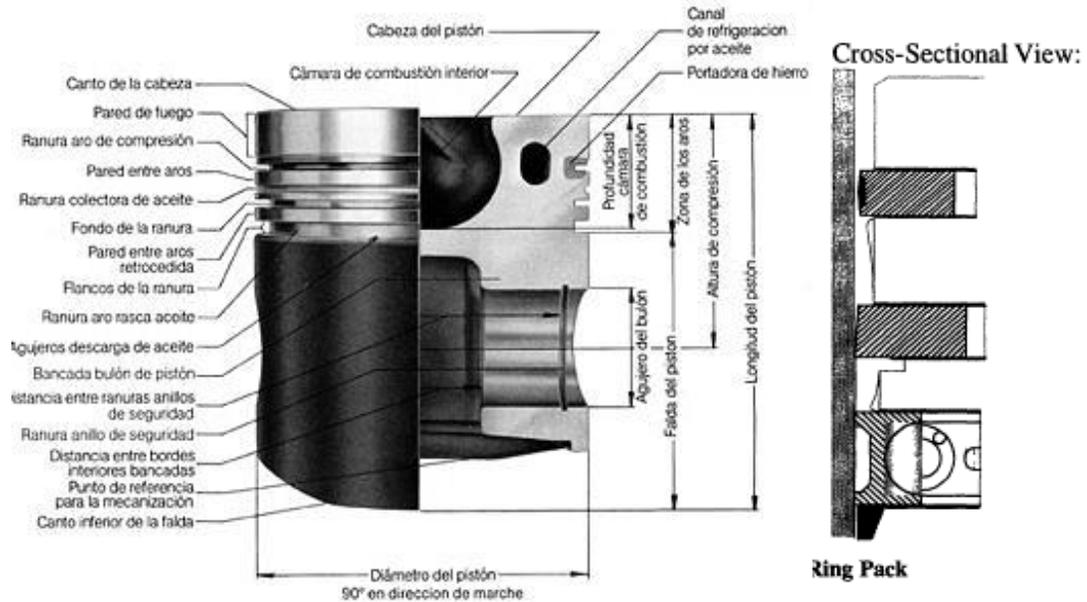
Entre los muchos componentes móviles del motor de combustión interna el conjunto anillo-pistón es considerado uno de los elementos que contribuyen al total de la fricción y desgaste de un motor. En la mayoría de las aplicaciones automotrices, los pistones están fabricados de aleaciones de aluminio. Esto debido principalmente al bajo peso y la alta conductividad térmica; sin embargo esta alta conductividad térmica se ve mermada por la baja conductividad del hierro gris y el diferente coeficiente de expansión térmica de las camisas de los cilindros, lo cual obliga a disponer de un claro mayor entre la camisa de los cilindros y los anillos, esto se traduce en menor eficiencia del motor. Una de las necesidades antes mencionadas para aumentar la eficiencia del motor se basa en la disminución del claro entre anillos y las camisas de cilindros (menor “blow-by”). Los pistones de aluminio para aplicaciones automotrices generalmente son vaciados por el método de molde permanente (P) con aleaciones de Al-Si tipo 332.0-T5; para aplicaciones de alto desempeño se emplean aleaciones Al-Si tipo 336.0-T5. Las composiciones químicas y propiedades se mencionan en la Tabla 6.1 y 6.2 [13]. La Figura 6.7, muestra un corte transversal de un pistón de aluminio con el ensamble de los anillos de pistón [14].

**Tabla 6.1 Composición química de las aleaciones utilizadas en la fabricación de pistones [13].**

Alloy	Composition, wt%									
	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Ni	Zn	Ti	Al
336.0	11.0-13.0	1.2	0.50-1.5	0.35	0.7-1.3	...	2.0-3.0	0.35	0.25	bal
242.0	0.7	1.0	3.5-4.5	0.35	1.2-1.8	0.25	1.7-2.3	0.35	0.25	bal

**Tabla 6.2 Propiedades típicas de los pistones de aluminio. [13].**

Alloy	Temper and product form <sup>(a)</sup>	Specific gravity <sup>(b)</sup>	Density <sup>(b)</sup>		Approximate melting range		Electrical conductivity, %IACS	Thermal conductivity at 25 °C (77 °F), W/m · K	Coefficient of thermal expansion, per °C × 10 <sup>-6</sup> (per °F × 10 <sup>-6</sup> )	
			kg/m <sup>3</sup>	lb/in. <sup>3</sup>	°C	°F			20-100 °C (68-212 °F)	20-300 °C (68-570 °F)
336.0	T551(P)	2.72	2713	0.098	540-570	1000-1060	29	0.28	18.9 (10.5)	20.9 (11.6)
242.0	T571(P)	2.81	2823	0.102	525-635	980-1180	34	0.32	22.5 (12.5)	24.5 (13.6)
332.0	T5(P)	2.76	2768	0.100	520-	970-1080	26	0.25	20.7 (11.5)	22.3 (12.4)



**Figura 6.7 Corte transversal de un pistón con los anillos [14].**

En el sistema del pistón, existen por lo menos 11 áreas de contacto en las cuales se produce una fricción, algunas de estas áreas se listan a continuación: superficie de la falda del pistón, el contacto de los anillos (tres zonas), los surcos del pistón donde se alojan los anillos, la superficie del pasador que conecta a la biela. Las condiciones de fricción varían con la calidad del lubricante y con la duración de las carreras del pistón sobre la camisa o cilindro. En algunos casos, tal y como en el contacto de los anillos sobre el cilindro tiene el mayor efecto en la eficiencia del motor, ya que determinan el grado de sellabilidad [14].

La zona de la falda del pistón puede afectar el consumo de combustible y la eficiencia del motor. La Figura 6.5, muestra el efecto de la velocidad del motor

vs el cambio en la fricción con la longitud de la falda del pistón; es decir, entre mayor distancia tenga la falda, más repercute en el aumento de la fricción. La fricción en la falda del pistón depende si éste hace contacto con la superficie del cilindro y como interactúe con el lubricante. Si la película de lubricante se rompe, entonces se producirá contacto metálico incrementándose la fricción. Es debido a estas razones que se aplican recubrimientos de baja fricción en la superficie de la falda del pistón [15]. La Figura 6.8, muestra las partes principales de un pistón [16].



**Figura 6.8 Partes principales del conjunto pistón biela [16].**

Otro factor que cobra mucha importancia es la masa del pistón. Existen diferencias con respecto a la masa del pistón en la fricción. Se encontró [17] que el reducir un 20% la masa del conjunto pistón-anillos-biela, se obtenía una reducción del 20% en la fricción generada por este conjunto. Por el otro lado, se observó que al aumentar la masa del pistón lo hacen también las carga laterales entre pistón y la superficie del cilindro (cabeceo del pistón) aumentando por consiguiente, la fricción [18]. Este efecto repercute más en motores pequeños de altas velocidades, no así en los motores de media velocidad en los que las fuerzas atribuidas por la presión del cilindro son las más importantes.

En el modo de lubricación límite, la potencia absorbida por la fricción depende linealmente de la velocidad del pistón. Para los modos de lubricación

mixta e hidrodinámica, las pérdidas por fricción están relacionadas con la velocidad por la siguiente ecuación [19]:

$$N_f \approx \mu^{1/2} C_m^{3/2}$$

Como se observa, el efecto de la velocidad está condicionado por la viscosidad/tipo de lubricante. La viscosidad de los aceites multigrado está controlada por la proporción del esfuerzo cortante, que a su vez depende de la velocidad del pistón, la temperatura en el cilindro también aumenta y por lo tanto se reduce la viscosidad. En conclusión, la pérdida por fricción aumenta con un alta velocidad del pistón si y solo si la reducción en la viscosidad del lubricante no contrarresta el aumento de la velocidad del pistón [19]. En lo que respecta al uso de aceites mono grados, la viscosidad depende únicamente de la temperatura. Al aumentar la velocidad del pistón, la temperatura en éste se incrementa, reduciéndose la viscosidad. Por consiguiente, la pérdida por fricción se incrementa.

#### **6.4.2 Fundamentos del paquete de anillos de pistón**

El paquete de anillos es un componente primordial durante la operación del motor, llevando operaciones fundamentales como el sellado de los gases calientes de combustión; sin los anillos, el motor no podría llevar a cabo la operación de combustión. Más allá de estas operaciones fundamentales, los anillos deben de llevar a cabo estas tareas con la mínima fricción y desgaste. La sellabilidad entre la interface pistón-anillo-cilindro, ha sido un reto desde la concepción del motor de combustión interna. Se hicieron algunos avances en ésta área con el desarrollo del motor de vapor; sin embargo, fue hasta cuando Edward Cartright propuso utilizar anillos metálicos. Durante mediados del siglo 19, John Ramsbottom propuso un diseño simple que eliminó la complejidad de los anillos propuestos por Cartright [17].

El diseño de Ramsbottom, se basa en hacer el diámetro del anillo un 10% más grande que el diámetro interno del cilindro, de tal modo que la elasticidad del anillo sirve para darle conformabilidad y estar en contacto con el cilindro. Medio siglo después del invento de Ramsbottom, Osbourne Reynolds describiría su teoría de lubricación hidrodinámica, sin embargo tomaría muchos años más en que fuera utilizada para describir el análisis de operación del anillo del pistón. Con el avance de los motores de combustión interna, aspectos como el sellado y la transferencia de calor se volvieron puntos importantes en el diseño de los anillos como el mejorar aspectos como el desgaste y la fricción del anillo con el cilindro [18]. A pesar de que el diseño actual está basado en el modelo de Ramsbottom, de principios del siglo XX, ha habido muchos avances en cuanto a los materiales utilizados para la fabricación de los anillos y en el desempeño de las diferentes geometrías de los anillos. Estudios recientes han determinado que los anillos experimentan lubricación hidrodinámica la mayor parte del recorrido de éstos, durante la carrera del pistón.

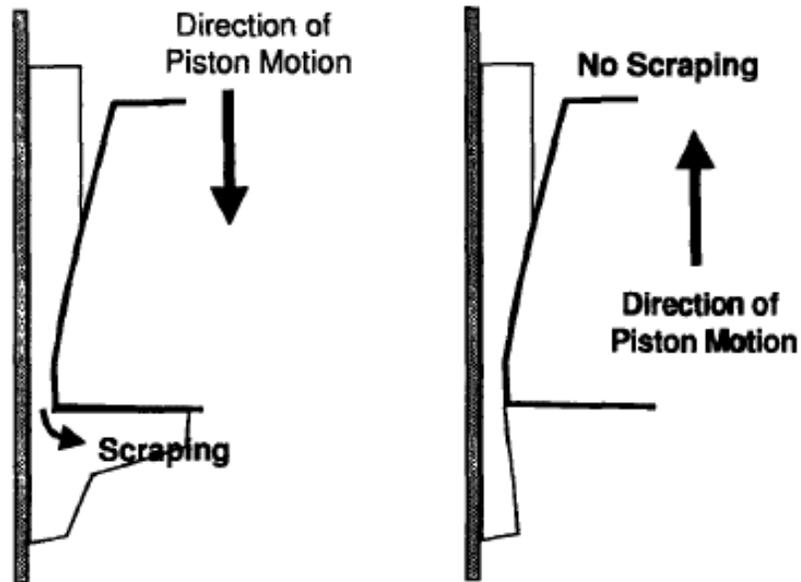
El paquete de anillos en un motor de combustión interna, consiste de tres anillos localizados en surcos dispuestos en la periferia del pistón, como se muestran en la Figura 6.8. El propósito primario del paquete de anillos es el de prevenir las fugas de los gases a alta presión de la cámara de compresión; si se presentaran fugas resultaría en pérdidas de potencia y bajo rendimiento del motor. Los anillos deben también prevenir que pase un exceso de aceite hacia la cámara de compresión durante el movimiento recíprocante, pero a su vez dejando una película en la superficie de la camisa y mantenerse suficientemente lubricados. Una tercera función de los anillos de pistón, particularmente el anillo de compresión No.1, es el de disipar calor del pistón hacia el cilindro. En general, los anillos deben de realizar las funciones descritas anteriormente sin proporcionar una excesiva fuente de fricción y el de mantener un desgaste mínimo tanto en la camisa y en los anillos.

Para que el conjunto anillo-camisa trabaje adecuadamente, cada anillo tiene una función particular, éstas se mencionan a continuación:

- El primer anillo de compresión se encuentra en la parte más cercana a la cámara de combustión expuesto a condiciones de muy alta temperatura, presión, ambiente corrosivo y cargas cíclicas. Las altas presiones de los gases que se encuentran en la cámara de combustión, ejercen cargas radiales en el anillo, causando que el anillo pegue con la camisa con una alta fuerza. Esta alta carga ejercida sobre el anillo efectivamente proporciona conformabilidad del anillo hacia la camisa asegurando la sellabilidad de los gases; sin embargo, también es causa de una alta fricción y desgaste entre anillo y camisa. La fricción y desgaste son frecuentemente generadas debido a una pobre lubricación de las partes. Para reducir estas pérdidas en todo lo posible, el primer anillo es diseñado para retener aceite para la lubricación de éste. El perfil abarrilado (“barrel shape”), el cual es comúnmente usado, ha demostrado ayudar a la retención de aceite [19], y puede también proporcionar una rotación del pistón debido al movimiento secundario del pistón [20].
- El segundo anillo, “barre” el exceso de aceite que deja pasar el anillo de control de aceite, manteniendo una adecuada lubricación sin ser excesiva, de lo contrario pasaría aceite hacia la cámara de compresión. En motores de muy alto rendimiento en donde el peso del pistón juega un papel muy importante para reducir fuerzas de inercia y en donde el nivel de vida del motor no juega un papel importante, se elimina el segundo anillo; por el contrario, en motores diésel donde la vida de servicio debe ser muy alta, se utilizan dos de los mencionados anillos, para evitar en lo máximo posible el paso de aceite hacia los gases de compresión y con esto para evitar consumo de aceite.

El segundo anillo típicamente se fabrica con una geometría en forma de cuña, ésta geometría acumula aceite en su parte inferior, pero no puede

acumular aceite en su parte superior. Esto permite que el segundo anillo reduzca el consumo de aceite y actúe como un control secundario al flujo de aceite. La función del barrido de aceite se presenta en la Figura 6.9.



*Figura 6.9 Efecto del perfil del anillo en el flujo de aceite [19].*

- El propósito del tercer anillo o de control de aceite es el de controlar el suministro de aceite hacia el primer y segundo anillo durante el desplazamiento del pistón. En la Figura 6.10, se presentan las diferentes configuraciones de los anillos [21].

Compression Rings		Oil Rings	
TORSIONAL TWIST CAST IRON	PL 	"SB" EXPANDER SPACER w/ CHROME RAILS	CO 
TORSIONAL TWIST CAST IRON CHROME	CH 	"SIDEWINDER" EXPANDER SPACER w/ CHROME RAILS	OH 
SQUARE CAST IRON	SQ 	"PC98" EXPANDER SPACER w/ CHROME RAILS	PC98 
SQUARE STEEL CHROME	SC 	"WIRE LATCH" EXPANDER SPACER w/ CHROME RAILS (Rails not shown)	WL 
TORSIONAL TWIST STEEL CHROME	SCT 	EXPANDER SPRING & SEPARATOR w/ CHROME RAILS	B 
TORSIONAL TWIST CAST IRON PLASMA MOLY	PM 	CAST IRON SPACER & SPRING EXPANDER w/ CHROME RAILS	X 
SQUARE CAST IRON 3 SIDES CHROME	IC 	SPRING LOADED OIL RING, SYMMETRIC BEVEL CAST IRON CHROME	CS 
HALF KEYSTONE STEEL/DUCTILE IRON CHROME	HK 	SPRING LOADED OIL RING, SYMMETRIC BEVEL CAST IRON NO CHROME	PS 
FULL KEYSTONE STEEL/DUCTILE IRON CHROME	FK 	SPRING LOADED OIL RING, SYMMETRIC BEVEL CAST IRON CHROME INSIDE GROOVE	PSI 
STEP SCRAPER CAST IRON	DS 	SPRING LOADED OIL RING, w/ BEVEL CAST IRON	GS 
NAPIER CAST IRON	N 	SLOTTED OIL RING, GROOVED w/ BEVEL CAST IRON	GB 
BEVELED STEP SCRAPER CAST IRON	BS 	SLOTTED OIL RING, GROOVED CAST IRON	W 
REVERSE TORSIONAL TAPER FACE CAST IRON	RTTF 	SLOTTED OIL RING, GROOVED w/ SYMMETRIC BEVEL CAST IRON	WA 
TAPER FACE CAST IRON	TF 		
TORSIONAL TWIST TAPER FACE CAST IRON	TTF 		

**Figura 6.10 Tipos de anillos [21]**

Los anillos del pistón son quizás la parte más compleja desde el punto de vista tribológico, ya que éstos están sometidos a carga, temperatura, condiciones diferentes de lubricación y a incrementos súbitos de presión. La fricción entre los anillos y el cilindro está controlada por la geometría del anillo, materiales, lubricante y la rugosidad del cilindro.

La tensión ejercida sobre el primer anillo (anillo de compresión<sup>1</sup>) afecta directamente sobre el espesor de la película de aceite entre el pistón y el cilindro [22]. La fricción disminuye conforme ésta tensión del anillo disminuye; mas sin embargo, esta reducción se traduce en un incremento en el consumo de aceite. Los estudios de Uras y Patterson [23] demostraron que para una velocidad de 800RPM y con 70N de tensión, el modo de lubricación es primordialmente mixta, mientras que para tensiones de 18N, la lubricación es hidrodinámica. A mayor velocidad de giro (RPM >800) tanto a altas carga (70N) como a bajas carga (18N), el modo de lubricación es hidrodinámico y las fuerzas de fricción son mínimas.

El ancho de los segmentos afecta la presión ejercida de forma radial sobre el cilindro: entre mayor sea, mayor es la presión. La pérdida de potencia por fricción es inversamente proporcional al ancho del pistón [24].

### **6.4.3 Cilindros**

Normalmente existe contacto entre el cilindro y el segmento de fuego en las cercanías del punto muerto superior en la etapa de compresión (ver Figura 6.7), debido a la escasa cantidad de lubricante que existe en esa zona; sin embargo, la diferencia en la potencia absorbida por la fricción es pequeña ya que la velocidad del pistón se aproxima a cero en las cercanías a ese punto.

La rugosidad de la superficie del cilindro afecta la fricción generada en las condiciones de lubricación hidrodinámica y mixta, no para la condición de lubricación límite. Un cierto nivel de rugosidad es deseable ya que mejora el transporte del aceite a la vez que se mantiene cierta cantidad de aceite en sus surcos quedando disponible en las diferentes etapas del ciclo del motor [25].

Los productos de la combustión (asociados a la combustión de gasolina o diésel) contienen vapor de agua que acarrea compuestos corrosivos, tales como óxidos de azufre, carbón y nitrógeno. Si estos óxidos corrosivos se condensan en el interior del motor, se forman ácidos y causan un excesivo desgaste por

corrosión. Como por ejemplo, la relación entre el porcentaje de azufre en el combustible y el desgaste de los anillos de pistón se muestra en la Figura 6.11a y 6.11b y por consiguiente el desgaste en la camisa de los cilindros se afecta del mismo modo. El desgaste corrosivo es minimizado con el funcionamiento del motor a alta temperatura ( $>75^{\circ}\text{C}$ ), esto se muestra en los resultados de la Figura 6.11c, mismo caso para el desgaste en las camisas de cilindros. El uso de aditivos inhibidores de la corrosión también disminuye el desgaste corrosivo (ver Figura 6.11a). La contaminación con partículas de polvo, también afecta el desgaste de los anillos. La Figura 6.11d, muestra el efecto del tamaño de la partícula de polvo sobre el desgaste del anillo [26].

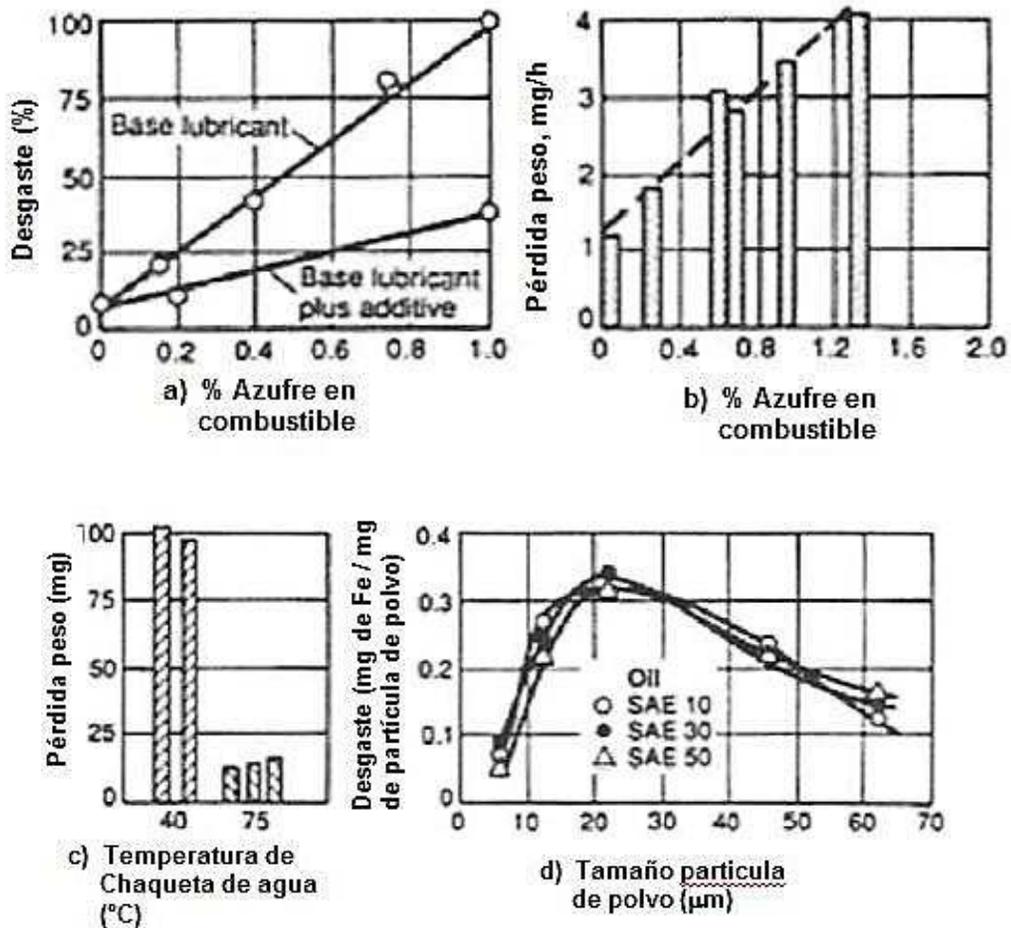


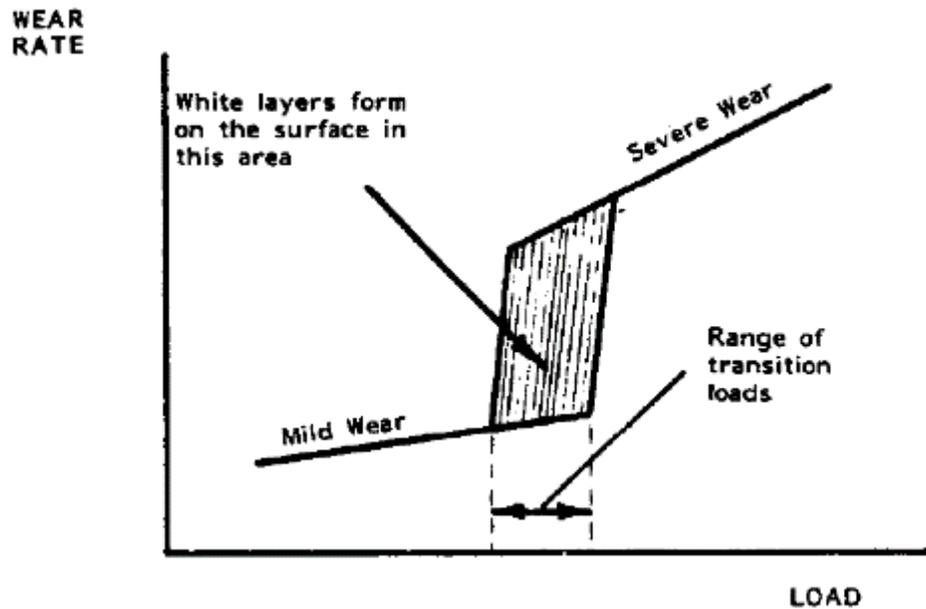
Figura 6.11 Efecto de las variables en el desgaste de los anillos del pistón/camisa de cilindros [26].

## 6.5 Desgaste sistema anillo-cilindro

El desgaste debido a la fricción en un cilindro es casi completamente confinado a la trayectoria del anillo y éste es más pronunciado durante el proceso de asentamiento (“running in”). Durante este periodo, los anillos del pistón tienen que formar un sello efectivo en contra de los gases y evitar fugas de compresión (evitando el “blow by”) además de suavizar la superficie entre la superficie del cilindro y la cara de contacto de los anillos impidiendo de esta manera que las asperezas de superficies se suelden (entre la superficie del pisto & anillo) cuando el motor está bajo carga.

Cuando la superficie del cilindro y anillo se deslizan entre sí, ocurre contacto entre las asperezas, resultando en la formación de uniones a través de deformaciones plásticas localizadas. Estas uniones eventualmente se rompen en sus puntos más débiles y pueden causar transferencia de metal entre ambas superficies. En los cilindros, el desgaste adhesivo ocurre solo en las etapas iniciales de la vida operativa del cilindro y es influenciado por factores tales como el claro entre el anillo y el cilindro, condiciones de lubricación y la naturaleza de los materiales en contacto así como al acabado superficial (rugosidad).

Otro factor infrecuente en el proceso de desgaste en los cilindros es el rayado (“Scuffing”), el cual se lleva a cabo después de un periodo corto de asentamiento (“running in”). El rayado (“scuffing”) ocurre cuando dos superficies metálicas se encuentran en contacto deslizante aunado con una lubricación ineficiente. La superficie de contacto del cilindro puede plásticamente deformarse al grado de sufrir endurecimiento por deformación [27]. Si la superficie rayada es pequeña, sanará con el tiempo de operación, pero si la superficie rayada es grande, la zona endurecida súbitamente se desprenderá, dando a un aumento de la tasa de desgaste por abrasión. Una relación típica entre la carga aplicada y la tasa de desgaste se presenta en la Figura 6.12. [27].



*Figura 6.12 Efecto típico de la carga aplicada en la velocidad de desgaste [27].*

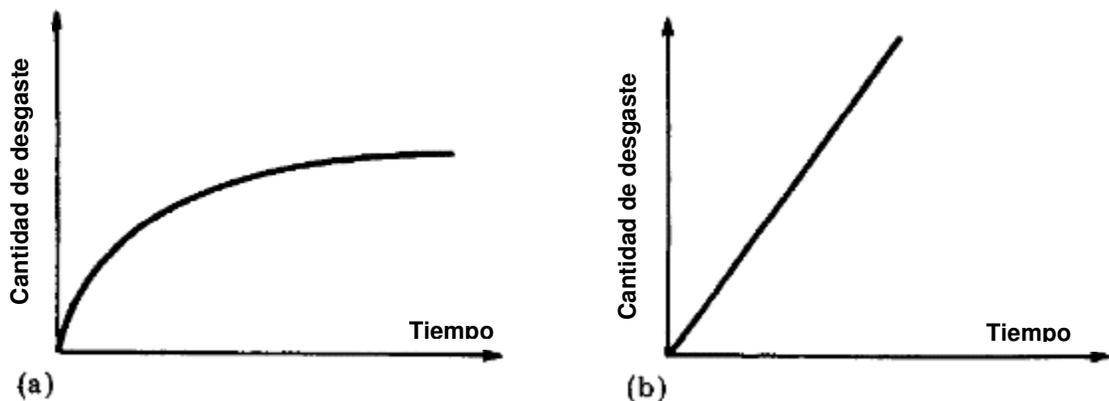
El desgaste abrasivo ocurre cuando una superficie dura crea una hendidura en una superficie más suave causando el desgaste relacionado a la presencia de partículas abrasivas. Las partículas exógenas abrasivas pueden ser generadas internamente o externamente. Externamente se generan por inclusiones de arena (debido a los procesos de fabricación del monobloque), polvo (del aire aspirado para la combustión), partículas en suspensión en los combustibles y lubricantes; mientras que internamente, las partículas abrasivas pueden ser generadas por los productos de corrosión además de la ceniza formada de los subproductos de la combustión. En las camisas de cilindros, el desgaste abrasivo es frecuentemente caracterizado por una serie de surcos verticales a lo largo de la altura del cilindro.

El fenómeno de desgaste corrosivo en un cilindro ocurre como resultado de bajas o altas temperaturas de operación. El ataque químico se dispara de los productos reactivos (aire, humedad, oxígeno) de la atmósfera o de aquellos que se forman debido a la oxidación del lubricante (formación de ácidos orgánicos). La mayor parte de estos productos de corrosión, se producen durante la

combustión. El mecanismo de desgaste corrosivo [28] en el cilindro ocurre en dos etapas:

1. Formación rápida de una película protectora, la cual está formada por óxidos metálicos, sales orgánicas, sulfatos o cloruros.
2. Remoción de la película protectora por desgaste y re-exposición de la superficie y de este modo el ataque químico se lleva a cabo por re-exposición de la superficie.

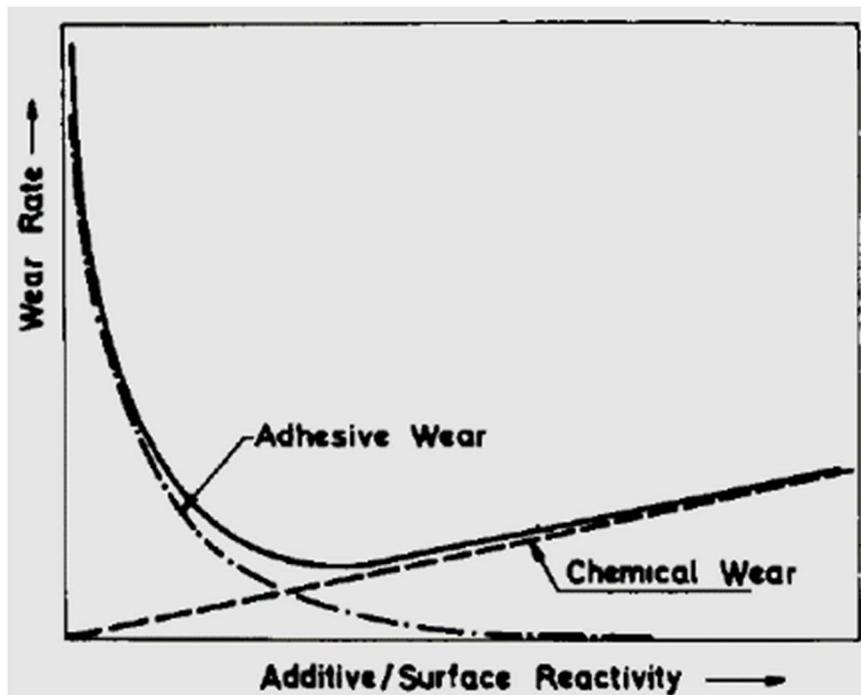
El grosor de la película protectora determina las características de desgaste en la mayoría de los casos. Usualmente las películas del producto de corrosión alcanzan un espesor crítico. En este punto, la película es removida por desprendimiento y el proceso se repite (Figura 6.13b [28]). Sin embargo, algunas veces las películas formadas por corrosión son de bajo esfuerzo de corte (cloruros metálicos, sulfuros y fosfatos). Esto sirve como lubricantes frontera y de este modo se reduce la tasa de desgaste.



**Figure 6.13 Dependencia del desgaste corrosivo sobre la formación de la película protectora a) formación de una película protectora; b) sin película protectora [28].**

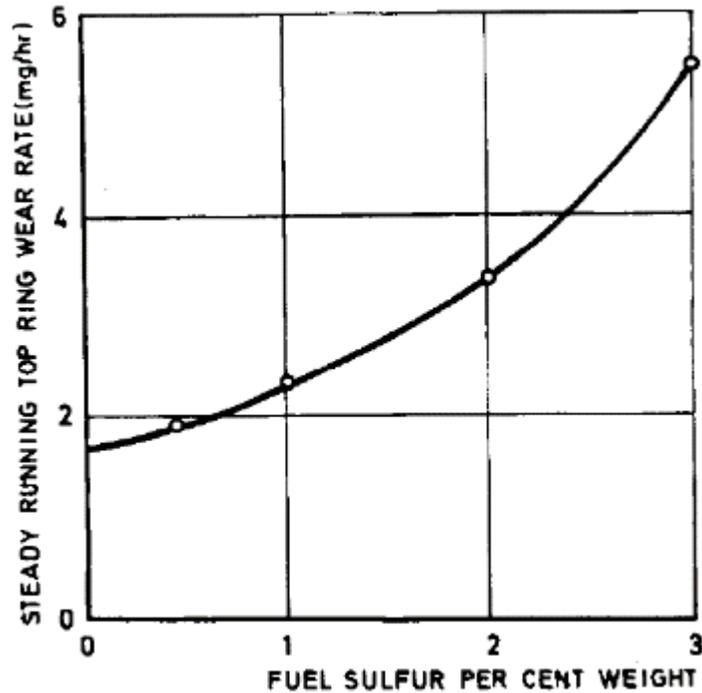
Entre más gruesa se tenga la película de corrosión, menor la posibilidad del contacto metal con metal reduciendo el desgaste adhesivo; en contraste, esta película corrosiva protectora es más propensa a desprenderse de la superficie del cilindro promoviendo en desgaste corrosivo. Se tiene que tener un

compromiso entre el desgaste corrosivo y adhesivo, estos tipos de desgaste se pueden graficar en términos de la reactividad de la superficie tal y como se muestra en la Figura 6.14 [28]. En esta figura, se muestra claramente que para una superficie con reactividad particular, se tiene que tener un balance entre los dos tipos de desgaste.



**Figura 6.14 Optimización de la velocidad de desgaste entre los mecanismos de desgaste adhesivo y corrosivo [28].**

El desgaste corrosivo puede ser acentuado en condiciones particulares cuando con un exceso de agua o vapor de agua que se condense en las paredes del cilindro, esto sucede en climas húmedos y fríos. Cuando agua o humedad se concentra en las paredes de los cilindros, ésta puede lavar la película lubricante adherida a las paredes y puede contribuir a oxidar la pared del cilindro al combinarse con el ácido sulfúrico derivado del combustible. La mayor cantidad del desgaste corrosivo en los motores es causado por el azufre de los combustibles y los aditivos de los lubricantes. Una relación típica entre el contenido de azufre y la velocidad de desgaste se presenta en la Figura 6.15 [28].

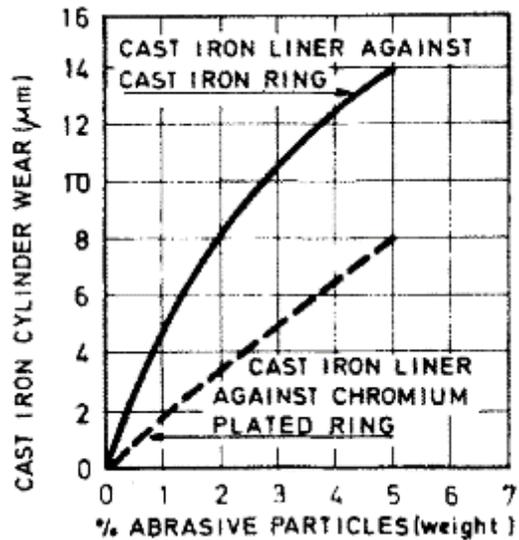


**Figura 6.15. Influencia del contenido de azufre en la velocidad de desgaste.**

En casos donde el combustible contenga alto contenido de azufre, el azufre forma dióxido de azufre como subproducto de la combustión, éste es convertido a trióxido de azufre en presencia de vapor de agua. El trióxido de azufre puede combinarse con humedad y formar un ácido diluido, el cual rápidamente ataca directamente las paredes del cilindro, este ataque disminuye conforme se va pasivando la superficie (formación de la película coherente). Cuando ésta película es delgada, el desgaste es mínimo pero conforme alcanza un valor crítico, esta película se desprende y el ataque corrosivo comienza de nuevo y sucesivamente.

Los aditivos usados son de Bario, Magnesio y sulfatos de calcio. Éstos, reaccionan con el dióxido de azufre y forman sales, las cuales tienen un alto punto de fusión por lo que no se adhieren a las superficies de metal y por consiguiente generan partículas que conllevan al desgaste abrasivo. A menos que se tenga un proceso de filtrado tanto del aire que entra (necesario para llevar a cabo la combustión) y para el lubricante, el desgaste abrasivo no podrá ser minimizado.

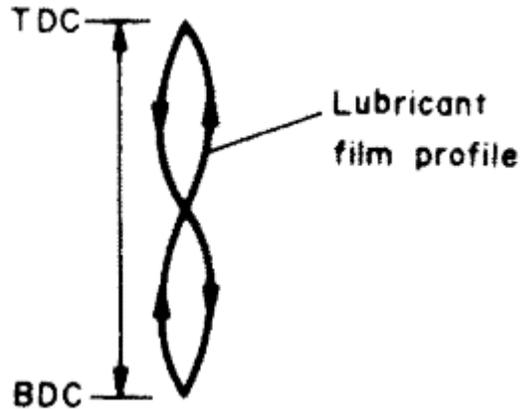
Una gráfica típica mostrando los efectos de las partículas abrasivas en cilindros de hierro gris en contacto con anillos de hierro se muestran en la Figura 6.16 [28].



*Figura 6.16 Influencia de partículas abrasivas presentes en el aceite lubricante en el desgaste del cilindro [28].*

### 6.5.1 Proceso de desgaste en los cilindros

Cuando un motor es operado por primera vez a bajas cargas, la fricción en los cilindros tiene un valor máximo debido al periodo de asentamiento (“running-in”). Durante este periodo, el anillo de pistón sirve como un sello al pasaje de los gases entregando una eficiencia pico. Debido a que los gases de combustión, ejercen una presión directa sobre el anillo, se logra tener contacto directo con la superficie del cilindro y por consecuencia causando condiciones de lubricación frontera. La variación típica del espesor de la película de lubricante sobre la pared del cilindro entre el punto murto superior e inferior se muestra en la Figura 6.17 [29].



**Figura 6.17 Variación típica del espesor de la película lubricante a lo largo de la pared del cilindro [29].**

El área de contacto entre las dos superficies (anillo y cilindro) es debido al contacto de picos de la superficie (rugosidad). Como solo una pequeña parte de estos picos está en contacto, ocurren puntos de micro soldadura, los cuales se rompen durante el deslizamiento; sin embargo, los cilindros tienen un maquinado de microsurcos (“honeado”), los cuales sirven para retener aceite y de esta manera, tener lubricación frontera minimizando la fricción [29].

Otro factor muy importante en el desgaste del cilindro es la lubricación de las paredes. La lubricación es mejorada por la presencia de fases de grafito suaves y dispersas a lo largo de las paredes del cilindro que estarán en contacto con el anillo. De esta manera se reduce el contacto metal con metal previniendo el desgaste adhesivo durante las primeras etapas del desgaste (durante el periodo de “running in”) [30]. La morfología del grafito (hojuelas, nodular o compacto) determina la efectividad del lubricante y puede afectar el proceso de desgaste. Se tiene claro que el exceso de desgaste observado en el punto muerto superior del cilindro es primariamente influenciado por la adhesión y este tipo de desgaste es acentuado por la corrosión y los procesos de abrasión. Cuando ocurre el contacto metal con metal durante las primeras etapas de funcionamiento del motor (“running in”), las paredes del cilindro están limpias, es decir, no presentan capa de óxido que ayuden a minimizar la tasa de desgaste.

En resumen, los mecanismos que gobiernan el desgaste en las paredes del cilindro es principalmente la adhesión debido a la fricción. Bajo las condiciones de operación, el desgaste en el punto muerto superior del cilindro ocurre por un proceso que involucra tres variables:

- Adhesión
- Corrosión
- Abrasión

## **6.6 Alternativas para la reducción de la fricción**

Por más de 100 años, el hierro gris ha sido el material utilizado en la fabricación de monobloques automotrices. Este material representa un compromiso entre propiedades tribológicas, bajos costos de producción, buena maquinabilidad, pero con la desventaja principal de su alto peso, en comparación con otros materiales como por ejemplo el aluminio. El hierro compacto (CGI) fue desarrollado hace 20 años y es usado en motores Diésel de grandes prestaciones de potencia, en donde se requiere un compromiso de alta resistencia mecánica y alta resistencia a la tenacidad donde el hierro gris no cumple con esta característica. Sin embargo, el hierro compacto (CGI) presenta la principal desventaja de baja maquinabilidad y requiere un especial cuidado en la velocidad de solidificación ya que ésta determina la precipitación del grafito a su forma deseada.

Debido a las razones mencionadas, la tendencia actual de la industria automotriz es seguir optimizando el monobloque de aluminio sin las camisas de hierro, para asegurar una reducción de peso y un diseño compacto [31]. A este desarrollo se le conoce como monobloque monolítico. El desarrollo del monobloque monolítico de aleación de aluminio, data desde 1970, en donde una aleación de aluminio de la serie 390 (la cual tiene excelente resistencia al desgaste con cierta morfología y distribución de las partículas de silicio) se utilizó para la fabricación del monobloque utilizado en el Chevrolet Vega 2.3L, 4 cilindros [32]. Sin embargo, el desarrollo de esta tecnología en ese tiempo se vio

mermada debido a la baja vaciabilidad que presentaba esta aleación en la fabricación del monobloque y a la pobre maquinabilidad comparada con las aleaciones de aluminio hipo-eutécticas. Dadas las tendencias actuales del mercado automotriz, la empresa Nemak desarrolló una aleación y un proceso de vaciado basada en la aleación 390 logrando buena vaciabilidad usando moldes de arena bajo el proceso de llenado de baja presión aunado a tener una maquinabilidad equivalente a maquinar una aleación de aluminio 356. La empresa Nemak está desarrollando nuevos métodos y protocolos de maquinado para eficientizar este proceso en aleaciones hipo e hiper-eutécticas de Al-Si. [33]. Para el block monolítico de aluminio, se requiere de una aleación con alto contenido de Silicio (14-20%) para asegurar las propiedades tribológicas del material. El tamaño de los cristales primarios de silicio es un factor muy importante en el rol de las propiedades tribológicas en este tipo de aleaciones. En la Tabla 6.1, se hace el comparativo del sistema tradicional de camisas de hierro gris, el Block monolítico de hierro compacto (CGI) y el Block monolítico de aleación con alto contenido de Silicio.

**Tabla 6.1 Características de los principales materiales utilizados en camisas de cilindros en monobloques automotrices [a].**

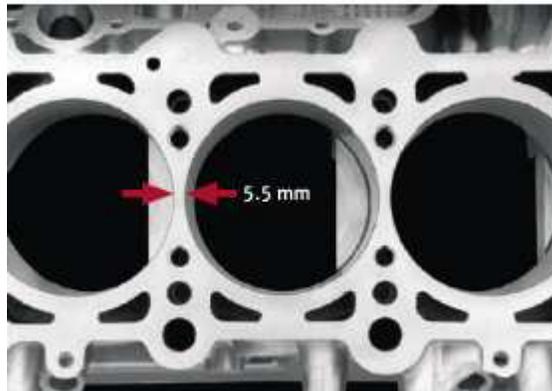
Criterio del material	Hierro Gris	Hierro grafito compacto (CGI)	Al-Si hipereutectico
E-Modulo (Gpa)	120	150	75
Dureza (H.V)	250	300	120
Conductividad térmica (w/mK)	50	40	120
Microestructura	Perlita+Grafito laminar	Perlita+Grafito compacto	Al+Si primario
Tenacidad	Baja	Media	Baja
Resistencia a la corrosión	Baja	Baja	Buena
Maquinabilidad	Buena	Media	Media
Costo	Bajo	Media	Bajo
Procesos de vaciado.	Arena	Arena	Arena

## 6.7 Ventajas del Monobloque de aluminio monolítico fabricado con aleación Nemak Linerless Block Alloy (NLLBA®).

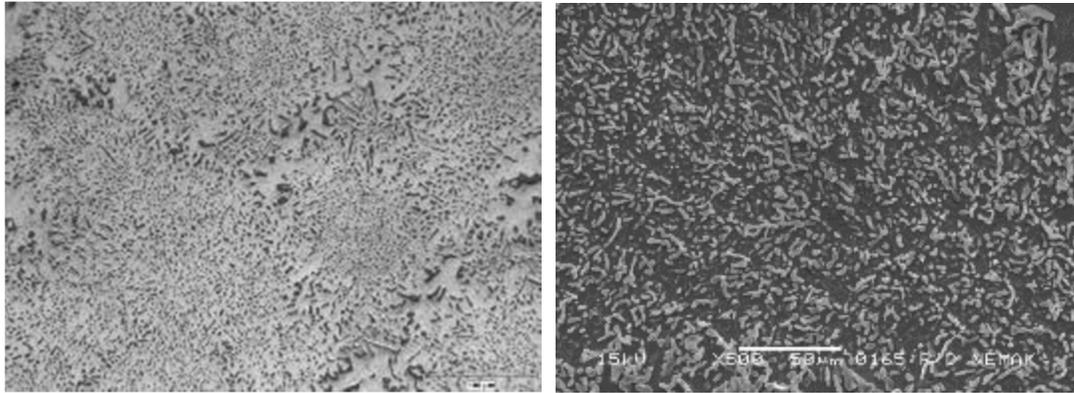
El concepto del block monolítico fabricado con una aleación de Aluminio con alto contenido de silicio NLLBA® donde los pistones se deslizan directamente

sobre la superficie maquinada del cilindro, presenta muchas ventajas técnicas las cuales se mencionan a continuación:

- El concepto de un monobloque de aluminio monolítico (sin camisas de Fe) fabricado con la aleación NLLBA<sup>®</sup>, representa una disminución de peso, lo cual integra una ventaja en las funciones del lubricante, refrigeración y circuitos internos del motor.
- El monobloque monolítico de aluminio con la aleación NLLBA<sup>®</sup> presenta la ventaja de aumentar desplazamiento ya que se elimina el espacio de las camisas de Fe tradicionalmente insertadas. Se pueden tener puentes de hasta 5.5mm sin demeritar distorsión geométrica en los cilindros.



- Aleaciones similares a la aleación NLLBA<sup>®</sup> han mostrado excelentes características tribológicas para otras aplicaciones, la cual lo hace apropiado para que el pistón y los anillos del pistón se deslicen a lo largo de la superficie expuesta de los mono cristales de silicio (los cuales son minimizados para mejorar el maquinado).



**Figura 6.18 Monocristales de Silicio expuestos en la superficie del cilindro de aleación NLLBA.**

- La aleación NLLBA, presenta una mejora en la conductividad térmica; mejorando la disipación de calor, la cual presenta una ventaja competitiva para motores de alto desempeño.
- No se presentan problemas para reciclar el Block, ya que se eliminan las camisas de Hierro gris.
- La aleación NLLBA, presenta aproximadamente un aumento de 30% del módulo de Young en comparación con las aleaciones de aluminio-silicio hipo-eutécticas.
- Se minimizan las posibles formaciones de puntos muertos (calientes) en la interface monobloque-camisa.

Los puntos anteriormente descritos, representan importantes ventajas a utilizar este tipo de aleación en monobloques automotrices, siendo el principal objetivo del presente trabajo comparar tribológicamente el sistema de aleación NLLBA desarrollado por la empresa Nemak contra el sistema tradicional de camisas de hierro gris.

## Referencias Bibliográficas

- [1]. Parker, S.P. McGraw-Hill Encyclopedia of Science & technology. 1982. 545 p.
- [2]. Automotive news market data Book, 1990.
- [3]. McMillan, Simon C. Tung and Michael L. Handbook of Lubrication and tribology. s.l. : Taylor & Francis Group, LLC, 2006. pág. 10. Vol. I.
- [4]. A. Schilling, Automobile Engine Lubrication, Scientific Publications, 1972.
- [5]. Heywood J. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, ISBN 0-07-028637-X
- [6]. Muñoz M., Motores de combustión Interna alternativos. 3 Edición. Sección de publicaciones de la ETS de ingenieros Industriales, UPM. ISBN 84-86451-01-09.
- [7]. Taylor C.M., Priest M, Automobile Engine Tribology-Design Considerations for Efficiency and Durability". Elsevier, Wear vol.221 pp1-8, UK 2000.
- [8]. Van Basshuysen R, Scäfer F., Internal Combustion Engine Handbook. Basics, Components, Systems and Perspective. SAE International. ISBN 0-7680-1139-6.
- [9]. Andersson BS. Company perspectives in vehicle tribology-Volvo. In: 17<sup>th</sup> Leed-Lyon Symposium on Tribology-Vehicle Tribology. Tribology series 18, UK: Elsevier 1991, p503-6.
- [10]. Ronen Aviram., Friction-Reducing Surface-Texturing in Reciprocating Automotive Components. Tribology Transactions, Vol.44, pp 359-366.
- [11]. Blau. P., Friction Science and Technology. ISBN 0-8247-9576-8.
- [12]. Carden P., Piston Assembly Friction Losses: Comparison of measured and predicted data. SAE technical paper 2006-01-0426.
- [13]. Tung.S, McMillan MC, Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future, Elsevier, UK 2004, pp517-536.
- [14]. Carden P., Bell D., Priest M., Barrel D. Piston Assembly Friction Losses: Comparison of measured and predicted data. SAE technical paper 2006-01-0426

- [15]. Blau Peter J. Friction Science and Technology. Marcel Dekker, Inc. ISBN0-8247-9576-8.
- [16]. <http://www.motor4t.com>
- [17]. [17]P.N Economou., D Dowson., Piston ring lubrication-part 1: The historical development of piston ring technology, ASME Journal of Lubrication Technology, Vol.104, pp.118-126,1982.
- [18]. Anderson . P, Tamminen.J, Piston ring tribology, a literature survey, VVT Research note 2178, Finland 2002, pp 9-17
- [19]. Lenhof. U, Zwein.F, Engine cylinder metrology. MTZ worldwide, Germany 2002, pp360-369
- [20]. Golloch. R, Kessen. U, Tribological investigations on the piston assembly group of a Diesel engine. MTZ worldwide, Germany 2002, pp 494-500.
- [21]. <http://www.federalmogul.com>
- [22]. Ryan J.P., Wong V.W., Lyon R.H., Engine Experiments on the effects of design and operational parameters on piston secondary motion and piston slap, SAE paper 940695.
- [23]. Uras H. Mehmet, Patterson Donald J. Oil and ring effects on piston ring assembly friction by the instantaneous IMEP method. SAE technical paper 850440.
- [24]. Blau Peter J., A review of sub-scale test methods to evaluate the friction and wear of ring and liner materials for spark plug and compression ignition engines. Oak ridge national Laboratory. Prepared for U.S Department of Energy, Assistant Secretary for Energy Efficiency and Renewable Energy, Office of Transportation Technologies. ORNL/TM-2001/184.
- [25]. Smedley Grant. Piston Ring Design for reduced friction in Modern Internal Combustion Engines. Thesis, MIT.
- [26]. T.Lyman. Metals Handbook, ASM. 8. 1961, Vol. 1. pp 250,251.
- [27]. I.N.Bishop, "Several possible paths to improved part load economy of spark ignition engine"., A.E. Cleveland and. s.l. : Society of Automotive Engineers, 1960.
- [28]. Rosenberg, R.C, General friction Considerationms for Engine Design, SAE, 1982. paper 821576.
- [29]. L.CLichty, Internal Combustion Engines. s.l. : McGrawHill, 1951.
- [30]. R.A.Day, Industrial Lubrication Tribology, April 1982, pp 44-49.

- [31]. Kunioka, S. "Development of plasma spray-coated cylinders", Society of Automotive Engineers of Korea, 200 FISITA World Automotive Congress, June 2000, pp.1-6.
- [32]. Wang, Y and Tung, S.C, "Scuffing and wear behaviour of aluminium piston skirts coatings against aluminium cylinder bore" *Wear*, Vol. 225-229, 1999, pp.1100-1108.
- [33] Silerio. Benavidez. Enedely, Tesis Doctoral, Maquinado de Aleaciones Al-Si Hipo e Hiper-eutéticas para monobloques automotrices, FIME-UANL, 2014.

# **CAPITULO 7**

## **Procedimiento Experimental**

### **7 Introducción**

En el presente capítulo, se describe la configuración del tipo de contacto en la que se llevó a cabo el presente estudio de desgaste, así como del tribómetro utilizado. Del mismo modo, se mencionan los parámetros de prueba, ya que éstos permiten crear las condiciones de simulación de los elementos mecánicos que se desgastan cuando se encuentran en contacto y movimiento relativo. Las pruebas tribológicas proveen información rápida y con resultados más atractivos con respecto a la información proporcionada cuando se compara contra una prueba de dinamómetro donde éstas, usualmente son largas y costosas. La principal ventaja de la prueba de desgaste realizada es que se utilizan componentes reales (segmentos de cilindro y anillos) en lo cual se conserva la geometría y materiales del motor; por lo cual, permite evaluaciones representativas de las superficies y el uso de lubricantes.

## 7.1 Pruebas tribológicas

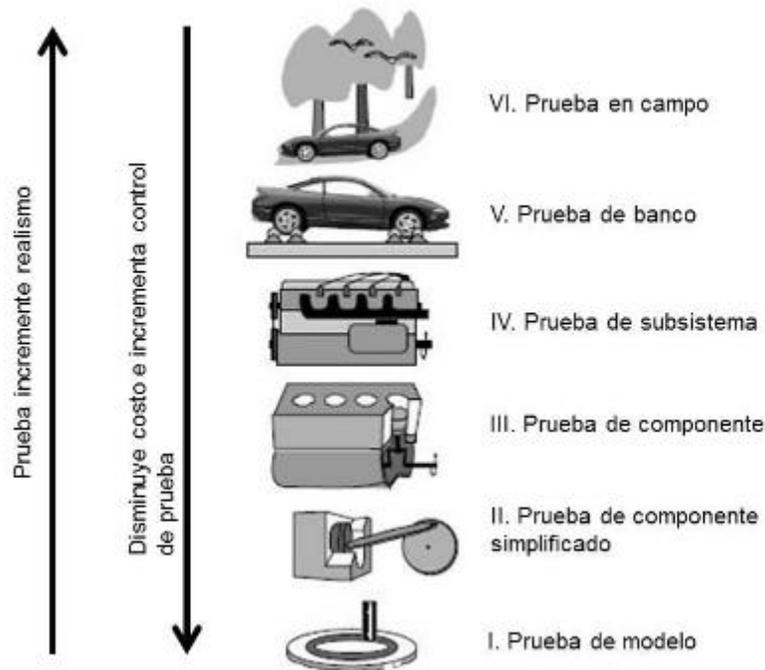
El desgaste es un fenómeno complejo que depende de muchos parámetros. No existe un procedimiento de pruebas que abarque todos los parámetros implicados en un sistema de desgaste. Por lo tanto, existe un gran número de máquinas de prueba de desgaste de diferentes tipos, tamaños, configuraciones y condiciones ambientales. Cada configuración de prueba es desarrollada para satisfacer una condición tribológica particular de desgaste. El diseño de una prueba de desgaste debe acercarse de una manera sistemática al fenómeno que se quiere analizar para poder interpretar los resultados y tendencias [1]. La determinación de la fricción y el desgaste de un tribo-sistema, requiere de especial atención, debido a los muchos parámetros que se deben de tomar en consideración. Esto se debe principalmente a que la fricción y el desgaste no son propiedades intrínsecas de los materiales y se debe de relacionar con todo el sistema completo [2].

En la actualidad, se han desarrollado máquinas que simulan los movimientos en los que se ven sometidos los mecanismos, que se encuentran afectados por los fenómenos de fricción y desgaste, a estas máquinas se les conoce como tribómetros. La función de estos tribómetros es semejar o aproximarse a las condiciones de contacto, fricción, desgaste y lubricación que se presentan en los pares cinemáticos. Existe una gran variedad de métodos, es decir, configuraciones geométricas para reproducir los fenómenos tribológicos. Los más importantes se mencionan a continuación [3]:

- Método de esfera sobre placa
- Método de perno sobre disco
- Método de cilindros cruzados
- Método de bloque sobre anillo
- Método de desgaste abrasivo de dos cuerpos

- Método de disco contra la superficie de un bloque para medir desgaste abrasivo.

Las pruebas tribológicas pueden ser agrupadas en seis categorías; dependiendo de la estructura y función del sistema componente a ser estudiado, así como de las condiciones de operación. La figura 7.1, muestra las categorías de pruebas de desgaste [4].



**Figura 7.1 Categorías de pruebas de desgaste [4].**

Como se puede observar, cada categoría presenta condiciones operativas distintas, por lo tanto difieren en alcance y sus resultados no podrán ser extrapolados fácilmente a alguna categoría superior diferente.

En la condición VI (Pruebas de campo), se representa un desempeño real del objeto bajo estudio. Esta prueba requiere en alguno de los casos generar las condiciones a las que estará desempeñándose el equipo. En lo que respecta a

pruebas de banco, se encuentran las categorías que involucran el estudio tribológico de máquinas, sistemas y componentes.

En la categoría V (Pruebas de banco), las pruebas se llevan bajo algunas simplificaciones de las variables operativas, tales como temperatura y vibraciones entre otras son sustancialmente diferentes a las llevadas en las pruebas de campo.

En las pruebas de subsistemas como en la categoría IV, las interacciones de diferentes partes del sistema son reducidas. Tanto las pruebas de componentes (categoría III) como las pruebas de modelos o componente simple tal y como se describe en la categoría V son llevadas bajo condiciones de operación más estrechas.

En la categoría II (pruebas de laboratorio) se utiliza primordialmente para estudios fundamentales de la fricción, lubricación y desgaste. Las condiciones de éste tipo de pruebas son orientadas hacia el estudio de un fenómeno en específico.

Cabe mencionar que conforme el grado de realismo de la prueba se incrementa, la interpretación de los resultados llega a ser más confiable y representativa; en contraste este tipo de pruebas es más costoso y lento. El criterio más básico e importante para asegurar la relevancia de la prueba es la reproducción de los mecanismos de desgaste así como las condiciones de servicio.

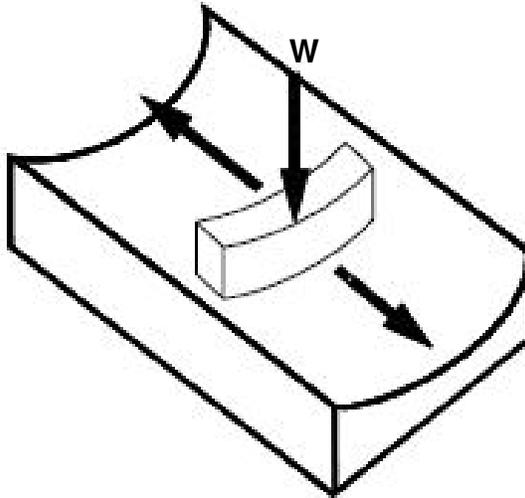
## **7.2 Consideraciones de pruebas de desgaste en modo reciprocante**

Las aplicaciones de los tribómetros de movimiento reciprocante, son muy diversas; sí bien, no sólo se utilizan en el estudio de metales, también pueden emplearse en el análisis de materiales no metálicos, como los cerámicos, polímeros y lubricantes. La variedad de parámetros que constituyen el tribosistema pueden ser establecidos por estándares internacionales o por el mismo

investigador, siempre y cuando estén dentro de los lineamientos que exige la metodología experimental [5].

La máquina de desgaste recíproca es un instrumento muy versátil para la evaluación de lubricantes, la fricción y el desgaste en condiciones de contacto deslizante. Este tipo de máquina se utiliza en varios sectores de la industria, de los cuales se encuentra el campo aeroespacial, automotriz y en la industria del petróleo (aceites y grasas) principalmente. El aspecto fundamental de la máquina recíproca es que las condiciones de contacto deslizante pueden acoplarse a un sinfín de elementos de máquinas, éstos incluso pueden acoplarse de componentes reales preservando sus características de acabado superficial y otras propiedades tal y como en el presente estudio [6,7].

En relación a la configuración de contacto recíproca, es importante aclarar, que no se trata de simular una condición de contacto que pertenezca a un sistema de trabajo real, como es el caso del contacto que sucede entre el anillo y la camisa de un pistón dado que en la prueba tribológica no entra en juego el papel de las presiones ejercidas y el ataque químico como sucede en un motor real. La prueba tribológica, pretende encontrar bajo qué tipo de contacto los materiales mejoran sus propiedades tribológicas y de cierta manera ponderar los diferentes materiales a evaluar [8]. Debido al interés del presente trabajo, se eligió la configuración de esfera sobre placa a la cual se le hicieron varias modificaciones para poder adaptar un segmento de anillo de pistón y un segmento de cilindro. En esta geometría el anillo desarrolla un desplazamiento recíproco bajo la acción de una carga  $W$  (ver Figura 7.2), que propicia una huella de desgaste sobre la superficie del cilindro.

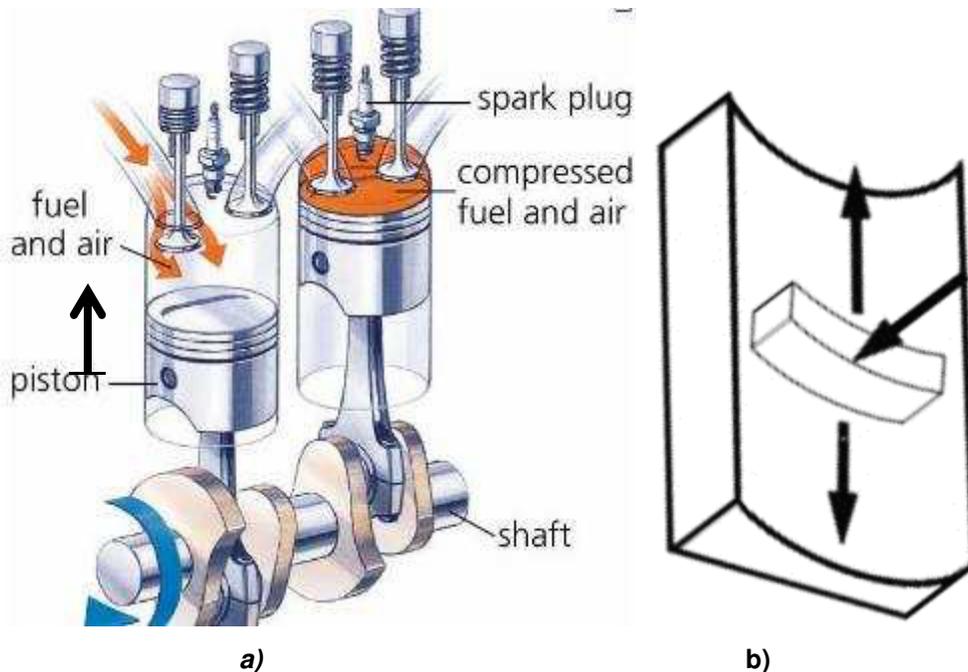


*Figura 7.2 Configuración de anillo en contacto con segmento de cilindro bajo la acción de una carga con movimiento recíprocante.*

### **7.3 Prueba de desgaste en modo recíprocante en la configuración de anillo-segmento de cilindro**

La configuración de la máquina recíprocante utilizada en el presente estudio, consiste en la interacción de dos especímenes en donde un segmento de anillo automotriz (top ring) se desliza de forma lineal y recíprocante sobre una superficie cóncava (segmento de cilindro de material a probar). El movimiento se desarrolla con la acción de una carga constante, la cual es aplicada verticalmente a través de rodamientos lineales. Tanto la longitud de carrera, la carga normal aplicada, la frecuencia de oscilación, el nivel de temperatura de prueba, el tipo de lubricante, el tiempo de prueba, el medio ambiente y la humedad relativa son parámetros seleccionados en función del procedimiento a realizar.

La prueba, está diseñada para simular la geometría y el movimiento que describen los componentes sujetos a la fricción en cuya operación normal (ver Figura 7.3), desarrollan una inversión de deslizamiento (movimiento de pistón deslizándose sobre el cilindro). La norma ASTM G133-95 [9], describe un método de prueba estándar para una máquina recíprocante (ver Tabla 7.1)



**Figura 7.3 a) Simulación del movimiento ascendente-descendente del pistón sobre cilindro en el motor b) Movimiento del conjunto a ensayar.**

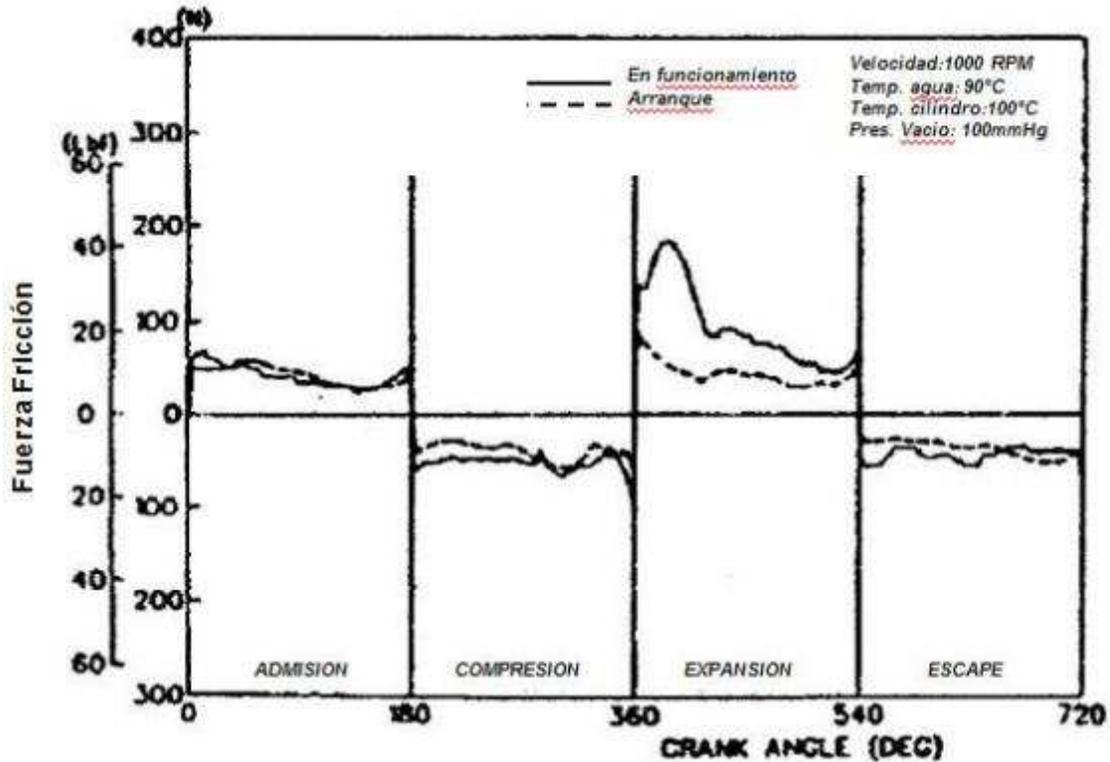
**Tabla 7-1 Procedimientos de prueba estándar de la norma ASTM G-133-95 [9].**

Procedimiento A: prueba de desgaste en condiciones no lubricadas		Procedimiento B: prueba de desgaste en condiciones lubricadas	
Diámetro de la esfera:	9.52 mm	Diámetro de la esfera:	9.52 mm
Carga aplicada:	25 N	Carga aplicada:	200 N
Longitud de carrera:	10 mm	Longitud de carrera:	10 mm
Frecuencia de oscilación:	5 Hz	Frecuencia de oscilación:	10 Hz
Duración de la prueba:	1000 s	Duración de la prueba:	2000 s
Temperatura ambiente:	22 ± 3 °C	Temperatura:	150 ± 2°C
Humedad relativa:	40 a 60 %	Humedad relativa:	40 a 60 %
Sin lubricante.		El punto de contacto entre especímenes debe, estar inmerso en lubricante.	

La norma indica de manera general las condiciones y características para realizar las pruebas. Se sabe que los datos presentados en la Tabla 7-1 están normalizados, cada investigador puede establecer valores que se ajusten a las condiciones que exige cada sistema en estudio. La mayoría de los parámetros pueden ser modificados, excepto el movimiento recíprocante, la forma de las muestras y la longitud de carrera. La carga aplicada, el tiempo, la temperatura, el medio ambiente, el tipo de lubricante, entre otros, pueden seleccionarse de

acuerdo a las necesidades de la prueba. No obstante, es más importante el reproducir, en la medida de lo posible, las condiciones reales de operación en las que interactúa el material de estudio, en este caso, el sistema anillo-cilindro; dependiendo del objetivo y alcance de los proyectos de investigación particulares. Como el objetivo del presente trabajo no es el de determinar el comportamiento del desgaste bajo condiciones de degradación del aceite, la temperatura del aceite se manejó entre 50-60°C, en la cual la degradación del aceite no es significativa en periodos de 20 horas. Con respecto a la carga, ésta puede variar a través de cada ciclo en el motor. La fuerza que el pistón ejerce sobre la superficie del cilindro resulta de una combinación de la tensión del anillo y los gases de combustión que se alojan detrás del anillo (en los surcos del pistón). La Figura 7.4 muestra el diagrama de la fuerza de fricción de un motor de combustión interna [10]. Existen otras investigaciones [11,12], las cuales describen estos complicados diagramas. Sin embargo, es difícil de determinar la carga individual en el primer anillo, ya que toda la información comprende todo el paquete de anillos, el cual consta de 3 tal y como se describió en la sección 6.4.2.

El objetivo de presentar la Figura 7.4 es demostrar que la carga ejercida sobre la camisa no es constante y por lo mismo el desgaste no ocurre de forma constante. Siendo el punto muerto superior de la camisa la zona donde el desgaste es mayor; debido a estas consideraciones, los resultados arrojados por el tribómetro no pueden ser representativos del desgaste real de un motor, pero si pueden ser usados como resultados cualitativos y para consideraciones de selección de material.

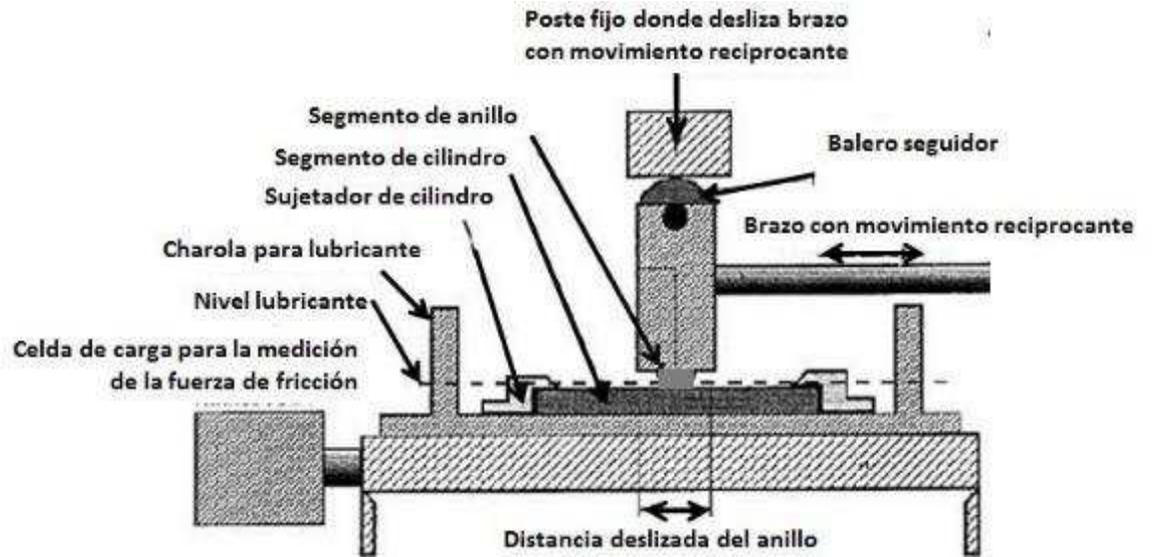


**Figura 7.4 Diagrama de fuerza de fricción de un motor de combustión interna. La fuerza de fricción se grafica como una función del ángulo de rotación del cigüeñal, en funcionamiento y durante el arranque [10].**

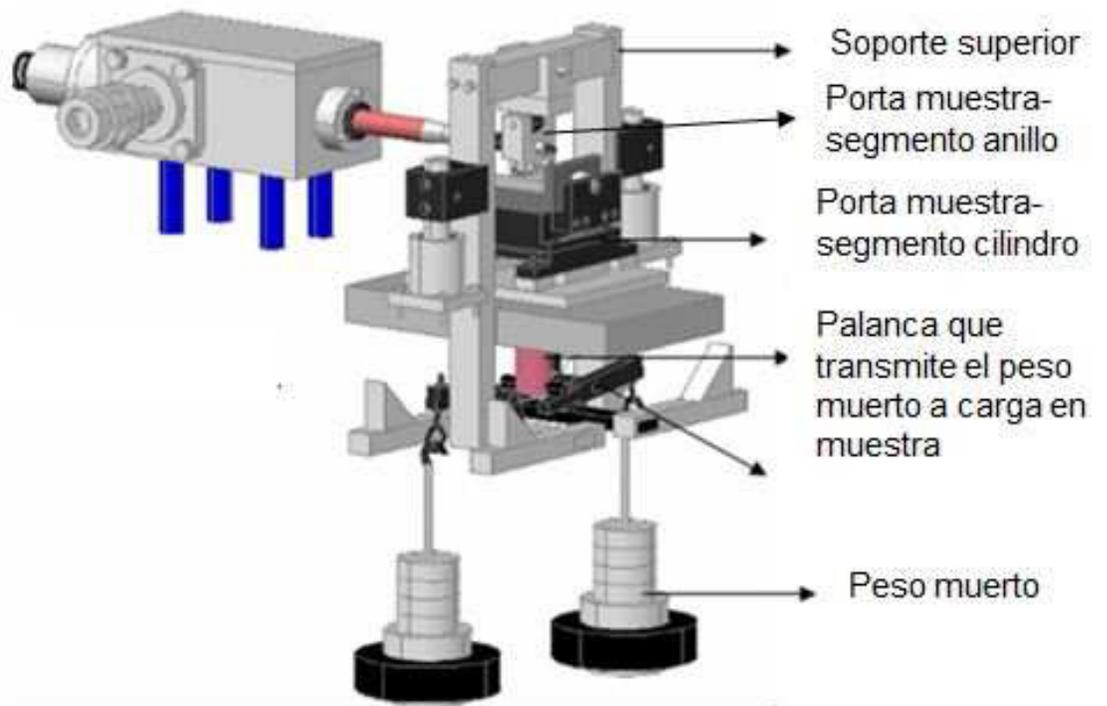
Con el objetivo de acelerar las pruebas de banco, se seleccionaron cargas altas, éstas de acuerdo a las que se registran en la etapa de expansión (las cuales son las mayores en los cuatro ciclos) de acuerdo a la Figura 7.4. Las cargas seleccionadas fueron de 100N, 200N y 250N.

En la Figura 7.5, se ilustra esquemáticamente la máquina reciprocante acoplada al segmento cilíndrico de anillo-cilindro. El segmento de anillo, se monta rígidamente sobre un porta-anillo, este interactúa contra la superficie a desgastar del segmento del cilindro. El porta-anillo está acoplado a un rodamiento y éste a su vez desliza sobre una placa rígida o poste fijo, de este modo, se restringe cualquier movimiento vertical. El sistema de lubricación, está conformado por un recipiente o charola de aceite, el cual está embebido en una resistencia eléctrica, la cual tiene la capacidad de calentar el aceite (hasta 160°C) [13].

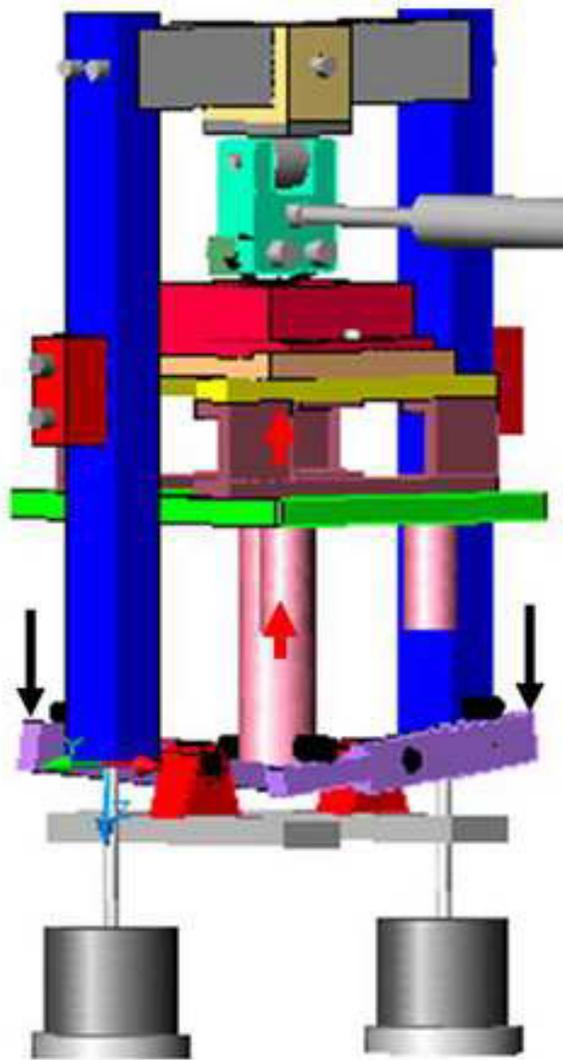
El mecanismo reciprocante se lleva a cabo bajo el sistema mecánico leva-seguidor, la acción de la carga uniaxial, se consigue bajo la acción de un peso muerto, que se transmite a la base donde va sujeto la muestra cilíndrica del segmento del cilindro, de esta manera siempre está en contacto con el anillo (ver Figuras 7.6 y 7.7) [13].



**Figura 7.5 Esquema tribómetro de movimiento reciprocante [13].**



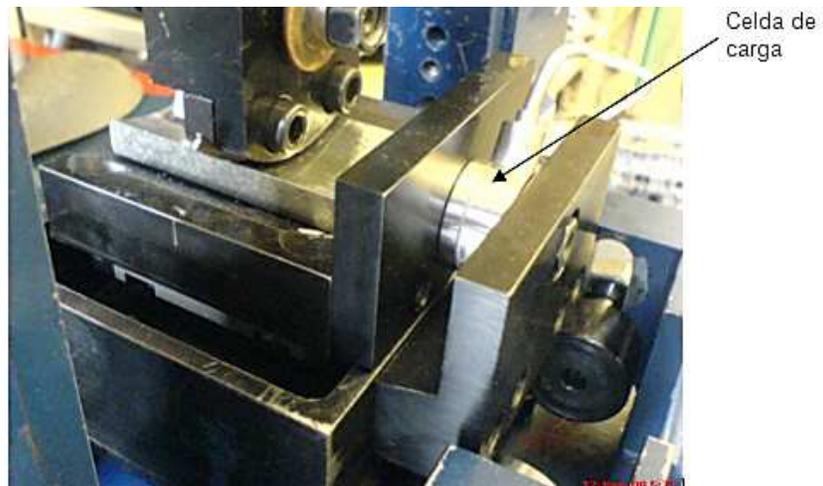
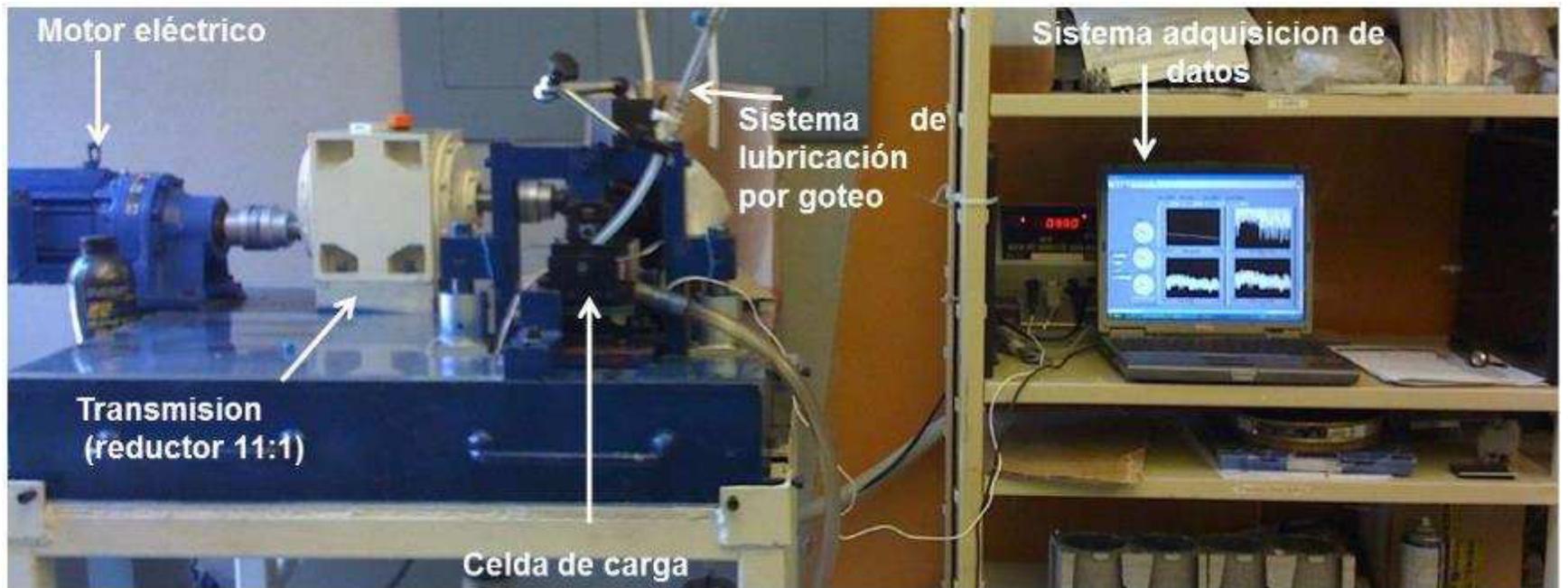
*Figura 7.6 Partes internas del tribómetro de movimiento recíprocante [13].*



***Figura 7.7 Aplicación de peso muerto que se transmite a palancas que se traduce en fuerza normal al porta muestras donde va montado el segmento del cilindro [13].***

En resumen, con lo que respecta al tribómetro, la configuración del contacto adoptada para la realización del presente trabajo fue la de contacto recíprocante deslizante relativo como se muestra en las Figuras 7.2 y 7.5. Este provee un contacto lineal recíprocante entre el segmento de camisa y el anillo de pistón. El tribómetro genera un movimiento recíprocante en el cual, un vástago transmite este movimiento a un porta-muestras en el cual se acopla un segmento de anillo de pistón, éste se desliza sobre un segmento de camisa estacionaria, la cual presiona el segmento de pistón por medio de movimiento vertical. La presión

ejercida por el segmento de la camisa se logra a través de un sistema de palancas acopladas a una carga muerta, con esto se consigue que la carga se mantenga constante a través de la duración de la prueba. La fuerza ejercida por la carga muerta al mecanismo flotante es transmitida directamente al porta segmento de cilindro, de tal modo que al iniciar el vástago acoplado al porta anillo, éste entra en movimiento recíprocante llevando al elemento desgastante (segmento de cilindro) a estar en contacto deslizante recíprocante. Cabe recalcar que el movimiento lateral del porta segmento de cilindro (debido al movimiento recíprocante ejercido por porta anillo es anulado debido a que éste se desliza por baleros guías de bajo coeficiente de fricción. Las partes más importantes del tribómetro se pueden observar en las Figuras 7.6 a 7.9. El diseño conceptual, ingenieril, construcción, instrumentación y prueba a punto de éste tribómetro ha sido ampliamente descrito anteriormente en una tesis doctoral del equipo de Tribología en la FIME-UANL [13].



**Figura 7.8 a) Principales partes del tribómetro de movimiento recíprocante.**

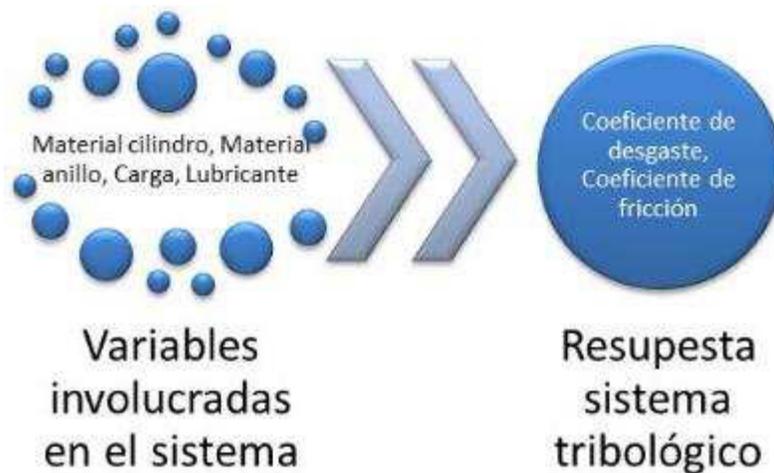


*Figura 7.9 Principales partes del tribómetro de movimiento recíprocante.*

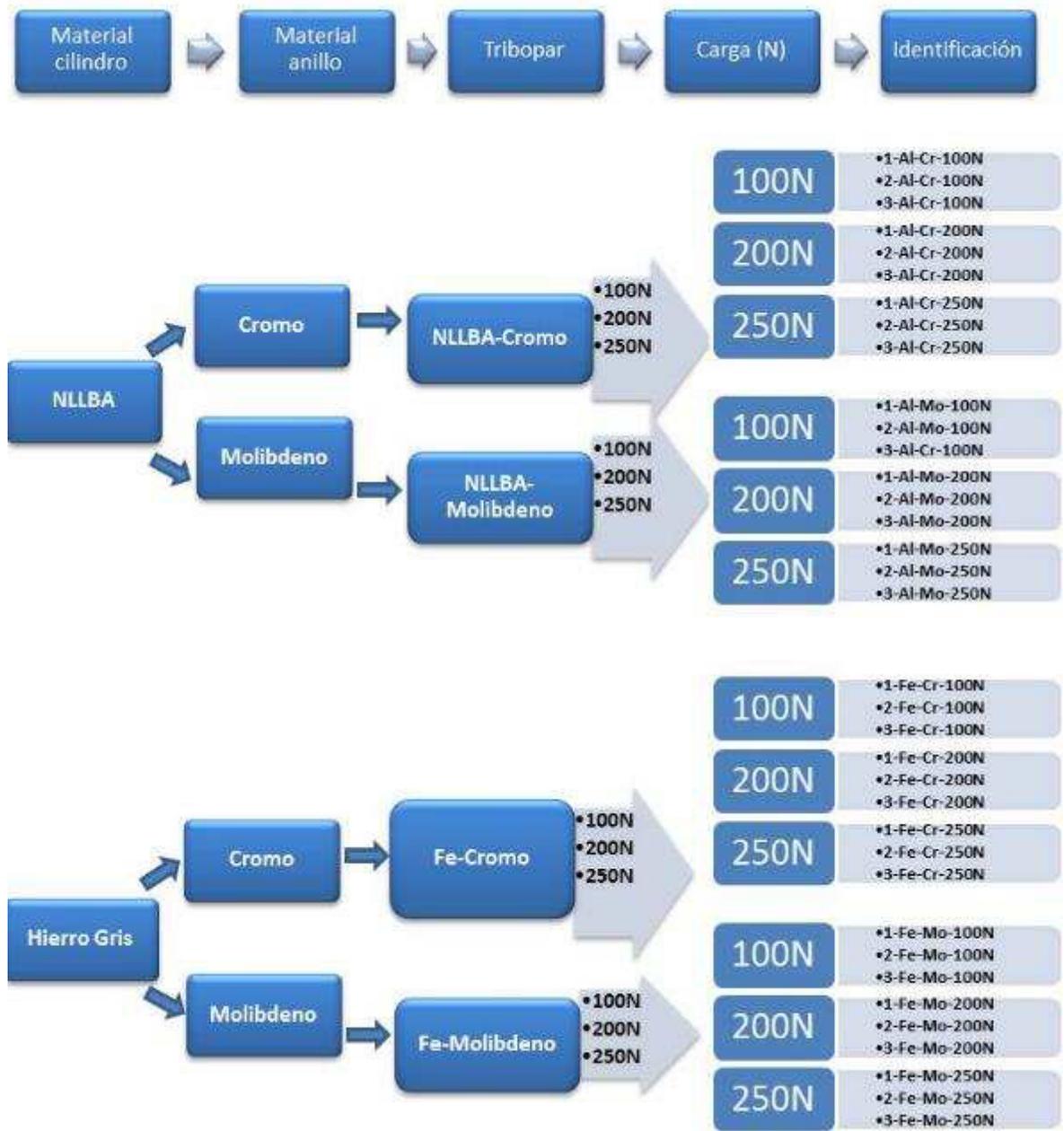
## 7.4 Plan experimental

Con el objetivo de determinar el comportamiento tribológico de la aleación Nemak LLBA®, se diseñó un programa de experimentos. El programa consistió en evaluar la aleación de alto contenido de silicio (Nemak “Linerless”) en condición de desgaste deslizante en contacto con anillos con recubrimientos de cromo y molibdeno. Sin embargo para establecer una referencia y realizar un estudio comparativo, se evaluaron segmentos de cilindro de hierro gris, bajo las mismas condiciones de prueba.

En la Figura 7.10, se muestran las variables involucradas; en la Figura 7.11, se presenta la matriz de experimentos, en la cual siguiendo el orden de izquierda a derecha se presenta: el material del segmento de cilindro, el material del segmento del anillo y la carga aplicada.



*Figura 7.10 Principales partes del tribómetro de movimiento recíprocante.*



➤ En todas las condiciones evaluadas, se utilizó aceite multigrado 5W30.

**Figura 7.11 Matriz de experimentos.**

## 7.5 Obtención de segmentos de cilindros

Los segmentos de cilindros de la aleación de Aluminio NLLBA<sup>®</sup>, se obtuvieron de monobloques, los cuales fueron fabricados con esta aleación. La Tabla 7-2, muestra la composición química de la aleación con la que se fabricaron los monobloques de aluminio.

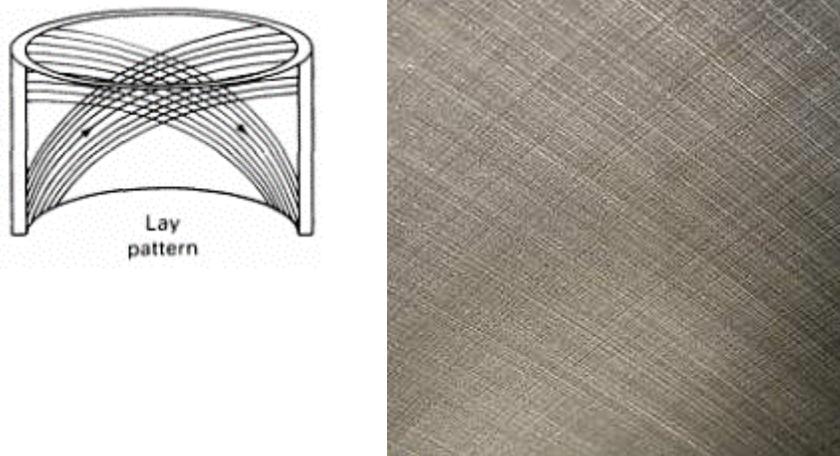
**Tabla 7-2 Rango de composición química de los monobloques fabricados con la aleación NLLBA<sup>®</sup>**

Si	13%--15%
Cu	0.20%--0.30%
Mg	0.20%--0.60%
Ni	0.50%--1.0%
Fe	0.20%--0.60%

Una vez que se fabricó el monobloque con configuración V8, éste se envió con el fabricante automotriz donde se llevó a cabo el proceso de maquinado; el cual involucra el acondicionamiento de la rugosidad de los cilindros, a este proceso se le conoce como “honeado”, el cual consiste en un maquinado de surcos entrelazados a 60°(ver Figura 7.12). Cabe recalcar que los monobloques enviados presentan los mismos parámetros de rugosidad que los monobloque con camisas de hierro, por lo cual presentan parámetros similares. La Figura 7.13a, presenta el block en la condición de vaciado y pre maquinado. La Figura 7.13b, presenta la condición de maquinado final realizada por el fabricante automotriz. Cada cilindro del block fue seccionado para después obtener los segmentos de cilindro tal y como se presenta en la Figura 7.14.

Para la obtención de los segmentos de cilindros de hierro gris, se utilizó la misma configuración de Block V8 4.6L; la única variante con este tipo de monobloque es que durante el proceso de fabricación, se insertan en el corazón de arena los cilindros de hierro gris para después llenar el molde con aluminio

líquido. El monobloque de aluminio ya solidificado con los cilindros insertados, se envió con el fabricante automotriz para su maquinado total. Cabe recalcar que se utilizaron los mismos parámetros de maquinado que con el monobloque de la aleación NLLBA®. Los segmentos de cilindro tanto de hierro gris como de los de la aleación NLLBA® se presentan en la Figura 7.15.



*Figura 7.12 Patrón de maquinado en la superficie del cilindro (“honeado”).*

## 7.6 Obtención de segmentos de anillos

Los anillos seleccionados son los utilizados en la industria automotriz como equipo original, por su durabilidad, costo y desempeño. El anillo número 1 (ver Figura 7.16) fue el seleccionado para el presente estudio ya que es el que está sometido a los mayores esfuerzos. Los segmentos de anillos utilizados en el presente estudio, fueron de dos tipos:

- Anillo con recubrimiento de cromo (perfil abarrilado)
- Anillo con recubrimiento de molibdeno (perfil abarrilado)

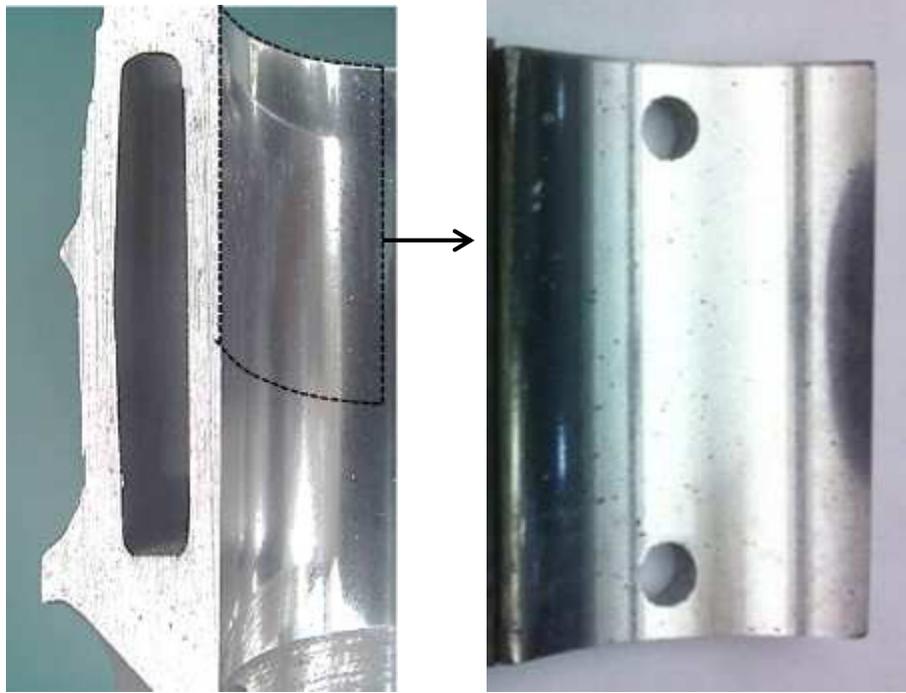


a)

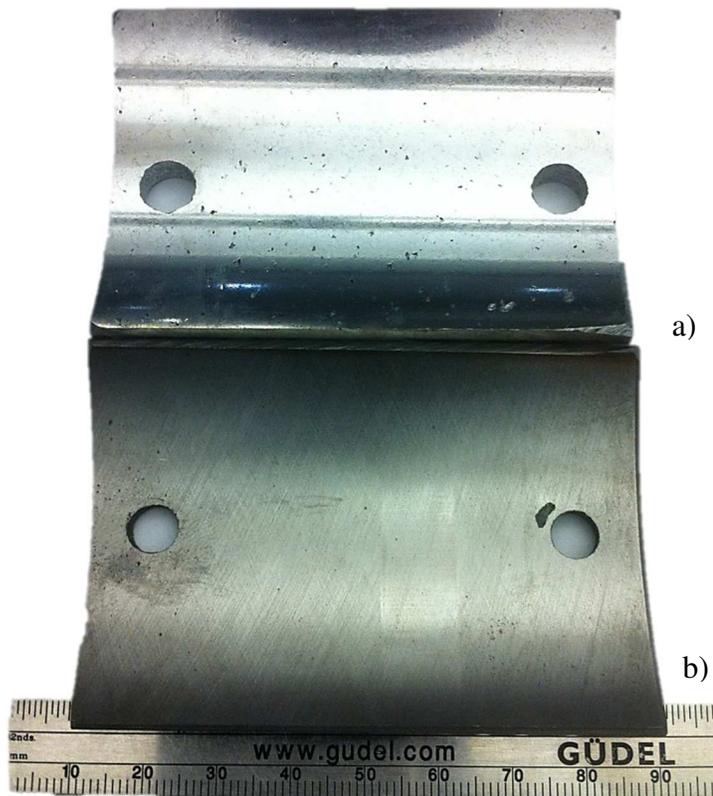


b)

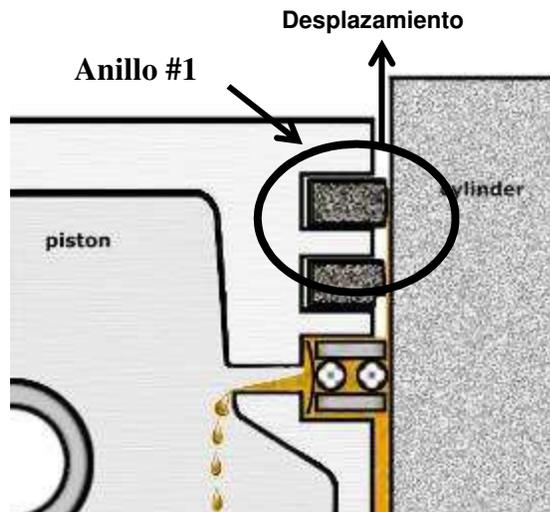
**Figura 7.13 a) Monobloque V8 4.6L fabricado con la aleación NLLBA, b) Block V8 4.6L después del proceso de acondicionamiento de los cilindros realizado por fabricante automotriz.**



**Figura 7.14** Segmento de cilindro del monobloque fabricado con la aleación NLLBA.



**Figura 7.15** Segmentos de cilindro a) Aleación NLLBA® b) Hierro gris.



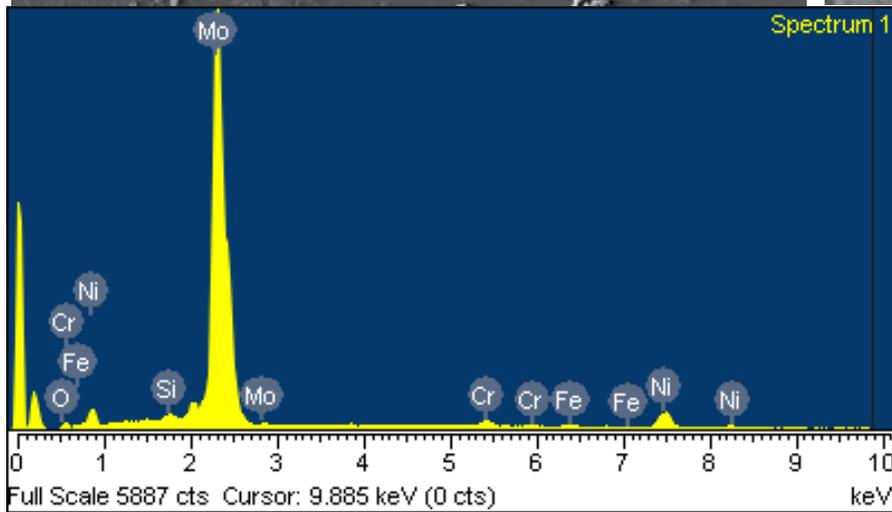
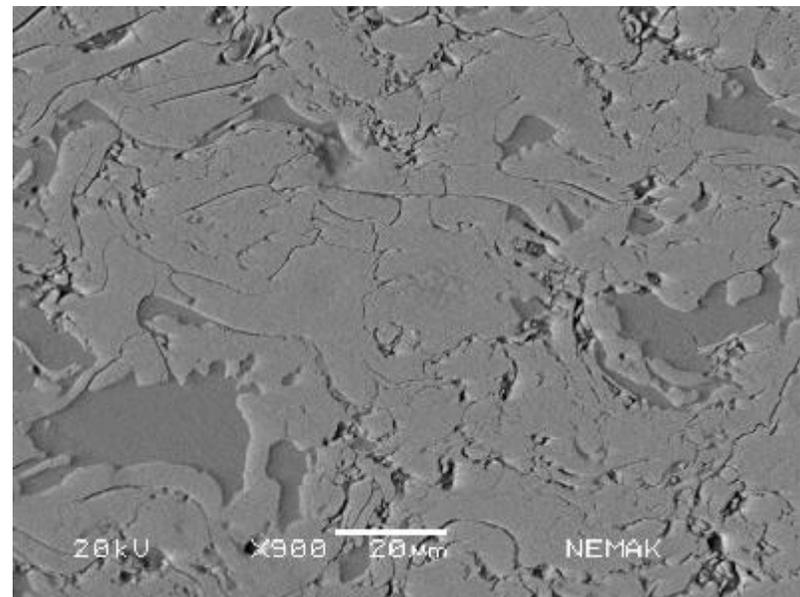
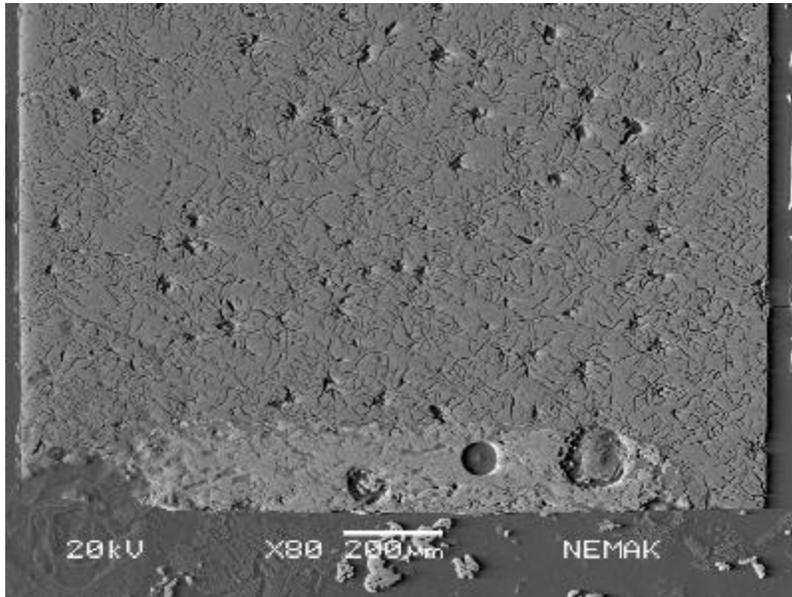
*Figura 7.16 Anillo #1 seleccionado para el presente estudio.*

La caracterización del recubrimiento de los anillos utilizados se presenta en las Figuras 7.17 y 7.18.

## **7.7 Determinación de la pérdida de masa**

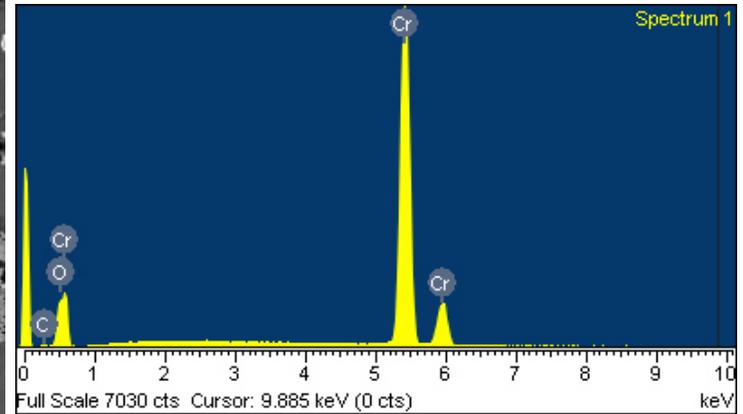
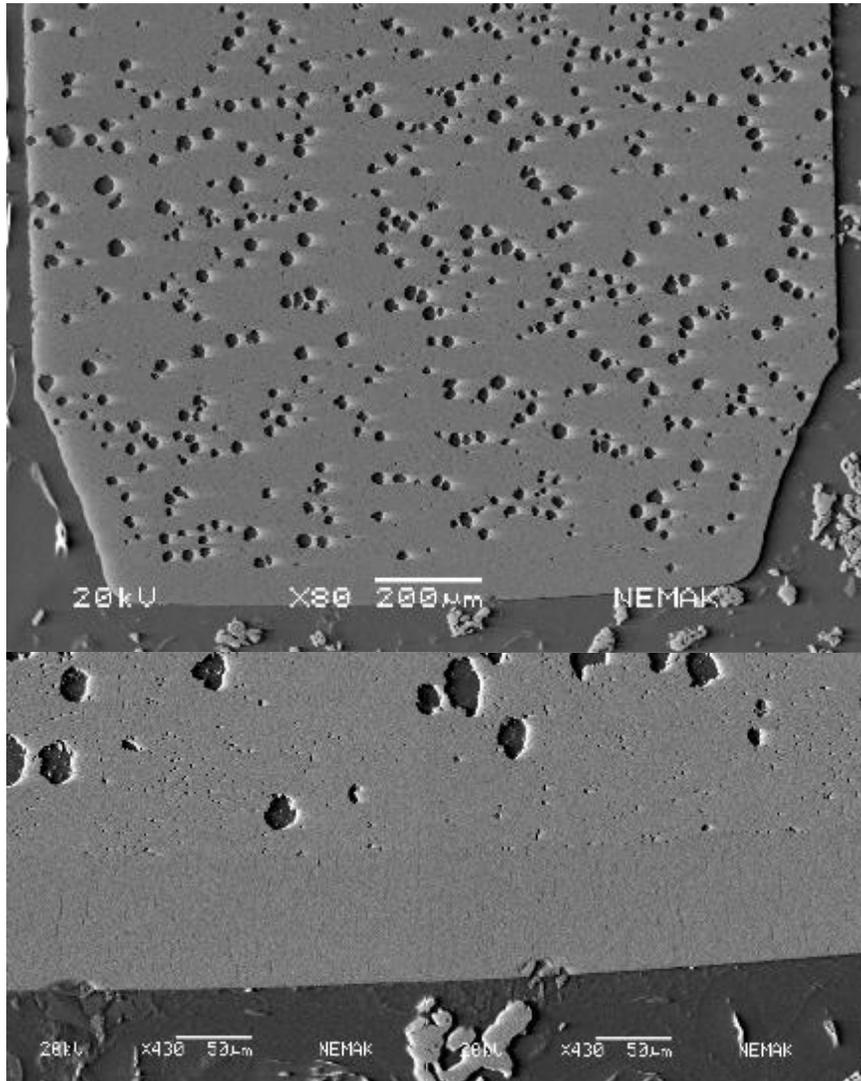
Uno de los métodos para la medición del desgaste es la pérdida de masa; para esto, es necesario que el espécimen se pese antes y después de la prueba para la determinación de la cantidad de material removido. Para la determinación del cambio de masa, es necesario el uso de una balanza analítica de precisión. Para el presente estudio se utilizó una balanza Denver Instruments P-114 con una precisión de  $\pm 0.0001\text{g}$ ; La Figura 7.19 muestra el equipo utilizado. Es indispensable limpiar el espécimen (anillo y cilindro) cuidadosamente para la correcta determinación del cambio de masa, para esto se llevó a cabo el siguiente procedimiento antes y después de cada prueba:

1. Limpieza con ultrasonido de muestras inmersas en acetona por 30min.
2. Secado de las muestras en horno a  $150^{\circ}\text{C}$  por 30mi n.
3. Pesaje de las muestras.



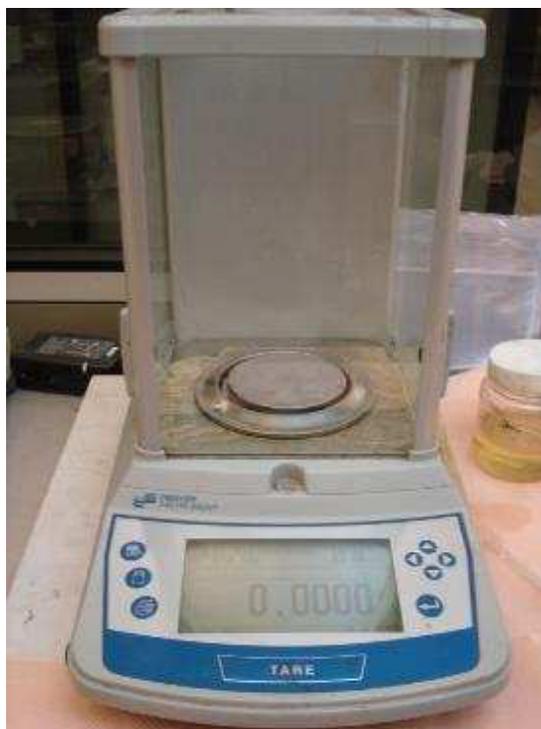
Elemento	Peso( %)
O	2.73
Si	0.44
Cr	1.57
Fe	0.58
Ni	7.53
Mo	87.16

**Figura 7.17** Caracterización por EDX del recubrimiento de molibdeno en el anillo de pistón utilizado.



Elemento	Peso (%)
C	1.52
O	1.08
Cr	97.40

**Figura 7.18** Caracterización por EDX del recubrimiento de cromo en el anillos de pistón utilizado.



*Figura 7.19 Balanza analítica de precisión Denver Instruments P-114 con una precisión de  $\pm 0.0001\text{g}$ .*

## 7.8 Medición de desgaste

Existen diversos métodos que se emplean para medir, cualitativamente y cuantitativamente, el desgaste. En el presente estudio, se determinó que el método de cambio de masa es el más apropiado. Para este tipo de métodos, se requiere de una balanza analítica muy alta precisión ( $\pm 0.1\text{mg}$ ), con el cual se pesan las muestras antes y después del ensayo. Además de que se requiere que las superficies de los especímenes estén libres de toda impureza para que no contribuyan al peso de la misma, para esto se sigue un procedimiento específico de limpieza en que las muestras se sumergen en acetona en un baño ultrasónico, tal y como se describió en la sección anterior.

Dos de los parámetros de desgaste más frecuentemente utilizados son la pérdida en masa y el volumen desgastado. El volumen desgastado se obtiene de la ecuación siguiente:

$$Q = \frac{\Delta m}{\rho}$$

**Ec.7.1**

Donde: Q= Volumen desgastado (mm<sup>3</sup>)  
 $\Delta m$  =Diferencia de masa al inicio y final del ensayo (g)  
 $\rho$  = Densidad del material bajo estudio.

La masa  $\Delta m$  de material desgastado, se obtiene por el cambio de masa (pesaje antes y después de cada ensayo) tanto para el segmento del anillo y del segmento del cilindro. La densidad  $\rho$  viene determinada según el material. La Tabla 7-3 muestra las diferentes densidades de los materiales ensayados.

**Tabla 7-3 Densidades de los materiales ensayados**

<b>Material</b>	<b>Densidad (g/mm<sup>3</sup>)</b>
Aleacion aluminio NLLBA	0.00264
Hierro gris	0.007874
Cromo	0.00719
Molibdeno	0.007874

Archard postuló un coeficiente de desgaste “k”, el cual es una constante de proporcionalidad entre el área de contacto real, la distancia deslizada y el volumen desgastado [6].

$$Q = kAr l = kl \frac{W}{H}$$

ó

**Ec.7.2a**

$$k = \frac{QH}{lW}$$

**Ec.7.2b**

Donde:

- Q Volumen perdido ( $\text{mm}^3$ )
- k Constante de proporcionalidad o coeficiente desgaste adimensional
- Ar Area contacto real ( $\text{mm}^2$ )
- W carga (N)
- H Dureza del material más suave ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )
- L Distancia deslizada (mm)

El coeficiente “k”, conocido también como coeficiente de Archard es ampliamente utilizado como un índice de la severidad del desgaste. El coeficiente puede ser visto como una proporción de las asperezas en contacto y las que realmente producen una partícula de desgaste. El valor k, nunca excede el valor de la unidad y en la práctica tiene valores de 0.001 ó menos. Un valor bajo de k indica que el desgaste es causado por solo una muy pequeña proporción del contacto entre asperezas. En la mayoría de los casos, las asperezas, se deslizan entre unas y otras con poca dificultad y solo una pequeña proporción resulta en la formación de partículas de desgaste [7]. El coeficiente de desgaste, definido por Archard, como la probabilidad de que en cada encuentro entre asperezas se produzca una partícula de desgaste es un parámetro muy importante para comparar tasas de desgaste entre diferentes materiales.

En procesos de ingeniería se utiliza comúnmente la cantidad  $\left[\frac{K}{H}\right]$ , conocido como el coeficiente de desgaste dimensional o tasa de desgaste específica y sus unidades son  $\text{mm}^3/\text{N}\cdot\text{m}$ ; por lo tanto, sustituyendo de la ecuación (7.2)  $\left[\frac{K}{H}\right]$ , se representaría de la siguiente manera:

$$\omega_{\text{esp}} = \left[\frac{K}{H}\right]$$

de aquí,

$$\omega_{\text{esp}} = K \frac{W}{H} \quad \text{Ec.7.3}$$

Las unidades del coeficiente de desgaste dimensional ó tasa específica de desgaste  $\omega_{esp}$  son:

$$\omega_{esp} = \frac{mm^3}{Nm} \frac{(volumen\ de\ material\ desgastado)}{Carga\ normal\ de\ contacto * Distancia\ deslizada} \quad \text{Ec.7.4}$$

## 7.9 Medición de la fricción.

El coeficiente de fricción  $\mu$ , se define como el cociente de la fuerza de fricción entre la carga normal, mediante la ecuación;

$$\mu = F_f / F_N \quad \text{Ec 7.5}$$

Dónde:

- $\mu$ : coeficiente dinámico de fricción y es adimensional
- $F_f$ : Fuerza de fricción (N), determinado en tiempo real por celda de carga.
- $F_N$ : Carga aplicada (N), parámetro fijo.

La adquisición de datos en tiempo real de la fuerza tangencial de fricción, se obtuvo por medio de una celda de carga tensión-compresión (ver Figura 7.20). La celda de carga en combinación con un convertidor de señal, provee de una salida variable de voltaje (dependiendo el valor de la fuerza tangencial de fricción), esta salida de voltaje es convertida a un valor de fuerza tangencial de fricción que a su vez se convierte a un coeficiente de fricción tomando en consideración la carga aplicada.

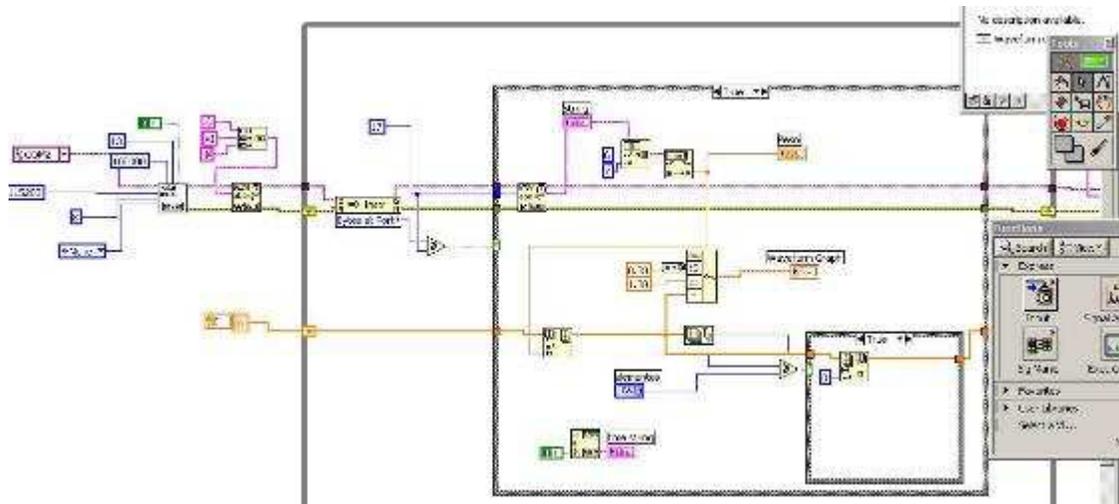
La celda de carga se encuentra fija al ensamble del sistema flotante del porta segmento de cilindro, la cual con el movimiento reciprocante y lineal del anillo deslizándose sobre el segmento del cilindro, se somete a tensión y compresión tal y como se describe en la Figura 7.20. La celda de carga mide un cambio en su resistencia (por puente de Wheatstone) la cual, emite una señal de

resistencia, la cual se convierte a voltaje por medio de un convertidor de señal de voltaje. Para la determinación del coeficiente de fricción real, se utilizó el software LabView® (ver Figura 7.21), para lo cual se desarrolló un programa en el cual la señal de la celda de carga sea interpretada como fuerza de fricción, la cual es filtrada para posteriormente realizar el cálculo para la determinación del coeficiente de fricción dinámico. Para la determinación de este parámetro, se obtienen 10 valores de  $F_{\text{fricción}}$  y se divide entre la carga obteniéndose el valor del coeficiente de fricción dinámico ( $\text{COF}_{\text{RMS}}$ ) promedio.

Cabe recalcar, que el programa en LabView®, es capaz de convertir la señal negativa (compresión) y convertirla a valor absoluto, de esta forma se miden los dos ciclos del recorrido del segmento del anillo. El software procesa una cantidad de 10 datos para obtener un valor RMS, el cual es el que se grafica ( $\text{COF}_{\text{RMS}}$ ).



**Figura 7.20 Determinación de fuerza tangencial (fuerza de fricción) por medio de celda de carga, la cual se comprime y tensiona con el movimiento recíprocante al que está sometido el segmento de cilindro [13].**



**Figura 7.21 Programa utilizado para la determinación del coeficiente de fricción dinámico  $COF_{rms}$  [13].**

## Referencias Bibliograficas

- [1] Horst. Czichos. Tribology- A Systems Approach to the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear, Elsevier, USA 1978.
- [2] Final Rulemaking to establish Light Duty Vehicle Greenhouse Gas Emission Standars and Corporate Average Fuel Economy Standers, Joint Technical Support Document, EPA-420-R-901, April 2010.
- [3] ASM HANDBOOK, Vol.18, Friction, Lubrication, and Wear technology, pp. 915-931, ASM 2002.
- [4] N.P. Suh, *Tribophysics*, Prentice-Hall, 1986, p 73
- [5] T. Noorman, Overview of techniques for measuring friction using bench tests and fired engines, SAE 2000-01-1780.
- [6] Gesellschaft fur Tribology e.V. (2002) Gft-Arbeitsblatt 7, Gesellschaft fur Tribologie e.V., Moers
- [7] Theo Mang, Kirsten Bobzin, Thorsten Bartels, Industrial Tribology: Tribosystems, Friction, Wear and Surface Engineering, Wiley-VCH, ISBN 978-3-527-32057-8, 2011, pp 37.
- [8] Hartfield-Wunsch, S., Tung, S. and C. Rivard, "Development of a Bench Test for the Evaluation of Engine Cylinder Components and the Correlation with Engine Test Results," SAE 1993 Transactions, Section 3, P. 1131-1138, Paper No. 932693, October 15, 1993.
- [9] ASTM G133-95, Standard test for determining the sliding wear of ceramic, metals and other wear resistant materials using the linear reciprocating ball-on flat geometry, ASTM 2002.
- [10] Y-G.Ku and D.J. Patterson, "Piston and Ring Friction by the Fixed Sleeve Method", SAE paper 880571 (1998).
- [11] H.Yoshida, K. Kusama, and J.H. Barnes, "Piston Ring Coatings on Gasoline and Diesel Engine Piston Ring Coatings", form the Gorham Conference on Thermal Spray (1992).
- [12] J.F. Archard, Single Contact and Multiple Encounters, Journal of Applied Physics- a Statistical Viewpoint, Wear, Vol137,1990,pp.99-105.
- [13] Jesus O. Gonzalez, Tesis doctoral, Desarrollo de un Sistema Tribológico con Movimiento Lineal Reciprocante, FIME, UANL, 2013.

# CAPITULO 8

## Resultados y Discusión

### 8.1 Introducción

El propósito fundamental de esta tesis es estudiar el comportamiento tribológico, fricción y desgaste en un sistema anillo-cilindro de motor de combustión interna, utilizando cilindros de aluminio NLLBA® bajo el sistema de desplazamiento recíprocante. Con este fin se realizaron una serie de ensayos experimentales en los que se analiza la fricción y desgaste bajo distintas variables. Como factores que afectan la fricción, se ha estudiado principalmente: el nivel de carga, tipo de recubrimiento de los segmentos de anillos y material del cilindro. En este capítulo, se presentan los resultados de los ensayos experimentales obtenidos para cada condición evaluada bajo el ensayo tribológico de contacto recíprocante entre el segmento de anillo y la superficie del cilindro (material evaluado), previamente descrito en el capítulo anterior y de acuerdo al procedimiento recomendado en otras investigaciones siguiendo los parámetros ASTM [1].

Uno de los aportes más significativos de esta tesis doctoral, es el estudio del comportamiento del cilindro de aluminio NLLBA® frente a distintas condiciones de carga en contacto de un segmento de anillo automotriz y compararlo con el sistema tradicional de cilindros de hierro gris. Los resultados

obtenidos y su posterior análisis y discusión, permiten realizar propuestas de mejora, los cuales aparecen al final del Capítulo 9.

## 8.2 Análisis químico

La Tabla 8.1, muestra el rango de composición química de las muestras de los segmentos de cilindro de aluminio. La Tabla 8.2, presenta el rango de composición química de los segmentos de camisa de hierro gris. Ambos análisis fueron realizados bajo la técnica de espectrometría por chispa.

**Tabla 8.1 Intervalo de composición química de los segmentos de camisa de aluminio**

Si	13.0-15.0%
Cu	2.00-3.0%
Fe	0.20-0.60%
Mn	0.10-0.45%
Mg	0.20-0.60%
Zn	0.10-0.60%
Ti	0.05-0.11%
Ni	0.50-1.0%
Sr	0.01-0.09%
Al	Remanente

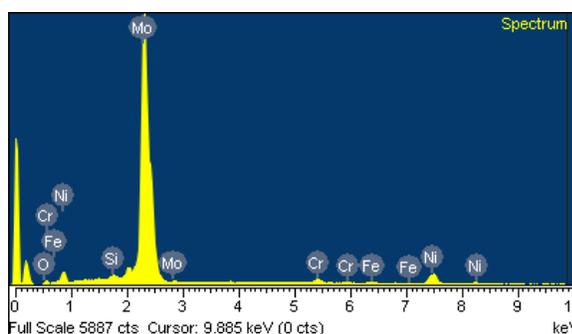
**Tabla 8.2 Intervalo de composición química de los segmentos de camisa de hierro gris (% en peso)**

C	3.0- 3.50%
C equiv.	4.40% max.
Si	2.0-2.80%
Mn	0.10-0.50%
P	0.10-0.40%
S	0.1
Cr	0.10-0.40%
Cu+Ni	0.20-0.50%
Sn	0.15%
Fe	remanente

Los resultados encontrados, cumplen con los establecidos en las tablas mencionadas, tanto para los monobloques monolíticos de la aleación hiper-eutéctica de Al-Si, como para los cilindros de fundición de hierro gris. En las Tablas 8.3 y 8.4, se presenta la composición química promedio de los recubrimientos de molibdeno y cromo respectivamente, de los anillos empleados. Dado, que el material a analizar es un recubrimiento, se optó por la técnica de Espectrometría por Difracción de Rayos-X (EDX)

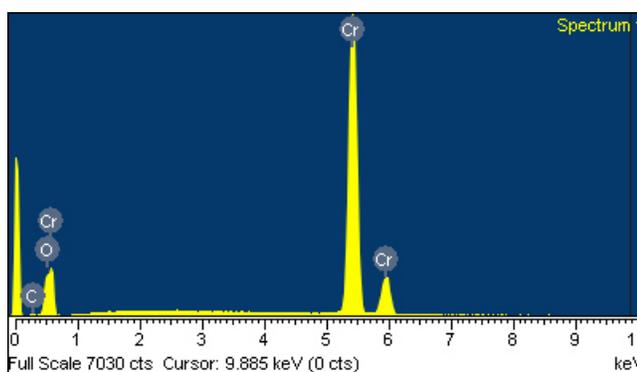
**Tabla 8.3 Composición química promedio de los segmento de anillos con molibdeno; se anexa espectro de composición.**

O	2.70%
Si	0.45%
Cr	1.60%
Fe	0.60%
Ni	7.50%
Mo	87.10



**Tabla 8.4 Composición química promedio de los segmento de anillos con cromo; se anexa espectro de composición.**

O	1.50%
Cr	1.00%
Cr	97.50%

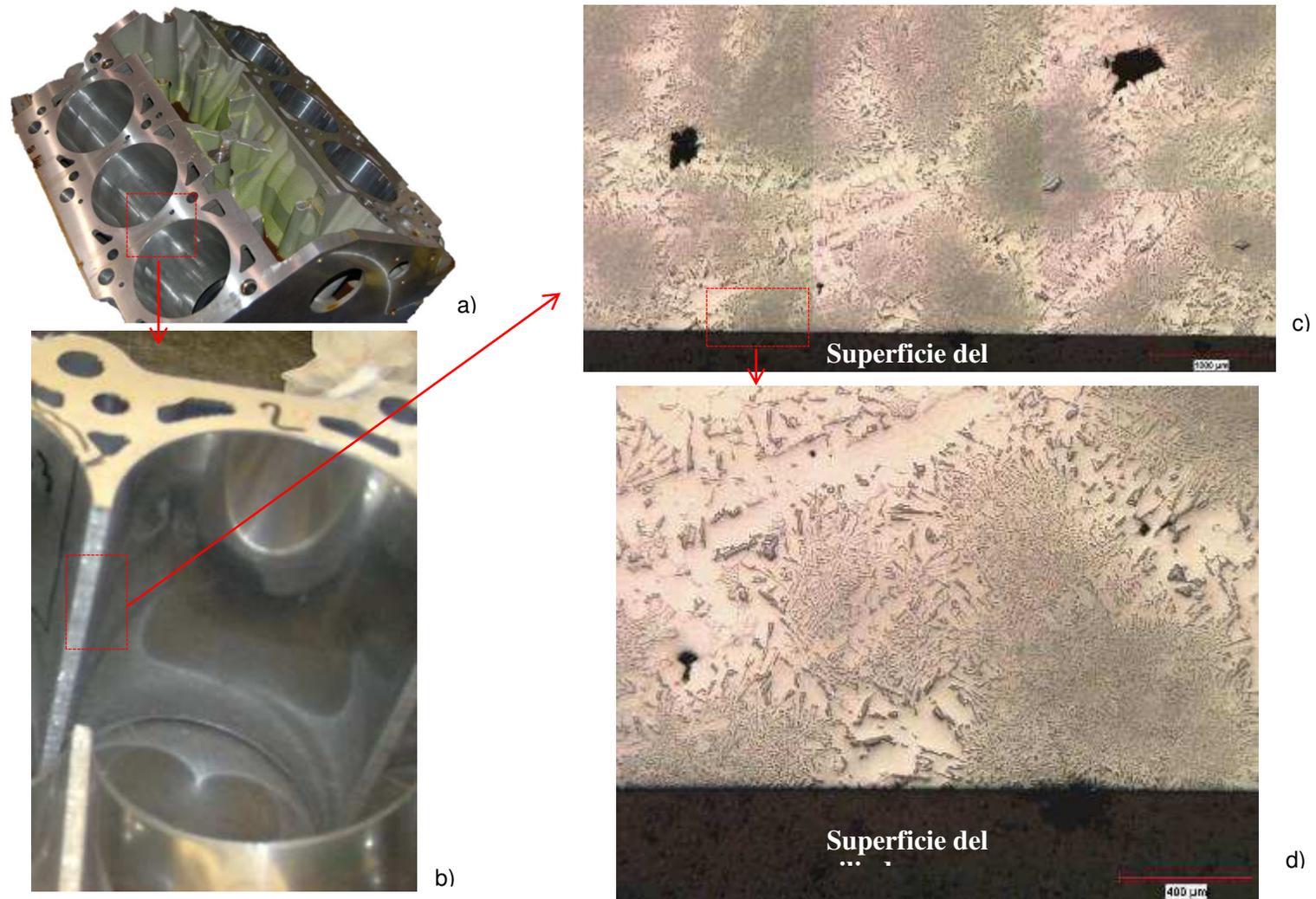


### 8.3 Análisis micro estructural de los segmentos de anillo /cilindro

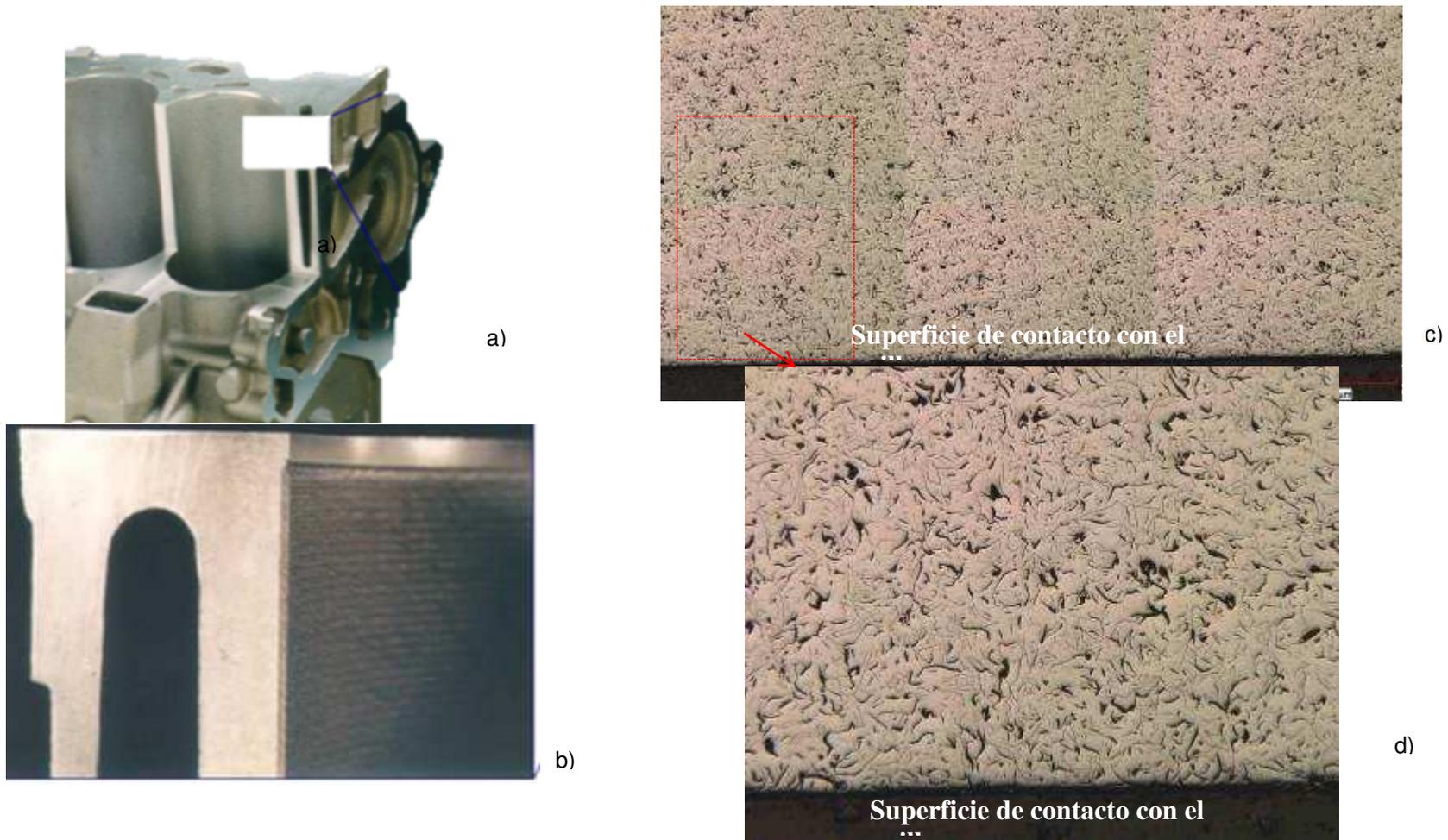
El análisis micro estructural se realizó empleando la técnica Microscopia Óptica (MO), utilizando un microscopio metalográfico invertido Olympus PMG3 y Microscopia Electrónica de Barrido (MEB) utilizando un microscopio JEOL JSM-

6360LV. Las Figuras 8.1 y 8.2, muestran las micrografías típicas de los segmentos de cilindros de aluminio y de hierro gris respectivamente. La Figura 8.1b, presenta la sección del monobloque de aluminio en donde se magnifica la zona de los cilindros de aluminio. Las Figuras 8.1c y 8.1d, muestran la microestructura que está en contacto con el anillo.

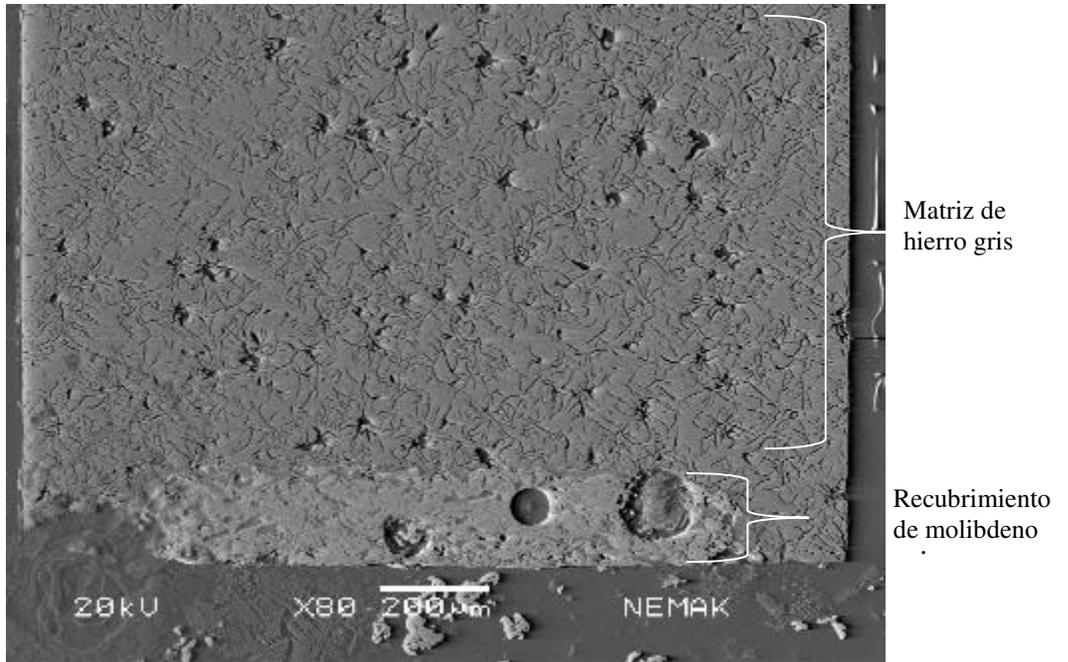
Las Figuras 8.3 y 8.4, presentan las micrografías típicas de los recubrimientos en los anillos utilizados. Cabe recalcar que el anillo de molibdeno utiliza una matriz de hierro gris; mientras que el anillo de cromo utiliza una matriz de hierro nodular.



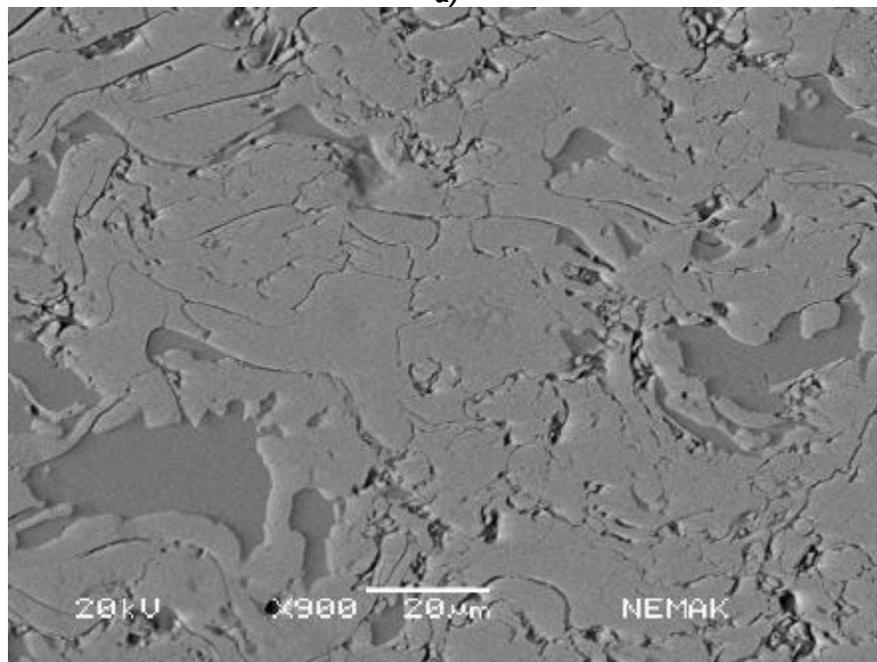
**Figura 8.1** Microestructura del cilindro de aluminio a) Monobloque de aluminio, b) Acercamiento de la zona del cilindro. c) Microestructura del cilindro cerca de la superficie de contacto d) Acercamiento de la zona de contacto.



**Figura 8.2 Microestructura del cilindro de hierro gris a) Monobloque de aluminio con insertos de camisa de hierro gris, b) Acercamiento de la zona del cilindro, c) Microestructura del cilindro cerca de la superficie de contacto, d) Acercamiento de la zona de contacto.**

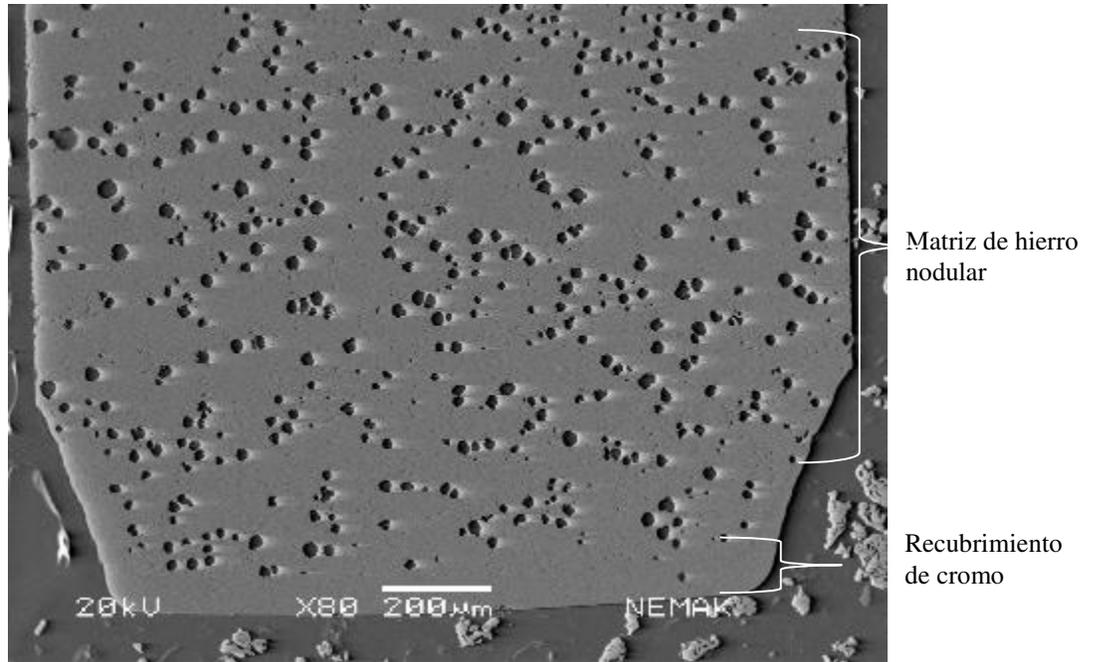


a)

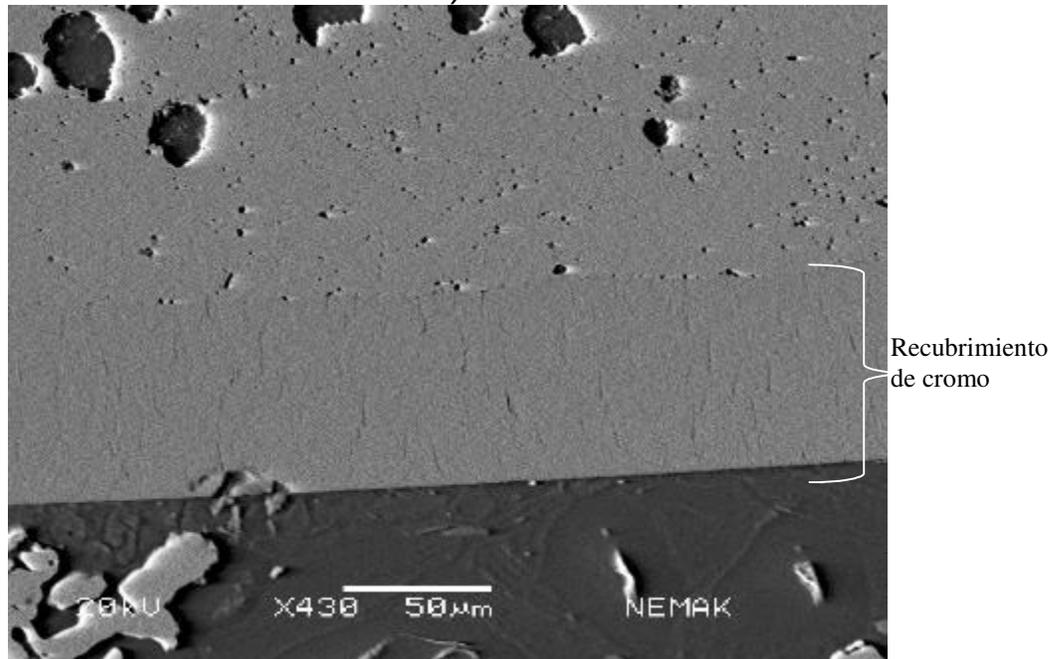


b)

**Figura 8.3 Microestructura del anillo de molibdeno a) Vista general  
b) Microestructura del recubrimiento de molibdeno.**



a)



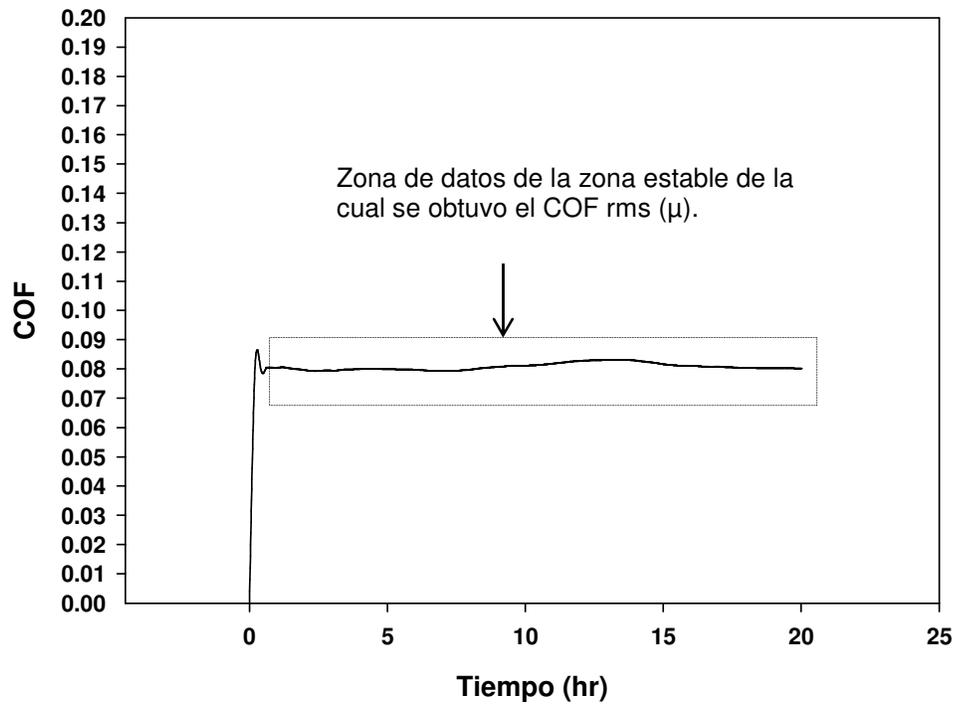
b)

**Figura 8.4 Microestructura del anillo de cromo. a) Vista general  
b) Microestructura del recubrimiento de cromo**

## 8.4 Resultados de coeficiente de fricción

La Tabla 8-5 muestra los resultados del coeficiente de fricción ( $\mu$ ) obtenidos en las pruebas de desplazamiento recíprocante realizadas entre los pares metálicos formados entre los cilindros de hierro gris y el de la aleación de aluminio silicio, contra los anillos recubiertos con cromo y molibdeno, a tres diferentes cargas; 100, 200 y 250N. Los valores reportados son el valor promedio rms tal y como se explicó en el capítulo anterior. La máquina de pruebas tribológicas recíprocante, diseñada y construida conjuntamente entre investigadores de Nemak y la UANL-FIME [2], permite la lectura en tiempo real de la fuerza de fricción en el par tribológico bajo prueba. Por medio de un sistema de captura de datos y manejo analítico de los mismos, es posible analizar el coeficiente de fricción ( $\mu$ ) contra el tiempo transcurrido de la prueba.

La Figura 8.5 muestra una gráfica típica del coeficiente de fricción en función del tiempo. Se observan dos regiones diferentes. Al inicio de la prueba un incremento del  $\mu$  hasta un valor promedio aproximado de 0.09, que toma unos cuantos minutos y posteriormente un estado quasi-constante a aproximadamente un valor de 0.08 que permanece por el resto de la prueba. Este comportamiento es normal en la mayoría de las pruebas tribológicas. La primera parte está asociada con el estado de asentamiento (“running-in”) donde el estado inicial se da en los picos de las asperezas hasta lograr un “asentamiento” y deformación de las rugosidades. La segunda etapa, se asocia al estado constante (“steady-state”), caracterizado por un área de contacto relativamente estable. Lo anterior nos define un coeficiente de fricción que se incrementa hasta un máximo en el estado de “running-in”, para posteriormente disminuir ligeramente y establecerse un estado quasi-constante en el “steady-state”. Los valores reportados en el presente estudio es el valor promedio obtenido por la metodología del cuadrado de la raíz media (“root médium square”; rms) durante el estado estable, tal y como se indica en la Figura 8.5.



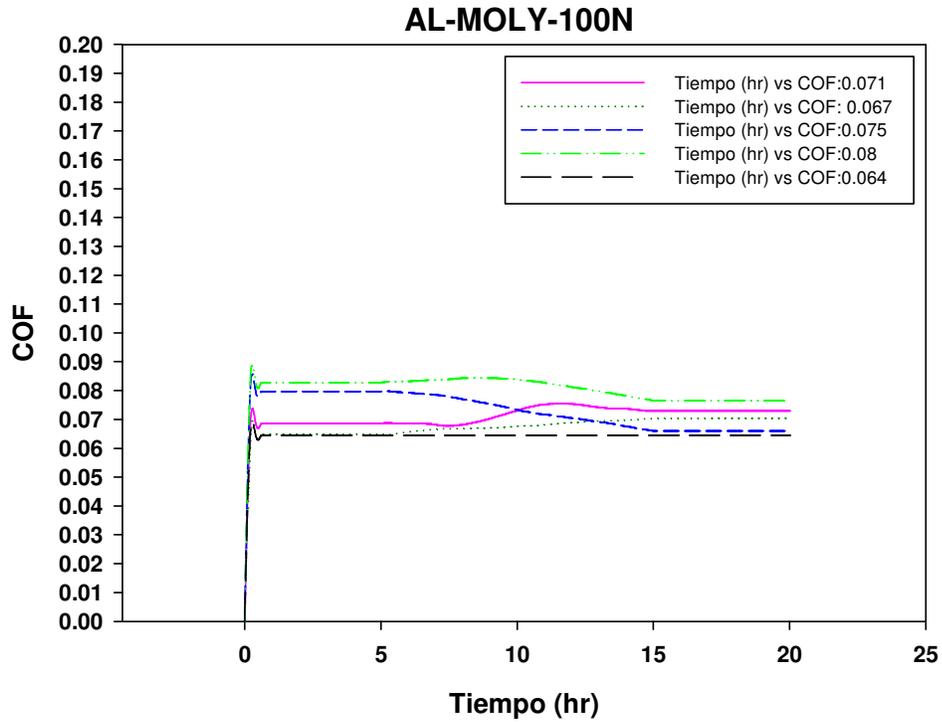
**Figura 8.5 Gráfica del coeficiente de fricción en función del tiempo, se muestra la zona en la cual se realizó el análisis de datos.**

La Figuras 8.6 a 8.17 presentan las curvas del coeficiente de fricción COF ( $\mu_{rms}$ ) en la condición de estado estable en función del tiempo en las condiciones evaluadas. Cada gráfica presenta de forma empalmada la serie de repeticiones por condición evaluada.

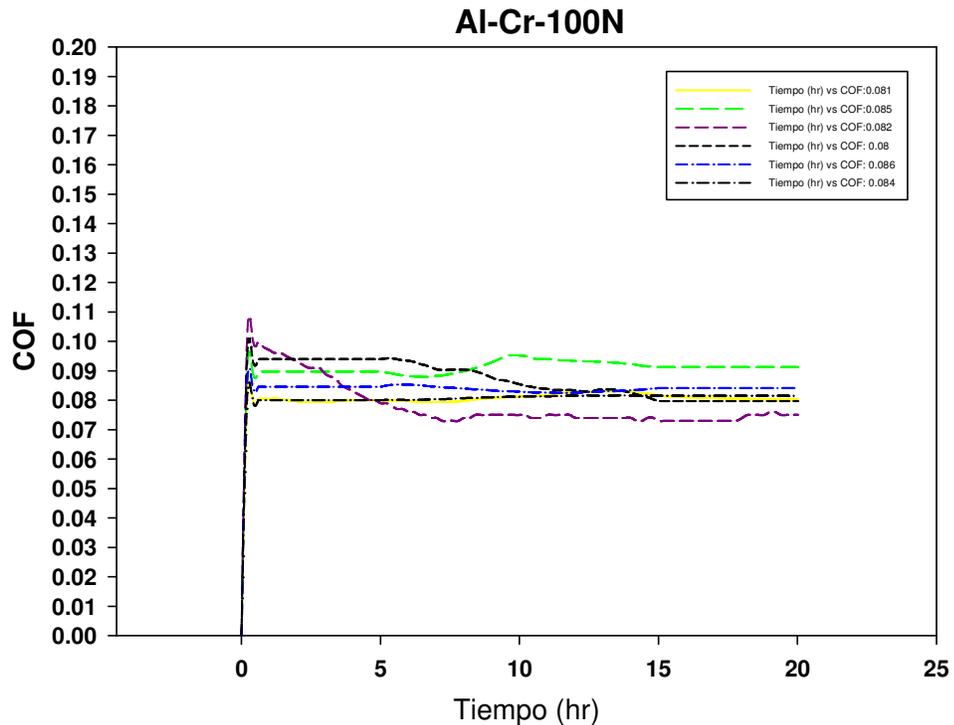
**Tabla 8.5 Resultados del coeficiente de fricción COF ( $\mu$ )<sub>rms</sub> para las diferentes pruebas.**

id	Camisa	Anillo	Carga (N)	COF ( $\mu$ ) <sub>rms</sub>
1	Al	Cr	100	0.0808
2	Al	Cr	100	0.0850
3	Al	Cr	100	0.0820
4	Al	Cr	100	0.0800
5	Al	Cr	100	0.0860
6	Al	Cr	100	0.0840
7	Al	Mo	100	0.0710
8	Al	Mo	100	0.0640
9	Al	Mo	100	0.0670
10	Al	Mo	100	0.0750
11	Al	Mo	100	0.0800
12	Fe	Cr	100	0.0950
13	Fe	Cr	100	0.0920
14	Fe	Cr	100	0.0990
15	Fe	Cr	100	0.0820
16	Fe	Mo	100	0.0650
17	Fe	Mo	100	0.0630
18	Fe	Mo	100	0.0660
19	Al	Cr	200	0.0940
20	Al	Cr	200	0.1091
21	Al	Cr	200	0.0870
22	Al	Mo	200	0.0840
23	Al	Mo	200	0.1015
24	Al	Mo	200	0.1000

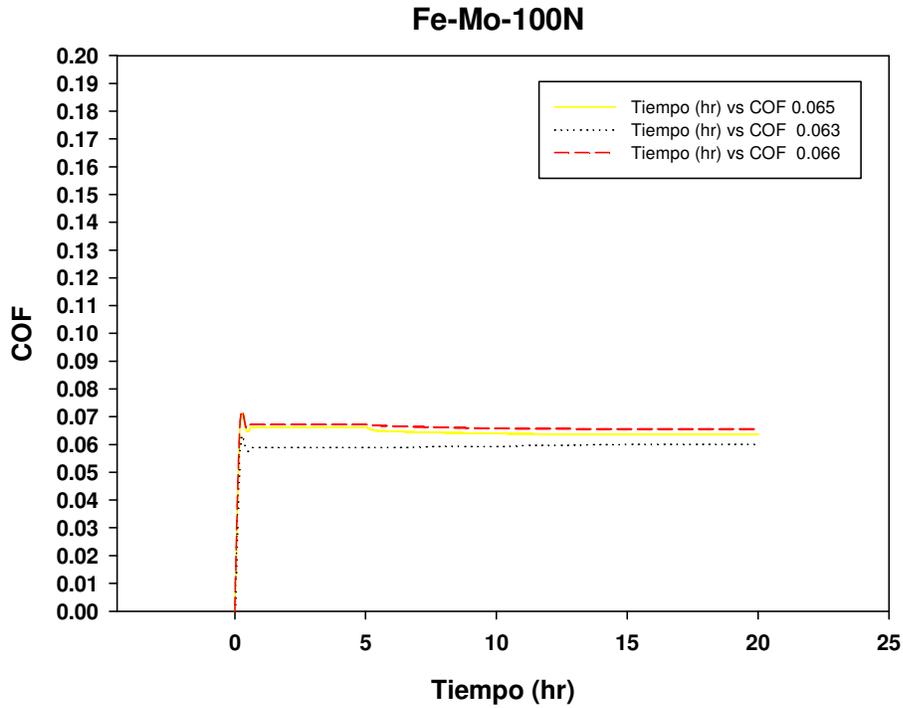
25	Al	Mo	200	0.0960
26	Fe	Cr	200	0.1131
27	Fe	Cr	200	0.1076
28	Fe	Cr	200	0.1080
29	Fe	Cr	200	0.1049
30	Fe	Mo	200	0.1353
31	Fe	Mo	200	0.1384
32	Al	Cr	250	0.1109
33	Al	Cr	250	0.0910
34	Al	Cr	250	0.1380
35	Al	Mo	250	0.1465
36	Al	Mo	250	0.1462
37	Al	Mo	250	0.1472
38	Fe	Cr	250	0.1410
39	Fe	Cr	250	0.1391
40	Fe	Cr	250	0.1300
41	Fe	Mo	250	0.1446
42	Fe	Mo	250	0.1405
43	Fe	Mo	250	0.1433



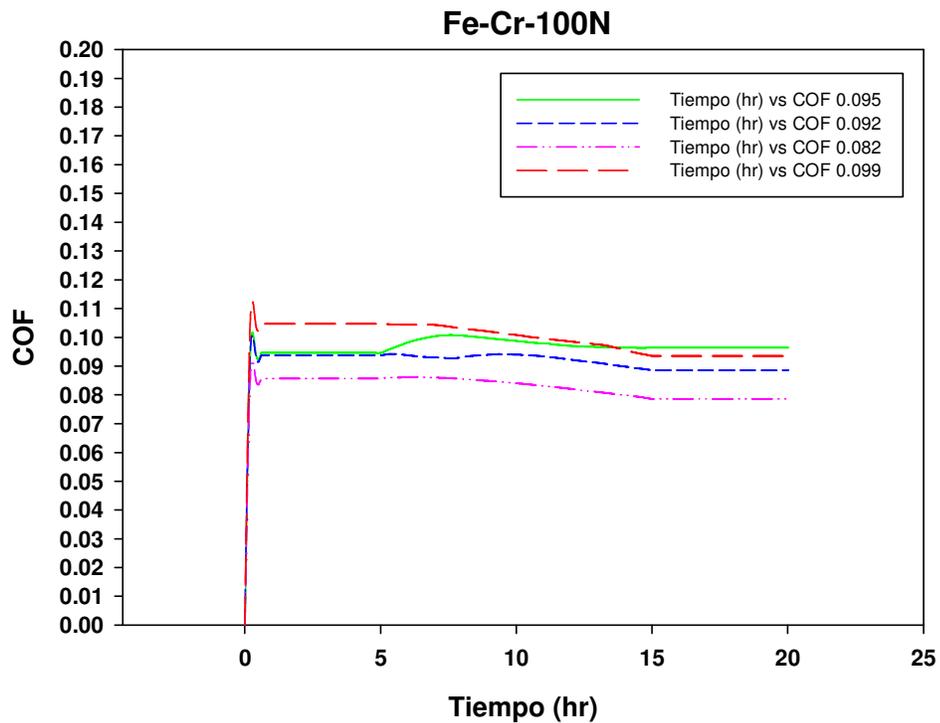
**Figura 8.6** Gráfica del coeficiente de fricción (COF) en función del tiempo para camisa de Al y anillo de Mo a una carga de 100N.



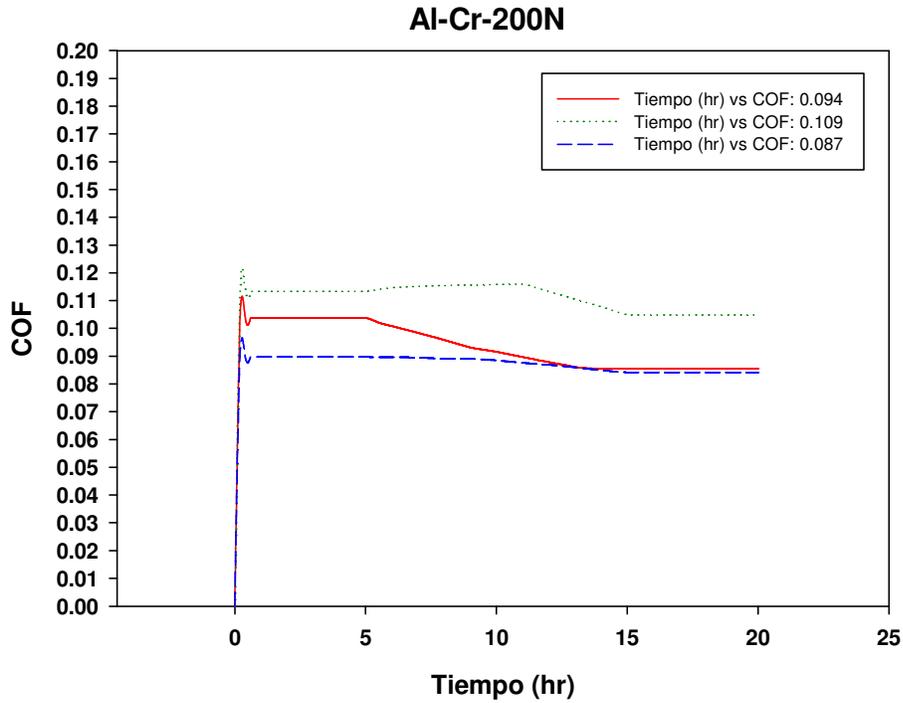
**Figura 8.7** Gráfica del coeficiente de fricción (COF) en función del tiempo para camisa de Al y anillo de Cr a una carga de 100N.



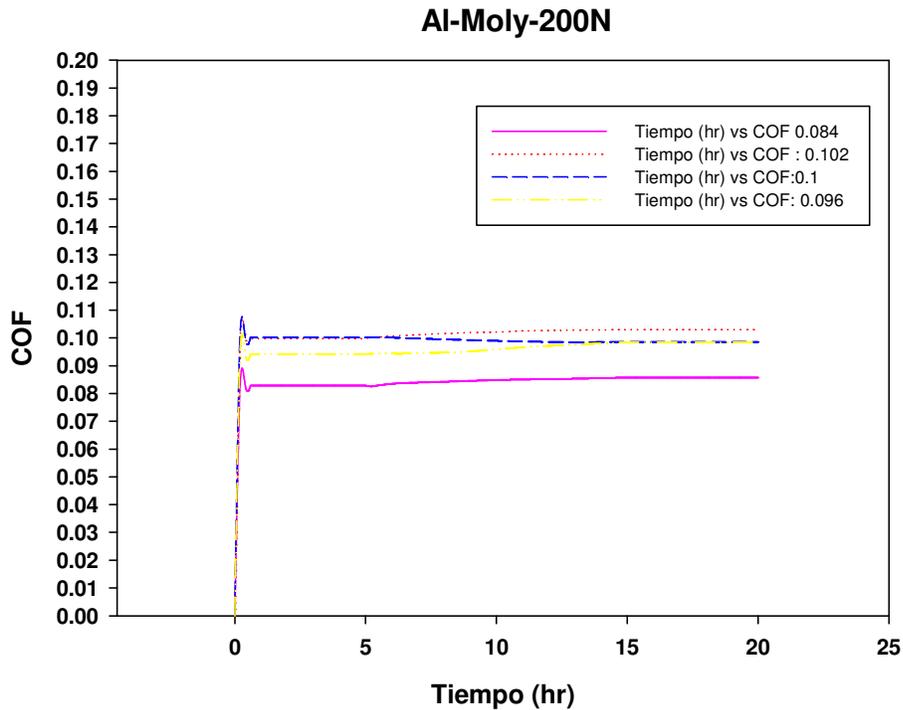
**Figura 8.8** Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Fe; anillo: Mo @100N



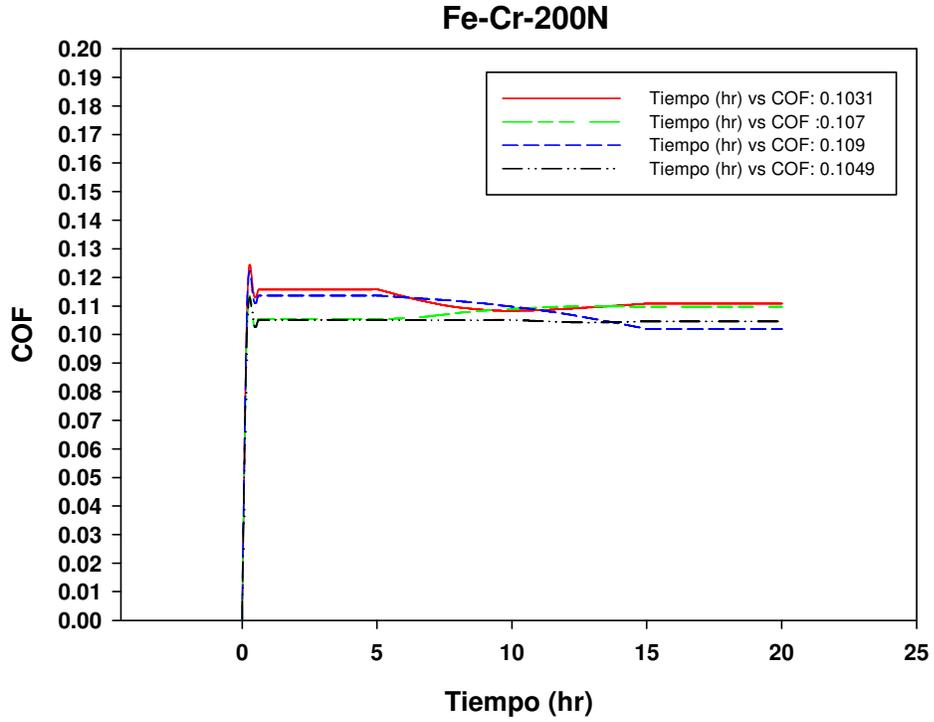
**Figura 8.9** Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Fe; anillo: Cr @100N



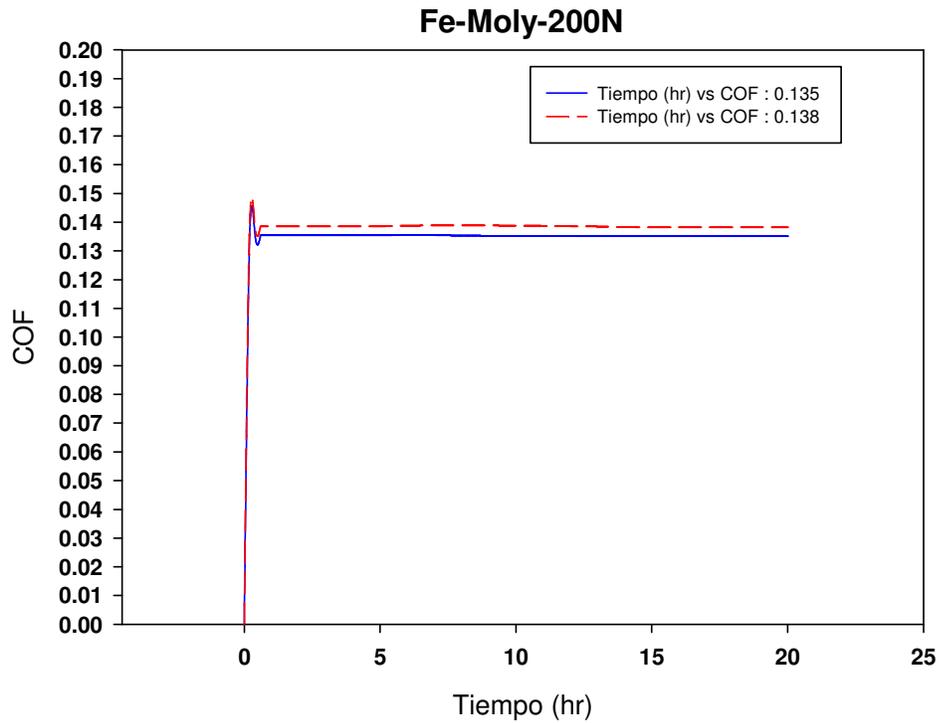
**Figura 8.10** Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Al; anillo: Cr @200N.



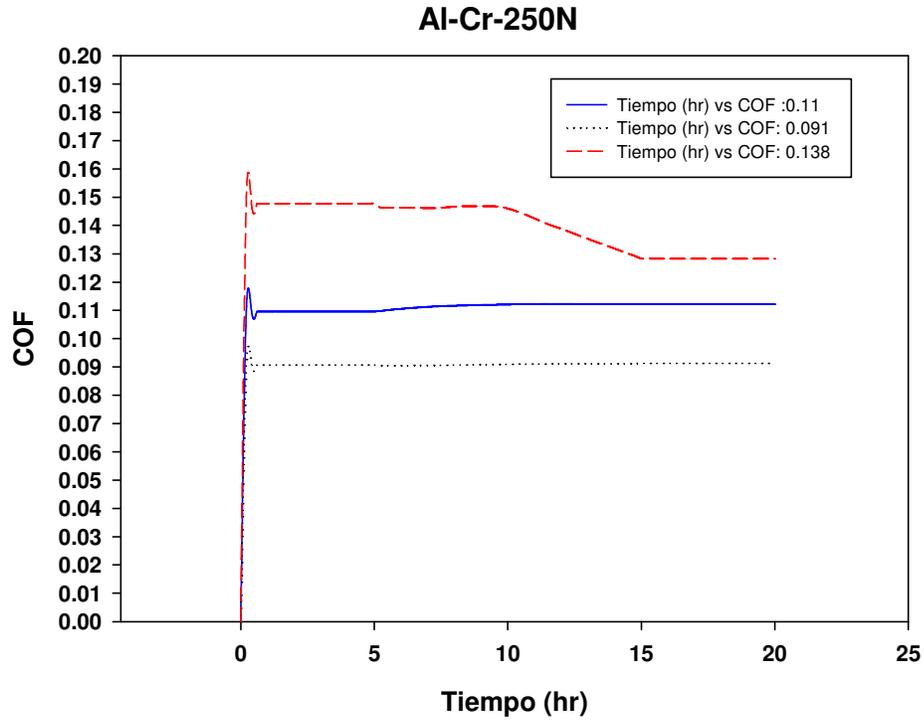
**Figura 8.11** Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Al; anillo: Mo @200N.



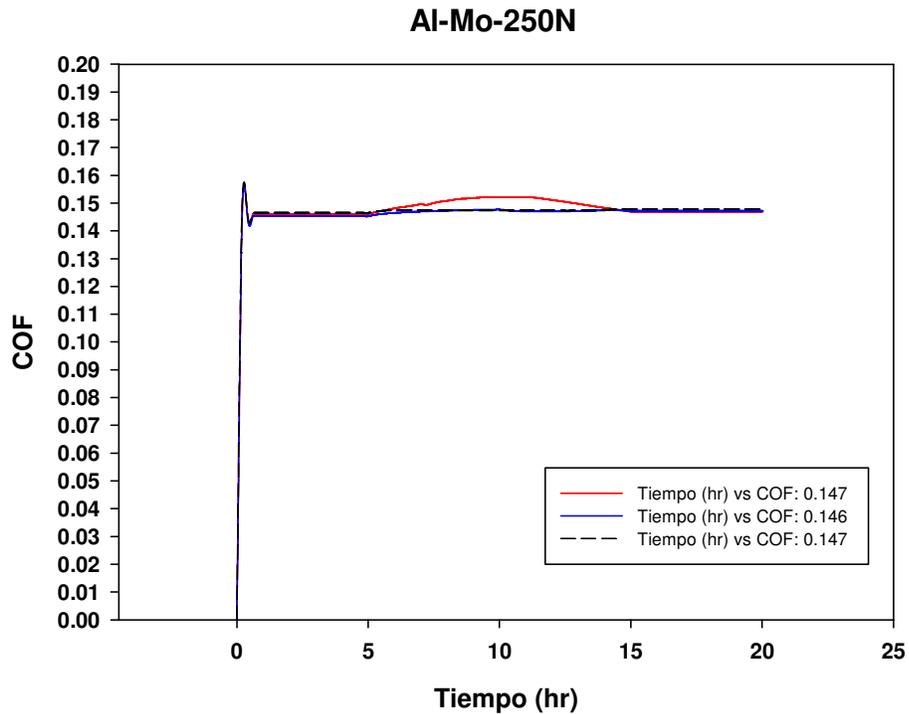
**Figura 8.12** Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Fe; anillo: Cr @200N.



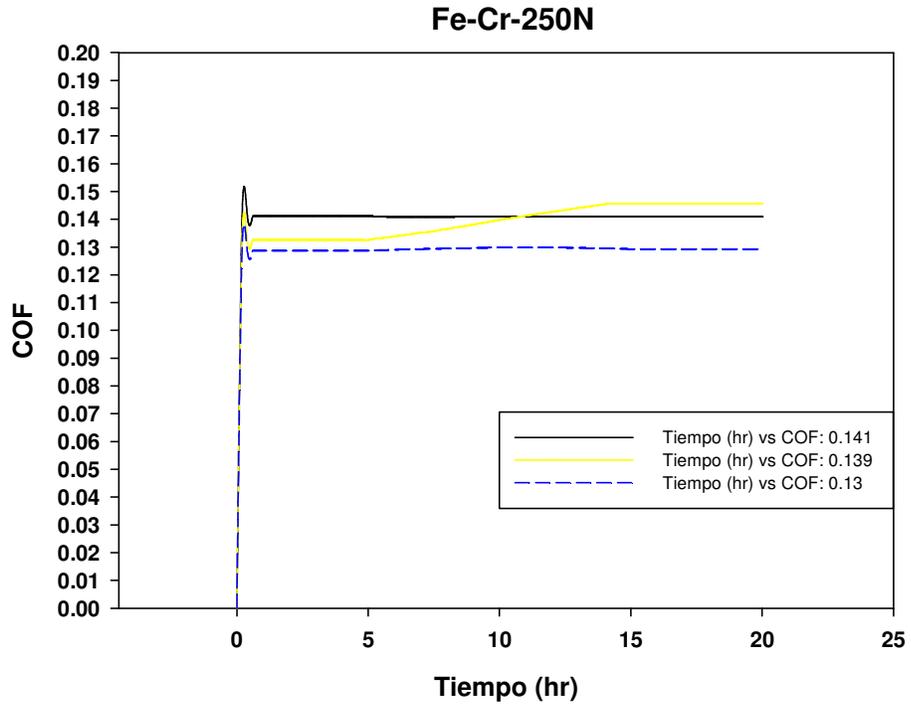
**Figura 8.13** Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Fe; anillo: Mo @200N.



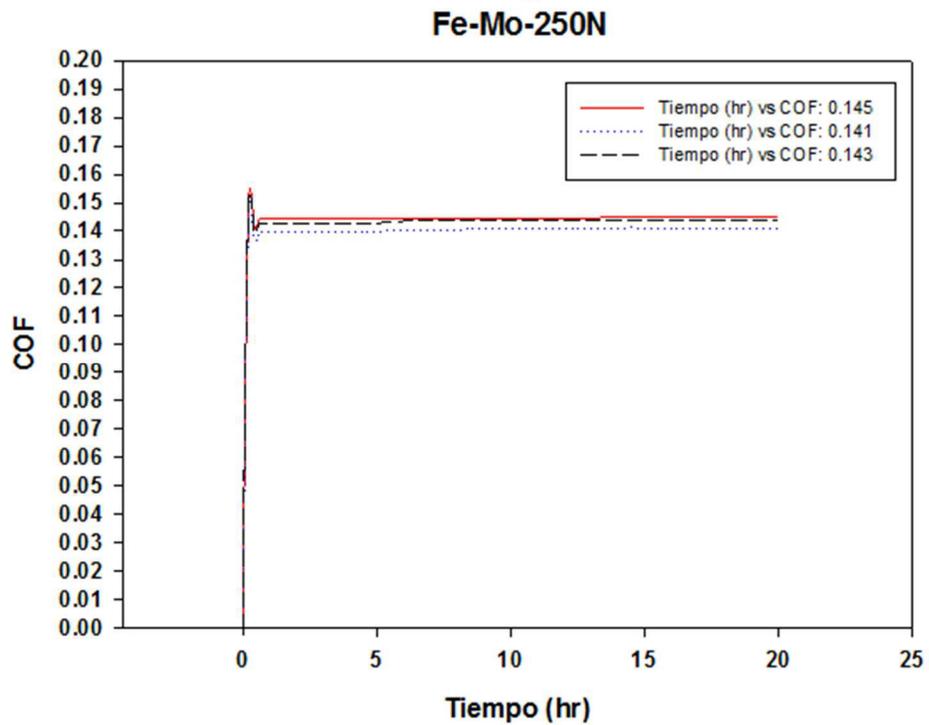
**Figura 8.14** Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Al; anillo: Cr @ 250N.



**Figura 8.15** Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Al; anillo: Mo @ 250N.

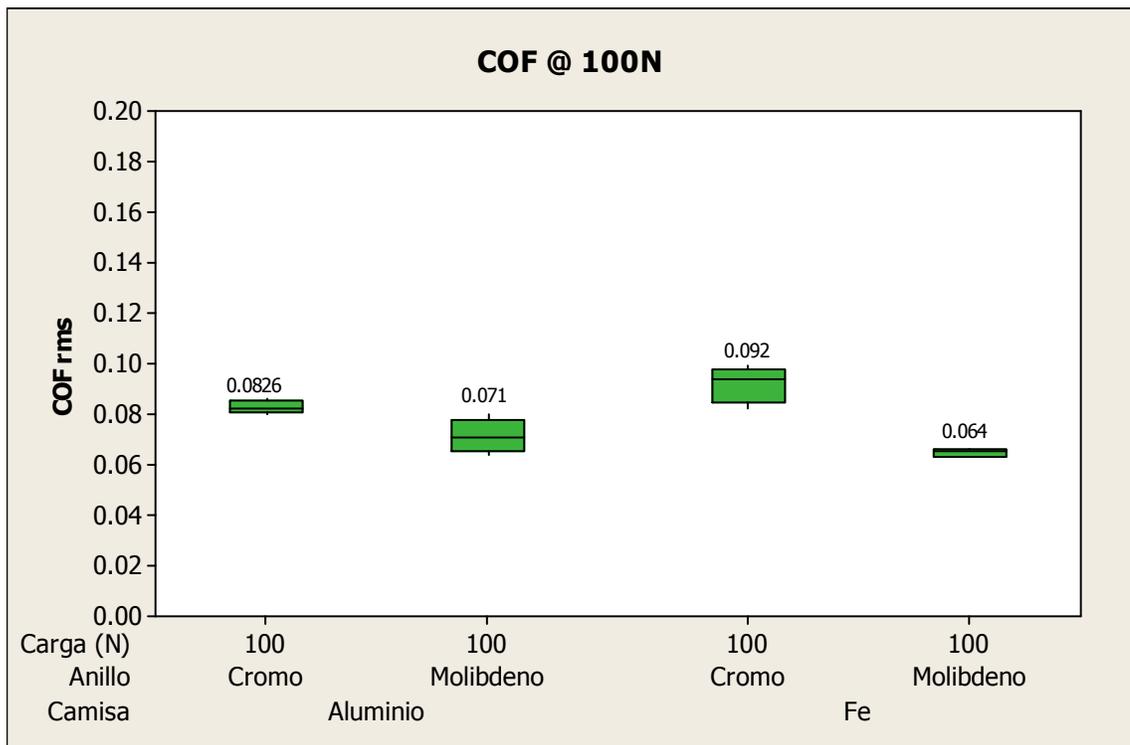


**Figura 8.16** Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Fe; anillo: Cr @ 250N



**Figura 8.17** Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Fe; anillo: Mo @ 250N.

Las Figuras 8.18 a 8.20 muestran en representación de gráfica de barras, el valor promedio del COF ( $\mu_{rms}$ ) a las diferentes cargas y condiciones evaluadas. Como se puede observar en la Figura 8.18, los valores promedio del COF ( $\mu_{rms}$ ) para la carga de 100N van desde 0.064 para la combinación de anillo de molibdeno / camisa de hierro, hasta 0.092 en la combinación del anillo de cromo / camisa de hierro. También se puede observar que la combinación del anillo de molibdeno / camisa de aluminio y anillo de cromo / camisa de aluminio, se encuentran en los valores intermedios del rango del COF ( $\mu_{rms}$ ). Cabe mencionar que las mínimas dispersiones en los resultados del COF ( $\mu_{rms}$ ) se presentaron con las combinaciones de anillo de molibdeno / camisa de hierro (COF 0.064), y en la combinación de anillo de cromo / camisa de aluminio; en contraste, las combinaciones de Cromo / Hierro y molibdeno / aluminio fueron en donde se presentó mayor dispersión en los valores del COF ( $\mu_{rms}$ ).

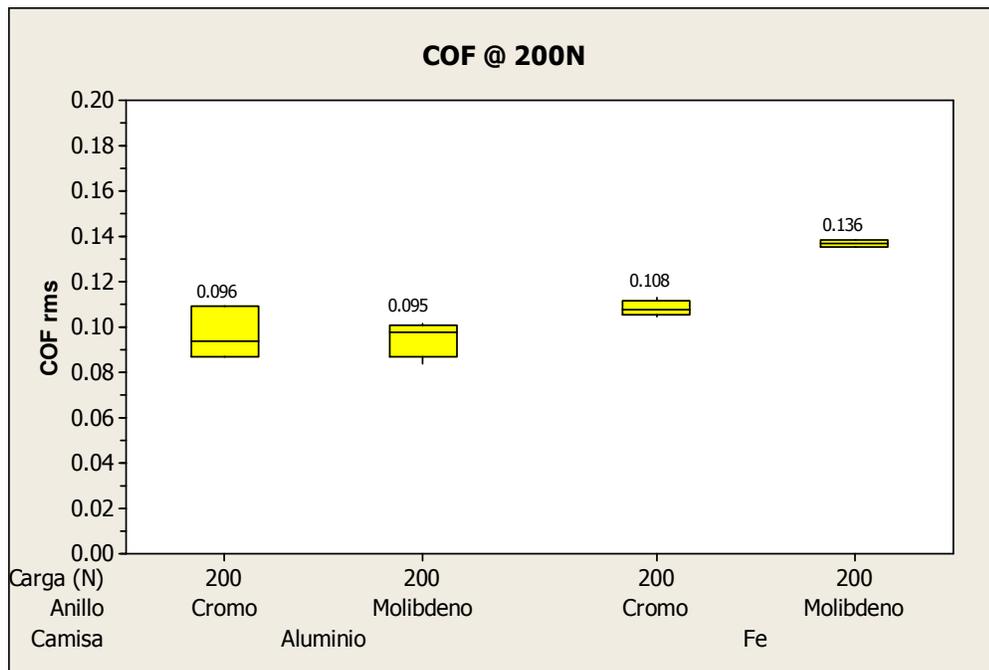


**Figura 8.18 Coeficiente fricción por carga de 100N.**

La Figura 8.19, presenta los valores promedio del COF ( $\mu_{rms}$ ) para la carga de 200 N. Como era de esperarse, al incrementar la carga, se incrementa el valor del coeficiente de fricción por ser una variable directamente proporcional. Se puede observar que los valores promedio del COF ( $\mu_{rms}$ ) para esta condición, van desde 0.095 para la combinación del anillo de molibdeno / camisa de aluminio, hasta 0.136 en la combinación del anillo de molibdeno / camisa de hierro. En este caso particular, se puede observar que los valores del coeficiente de fricción COF ( $\mu_{rms}$ ) en las condiciones de:

- anillo de cromo/ camisa de aluminio
- anillo de molibdeno / camisa de aluminio
- anillo de cromo /camisa de hierro

son muy similares entre sí, presentando un valor promedio del COF ( $\mu_{rms}$ ) de alrededor de 0.10. Se observa que el COF ( $\mu_{rms}$ ) más alto es para la condición de anillo de molibdeno / camisa de hierro (COF  $\mu_{rms}$ : 0.136). Como se observa, se invierte la relación observada en la Figura 8.18 para la condición de camisas de hierro.

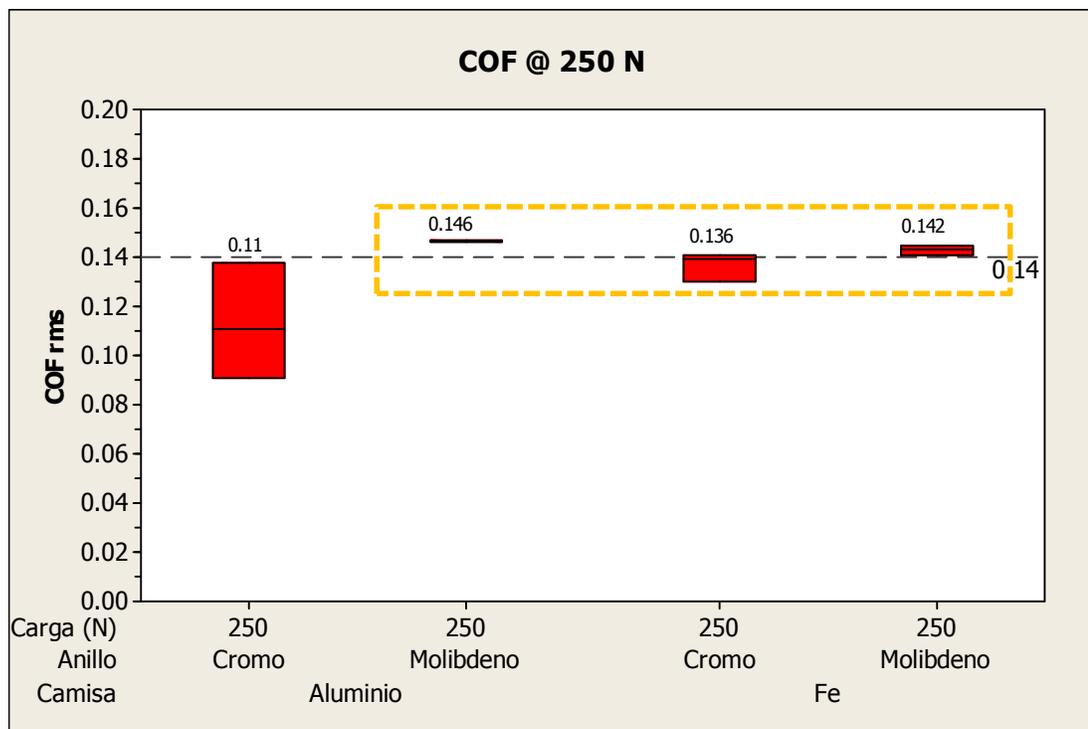


**Figura 8.19 Coeficiente fricción por carga de 200N.**

La Figura 8.20 presenta los valores promedios del COF ( $\mu_{rms}$ ) para la carga de 250 N. Para esta condición de carga, se puede observar que los valores promedio del COF ( $\mu_{rms}$ ) van desde 0.11 para la combinación del anillo de cromo / camisa de aluminio, hasta 0.146 en la combinación del anillo de molibdeno / camisa de aluminio. En este caso particular, se puede observar que los valores del coeficiente de fricción promedio COF ( $\mu_{rms}$ ) en las condiciones de (ver recuadro punteado en Figura 8-20):

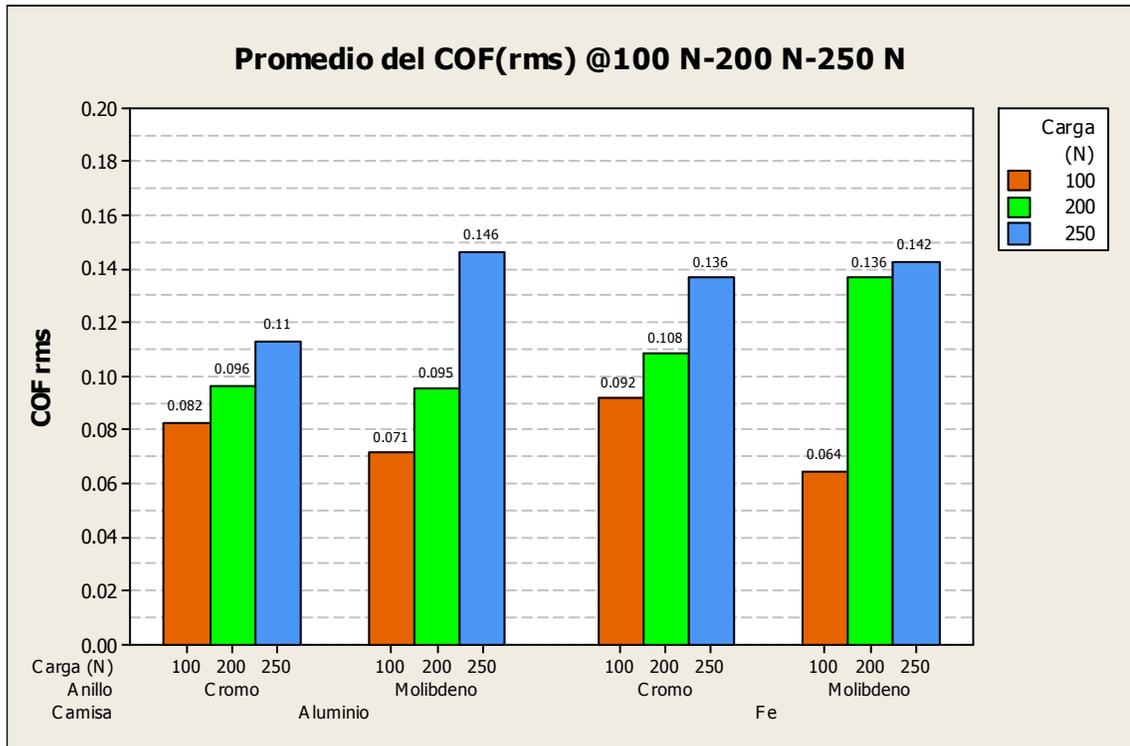
- anillo de molibdeno-----camisa de aluminio
- anillo de molibdeno-----camisa de hierro
- anillo de cromo-----camisa de hierro

son muy similares entre sí, presentando un valor promedio del COF ( $\mu_{rms}$ ) del 0.14. Se observa que el valor del COF ( $\mu_{rms}$ ) más bajo, es para la condición de anillo de cromo / camisa de aluminio (COF $\mu_{rms}$ : 0.110); sin embargo es en esta condición donde se presenta la mayor dispersión de datos.



**Figura 8.20** Coeficiente fricción por carga de 250 N.

La Figura 8.21 resume los resultados del promedio del COF ( $\mu_{rms}$ ) a las diferentes cargas. Como era de esperarse, a mayor carga se incrementa el valor del COF ( $\mu_{rms}$ ) independientemente del material, lo cual va de acuerdo a la ley de Coulomb



**Figura 8.21 Valor promedio de COF ( $\mu$ ) a cargas de 100, 200 & 250 N.**

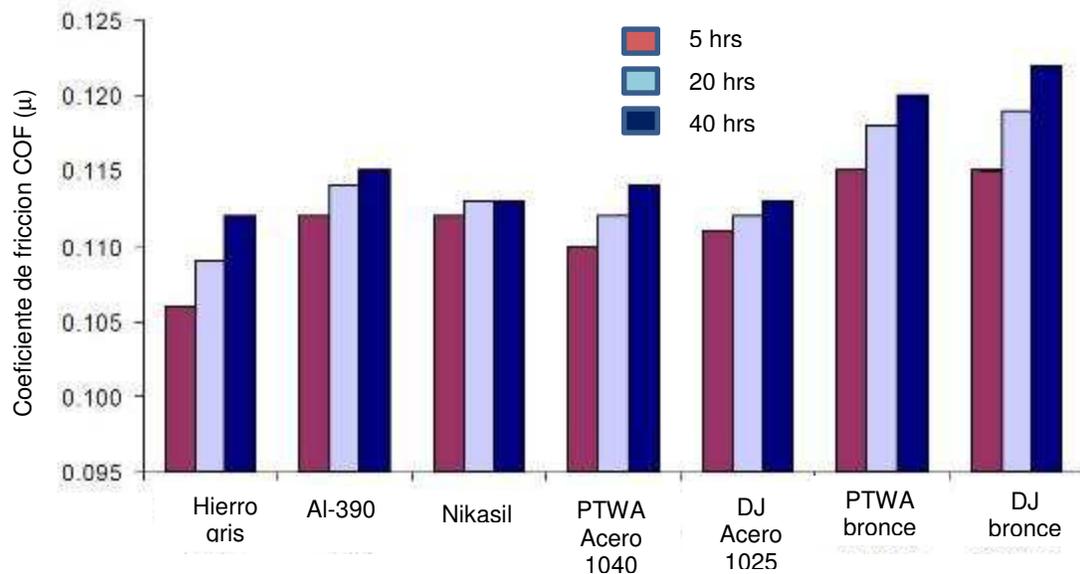
La Figura 8.22, presenta un resumen de los resultados típicos promedio del coeficiente de fricción de varios segmentos de cilindros ensayados en contacto directo con un segmento de anillo de cromo a diferentes tiempos (5, 20 y 40 hrs) [3]. Los datos representados en la Figura 8.22, representan un estudio previo realizado por una casa automotriz, en el cual se ensayan segmentos de cilindros con diversos recubrimientos en contacto con un segmento de anillo de cromo. Los materiales 1 y 2 son monolíticos. Del 3 al 7, son recubrimientos sobre un substrato de Al-Si. Los recubrimientos se enlistan a continuación:

1. Hierro gris (usado como referencia).
2. Aleación de aluminio hiper-eutéctica tipo 390 (Monolotica)
3. Recubrimiento Nikasil<sup>®</sup>(recubrimiento de níquel-silicio).

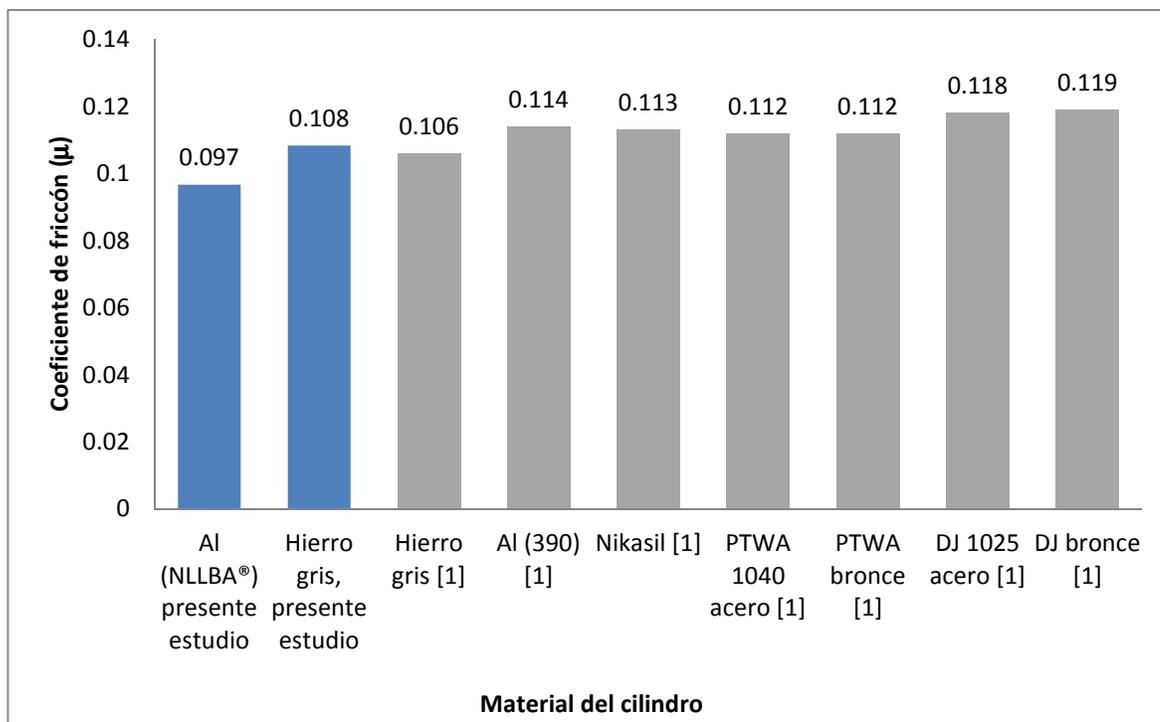
4. Recubrimiento de acero 1040 por proceso PTWA (Plasma Transferred Wire Arc Thermal Spraying).
5. Recubrimiento de acero 1025 por proceso DJ<sup>®</sup> (Diamond Jet Process)
6. Recubrimiento de bronce por proceso PTWA (Plasma Transferred Wire Arc Thermal Spraying).
7. Recubrimiento de bronce por proceso DJ<sup>®</sup> (Diamond Jet Process)

Como se puede observar en la Figura 8.22, el menor coeficiente de fricción ( $\mu$ ), se consigue con el segmento de cilindro de hierro gris consistentemente (COF: 0.108 @ 20 hrs). Estos valores coinciden cualitativamente y cuantitativamente con los resultados arrojados en el presente trabajo, lo cual refuerza la técnica y el tribómetro utilizado. Si de los datos presentados en la Figura 8.22, sólo se grafica la parte correspondiente a las 20 hrs del ciclo (ver Figura 8.23), a fin de comparar de manera directa con los resultados obtenidos en el presente trabajo, se obtienen resultados de COF ( $\mu$ ) muy similares para la condición de camisa de hierro gris (0.108 como valor del presente estudio Vs 0.106 como valor de la literatura). Al comparar los resultados del COF de la aleación de aluminio NLBBA<sup>®</sup>, se observa una reducción del 9.4% cuando se compara contra el hierro gris bajo los mismos parámetros de ensayo. A su vez, los valores del COF para los recubrimientos antes mencionados, van desde 0.114 hasta 0.119.

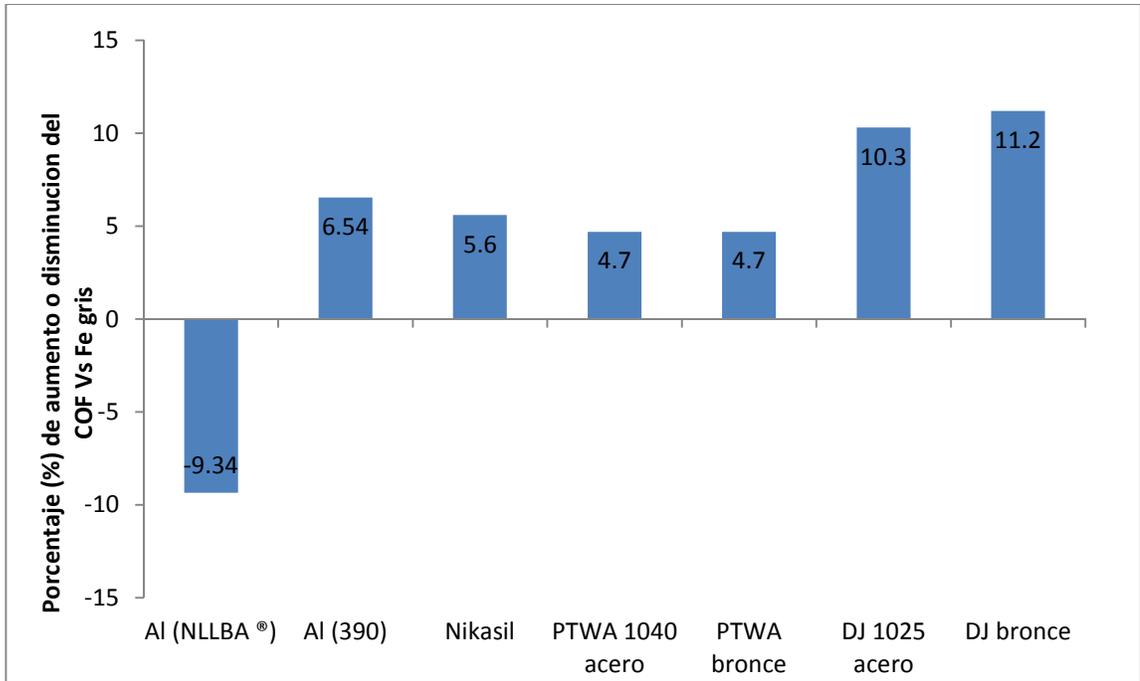
La Figura 8.24, muestra el aumento o disminución de los diferentes materiales evaluados cuando se compara contra los valores del COF promedio del hierro gris y los valores reportados en la literatura de otros recubrimientos. Como se puede observar, el valor del COF para la aleación NLLBA presenta una reducción del 9.34% con respecto al valor referencia del COF del hierro gris; por el contrario, un aumento del 11% con respecto al valor del COF del hierro gris se presenta en la condición del bronce (por el proceso de Diamond Jet process). Esto indica una mejora al utilizar la aleación NLLBA como material candidato para los cilindros.



**Figura 8.22** Coeficientes de fricción de diferentes materiales utilizados en la fabricación de cilindros (ensayados en contacto directo con un anillo de cromo a 200N de carga utilizando un aceite 5W-30 a 10Hz y con una longitud de ensayo de 10mm) [3].



**Figura 8.23** Coeficientes de fricción promedio obtenidos comparados con datos de investigaciones previas. Las condiciones del ensayo fueron carga de 200N en contacto con anillo de cromo, utilizando lubricante 5W-30 con una duración de 20hrs [3].



**Figura 8.24** *Porcentaje (%) del aumento o disminución del COF de diversos materiales comparados Vs hierro gris en contacto con anillo de cromo, utilizando lubricante 5W-30 con una duración de 20 hr.*

## 8.5 Pérdida de volumen y cuantificación del desgaste

El desgaste producido en los anillos y la superficie de la camisa fue determinado por la pérdida de masa de ambos después de cada prueba (ver Capítulo 7). Una vez determinada la pérdida en masa, se procedió a convertir este valor en volumen perdido teniendo como valor conocido la densidad de cada material evaluado. Posteriormente, utilizando la ecuación de Archard-Holm se determinó el coeficiente de desgaste adimensional  $K$ ; donde:

$$Q = K \frac{LX}{H} \quad \text{Ec 8.1}$$

$Q$ : Volumen removido por el desgaste

$K$ : Coeficiente de desgaste adimensional

$L$ : Carga aplicada

$X$ : Distancia deslizada recorrida

$H$ : Dureza del material más suave del par tribológico

Del mismo modo se determinó la tasa de desgaste específica ( $\omega_{\text{esp}}$ ), donde:

$$\omega_{\text{esp}} = \frac{V}{LX} \quad \text{Ec 8.2}$$

$\omega_{\text{esp}}$ : Tasa específica de desgaste (o también conocido como el coeficiente desgaste dimensional y sus unidades son:  $\text{mm}^3/\text{N}\cdot\text{m}$ )

$V$ : Volumen removido por el desgaste ( $\text{mm}^3$ )

$L$ : Carga aplicada (N)

$X$ : Distancia deslizada recorrida (m)

En la Tabla 8.6, se presentan los resultados de pérdida de masa para los cilindros y anillos así como también la pérdida de volumen ( $Q$ ) y coeficiente de desgaste  $K$  (adimensional) y la tasa específica de desgaste,  $\omega_{\text{esp}}$  ( $\text{mm}^3/\text{N}\cdot\text{m}$ ).

**Tabla 8.6 Resultados desgaste; Pérdida masa (gr), Pérdida de volumen “Q” (mm<sup>3</sup>), Coeficiente de desgaste “K” y**

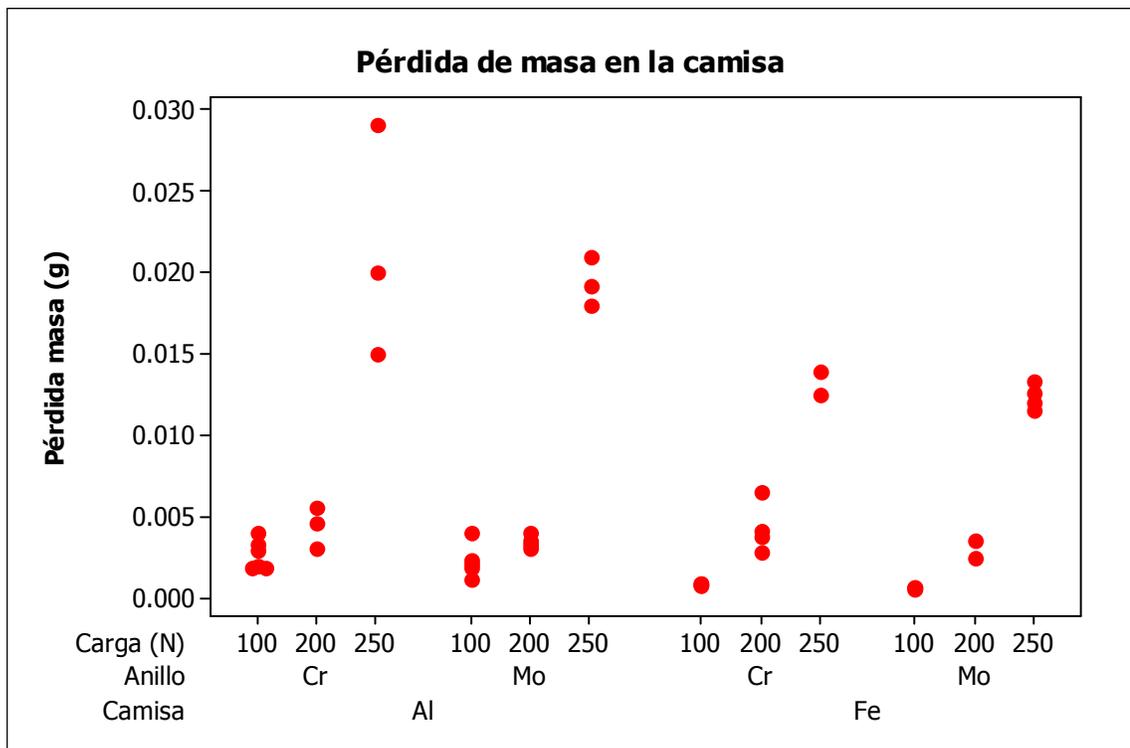
**tasa de desgaste específica “ $\omega_{esp}$ ” (mm<sup>3</sup>/N-m) para la camisa y el anillo.**

id	Camisa	Anillo	Carga (N)	COF ( $\mu$ )	Pérdida masa camisa (gr)	Q camisa (mm <sup>3</sup> )	$\omega_{esp}$ camisa (mm <sup>3</sup> /N-m)	K camisa	Pérdida masa anillo (gr)	Q anillo (mm <sup>3</sup> )	$\omega_{esp}$ anillo (mm <sup>3</sup> /N-m)	K anillo
1	Al	Cr	100	0.081	0.0023	0.871	6.05E-07	7.11E-07	0.0004	0.053	3.67E-08	3.42E-07
2	Al	Cr	100	0.085	0.0021	0.795	5.52E-07	6.50E-07	0.0004	0.049	3.38E-08	3.15E-07
3	Al	Cr	100	0.082	0.0020	0.758	5.26E-07	6.19E-07	0.0003	0.043	2.99E-08	2.79E-07
4	Al	Cr	100	0.080	0.0019	0.720	5.00E-07	5.88E-07	0.0003	0.042	2.90E-08	2.70E-07
5	Al	Cr	100	0.086	0.0022	0.814	5.66E-07	6.65E-07	0.0004	0.049	3.38E-08	3.15E-07
6	Al	Cr	100	0.084	0.0019	0.720	5.00E-07	5.88E-07	0.0003	0.043	2.99E-08	2.79E-07
7	Al	Mo	100	0.071	0.0024	0.909	6.31E-07	7.42E-07	0.0003	0.030	2.09E-08	2.26E-07
8	Al	Mo	100	0.064	0.0020	0.746	5.18E-07	6.09E-07	0.0004	0.034	2.36E-08	2.55E-07
9	Al	Mo	100	0.067	0.0024	0.911	6.32E-07	7.44E-07	0.0003	0.031	2.16E-08	2.33E-07
10	Al	Mo	100	0.075	0.0022	0.818	5.68E-07	6.68E-07	0.0003	0.029	2.03E-08	2.18E-07
11	Al	Mo	100	0.080	0.0022	0.814	5.66E-07	6.65E-07	0.0003	0.031	2.16E-08	2.33E-07
12	Fe	Cr	100	0.095	0.0008	0.105	7.32E-08	2.51E-07	0.0006	0.079	5.47E-08	5.09E-07
13	Fe	Cr	100	0.092	0.0010	0.127	8.82E-08	3.03E-07	0.0006	0.079	5.47E-08	5.09E-07
14	Fe	Cr	100	0.099	0.0009	0.118	8.20E-08	2.81E-07	0.0006	0.081	5.63E-08	5.24E-07
15	Fe	Cr	100	0.082	0.0008	0.107	7.41E-08	2.54E-07	0.0006	0.079	5.52E-08	5.14E-07
16	Fe	Mo	100	0.065	0.0006	0.081	5.64E-08	1.94E-07	0.0002	0.018	1.28E-08	1.38E-07
17	Fe	Mo	100	0.063	0.0007	0.088	6.09E-08	2.09E-07	0.0003	0.025	1.76E-08	1.89E-07
18	Fe	Mo	100	0.066	0.0008	0.099	6.88E-08	2.36E-07	0.0002	0.022	1.55E-08	1.67E-07
19	Al	Cr	200	0.094	0.0056	2.121	7.37E-07	8.66E-07	0.0006	0.086	2.99E-08	2.79E-07
20	Al	Cr	200	0.109	0.0051	1.932	6.71E-07	7.89E-07	0.0006	0.085	2.95E-08	2.74E-07
21	Al	Cr	200	0.087	0.0047	1.784	6.19E-07	7.29E-07	0.0006	0.088	3.05E-08	2.84E-07
22	Al	Mo	200	0.084	0.0055	2.098	7.29E-07	8.57E-07	0.0004	0.042	1.45E-08	1.57E-07

Continuación Tabla 8-6

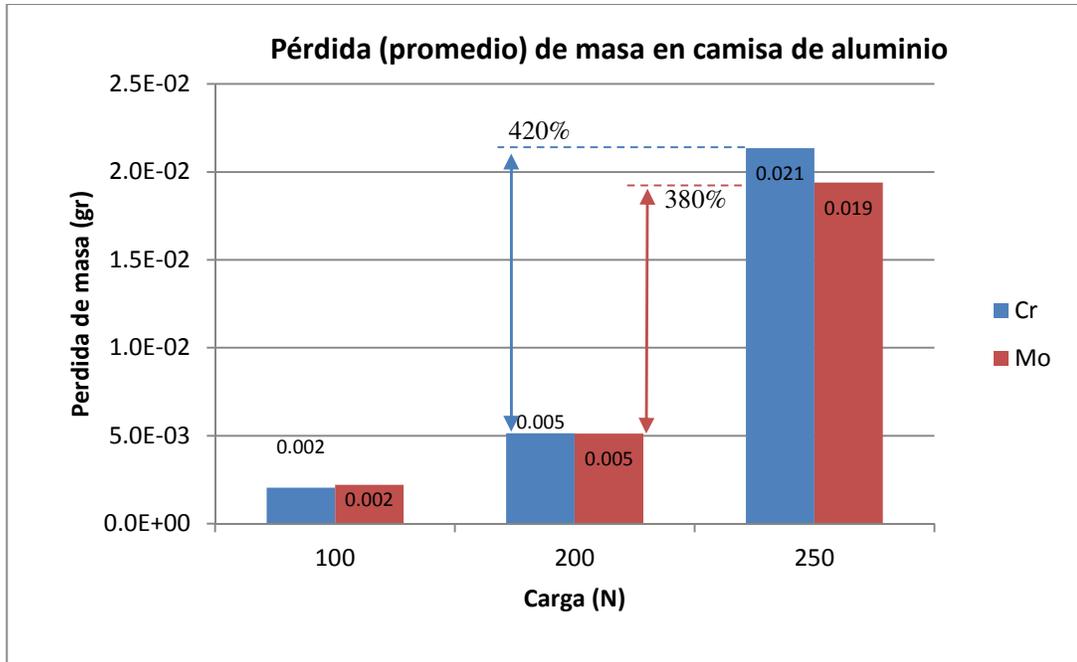
<b>23</b>	Al	Mo	200	0.102	0.0051	1.947	6.76E-07	7.95E-07	0.0005	0.045	1.55E-08	1.67E-07
<b>24</b>	Al	Mo	200	0.100	0.0048	1.818	6.31E-07	7.42E-07	0.0004	0.039	1.35E-08	1.46E-07
<b>25</b>	Al	Mo	200	0.096	0.0050	1.894	6.58E-07	7.73E-07	0.0005	0.044	1.52E-08	1.64E-07
<b>26</b>	Fe	Cr	200	0.113	0.0039	0.493	1.71E-07	5.87E-07	0.0007	0.097	3.38E-08	3.15E-07
<b>27</b>	Fe	Cr	200	0.108	0.0028	0.358	1.24E-07	4.27E-07	0.0007	0.095	3.28E-08	3.06E-07
<b>28</b>	Fe	Cr	200	0.108	0.0065	0.828	2.88E-07	9.86E-07	0.0007	0.092	3.19E-08	2.97E-07
<b>29</b>	Fe	Cr	200	0.105	0.0042	0.536	1.86E-07	6.38E-07	0.0007	0.090	3.14E-08	2.92E-07
<b>30</b>	Fe	Mo	200	0.135	0.0035	0.450	1.56E-07	5.36E-07	0.0006	0.056	1.96E-08	2.11E-07
<b>31</b>	Fe	Mo	200	0.138	0.0025	0.319	1.11E-07	3.80E-07	0.0006	0.055	1.93E-08	2.08E-07
<b>32</b>	Al	Cr	250	0.111	0.0291	11.004	3.06E-06	3.59E-06	0.0009	0.118	3.29E-08	3.06E-07
<b>33</b>	Al	Cr	250	0.091	0.0200	7.576	2.10E-06	2.47E-06	0.0009	0.129	3.59E-08	3.35E-07
<b>34</b>	Al	Cr	250	0.138	0.0150	5.682	1.58E-06	1.86E-06	0.0009	0.127	3.52E-08	3.28E-07
<b>35</b>	Al	Mo	250	0.147	0.0210	7.955	2.21E-06	2.60E-06	0.0005	0.049	1.35E-08	1.46E-07
<b>36</b>	Al	Mo	250	0.146	0.0192	7.273	2.02E-06	2.38E-06	0.0006	0.056	1.57E-08	1.69E-07
<b>37</b>	Al	Mo	250	0.147	0.0180	6.818	1.89E-06	2.23E-06	0.0005	0.051	1.41E-08	1.51E-07
<b>38</b>	Fe	Cr	250	0.141	0.0120	1.524	4.23E-07	1.45E-06	0.0009	0.125	3.48E-08	3.75E-07
<b>39</b>	Fe	Cr	250	0.139	0.0140	1.778	4.94E-07	1.69E-06	0.0008	0.105	2.91E-08	2.70E-07
<b>40</b>	Fe	Cr	250	0.130	0.0125	1.588	4.41E-07	1.51E-06	0.0007	0.101	2.80E-08	2.61E-07
<b>41</b>	Fe	Mo	250	0.145	0.0115	1.466	4.07E-07	1.40E-06	0.0009	0.088	2.43E-08	2.62E-07
<b>42</b>	Fe	Mo	250	0.141	0.0126	1.600	4.45E-07	1.52E-06	0.0009	0.083	2.30E-08	2.48E-07
<b>43</b>	Fe	Mo	250	0.143	0.0134	1.697	4.71E-07	1.62E-06	0.0009	0.085	2.36E-08	2.55E-07

La Figura 8.25, muestra el comportamiento de la pérdida de masa del cilindro conforme se aumenta la carga. Como se puede observar, el comportamiento es proporcional a la carga, es decir al aumentar la carga, aumenta la pérdida de masa tanto del cilindro de aluminio como también en el de hierro gris; sin embargo, la camisa de hierro gris es la que presenta menor pérdida de masa al aumentar la carga

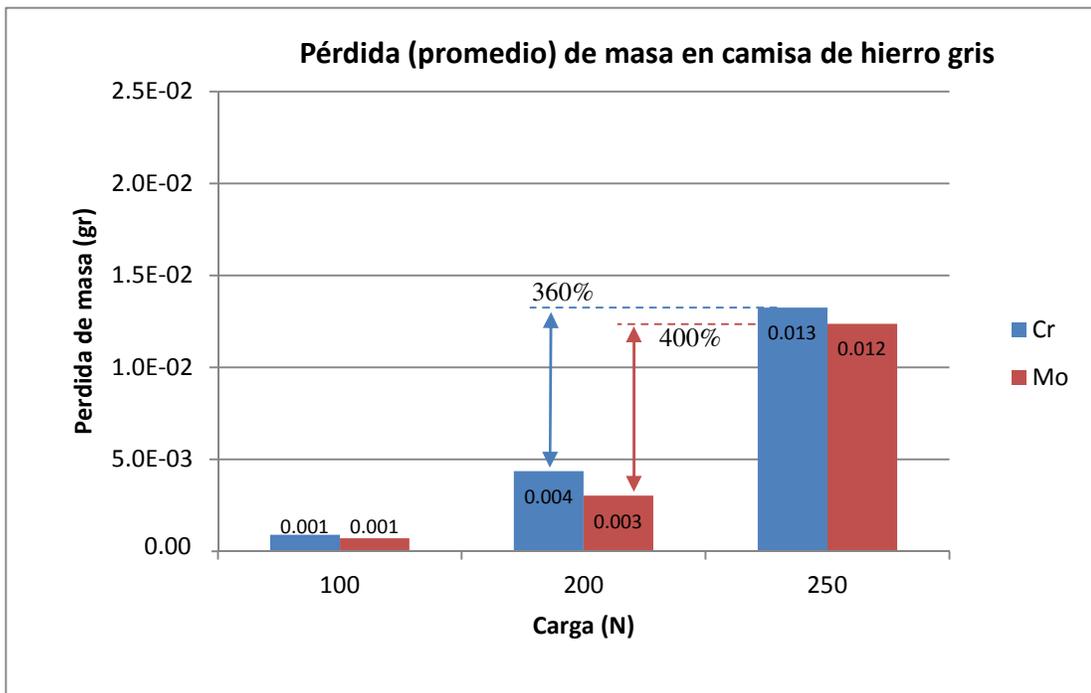


**Figura 8.25 Pérdida de masa en la camisa a cargas de 100, 200 & 250N.**

Como se puede observar en la Figura 8.26, los valores promedio de pérdida de masa en la camisa de Al en combinación con los anillos de cromo y anillos de molibdeno presentan comportamientos muy similares a cargas de 100 y 200N. Se observa que hay un incremento muy marcado (420 % en el tribopar de Al-Cr y 380 % en el tribopar Al-Mo) al pasar el umbral de los 200 a los 250N de carga en ambos tipos de anillos utilizados.



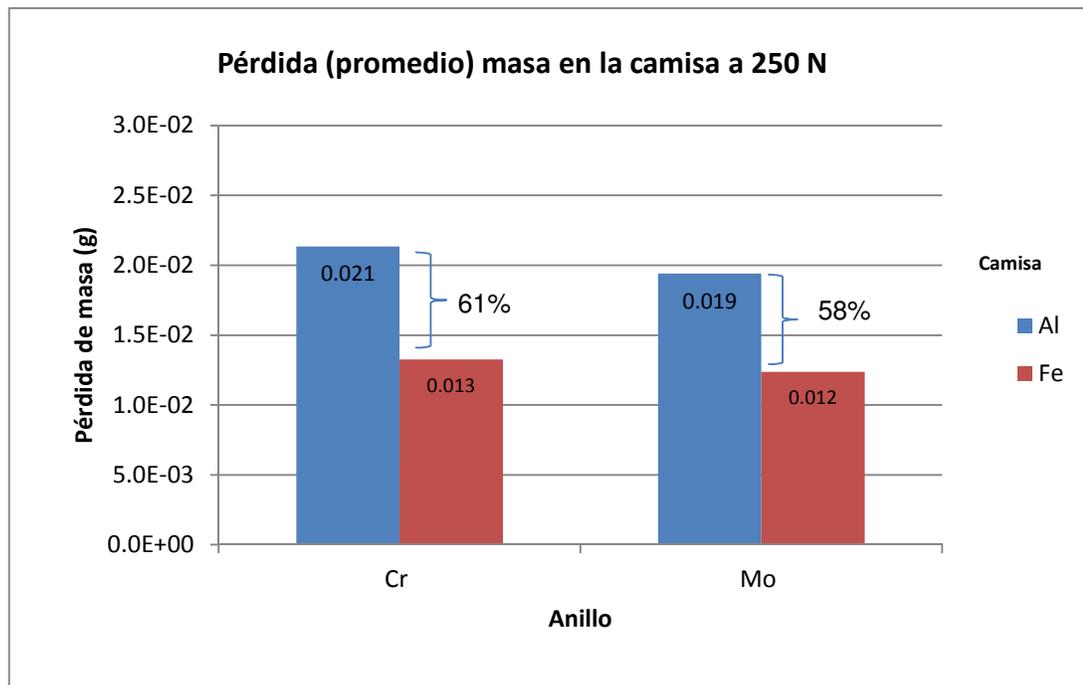
**Figura 8.26 Promedio de pérdida de masa para la camisa de Al a cargas de 100, 200 y 250 N.**



**Figura 8.27 a) Promedio de pérdida de masa para la camisa de Fe a cargas de 100, 200 & 250 N.**

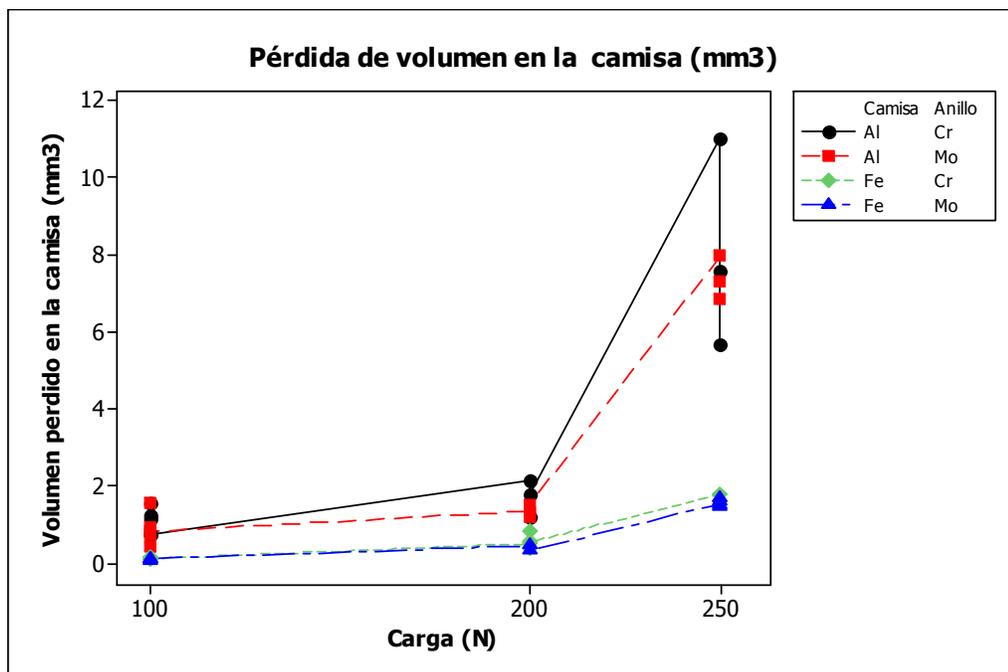
Para el caso de la condición de la camisa de hierro gris; ver Figura 8.27, se observa la misma tendencia en la pérdida de peso, en la cual se puede observar un cambio significativo al pasar de una carga de 200N a 250N, donde en el tribopar de cromo se incrementa un 360%, mientras que en el tribopar de molibdeno un 400%. Valores muy similares en la condición de las camisas de aluminio se observaron, lo cual indica que a estas cargas hay una transición en el modo de desgaste.

Al evaluar la condición más severa (250N) entre los tribopares, se observa que la camisa de aluminio, presenta un 61% más de pérdida de masa que su contraparte de hierro de gris en la condición con el anillo de cromo; por otro lado, la camisa de aluminio, presenta un 58% más de pérdida de masa en la condición con el anillo de molibdeno (ver Figura 8.28, cuando se compara con la contraparte de la camisa de hierro gris).



**Figura 8.28 Comparativo del promedio de pérdida de masa en la condición de 250 N.**

Otra manera de representar el desgaste es el cambio volumétrico que sufre la muestra (camisa) al ser desgastada. El resultado de la masa entre la densidad del material evaluado nos arroja el parámetro del volumen desgastado (tal y como se explica en el Capítulo 7). La Figura 8.29, presenta los valores de desgaste en volumen de la camisa de hierro y de aluminio a cargas de 100, 200 y 250 N. Como es de esperarse (tal y como se observó en la pérdida de masa), el mayor desgaste en volumen ocurre en la condición de la camisa de aluminio sin importar el tipo de anillo que se utilice.

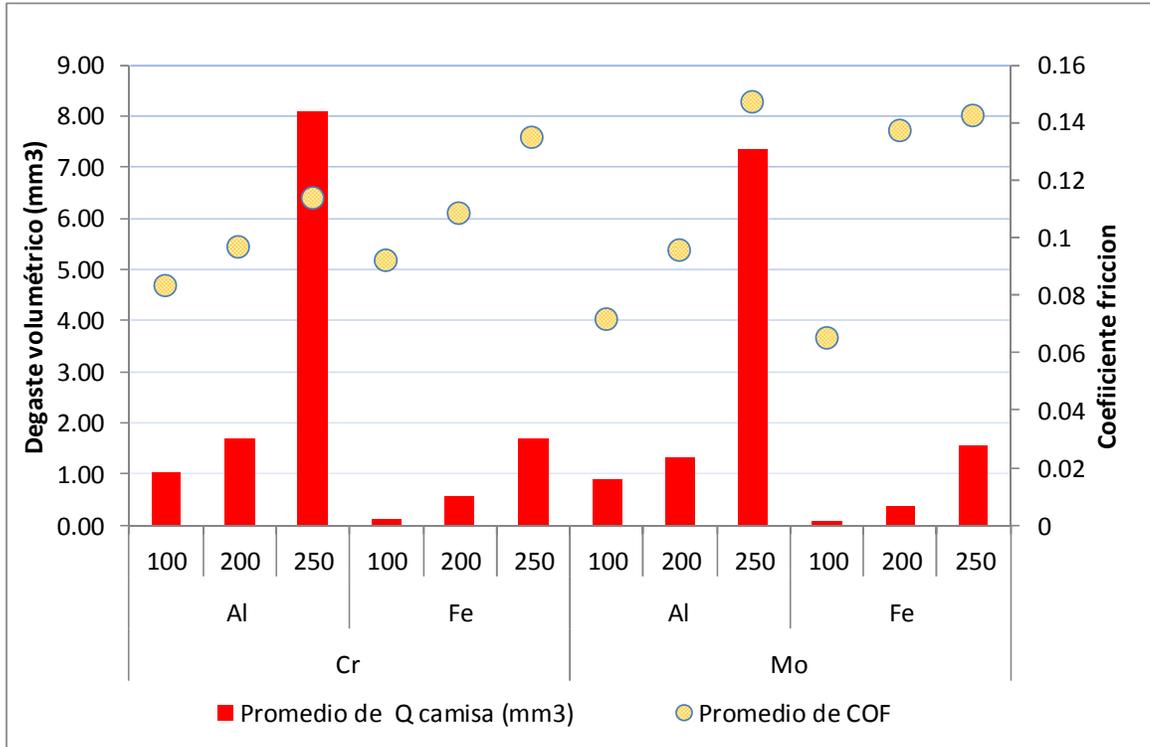


**Figura 8.29 Promedio de pérdida del volumen en la camisa a cargas de 100, 200 y 250 N.**

La Figura 8.30 presenta la relación entre el volumen desgastado y coeficiente de fricción. Como es de esperarse, al aumentar la fricción, se incrementa el desgaste volumétrico. Existe un notable incremento en el desgaste volumétrico (mismo que se presenta en la pérdida de masa; ver Fig.8.2, cuando se ensaya a cargas de 250N en ambas condiciones de camisa (aluminio y hierro); sin embargo, la condición de camisa de aluminio, presenta el mayor desgaste volumétrico independientemente del tipo de anillo que se utilice.

De la Figura 8.30, se pueden hacer las siguientes observaciones:

- Se presenta un umbral en la tasa de desgaste al pasar los 200N de carga, éste se presenta en ambas camisas evaluadas.
- La condición de camisa de aluminio presenta mayor pérdida de volumen cuando se ensaya a las mismas condiciones de carga en comparación con la camisa de hierro.
- Hay una tendencia en la cual, utilizando la condición de anillo de cromo, se observa mayor desgaste volumétrico, esto se presenta tanto en la condición de camisa de hierro como la de aluminio.
- La condición con mayor desgaste se presenta en el tribopar camisa de aluminio con anillo de cromo; en contraste, el tribopar de la camisa de hierro en combinación con el anillo de molibdeno es el que menos pérdida en volumen presentó.
- Hay una reducción en la pérdida de volumen del 79% ( $8.09\text{mm}^3$  vs  $1.68\text{ mm}^3$  para el tribopar del anillo de cromo y de  $7.35\text{ mm}^3$  vs  $1.57\text{ mm}^3$  para el anillo de molibdeno) utilizando camisas de hierro en comparación con el tribopar equivalente de la camisa de aluminio a una carga de 250N.



**Figura 8.30 Promedio de desgaste volumétrico y coeficiente de fricción de la camisa, en función de la carga aplicada.**

La Figura 8.31 presenta el promedio del desgaste volumétrico en los anillos en las condiciones evaluadas. Se puede observar que el desgaste volumétrico es mayor en la condición del anillo de cromo en cualquiera de sus combinaciones (camisa de Al o Fe) y éste es mayor conforme la carga se incrementa; sin embargo, se puede observar que las combinaciones con las camisas de hierro, son las que presentan una tendencia a presentar mayor desgaste en los anillos. La condición del anillo de cromo es la que mayor desgaste presenta tanto en la condición de contacto con la camisa de aluminio como con la de hierro.

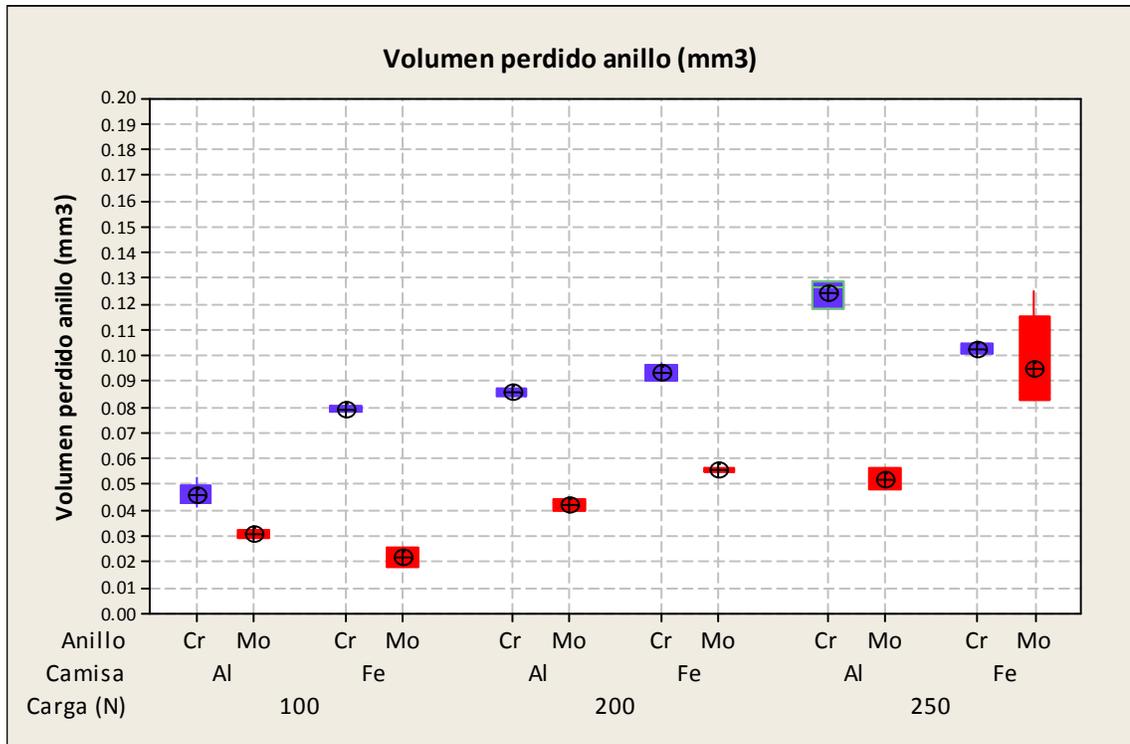


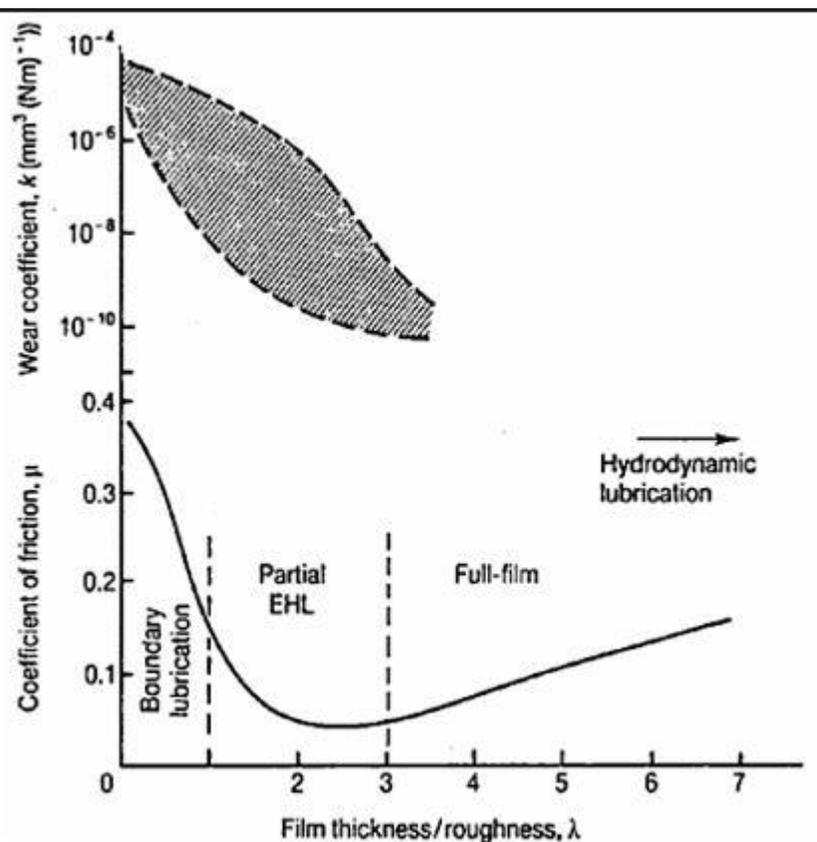
Figura 8.31 Desgaste volumétrico de anillo en la condición de 100 N, 200 N y 250 N.

## 8.6 Coeficiente de desgaste ( $K$ ) y tasa de desgaste específica ( $\omega_{\text{esp}}$ ) ( $\text{mm}^3/\text{N}\cdot\text{m}$ )

A continuación se presentan los resultados del coeficiente de desgaste  $K$ , definido por Holm-Archard, el cual propone que siempre que dos superficies se encuentren en contacto mutuo, la probabilidad de que en cada encuentro entre las asperezas se produzca una partícula de desgaste (tal como se presentó previamente en el Capítulo 7). Otra forma de representar los resultados de desgaste es la tasa de desgaste específica ( $\omega_{\text{esp}}$ , ver Ec 8.2), la cual se obtiene al dividir el volumen perdido entre la carga aplicada y la distancia deslizada ( $\text{mm}^3/\text{N}\cdot\text{m}$ ). De acuerdo a Ting y Mayer [4], para tribopares lubricados, el desgaste ocurre cuando el valor mínimo de la película lubricante entre las dos superficies en contacto es de  $1\mu\text{m}$ . Este postulado, con lleva a la extrapolación de la ocurrencia del desgaste en otros tribopares, considerando la rugosidad de superficie respectiva en relación con un espesor mínimo de película de lubricante.

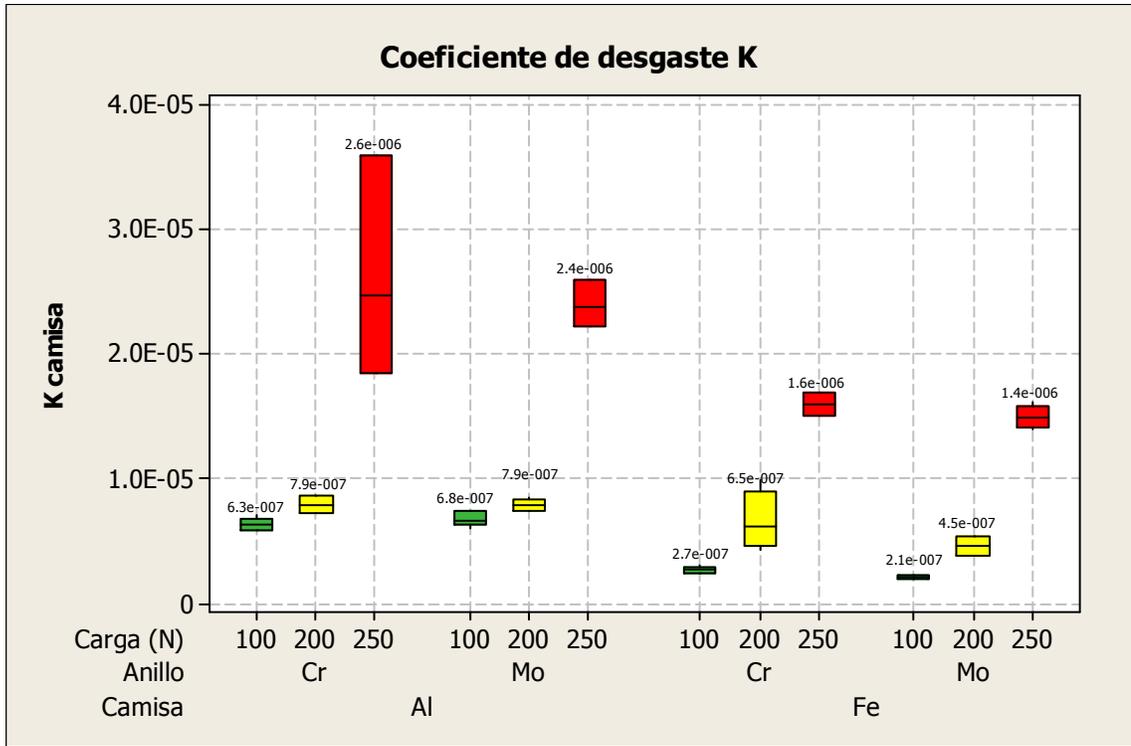
Hutchings [5], basado en el trabajo de Czichos-Habig [6], describió la tasa de desgaste como una función del espesor de la película lubricante ( $\lambda$ ) de los regímenes de lubricación (ver Figura 8.32). En la Figura 8.32, se observa que la tasa de desgaste varía entre  $10^{-4}$  a  $10^{-10}$  mm<sup>3</sup>/N-m en el régimen de lubricación frontera hasta película completa.

En la Figura 8.33, se presentan los resultados del valor del coeficiente de desgaste (K), para las condiciones ensayadas. Del mismo modo, se presenta en las Figuras 8.34 y 8.35, los resultados de la tasa de desgaste específica ( $\hat{W}_{esp}$ ) en mm<sup>3</sup>/N-m.

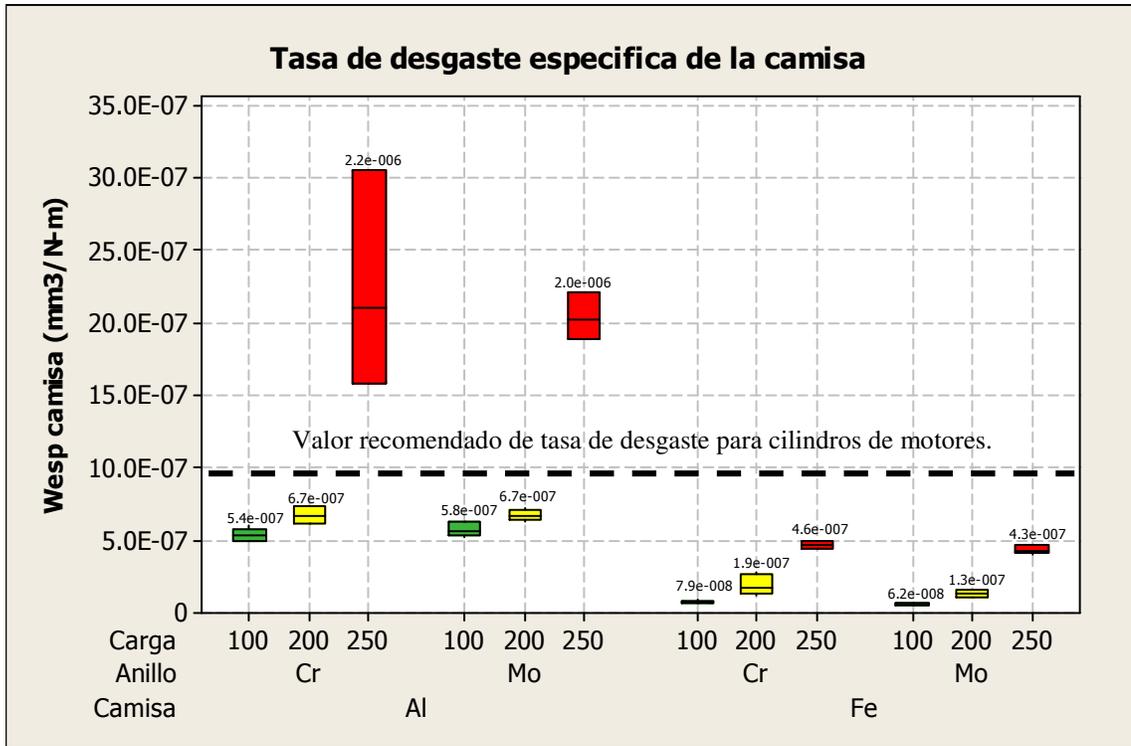


**Figura 8.32 Regímenes de lubricación y coeficientes de desgaste como una función del espesor de la película lubricante  $\lambda$  [4].**

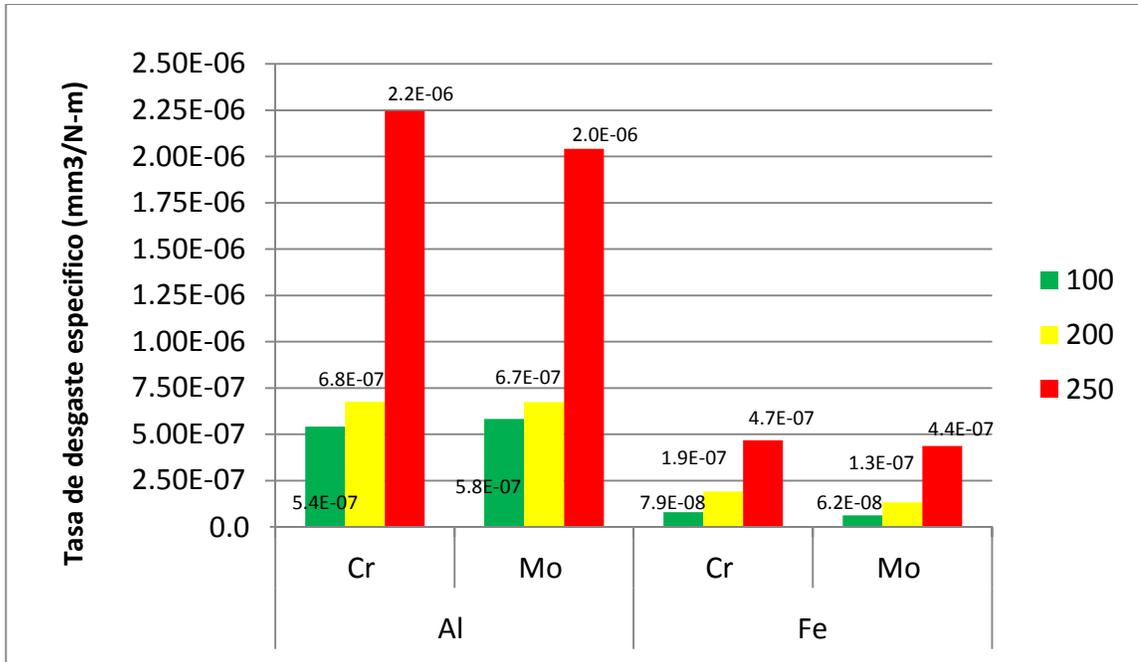
Como se observa en las Figuras 8.33 y 8.34, la diferencia en el desgaste volumétrico comparando la condición de anillo de cromo versus, anillos de molibdeno, en los valores de coeficiente de desgaste y tasa específica de desgaste, no hay una diferencia significativa entre ambos anillos con su respectivo tribopar de camisa de aluminio o camisa de hierro. Solamente se observó una dispersión mayor en la condición de aluminio-cromo a 250 N de carga, lo cual se puede relacionar también con la dispersión presentada en los valores de COF en la combinación de anillos de cromo, ver Figura 8.21.



**Figura 8.33** Coeficiente de desgaste K (adimensional)



**Figura 8.34** Tasa específica de desgaste específica (mm³/N-m).



**Figura 8.35** Valor promedio de la Tasa de desgaste específico ( $\omega_{esp}$ ) de la camisa de hierro y aluminio a carga de 100, 200 y 250N.

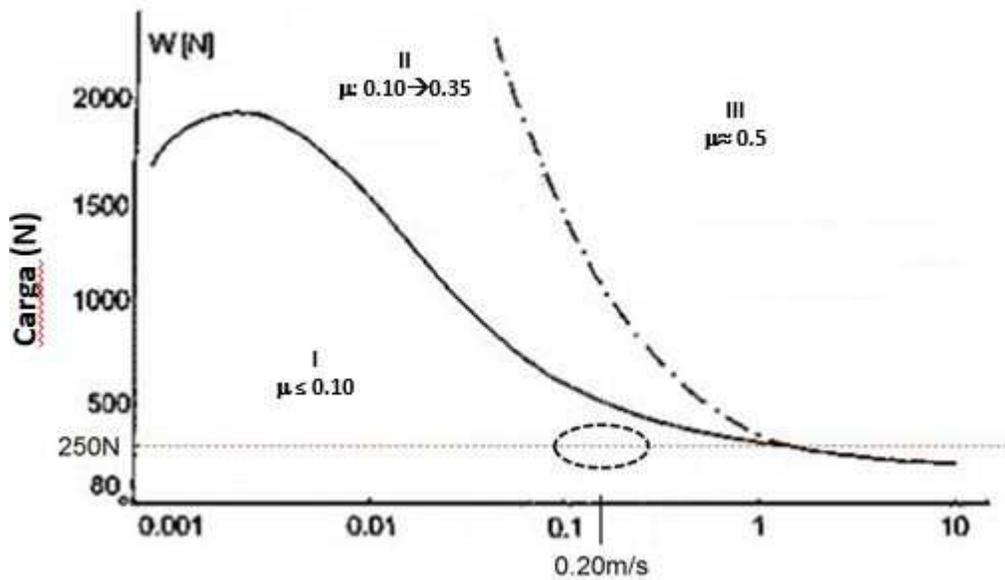
En investigaciones llevadas a cabo por el “International Research Group on Wear of Engineering Materials (IRG-OECD)”, se recomienda el uso de un diagrama de transición; en éste diagrama, la capacidad de carga en contacto deslizante se grafica en función de una velocidad de deslizamiento (ver Figura 8.36) [7]. Este diagrama es muy útil en evaluar y clasificar materiales (lo cual es el objetivo del presente estudio) con respecto a determinadas cargas y contactos específicos (i.e contacto deslizante recíprocante).

Este diagrama se separa por dos curvas que delimitan tres regiones, estas regiones están gobernadas en función de la fricción, de tal modo que:

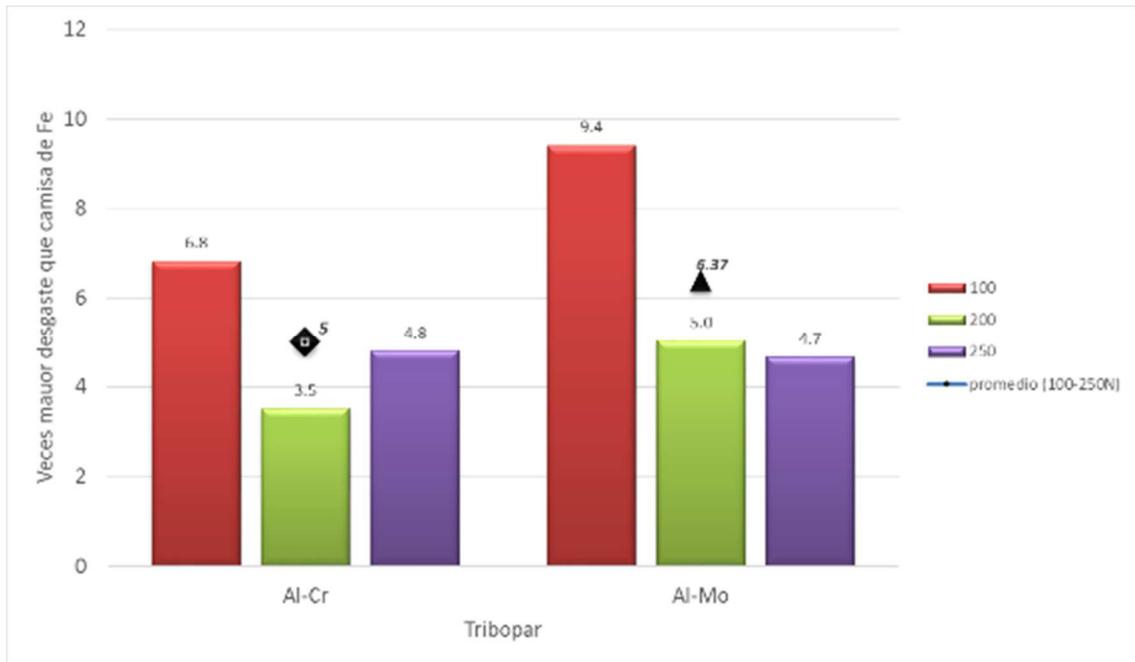
Zona I: Esta región es considerada una zona segura, donde la fricción es baja y el desgaste es despreciable, teniendo valores de  $\mu \leq 0.1$  y tasas de desgaste de  $\omega_{esp} \approx 10^{-8} \text{mm}^3/\text{N}\cdot\text{m}$ .

Zona II: La lubricación en esta zona es parcialmente elasto-hidrodinámica (EHL). En esta región se tienen valores de  $0.1 \geq \mu \leq 0.35$  y tasas de desgaste de  $\omega_{esp} \approx 5 \times 10^{-6} \text{ mm}^3/\text{N}\cdot\text{m}$  y es en esta zona donde recae la mayoría de los resultados obtenidos. Cabe recalcar que las condiciones evaluadas fueron maximizadas para acelerar el desgaste.

Zona III: La lubricación en esta zona es no lubricada y ocurre contacto metal con metal. En esta región se tienen valores de  $\mu \approx 0.5$  y tasas de desgaste de  $\omega_{esp} \approx 5 \times 10^{-3} \text{ mm}^3/\text{N}\cdot\text{m}$ .



**Figura 8.36 Diagrama transición por el IRG [6]**



**Figura 8.37 Cantidad de veces mayor desgaste en la condición de cilindros de aluminio con respecto a su tribopar equivalente de Hierro @100N, 200 & 250N.**

Se sabe que para aplicaciones automotrices, el desgaste en la superficie de los cilindros debe de ser menor a  $10^{-7}$  mm<sup>3</sup>/N-m [8] y como se observa, el hierro gris y la aleación de aluminio a cargas menores de 250N cumplen de manera adecuada este requisito; sin embargo, al comparar las tradicionales camisas de hierro gris y de aluminio, las camisas de aluminio presentan un mayor índice en la tasa de desgaste, lo cual se puede observar en la tabla 8.37 (cálculo en base a resultados de Figura 8.35). En resumen:

- El tribopar de aluminio-cromo, presenta cinco veces más desgaste que el tribopar de hierro-cromo.
- El tribopar de aluminio-molibdeno, presenta 6.4 veces más desgaste que el tribopar de hierro-molibdeno.

## **8.7 Mecanismos de desgaste**

Como se mencionó en los capítulos anteriores, existen diversos mecanismos de desgaste. Por lo cual se realizan las siguientes series de observaciones en las huellas de desgaste del par tribológico a las diferentes condiciones evaluadas, con la finalidad de establecer los mecanismos que están presentes.

Las huellas de desgaste se analizaron mediante microscopia electrónica de barrido (MEB), obteniéndose rasgos en las huellas que denotan ciertos mecanismos de características de desgaste.

### **8.7.1 Efecto de la carga**

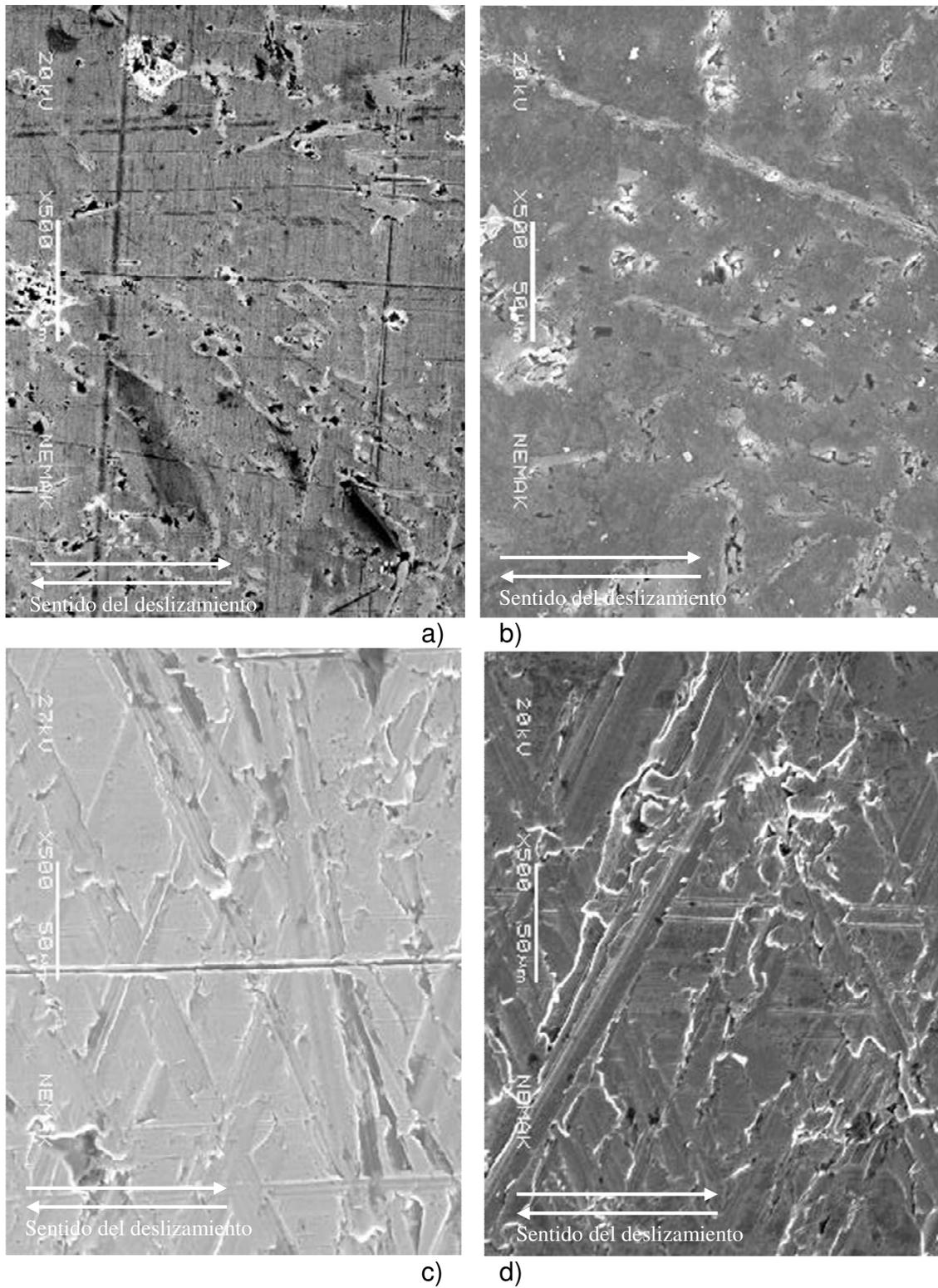
Para observar el efecto de la carga, la siguiente series de micrografías se enfocaron en lo que le sucede a la superficie de desgaste (cilindro) a las diferentes cargas aplicadas. Se observó la presencia de distintos mecanismos de desgaste en las micrografías presentadas. Se observa que a menor carga (100 N, ver Figura 8.38), existen zonas indicativas de un desgaste abrasivo ligero en donde surcos provocados por las asperezas de partículas abrasivas, son observados en la superficie de desgaste, notándose que los surcos son más finos cuando se utilizan anillos de molibdeno, lo cual explica porque se presentan valores más bajos en la tasa de desgaste.

El desgaste abrasivo se incrementa a cargas de 200 N (ver Figura 8.39) donde los surcos son más notorios y las partículas de desgaste ya se encuentran incrustadas en la superficie del cilindro en el tribopar de Al-Cr. El desgaste abrasivo fino, se hace más notorio en los demás tribopares bajo la carga de 200N (ver Figura 8.38), incluso las líneas del maquinado original (“honeado”) se empiezan a desvanecer en los tribopares de hierro; en los tribo-pares de aluminio, estas líneas de maquinado son inexistentes

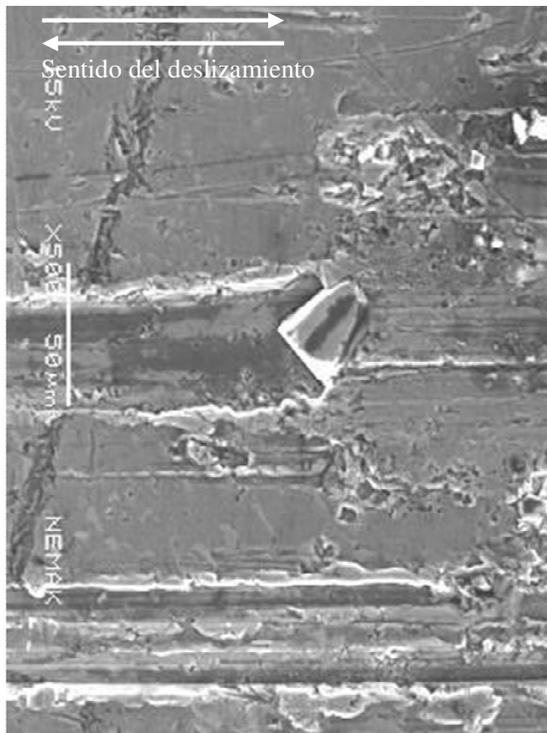
En la condición de 250N (ver Figura 8.40), el mecanismo es puramente abrasivo fino. Las líneas de maquinado relacionadas al “honeado” son inexistentes en la condición de aluminio y prácticamente nulas en los tribopares de hierro. Es importante mencionar que el desgaste obtenido a esta carga (250N) provocaría un daño catastrófico en el motor al desaparecer los surcos del maquinado (“honeado”) ya que no se tendría la capacidad para la retención de aceite en las paredes del cilindro y por lo tanto disparándose el desgaste. Al relacionar estas características de la superficie de desgaste se correlaciona con el gran incremento observado a esta carga en la tasa de desgaste (ver Figura 8.35). Estos hallazgos correlacionan con datos de fricción y desgaste en motores de combustión interna, previamente reportados en la literatura [9 y 10]. Las características topográficas de las micrografías demuestran que a mayor carga, la tasa de desgaste es mayor y se relaciona con el daño en las superficies de los cilindros evaluados.

Adicionalmente a las evaluaciones de desgaste realizado, se valoró un motor con 60 mil millas recorridas (96 mil km), con el objetivo de evaluar la superficie de desgaste de los cilindros y poder comparar de manera cualitativa contra las pruebas realizadas. En la Figura 8.41, se presentan las micrografías de los cilindros que estuvieron en un motor por casi 100 mil km. Como se puede observar, se presentan huellas de desgaste abrasivo en la dirección del movimiento del pistón; sin embargo, las huellas de maquinado para la retención del aceite “honeado” están presentes. Al comparar las huellas de desgaste de las muestras evaluadas a cargas de 200 y 250N, se observa que las líneas de maquinado (“honeado”) ya no están presentes, lo cual indicaría que el desgaste en la superficie del cilindro podría ser equivalente al funcionamiento de un vehículo que haya recorrido al menos 100 mil km.

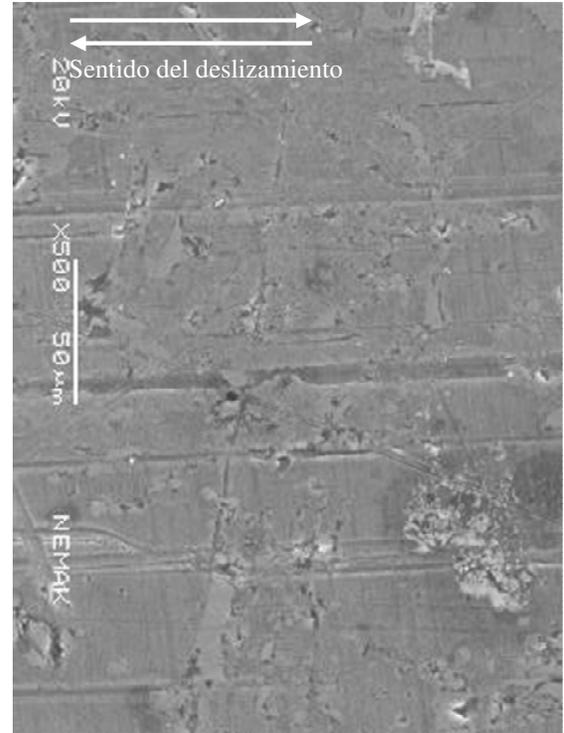
Los anexos 4 al 6, presentan micrografías de las huellas de desgaste de las pruebas realizadas.



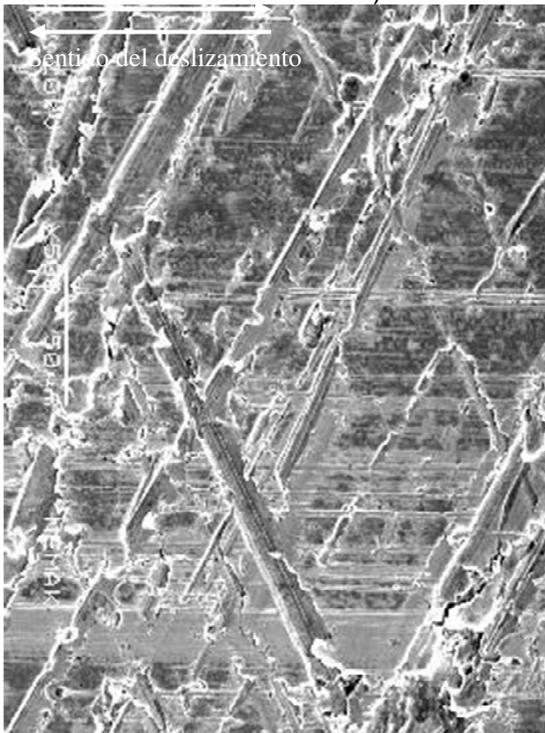
**Figura 8.38 Superficie de huella desgastada en el tribopar  
a) Al-Cr-100N b) Al Mo-100N c) Fe-Cr-100N d) Fe-Mo-100N.**



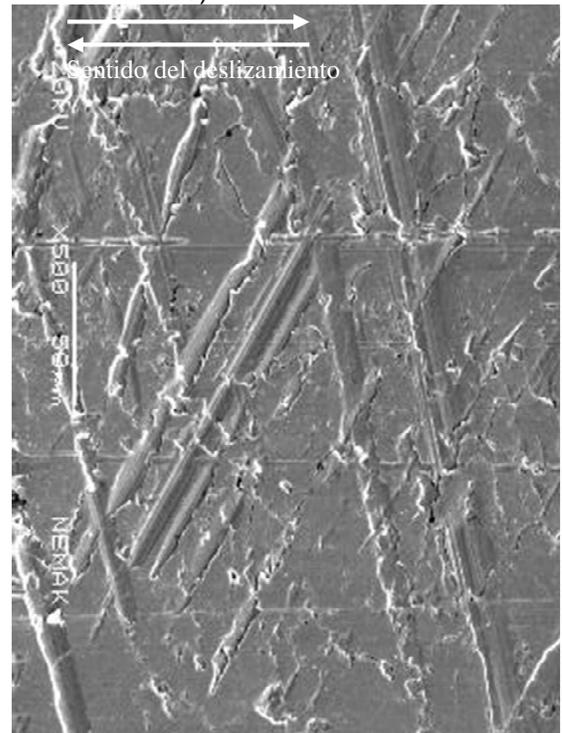
a)



b)

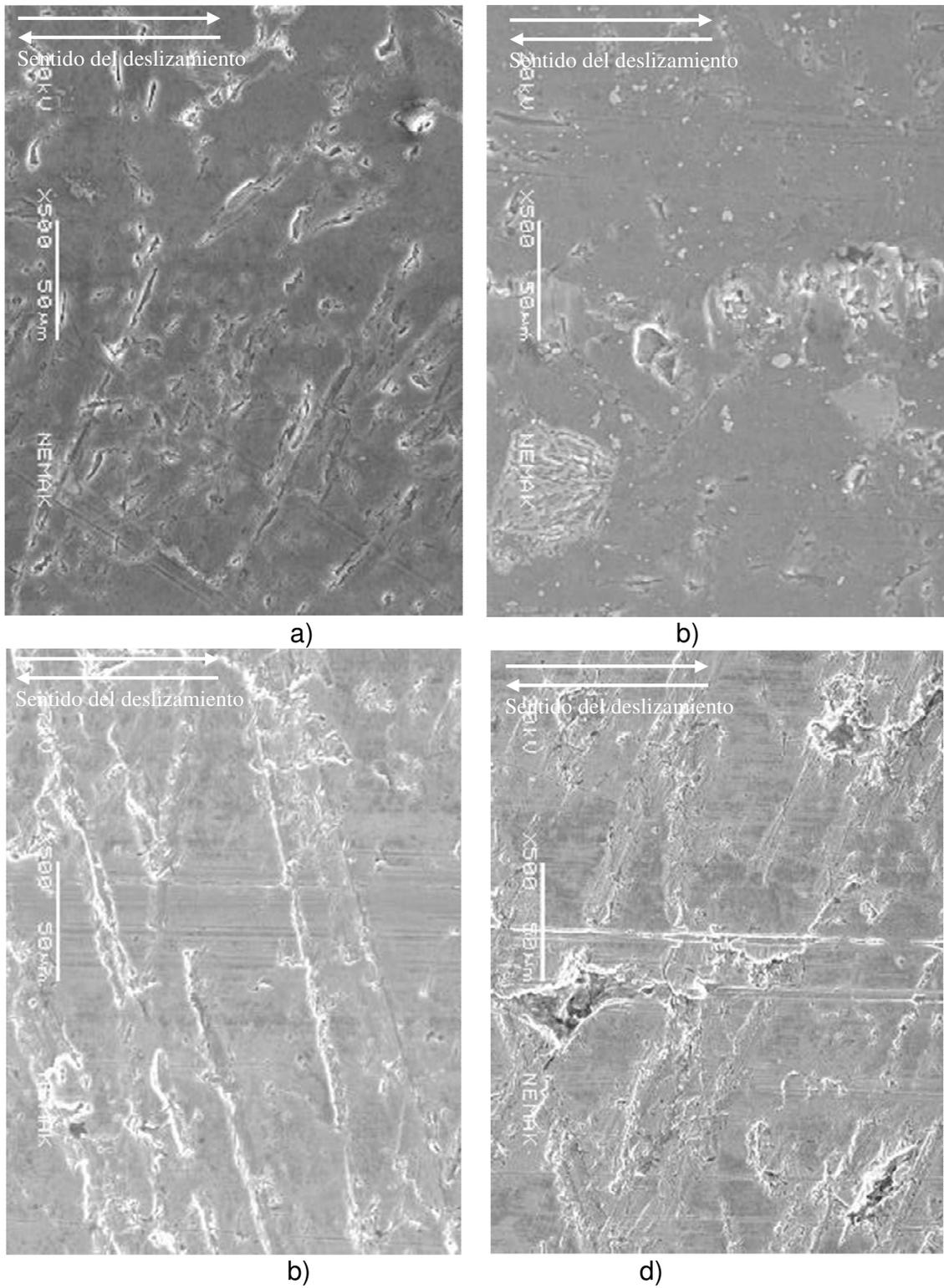


c)

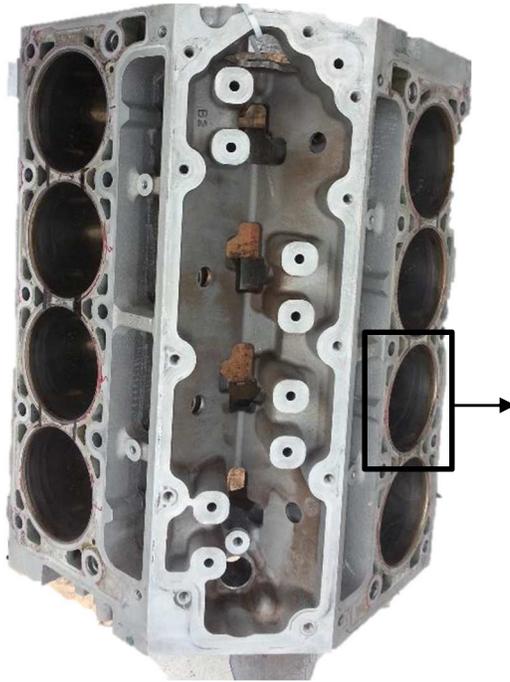


d)

**Figura 8.39 Superficie de huella desgastada en el tribopar  
a) Al-Cr-200N b) Al-Mo-200N c) Fe-Cr-200N d) Fe-Mo-200N.**



**Figura 8.40 Superficie de huella desgastada en el tribopar a) Al-Cr-250N b) Al-Mo-250N c) Fe-Cr-250N d) Fe-Mo-250N.**



300X

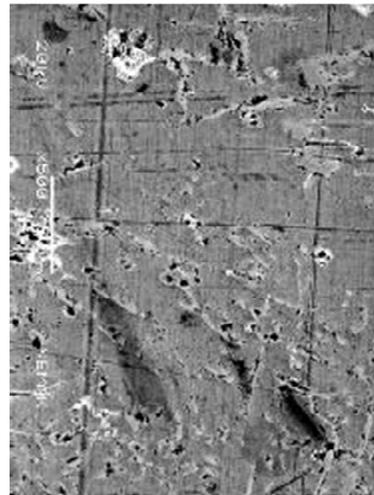


500X

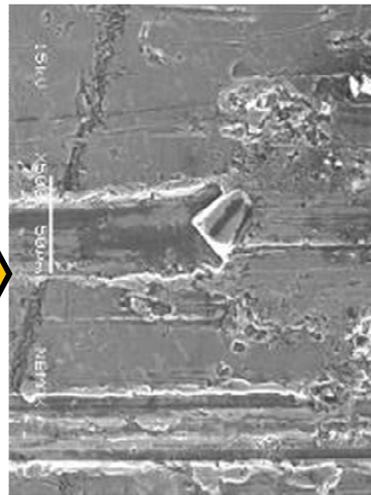


1000X

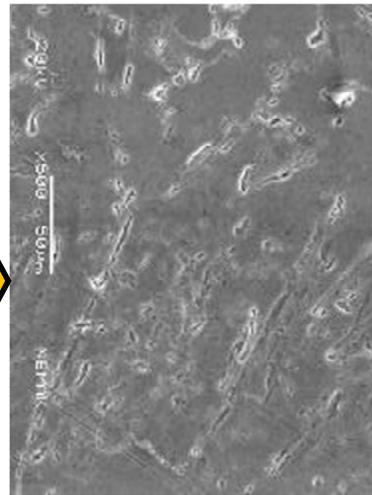
**Figura 8.41 Superficie de huella desgastada en un cilindro con 100 mil km de funcionamiento; Tribopar de Hierro gris con anillo de cromo.**



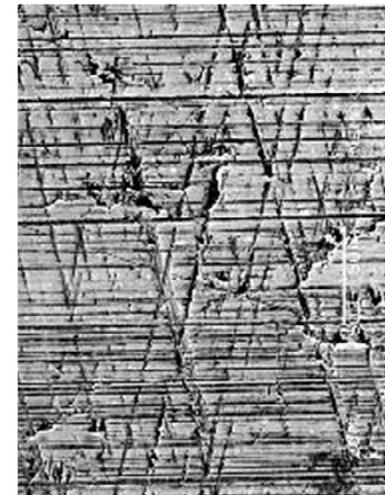
**Al-Cr-100N**



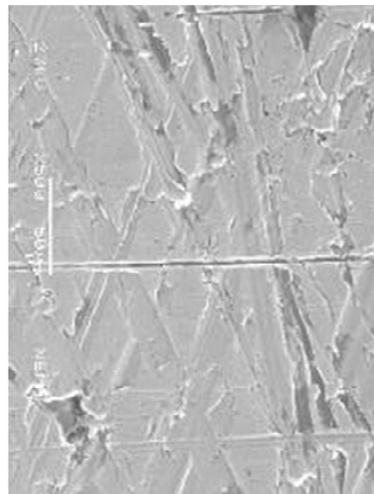
**Al-Cr-200N**



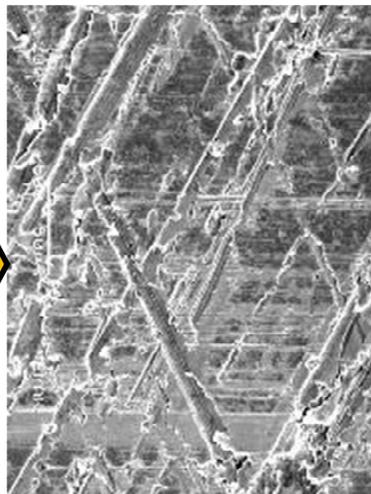
**Al-Cr-250N**



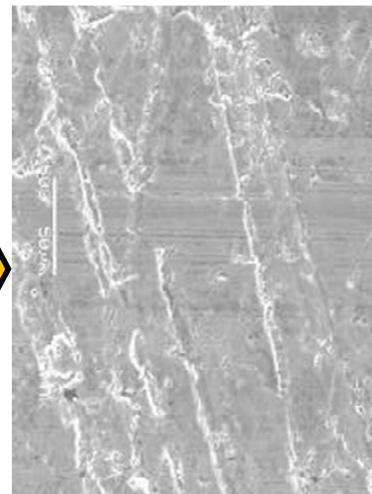
**Referencia 100K Km**



**Fe-Cr-100N**



**Fe-Cr-200N**



**Fe-Cr-250N**



**Referencia 100K Km**

**Figura 8.42** Progresión de la huella de desgaste conforme la carga comparada con muestra con 100K km.

## 8.8 Análisis comparativo

Utilizando la información del presente estudio, Se realizó una comparación cualitativa entre los cilindros de hierro gris y los cilindros de aluminio.

En términos de resistencia al desgaste se puede resumir lo siguiente: La resistencia al desgaste de una superficie es una de las cualidades que el material del cilindro debe de tener. Las condiciones agresivas de un motor, pueden dañar fácilmente materiales suaves. Los resultados de la tasa de desgaste obtenidos en el presente estudio son muy superiores con respecto a los cilindros de aluminio. La principal razón de esta alta resistencia al desgaste se basa en la alta porosidad, la cual actúa como receptáculos de aceite así como las hojuelas de grafito embebidas en su matriz, las cuales actúan como lubricantes cuando la película de aceite se rompe (esto ocurre a cargas mayores de 200N). Como se pudo observar en los resultados de la tasa de desgaste de los cilindros de aluminio, éstos no se comparan con los del hierro gris, si bien uno de los avances tecnológicos del presente estudio es una aleación con partículas finas de silicio dispersas homogéneamente en la superficie del cilindro con respecto a la aleación 390, quedan “huecos” de aluminio primario, y es por estas zonas donde el desgaste es mayor cuando se compara con el hierro gris; sin embargo a pesar de las diferencias observadas, la aleación NLLBA, es candidata a sustituir las tradicionales camisas de hierro gris al tener valores menores de  $10^{-7}$  mm<sup>3</sup>/N-m [8], que son los valores recomendados para este tipo de aplicaciones.

La conductividad térmica es la habilidad del material para conducir el calor. La conductividad de los cilindros del motor juega un papel muy importante para controlar la temperatura de operación del motor, lo cual hoy en día con los nuevos sistemas de sobrealimentación con temperaturas de operación más altas, hace imprescindible mejorar esta propiedad del material. A una mejor conductividad de los cilindros a poder disipar el calor, le será más fácil al sistema de enfriamiento mantener una temperatura constante del motor y así de este modo poder mejorar su eficiencia y desempeño. La aleación NLLBA posee una conductividad

térmica de 130 W/m<sup>2</sup>K, mientras que la del hierro gris de 50 W/m<sup>2</sup>K, lo cual representa una mejora en la conductividad del 260%.

Otro factor muy importante que considerar es la fricción entre la superficie del cilindro y los anillos del pistón. En este valor, entre más bajo, menor será la fricción reflejándose en un mejor rendimiento de combustible. Al observar los valores de fricción de los cilindros de aluminio, se puede observar que estos valores son ligeramente más bajos que los del hierro gris.

La economía de combustible y las regulaciones contaminantes impuestas por el CAFÉ (Corporate Average Fuel Economy), las cuales se muestran en la Figura 8.43, hacen prioritario mejorar el rendimiento de combustible; el disminuir el peso del vehículo juega un papel muy importante. Actualmente en el mercado automotriz, el monobloque del motor de la mayoría de los vehículos es fabricado de aluminio con cilindros de hierro gris embebidos; el poder prescindir de estas camisas en un motor de 4 cilindros, se tendría un ahorro en peso de aproximadamente 2.5kg, lo cual repercutiría en una reducción en las emisiones de CO<sub>2</sub> de 25 gramos/1000km [11]. Es por estas razones que la alternativa de los cilindros de aluminio es una alternativa muy favorable para hacer frente a estas nuevas regulaciones ambientales. Estudios relacionados a estas tecnologías indican que la reducción en el consumo de combustible es de 2-4% [12].

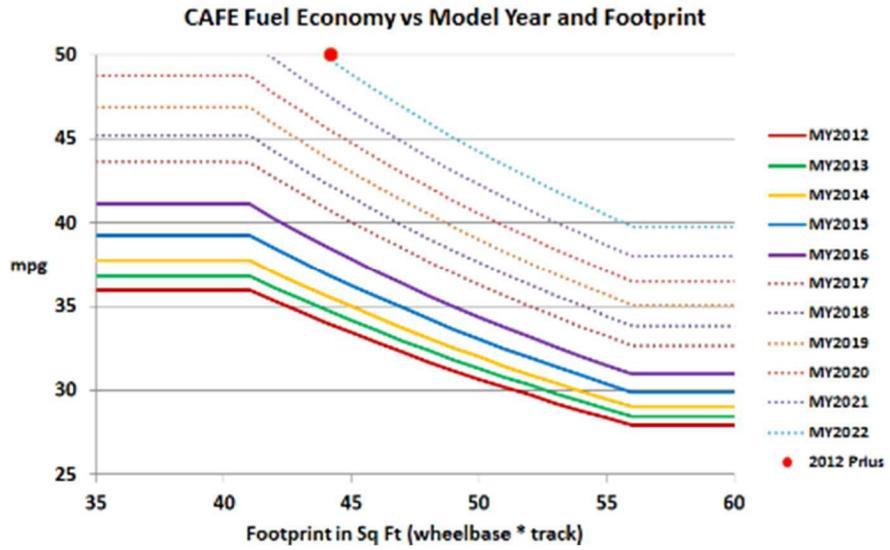


Figura 8.43 Proyecciones de las regulaciones impuestas por el CAFÉ [12].

## Referencias Bibliográficas.

- [1] ASTM G133-95, Standard test for determining the sliding wear of ceramic, metals and other wear resistant materials using the linear reciprocating ball on flat geometry, ASTM 2002.
- [2] Gonzalez, Jesus Omar, "Desarrollo de un sistema Tribológico con movimiento lineal recíprocante", UANL-FIME, N.L, México 2013.
- [3] Noorman, M. T., Patterson.D.J, Tung. S, "Overview of Techniques for Measuring Friction Using Bench Test and Fired Engines.", SAE paper No.2000-01-1780,2000.
- [4] Ting, L.L., & Mayer, J.E., "Piston ring Lubrication and cylinder bore wear analyses, part II-Theory verification", Journal of Lubrication Technology, Transactions of the ASME, pp258-266, 1974.
- [a] Truhan,J., Qu,J., Blau,J.P., "The effect of lubricating oil condition on the friction and wear of piston ring and cylinder liner materials in a reciprocating bench test", Wear , Elsevier, USA, pp1050.
- [5] Hutchings, I.M., "Tribology: friction and wear of engineering materials", Great Britain,pp274, 1993
- [6] Czichos, H., and Habig, K.H., "Lubricated wear of metals", Proceedings of the 11<sup>th</sup> Leed-Lyon Symposium on Tribology, Butterworths, England, pp 135-147, 1984.
- [7] Gee, A.W.J., Begelinger, A., and Salomon, G., "Failure mechanisms in sliding lubricated contacts", Mixed lubrication and lubricated wear, Proceedings of the 11<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium, England, 1984, pp. 135-147.
- [8] Mathias Woydt Norbert Kelling, Testing the tribological properties of lubricants and materials for the system "piston ring/cylinder liner" outside of engines, Industrial Lubrication and Tribology, Volume 55, number 5 pp21-222, 2008.
- [9] Hartfield-Wunsch, S., Tung, S. and C. Rivard, "Development of a bench Test for the Evaluation of Engine cylinder components and the correlation with Engine Test results" SAE transactions, No. 932693, 1993.
- [10] Hartfield-Wunsch, S., Tung, "The Effect of Microstructures on the Wear Behaviour of Thermal Sprayed Coatings" Thermal Spray Conference Proceedings, Boston, USA, 1994.
- [11] Información confidencial OEM.
- [12] Ernst, P., Thermal spray applications in powertrain contribute to the saving of energy and material resources, Ed Elsevier, SCT-14188, 2008.

# CAPITULO 9

## Conclusiones y Recomendaciones

### 9.1 Conclusiones.

- Se construyó un equipo de pruebas tribológicas (Tribometro) que permite evaluar y analizar el comportamiento a fricción y desgaste de pares reciprocantes. El equipo de pruebas tribológicas permite medir el contacto de un segmento de anillo sobre un segmento de cilindro bajo condiciones lubricadas, en seco y a varias temperaturas; además de poder variar el recorrido y la frecuencia proporcionando resultados repetitivos y conforme a lo reportado en la literatura científica.
- Los resultados del coeficiente de fricción entre la superficie del cilindro de aluminio y los anillos del pistón, se observa que presentan valores ligeramente más bajos (reducción del 9%) que los del hierro gris, principalmente en los tribopares con los anillos de cromo.
- Se observa un cambio significativo en la pérdida de masa y de volumen al pasar de los 200 N a 250 N de carga en ambas camisas evaluadas, lo cual indica una transición en el modo de desgaste. Se observa un aumento de casi el 60% en la pérdida de masa al utilizar camisas de aluminio con respecto a camisas de hierro gris a cargas de 250N.

- El coeficiente de desgaste (K) y la tasa específica de desgaste ( $\omega_{\text{esp}}$ ), presentan comportamientos similares bajo las mismas condiciones de ensayo. Se observa una mayor dispersión en ambos parámetros en el tribopar del aluminio-cromo, lo cual pueda estar relacionado a la distribución de las partículas de silicio.
- El tribopar aluminio-cromo presenta cinco veces mayor desgaste en base a los resultados de la tasa específica de desgaste cuando se compara de manera directa con el tribopar equivalente en hierro gris bajo las mismas condiciones de ensayo; en contraste, el tribopar de aluminio-molibdeno, presenta 6.4 veces mayor desgaste en base a los resultados de la tasa de desgaste cuando se compara con el tribopar equivalente en hierro gris.
- De acuerdo a estudios previos, se determinó que para aplicaciones automotrices, la tasa de desgaste debe ser menor a  $10^{-7}\text{mm}^3/\text{N}\cdot\text{m}$ . De acuerdo a este dato, la aleación de aluminio evaluada, cumple este criterio.
- El mecanismo de desgaste principal en los tribopares evaluados es meramente abrasivo; este mecanismo de desgaste replicó lo que sucede en un motor en funcionamiento, lo cual refuerza los ensayos realizados. Es importante mencionar que el desgaste obtenido a esta carga (250N) provocaría un daño catastrófico en el motor al desaparecer los surcos del maquinado (“honeado”) ya que no se tendría la capacidad para la retención de aceite en las paredes del cilindro y por lo tanto disparándose el desgaste. Al relacionar estas características de la superficie de desgaste se correlaciona con el gran incremento observado a esta carga en la tasa de desgaste.

- Para la aleación de Aluminio, el desgaste es mayor en comparación con el Hierro gris. En general, el mecanismo de desgaste es el mismo como en la camisa de Aluminio, como en la camisa de Hierro gris, siendo éste desgaste abrasivo. Se observa que las marcas de “honeado” se desvanecen conforme se aumenta la carga; sin embargo, algunas de las partículas de silicio las cuales están embebidas en la aleación de Aluminio, se fracturan, dejando cavidades y entre más grande sea el tamaño de ésta mayor será la cavidad que deje, esta in-homogeneidad en el tamaño de partícula de silicio se relaciona con la dispersión observada en las tasas de desgaste de la condición de aluminio; es por esto, que la resistencia al desgaste es gobernada por el tamaño y distribución las partículas de silicio y no por la cantidad. Una mayor heterogeneidad y tamaño de partícula pequeña, representa la más alta resistencia.
- El impacto tecnológico del presente estudio radica en la información obtenida, la cual resulta de manera vital para los desarrolladores de motores de combustión interna, ya que proporciona datos que pueden ser utilizados en la selección de material, en el caso específico de las camisas y conllevar a diseños de motores más eficientes y con menores consumos de combustible. A sí mismo, en aportar información sobre el comportamiento morfológico y diseñar las aleaciones de Al-Si hipereutécticas con una distribución de las partículas de silicio y su modificación microestructural.
- Otro de los impactos del presente trabajo es el científico, el cual reside en el desarrollo de un método de evaluación de pruebas de desgaste recíprocante que puede ser utilizado para evaluar diversos materiales de los cilindros con una excelente reproducibilidad y precisión en los resultados obtenidos.

## 9.2 Comentarios finales y recomendaciones

- El presente estudio, muestra la posibilidad de sustituir las camisas tradiciones de hierro gris utilizadas en los monobloques fabricados de aleaciones de aluminio hipo-eutécticas, por una aleación NLLBA con altos contenidos de silicio, la cual proporciona buena resistencia al desgaste.
- Existe información sobre la resistencia a la fatiga mecánica [10], que a pesar que el alto contenido de silicio reduce la ductilidad del material, se puede lograr un buen compromiso entre las propiedades mecánicas que habiliten el uso del sistema de aleación evaluado.
- Se recomienda evaluar la resistencia al desgaste bajo condiciones de ambientes corrosivos a alta temperatura, ya que el uso de bio-combustibles, basados en mezclas de alcohol, podrían tener un efecto en la integridad del material.
- Se recomienda seguir la presente investigación con un espectro más amplio de condiciones de carga y lubricantes.

# **Anexo 1**

## **Curvas Coeficiente Fricción (COF) Condición 100N**

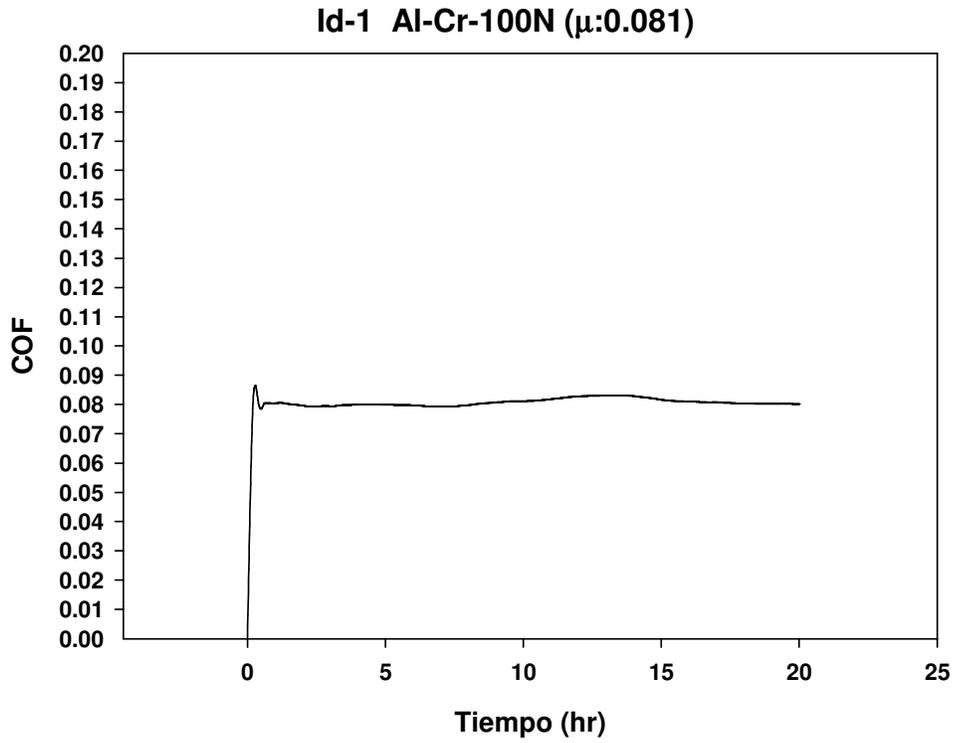


Figura A1.1 Condición: Camisa: Al, Anillo: Cr, Carga: 100N; (COF:0.081).

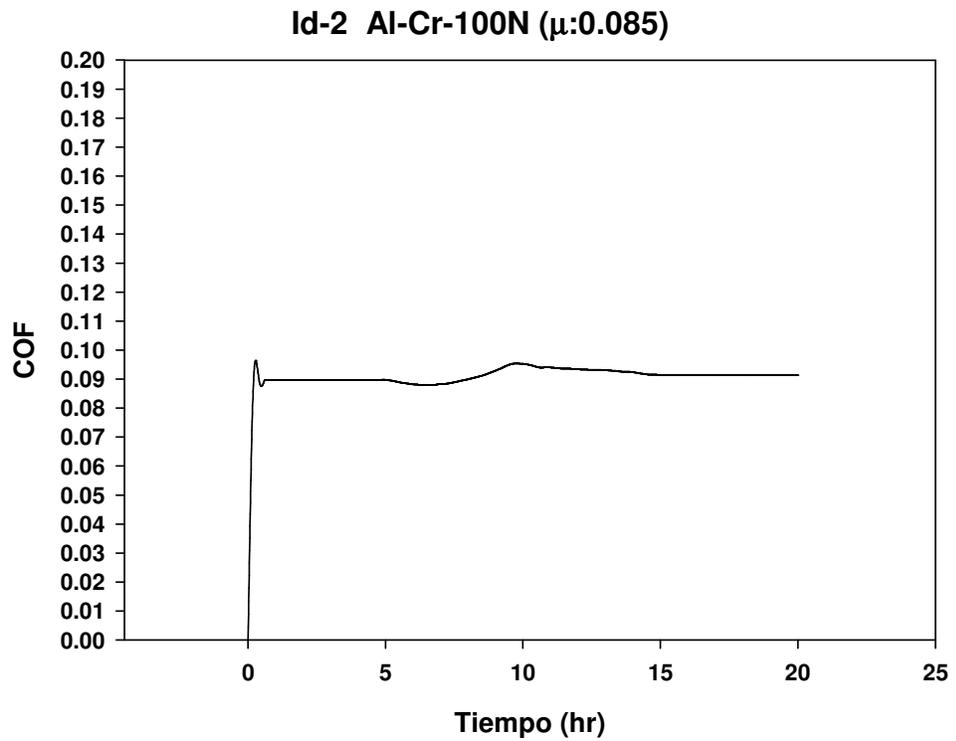


Figura A1.2 Condición: Camisa: Al, Anillo: Cr, Carga: 100N; (COF: 0.085).

**Id-3 Al-Cr-100N ( $\mu$ :0.082)**

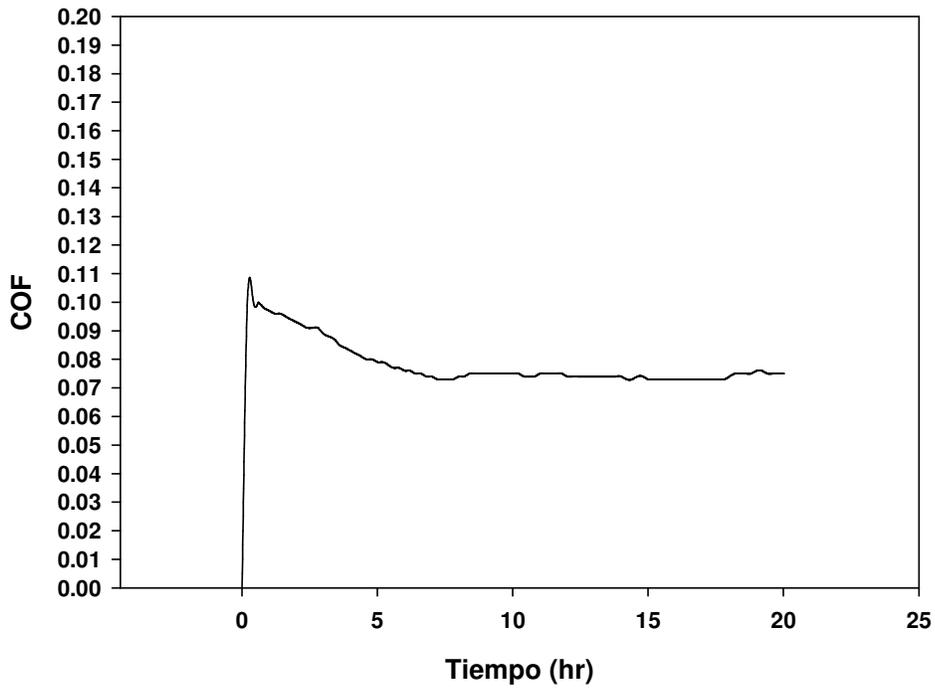


Figura A1.3 Condición: Camisa: Al, Anillo: Cr, Carga: 100N; (COF 0.082).

**Id-4 Al-Cr-100N ( $\mu$ :0.080)**

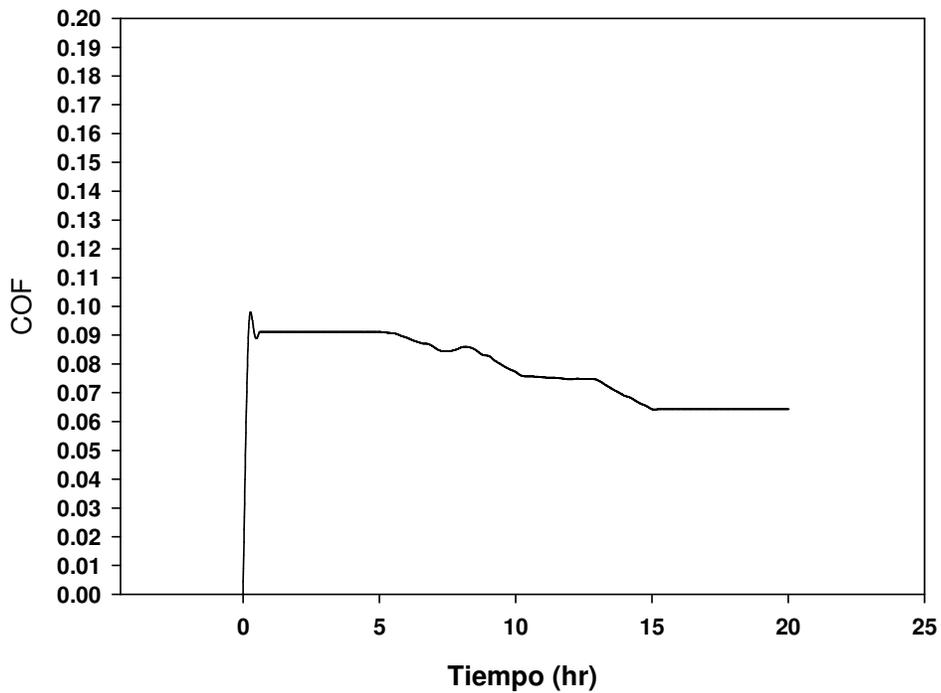


Figura A1.4 Condición: Camisa: Al, Anillo: Cr, Carga: 100N; (COF:0.08).

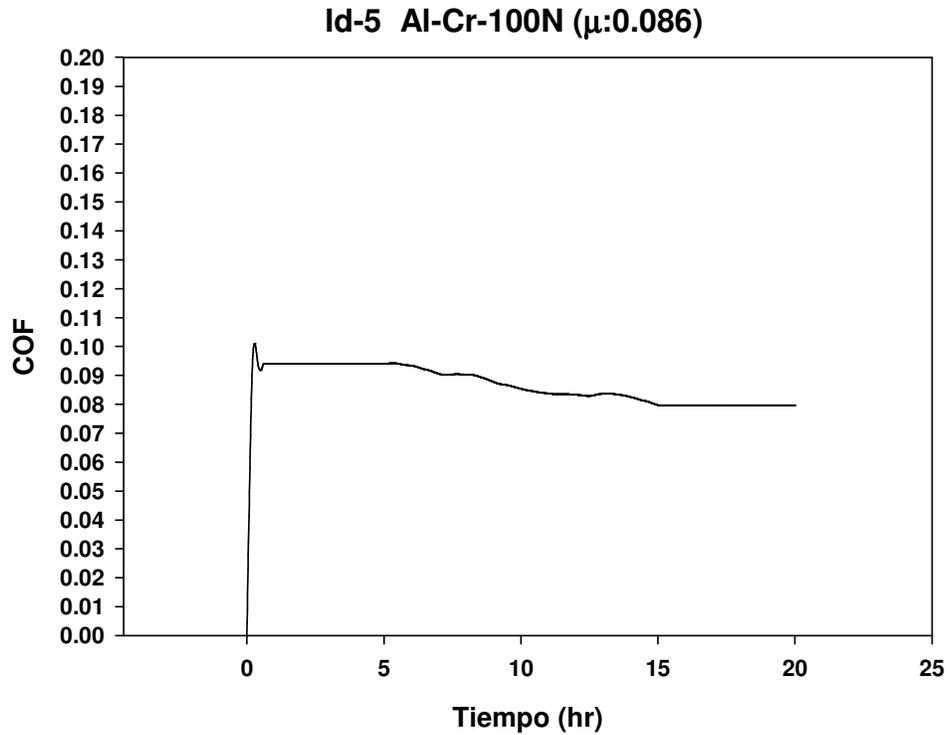


Figura A1.5 Condición: Camisa: Al, Anillo: Cr, Carga: 100N; (COF:0.086)

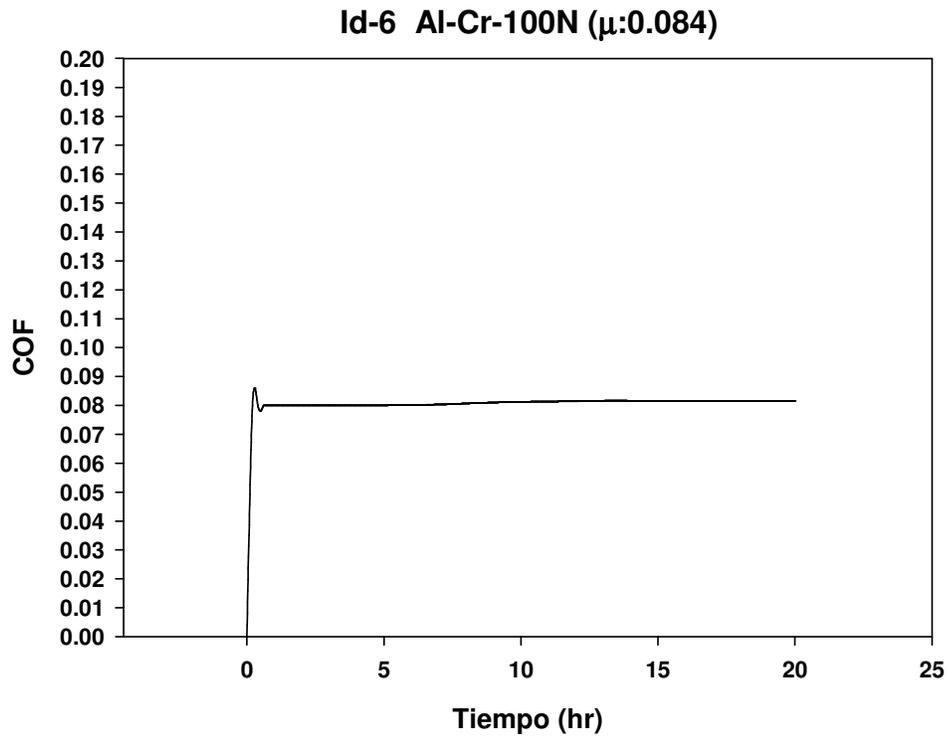


Figura A1.6 Condición: Camisa: Al, Anillo: Cr, Carga: 100N; (COF:0.084)

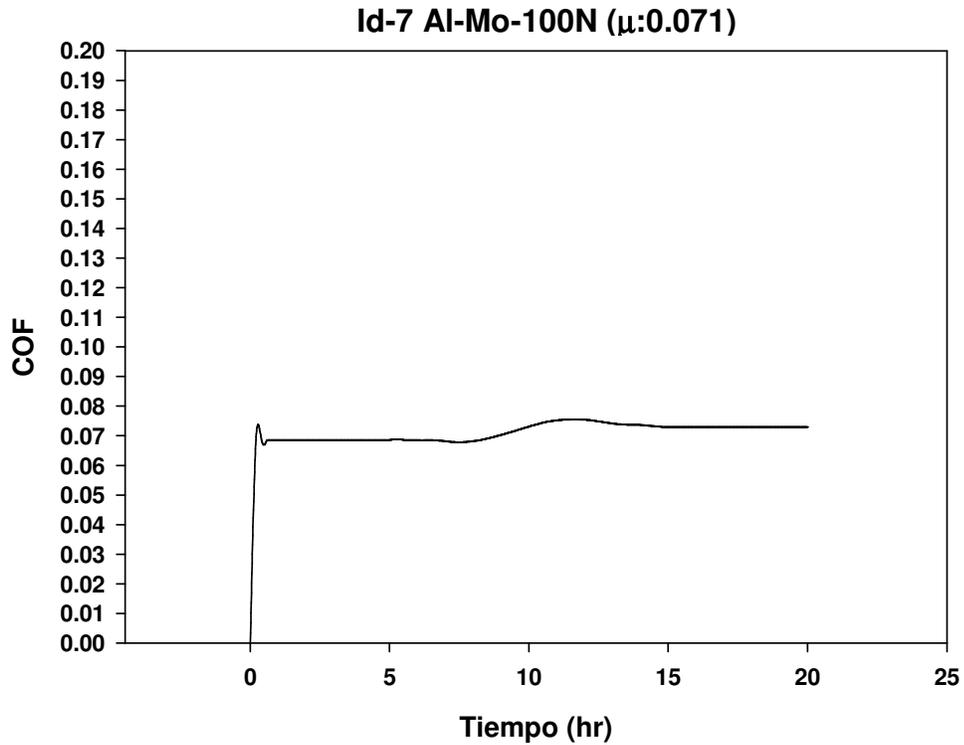


Figura A1.7 Condición: Camisa: Al, Anillo: Mo, Carga: 100N; (COF: 0.071).

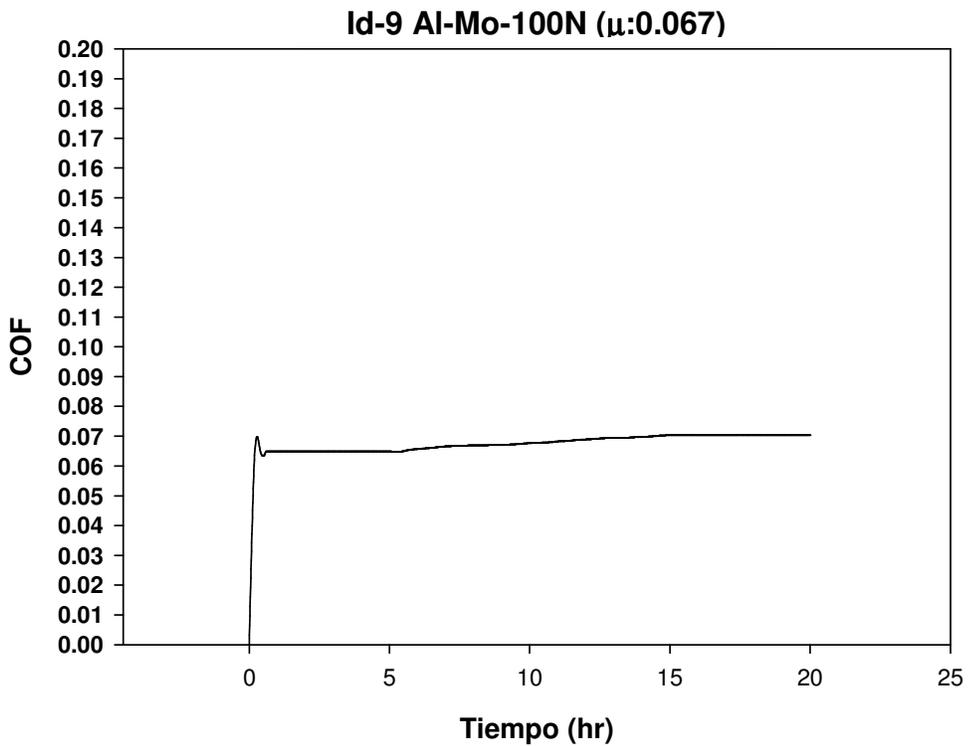


Figura A1.8 Condición: Camisa: Al, Anillo: Mo, Carga: 100N; (COF: 0.067).

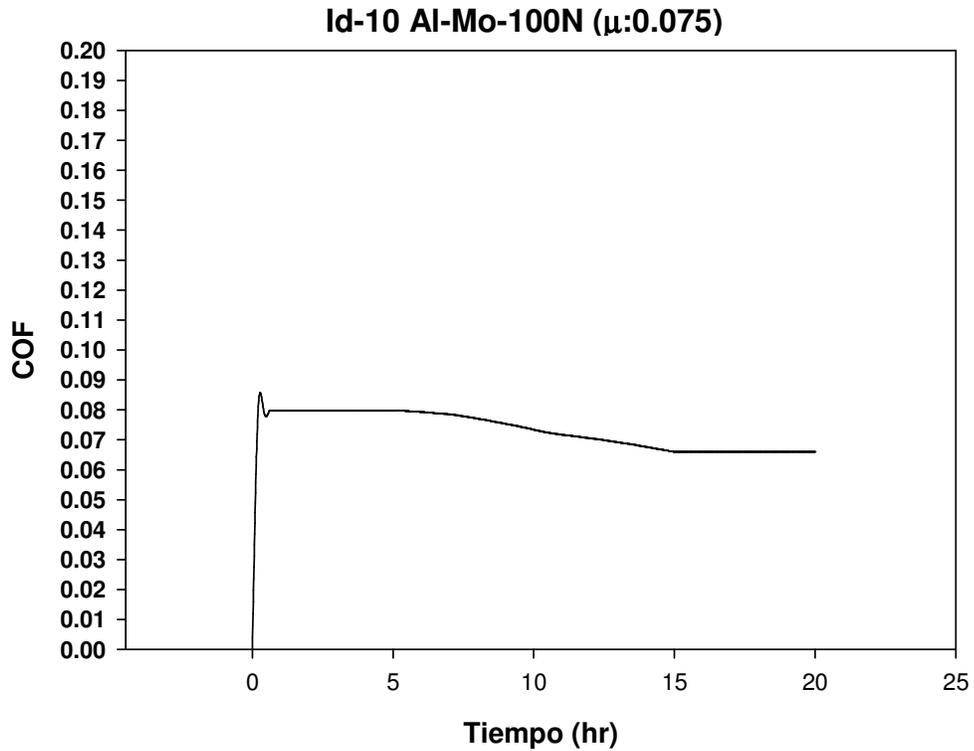


Figura A1.9 Condición: Camisa: Al, Anillo: Mo, Carga: 100N; (COF: 0.075).

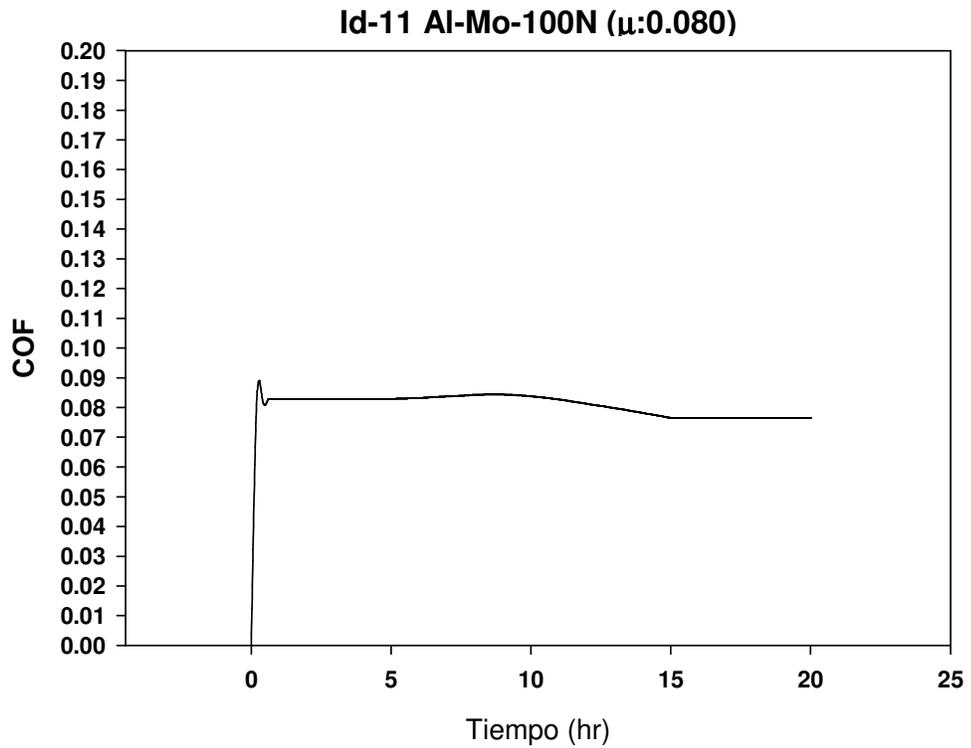


Figura A1.10 Condición: Camisa: Al, Anillo: Mo, Carga: 100N; (COF: 0.080).

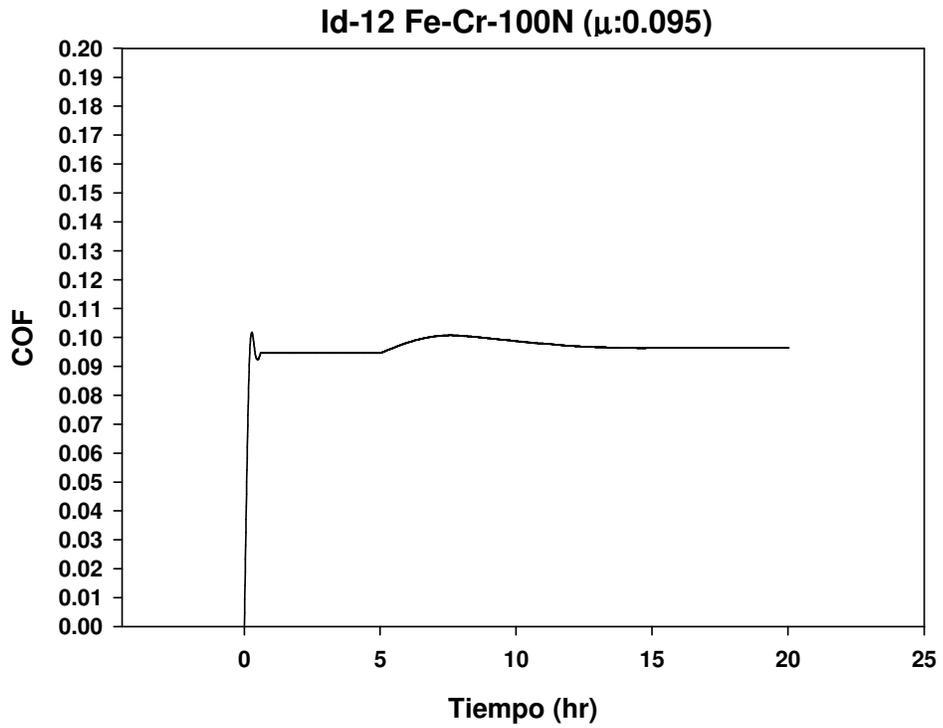


Figura A1.11 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Cr, Carga: 100N; (COF: 0.095).

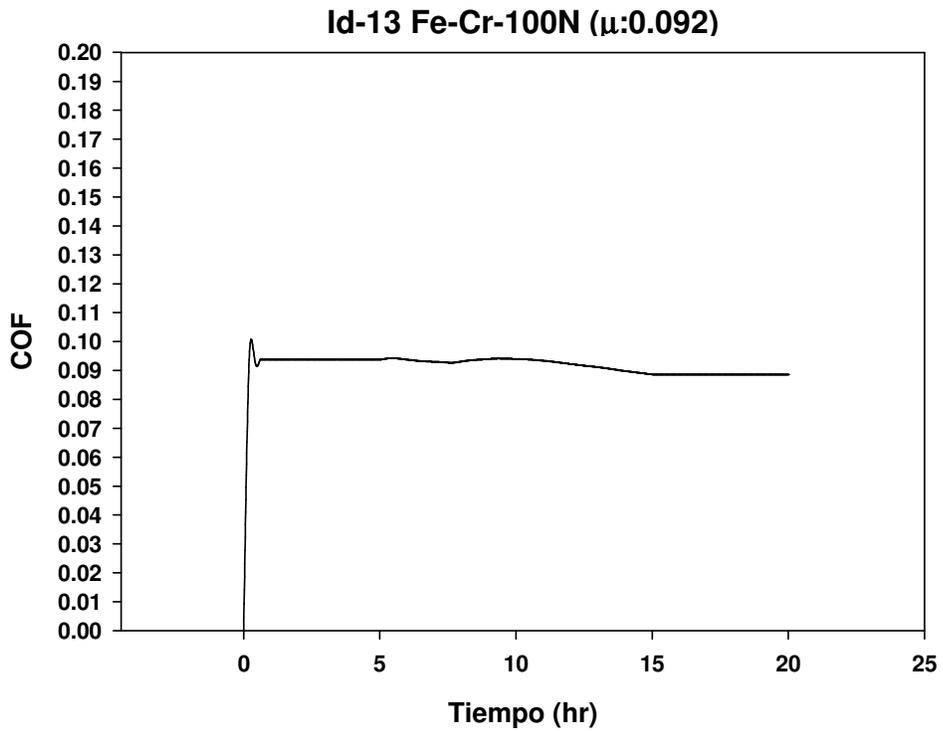


Figura A1.12 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Cr, Carga: 100N; (COF: 0.092).

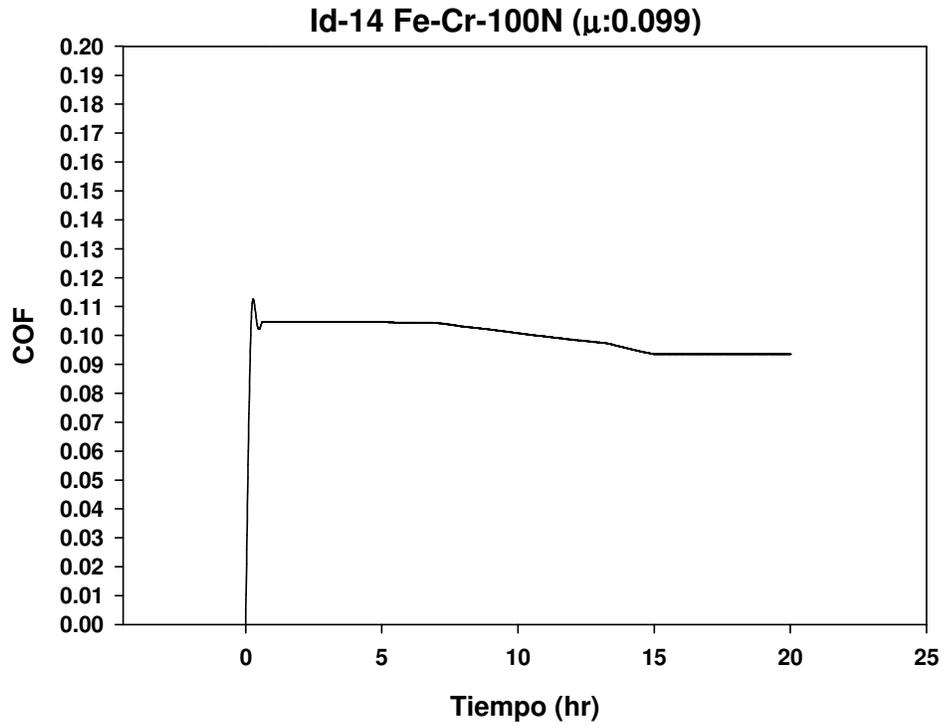


Figura A1.13 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Cr, Carga: 100N; (COF: 0.099).

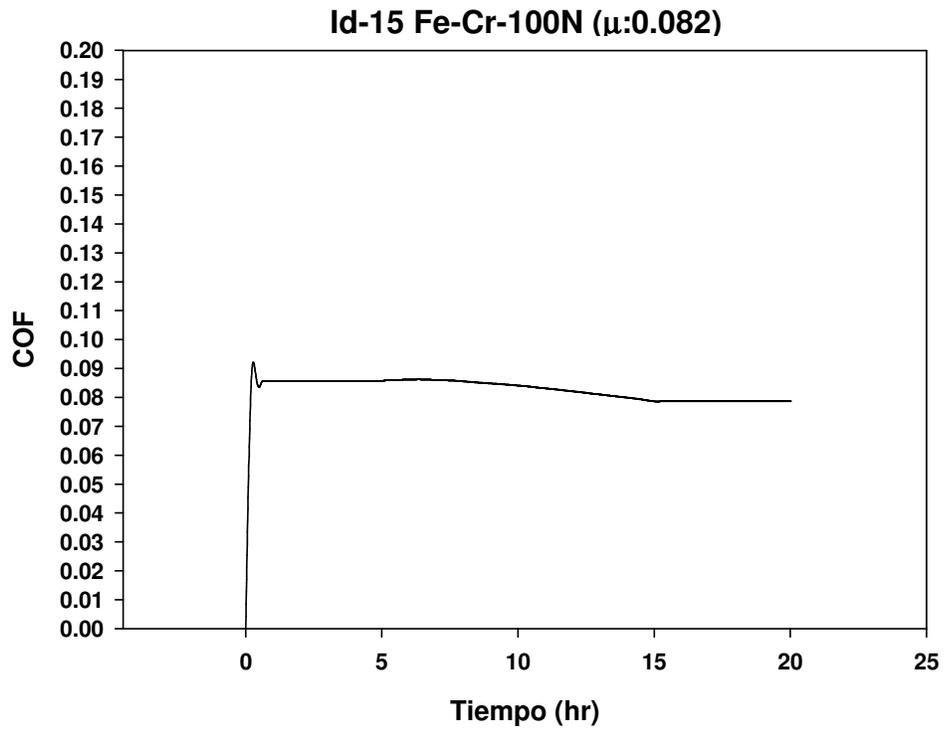


Figura A1.14 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Cr, Carga: 100N; (COF: 0.082).

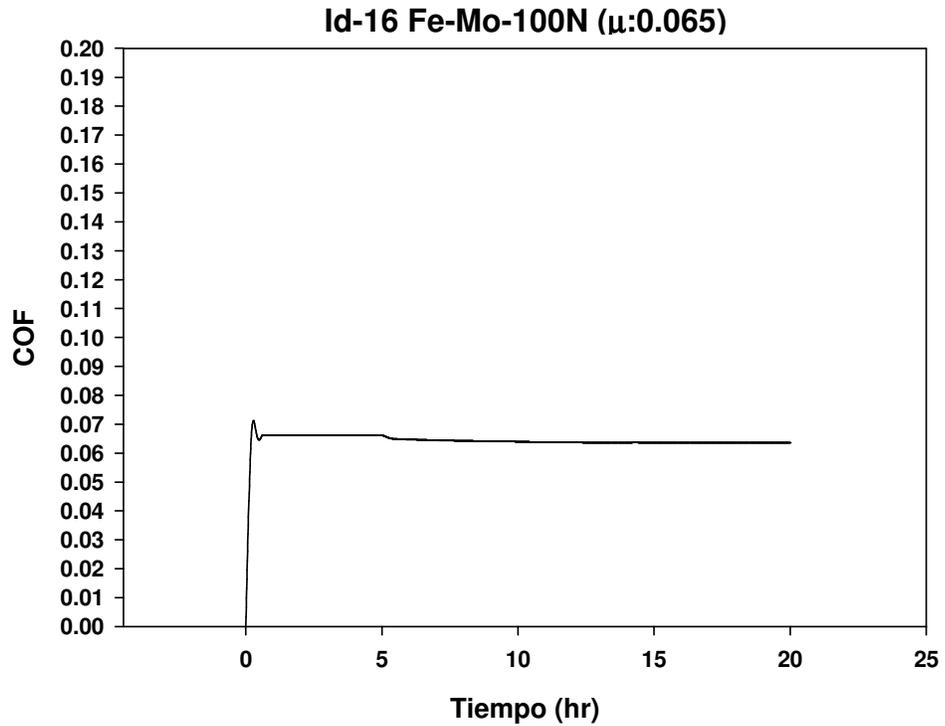


Figura A1.15 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Mo, Carga: 100N; (COF: 0.065).

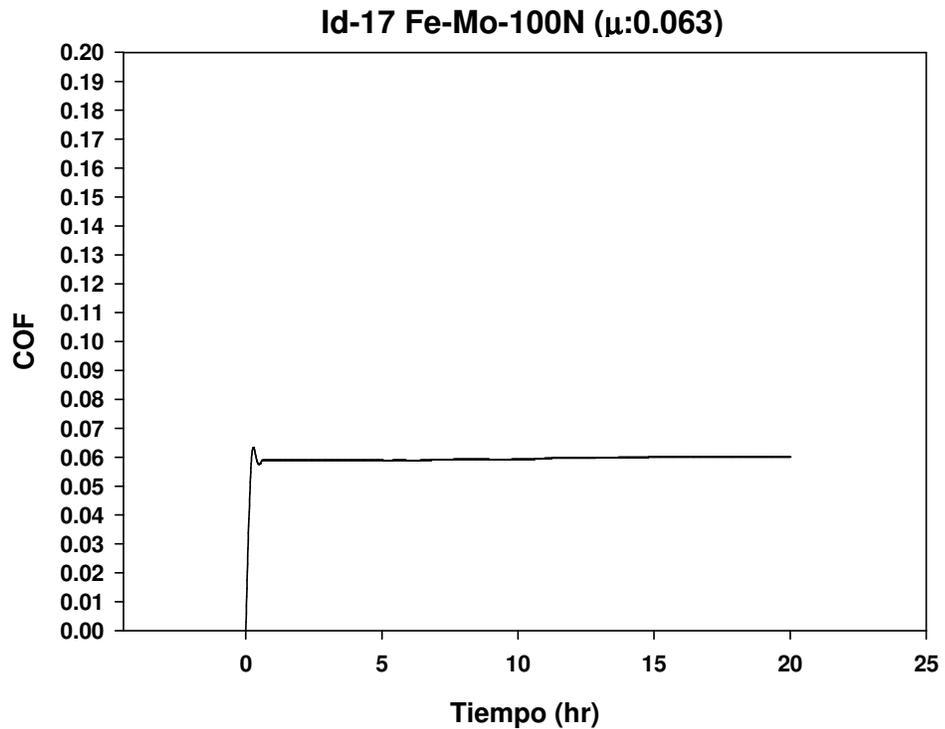


Figura A1.16 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Mo, Carga: 100N; (COF: 0.063).

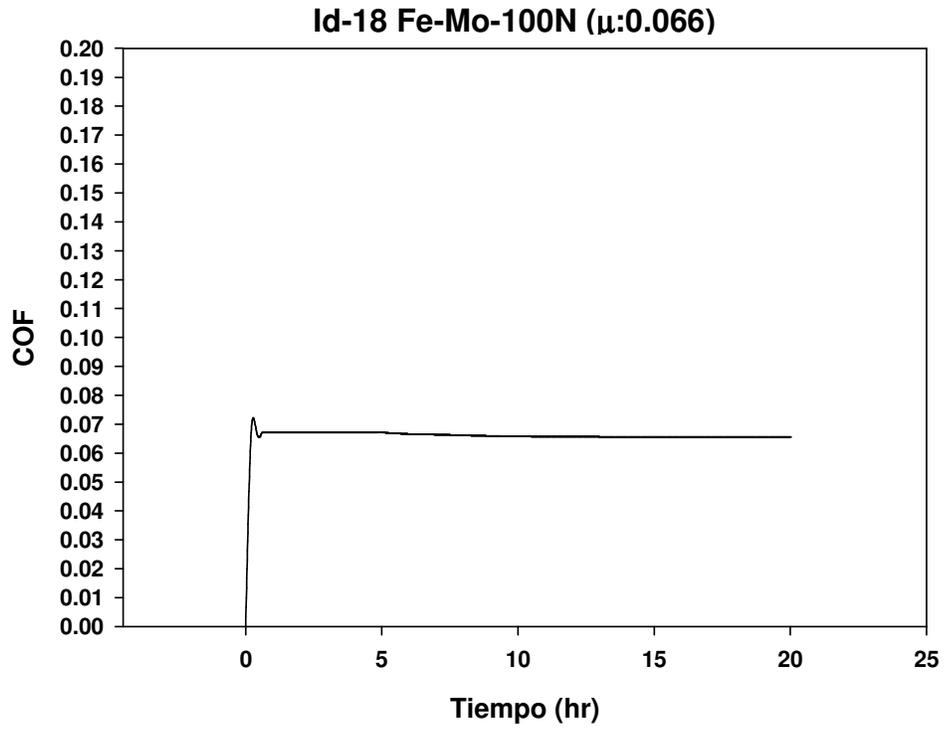


Figura A1.17 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Mo, Carga: 100N; (COF: 0.066).

# **Anexo 2**

## **Curvas Coeficiente Fricción (COF) Condición 200N**

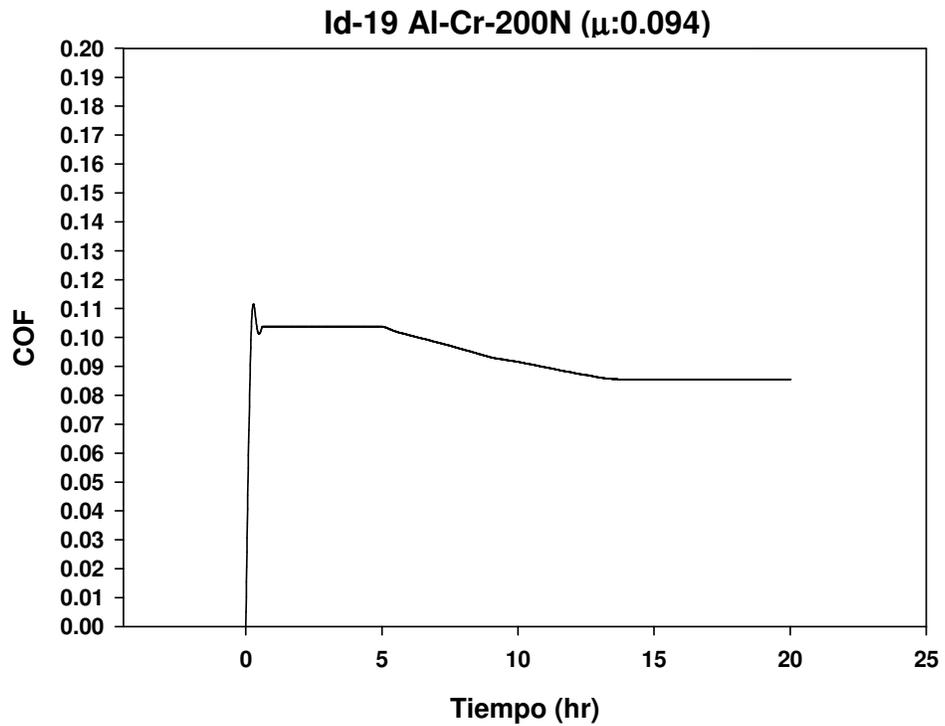


Figura A2.1 Condición: Camisa: Al, Anillo: Cr, Carga: 200N; (COF: 0.094).

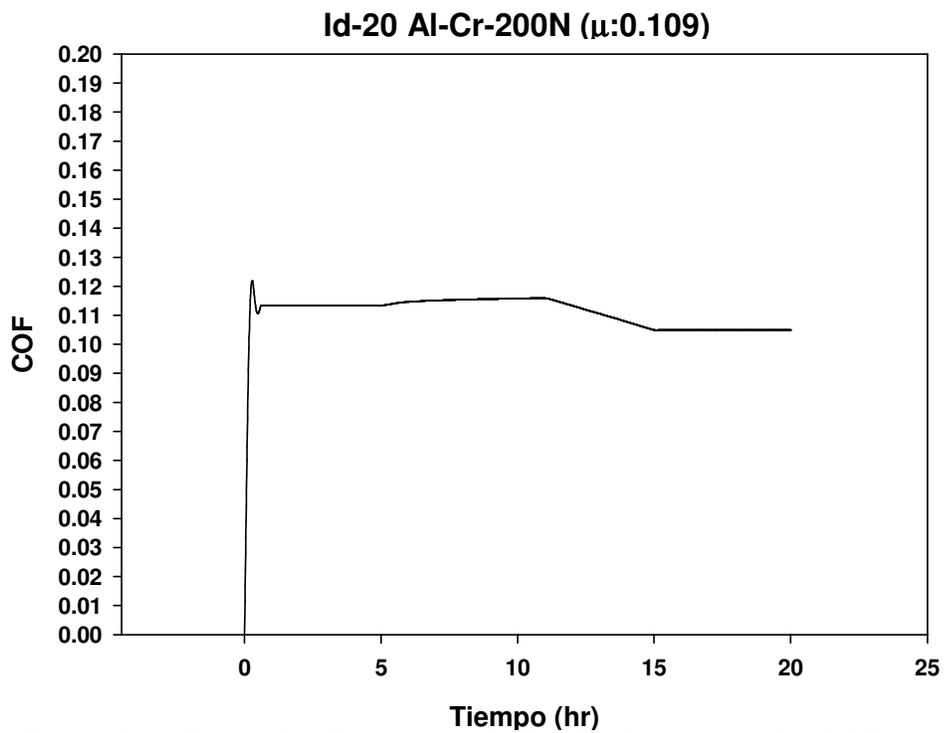


Figura A2.2 Condición: Camisa: Al, Anillo: Cr, Carga: 200N; (COF: 0.109).

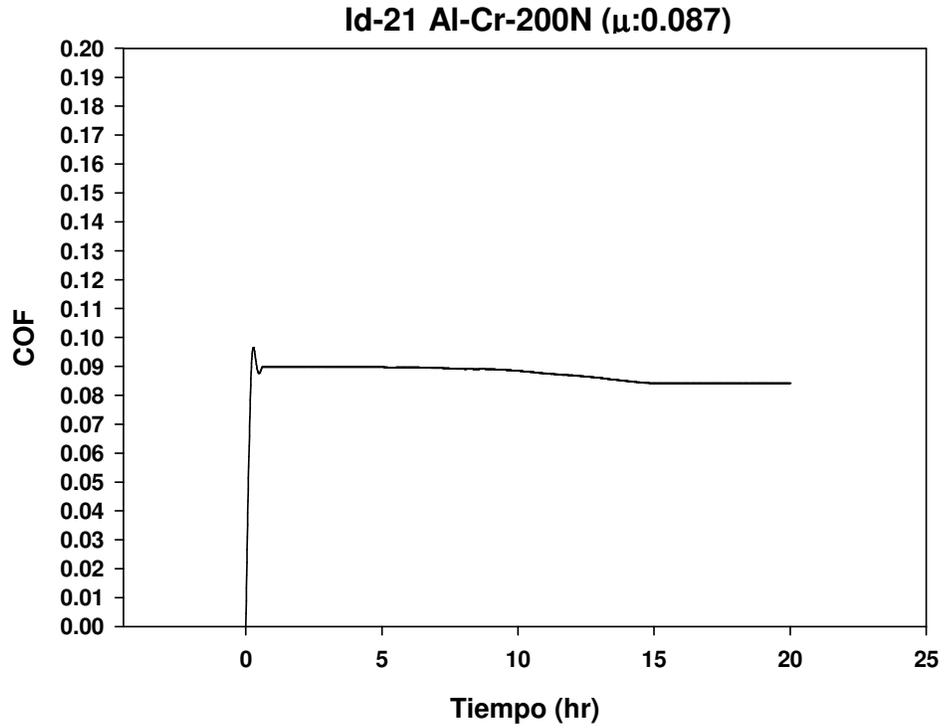


Figura A2.3 Condición: Camisa: Al, Anillo: Cr, Carga: 200N; (COF: 0.087).

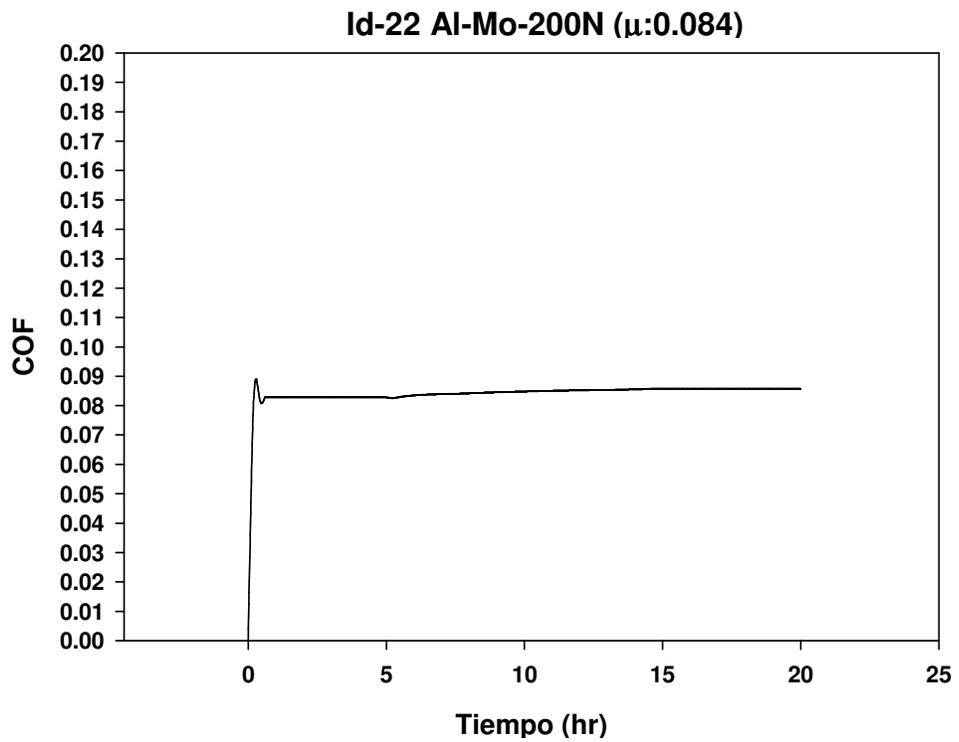


Figura A2.4 Condición: Camisa: Al, Anillo: Mo, Carga: 200N; (COF: 0.084).

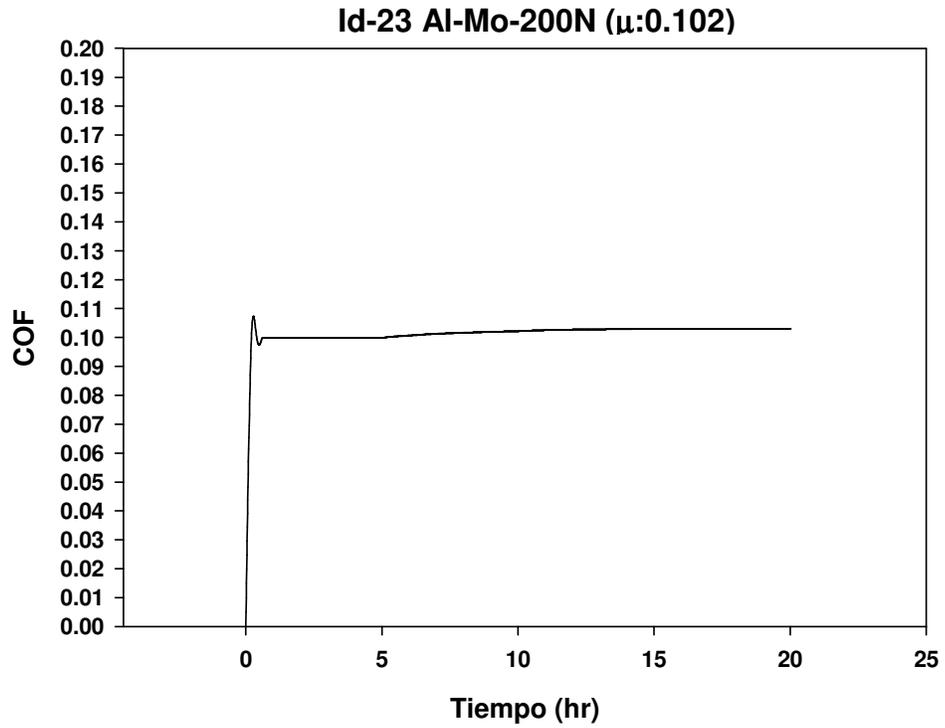


Figura A2.5 Condición: Camisa: Al, Anillo: Mo, Carga: 200N; (COF: 0.102).

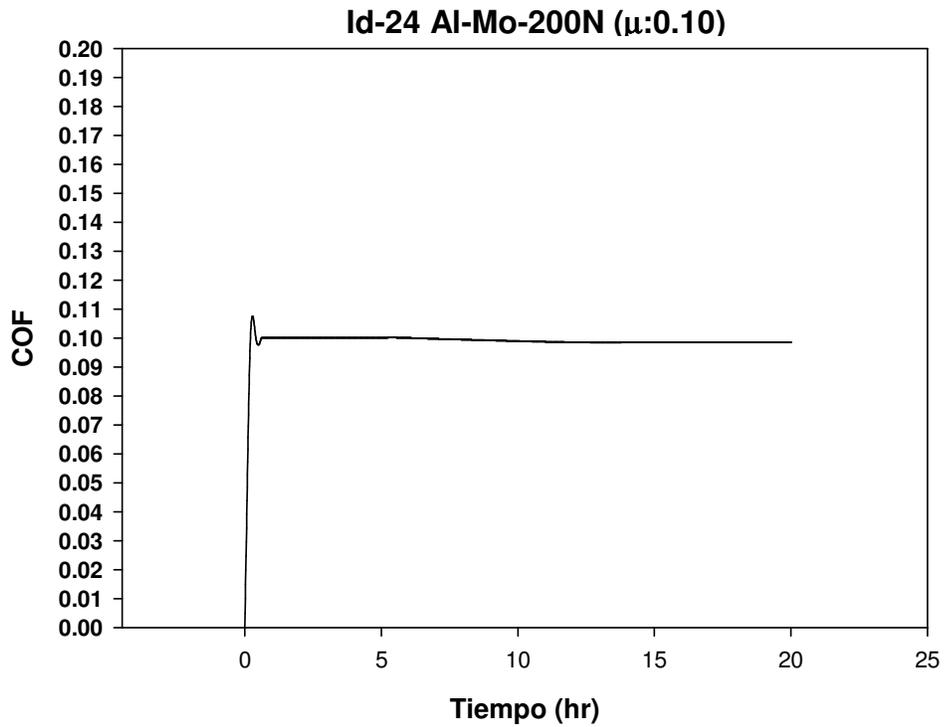


Figura A2.6 Condición: Camisa: Al, Anillo: Mo, Carga: 200N; (COF: 0.10).

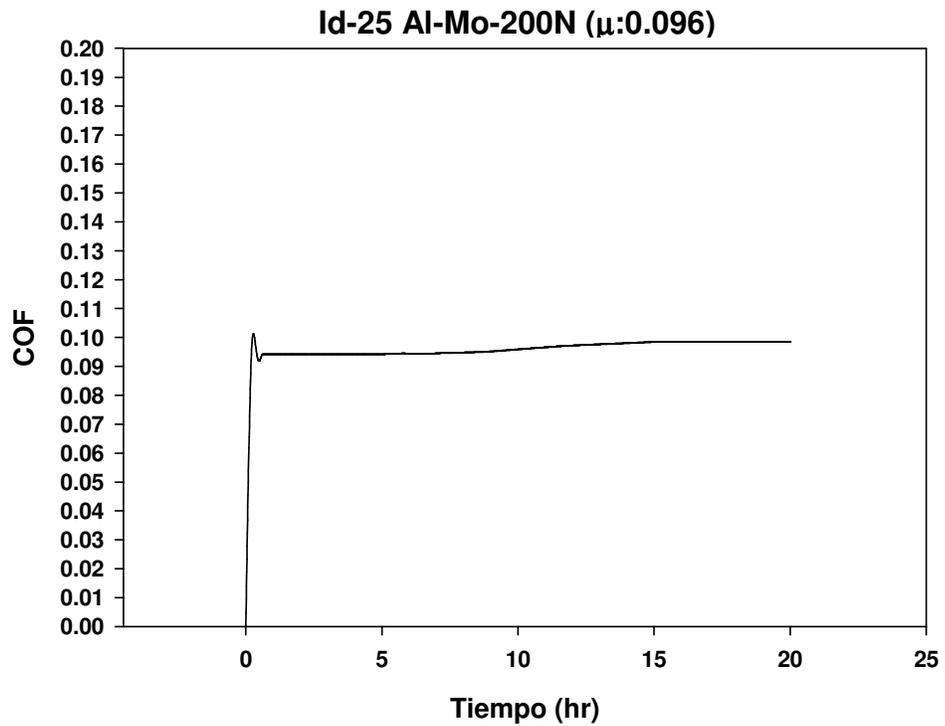


Figura A2.7 Condición: Camisa: Al, Anillo: Mo, Carga: 200N; (COF: 0.096).

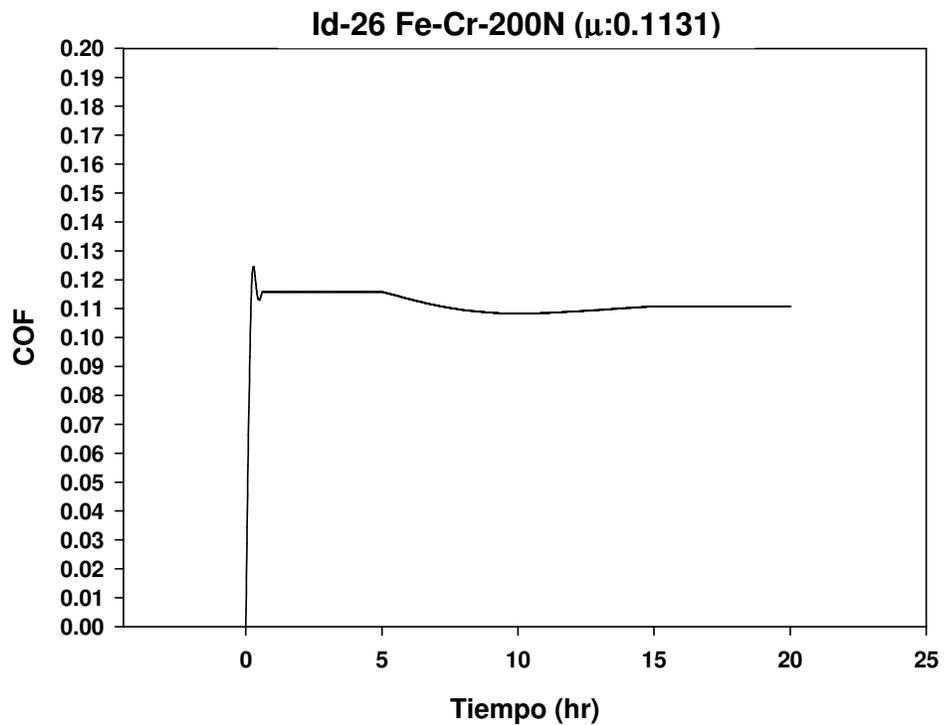


Figura A2.8 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Cr, Carga: 200N; (COF: 0.1131).

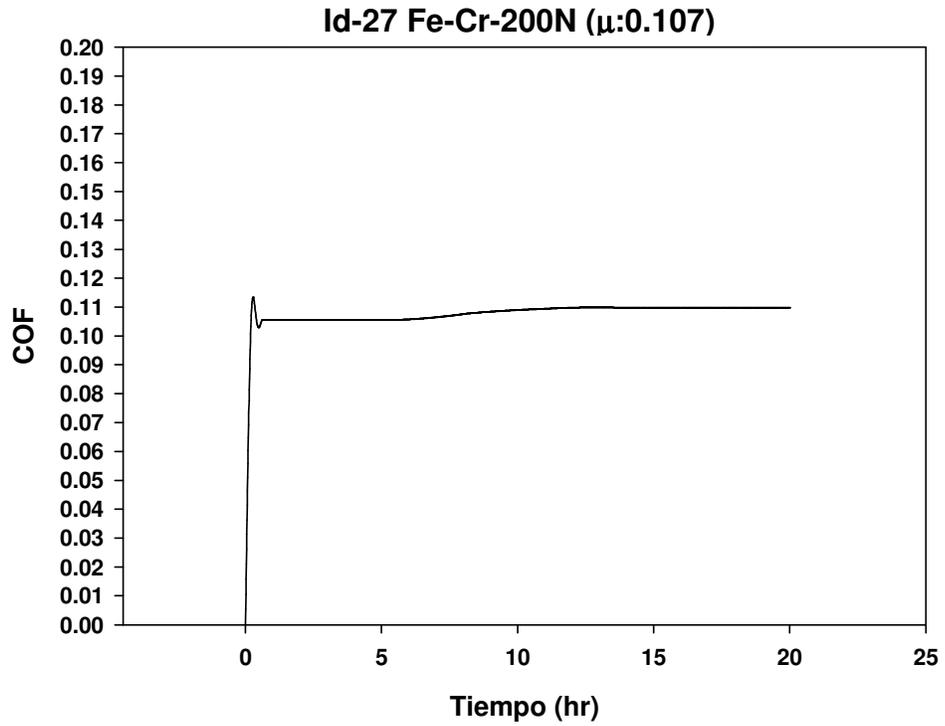


Figura A2.9 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Cr, Carga: 200N; (COF: 0.107).

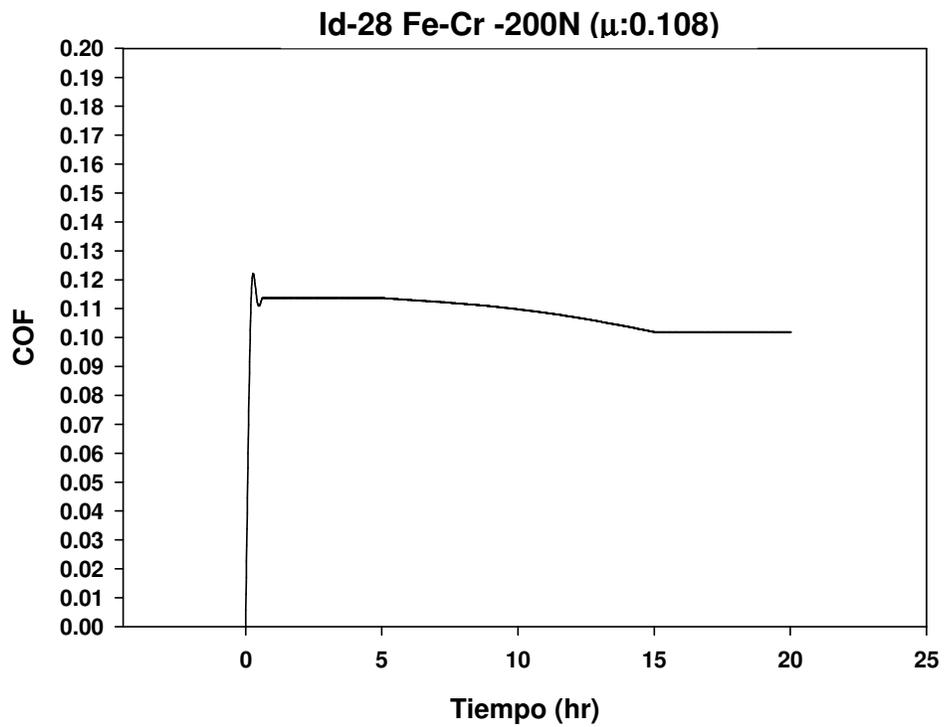


Figura A2.10 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Cr, Carga: 200N; (COF: 0.108).

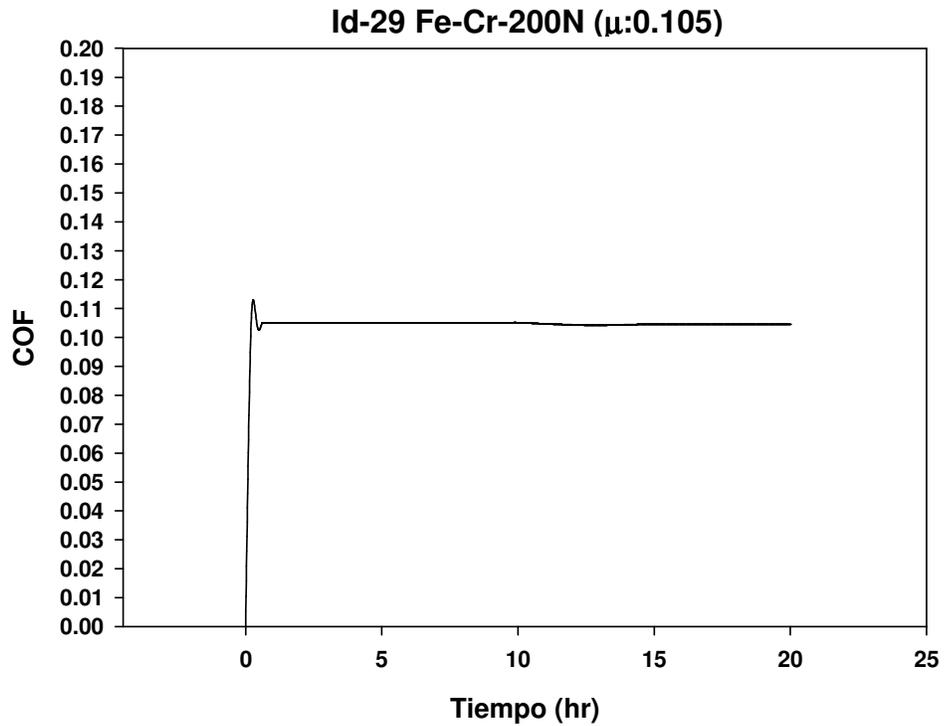


Figura A2.11 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Cr, Carga: 200N; (COF: 0.105).

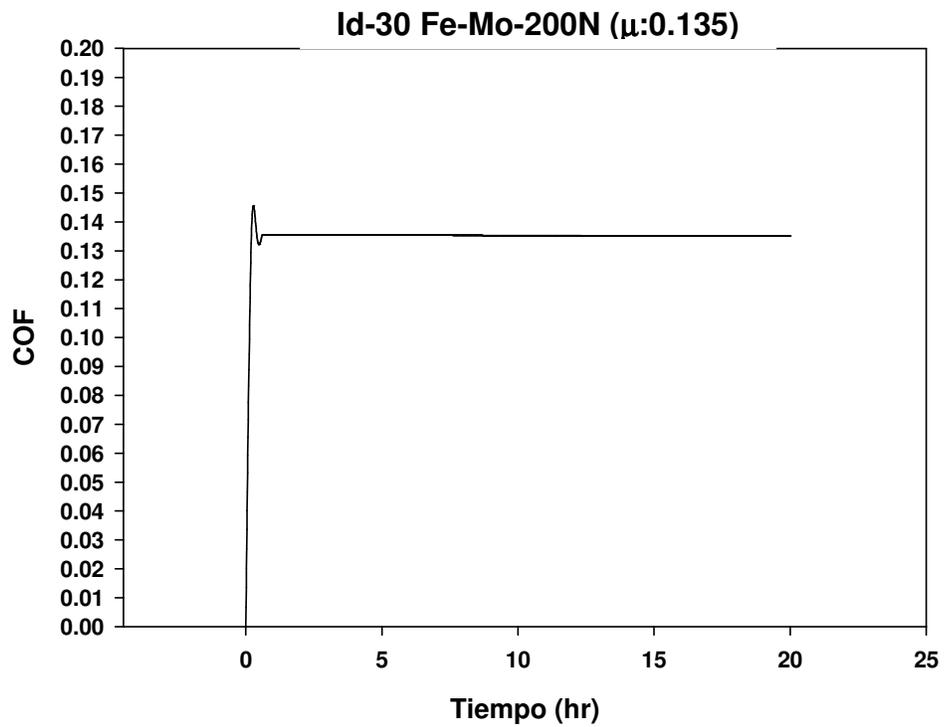


Figura A2.12 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Mo, Carga: 200N; (COF: 0.135).

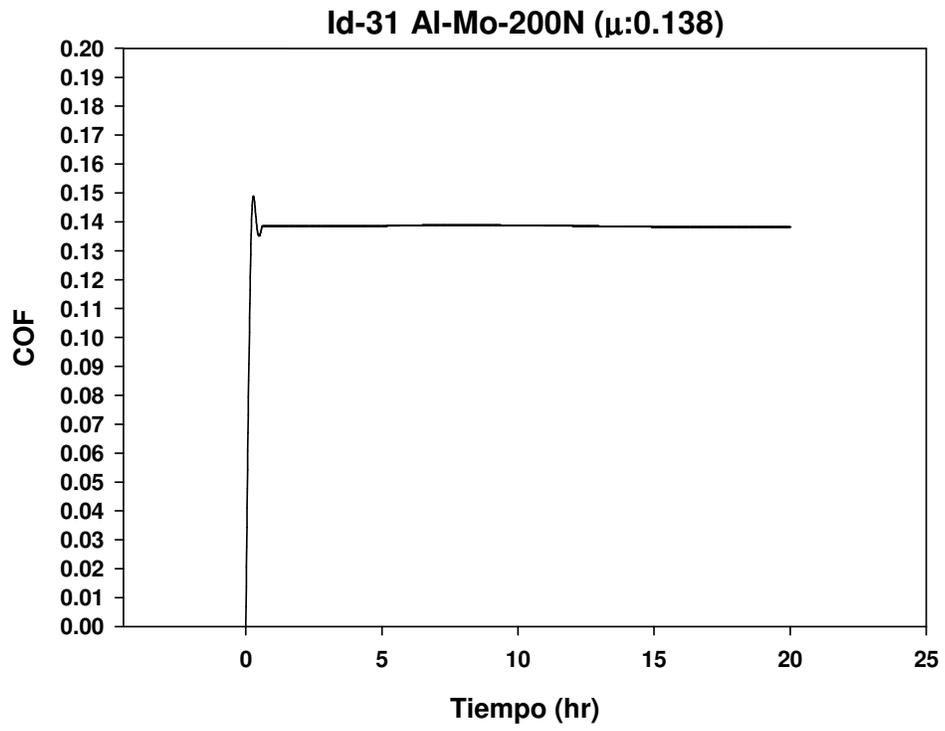


Figura A2.13 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Mo, Carga: 200N; (COF: 0.138).

# **Anexo 3**

## **Curvas Coeficiente Fricción (COF) Condición 250N**

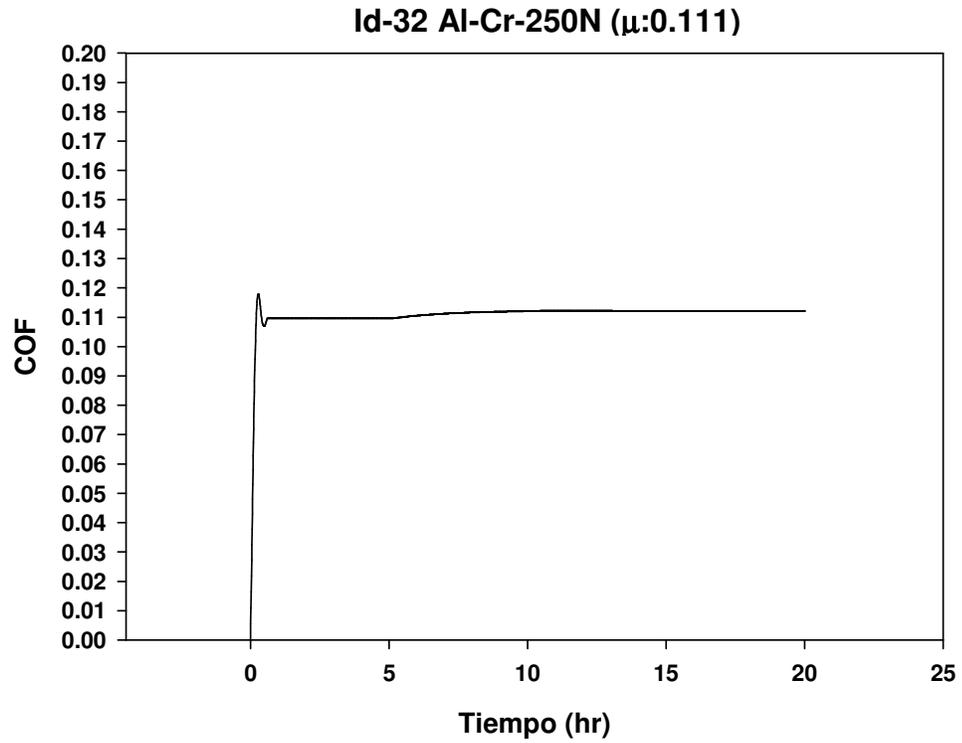


Figura A3.1 Condición: Camisa: Al, Anillo: Cr, Carga: 250N; (COF: 0.111).

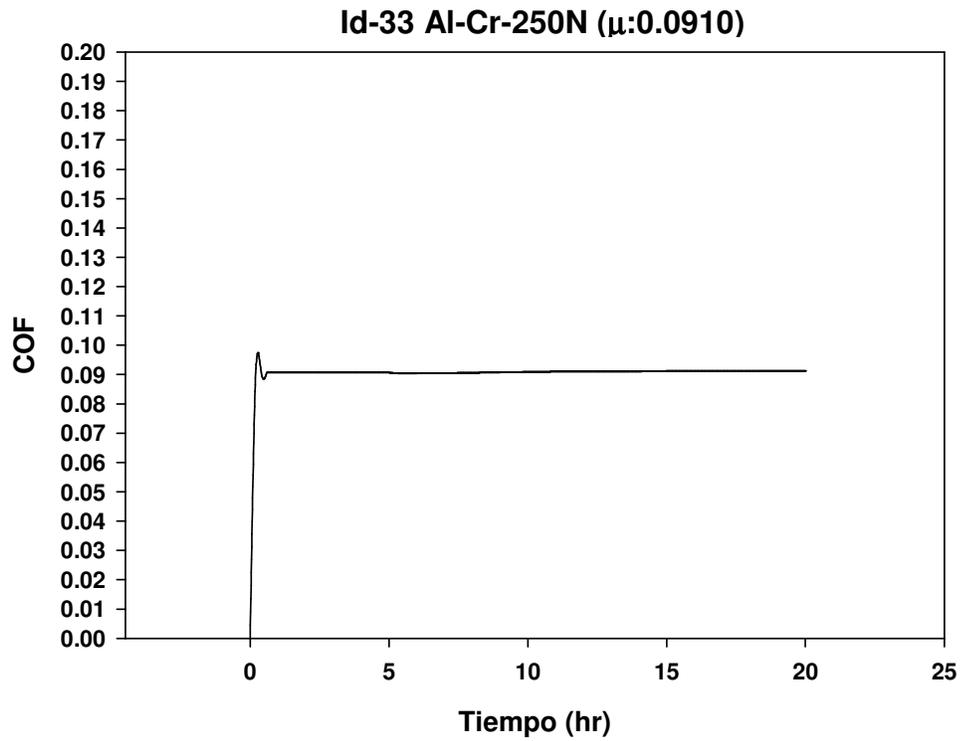


Figura A3.2 Condición: Camisa: Al, Anillo: Cr, Carga: 250N; (COF: 0.091).

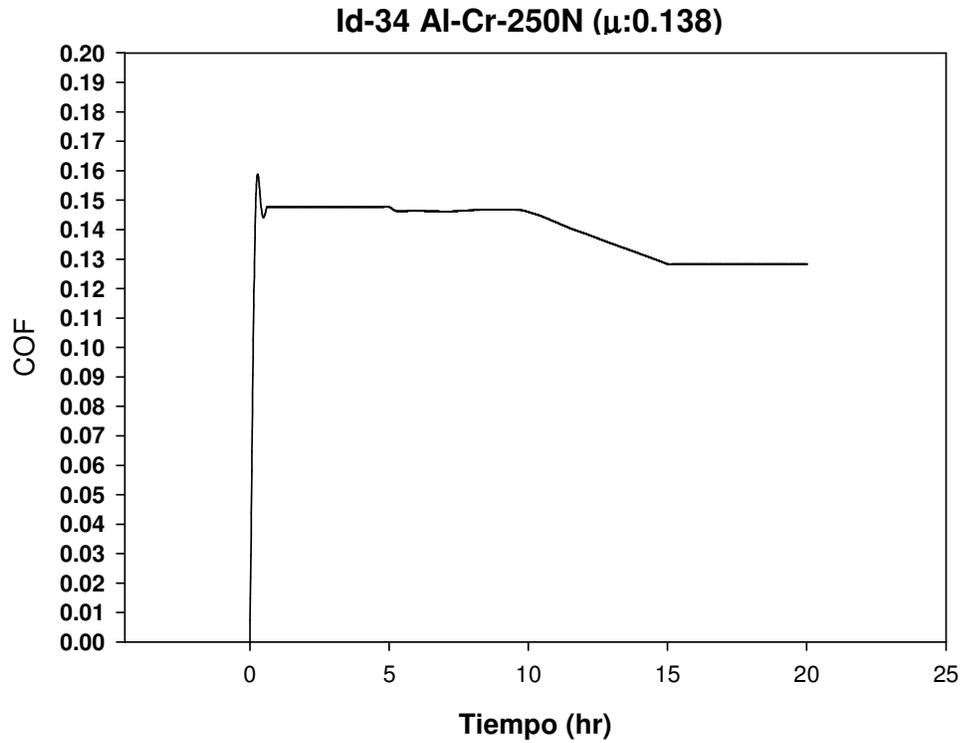


Figura A3.3 Condición: Camisa: Al, Anillo: Cr, Carga: 250N; (COF: 0.138).

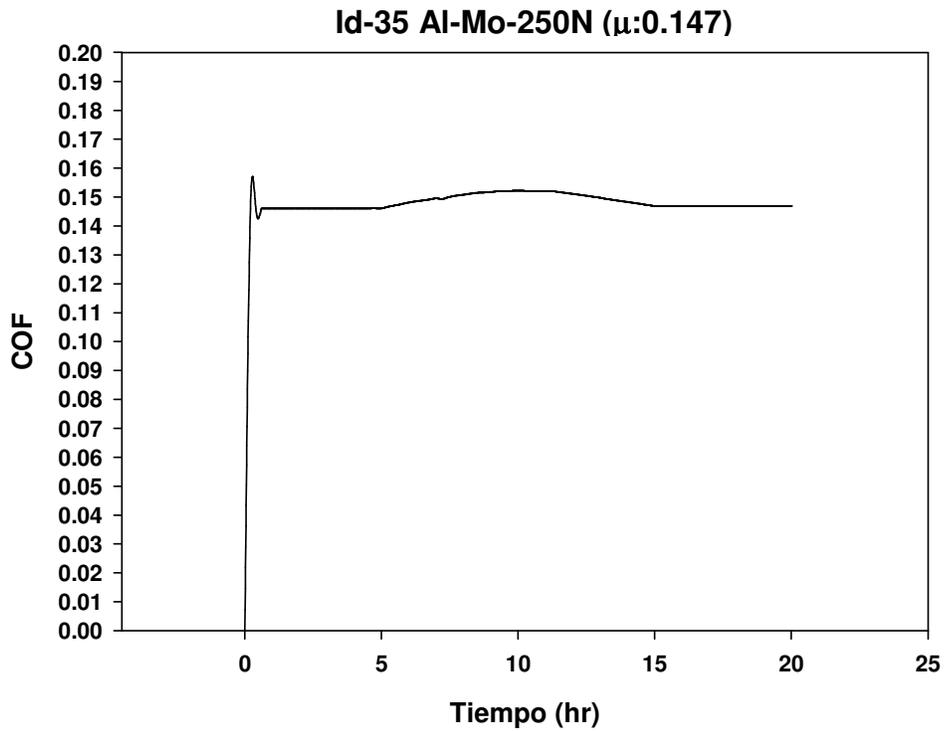


Figura A3.4 Condición: Camisa: Al, Anillo: Mo, Carga: 250N; (COF: 0.147).

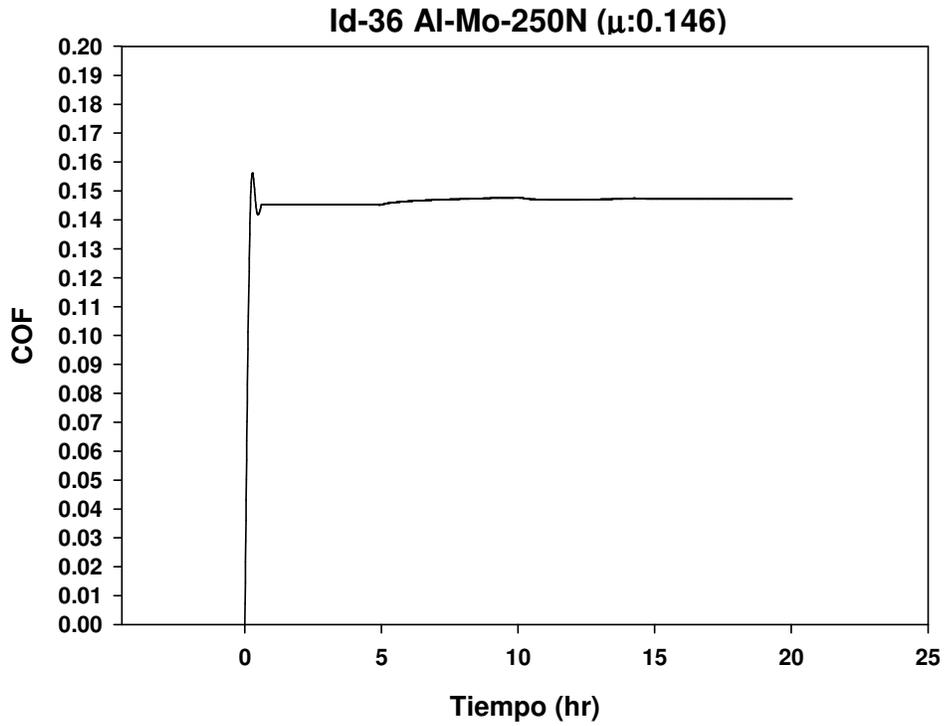


Figura A3.5 Condición: Camisa: Al, Anillo: Mo, Carga: 250N; (COF: 0.146).

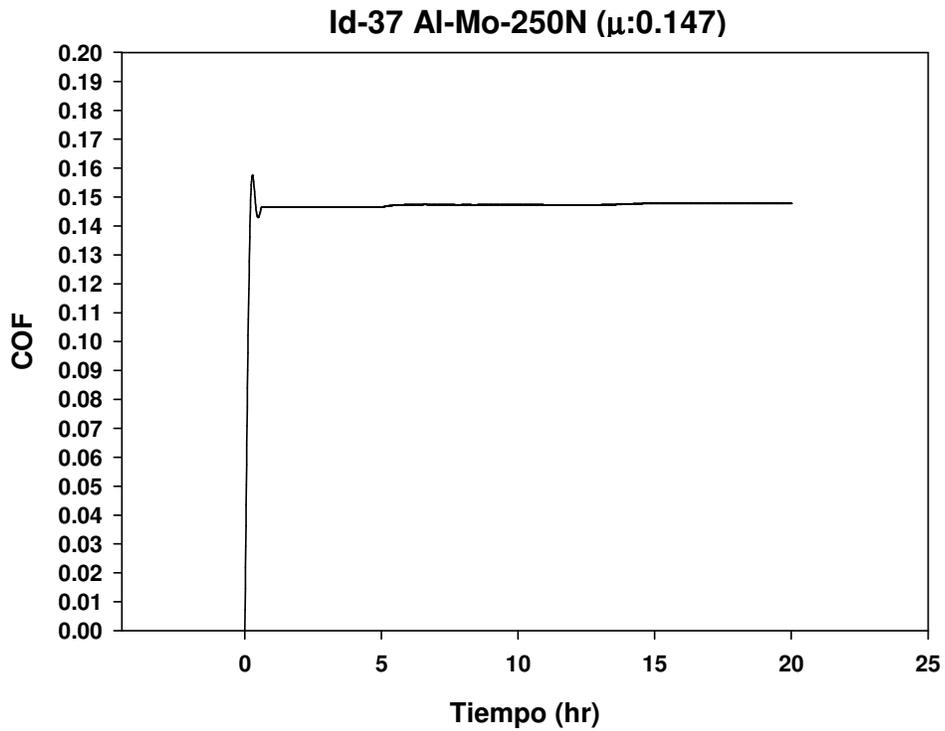


Figura A3.6 Condición: Camisa: Al, Anillo: Mo, Carga: 250N; (COF: 0.147).

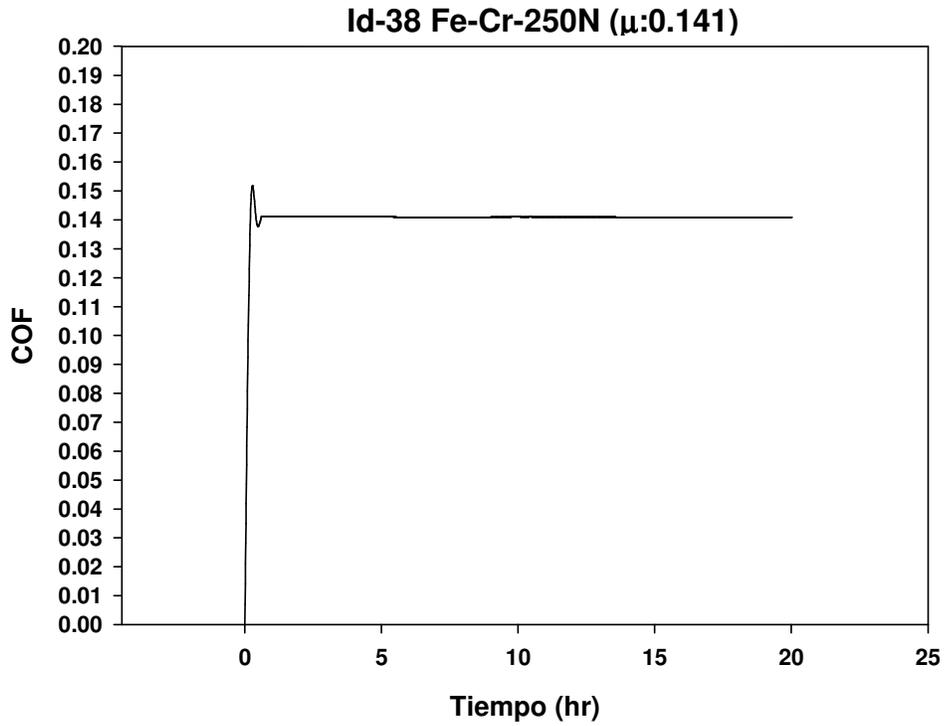


Figura A3.7 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Cr, Carga: 250N; (COF: 0.141).

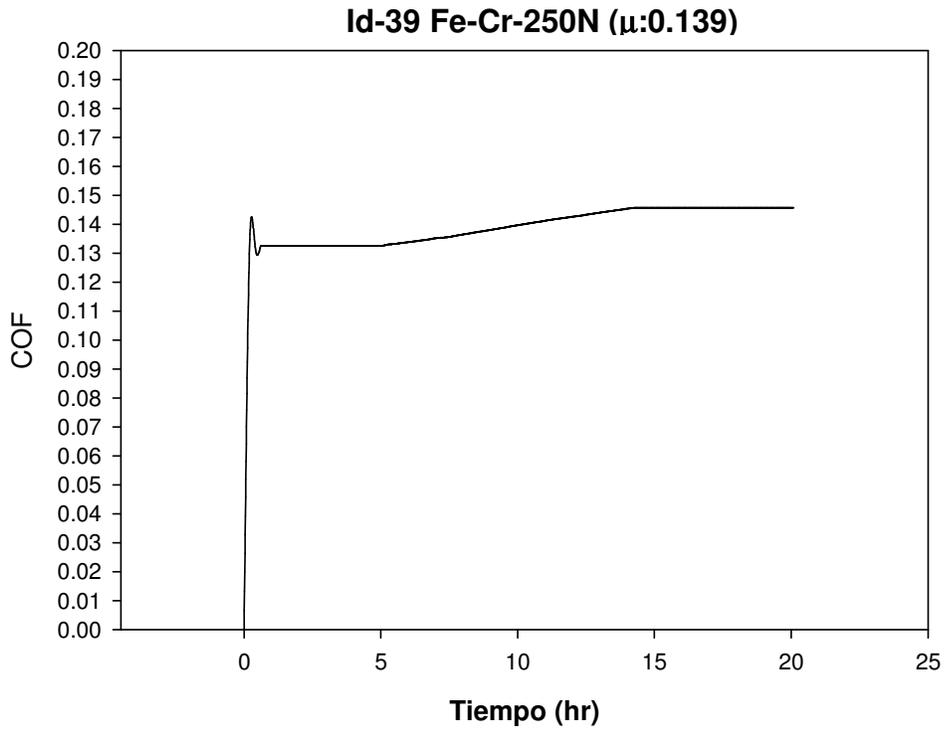


Figura A3.8 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Cr, Carga: 250N; (COF: 0.139).

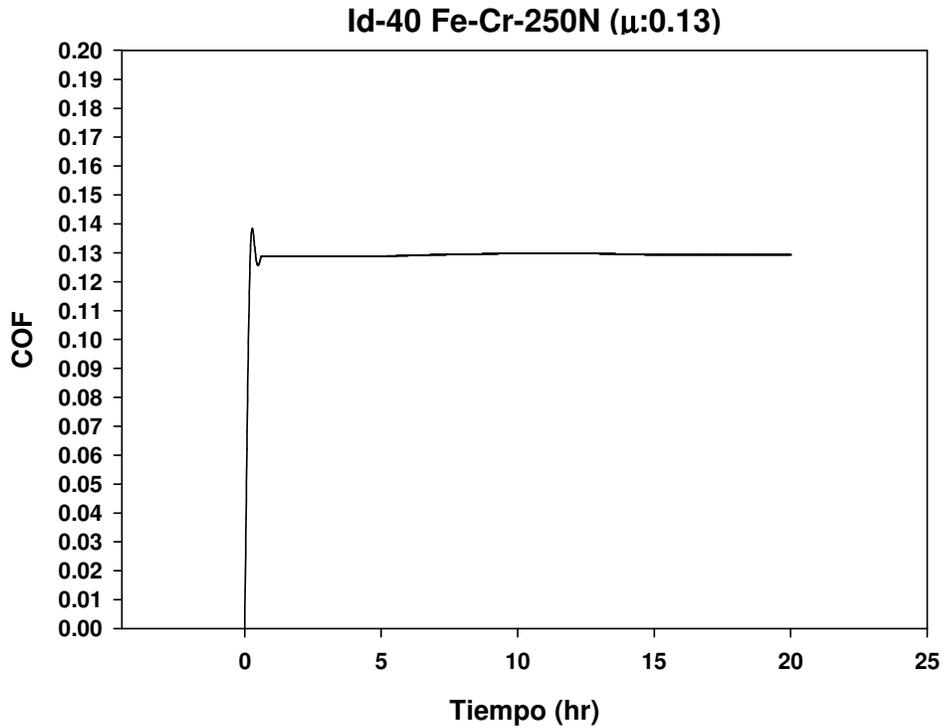


Figura A3.9 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Cr, Carga: 250N; (COF: 0.130).

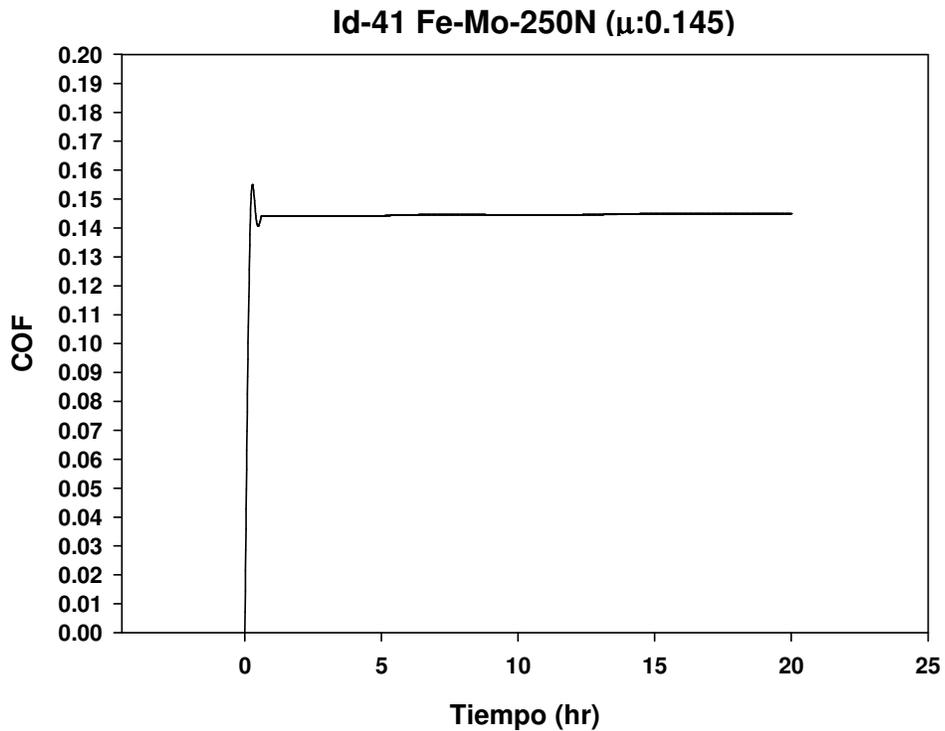


Figura A3.10 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Mo, Carga: 250N; (COF: 0.145).

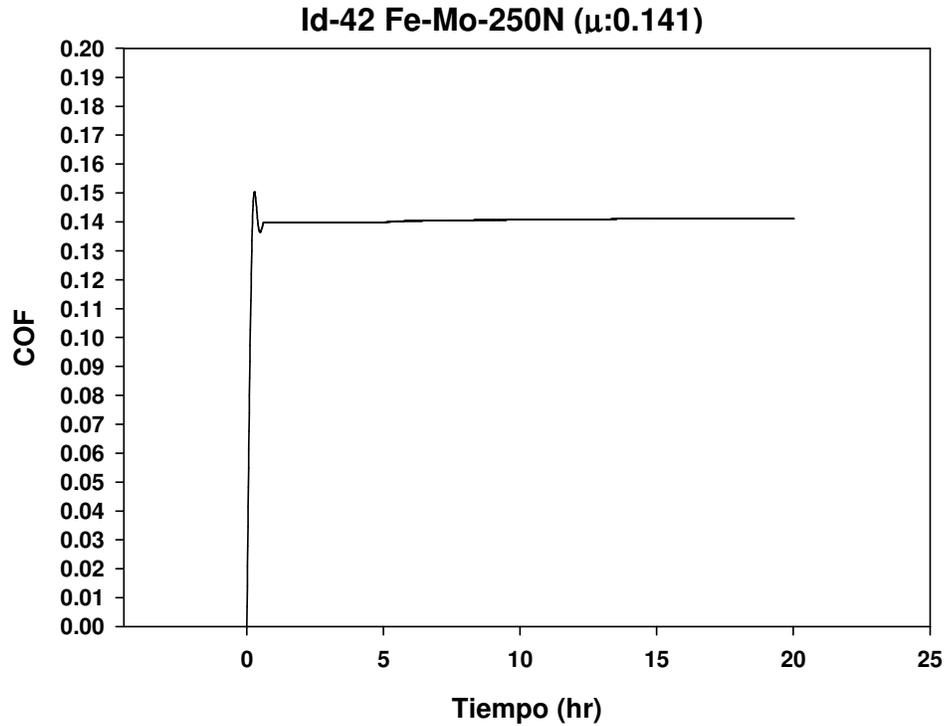


Figura A3.11 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Mo, Carga: 250N; (COF: 0.141).

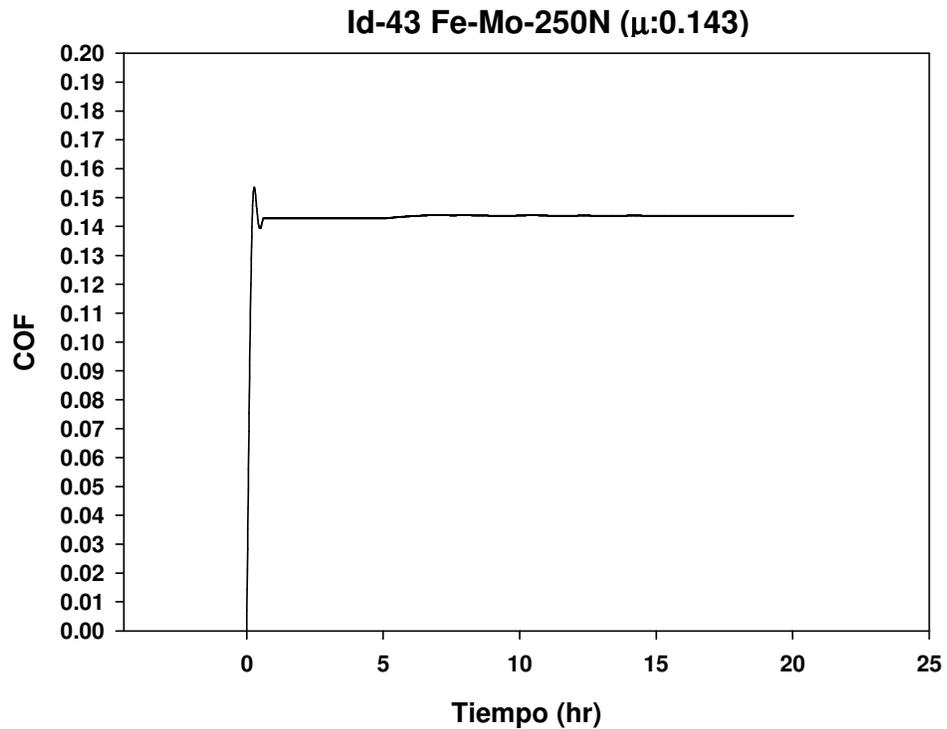
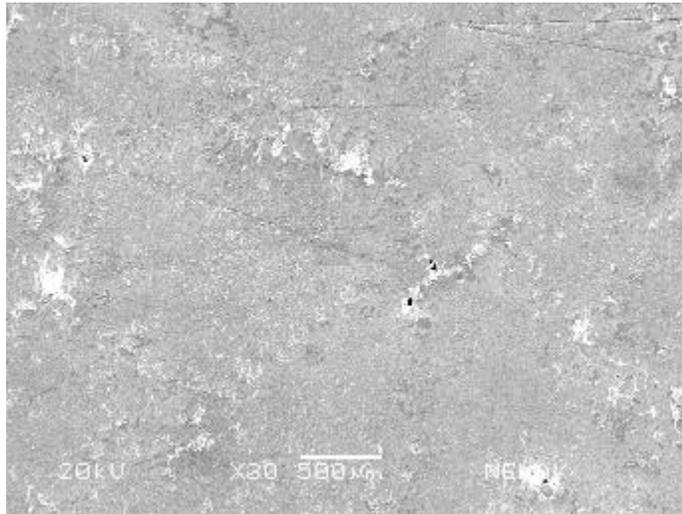


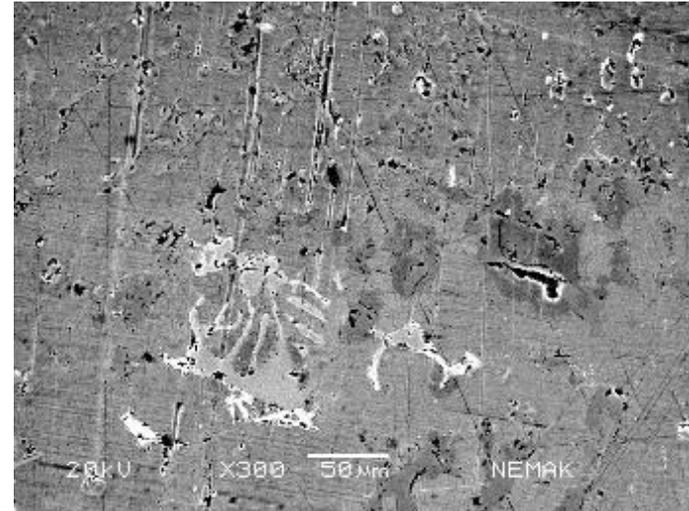
Figura A3.12 Condición: Camisa: Fe, Anillo: Mo, Carga: 250N; (COF: 0.143).

# **Anexo 4**

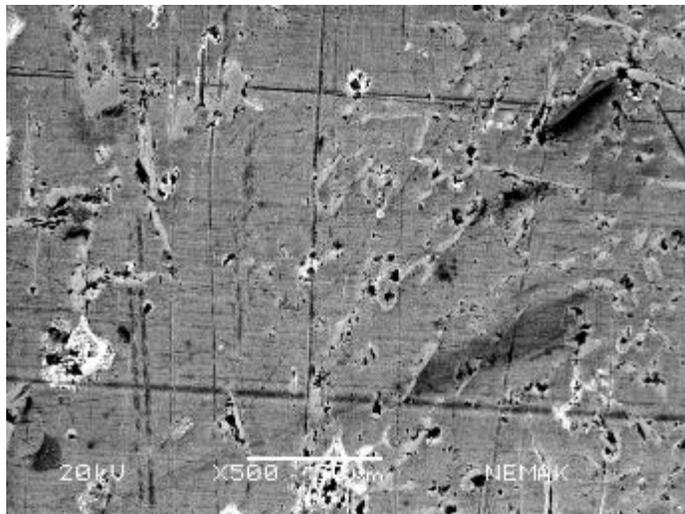
**Imágenes con Microscopia Electrónica  
de Barrido (MEB) en superficie de  
desgaste de la camisa / anillo  
Condición 100N**



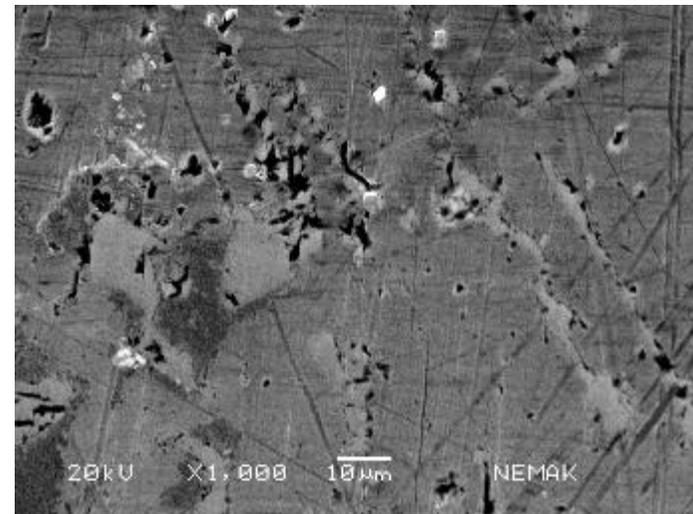
30X



300X

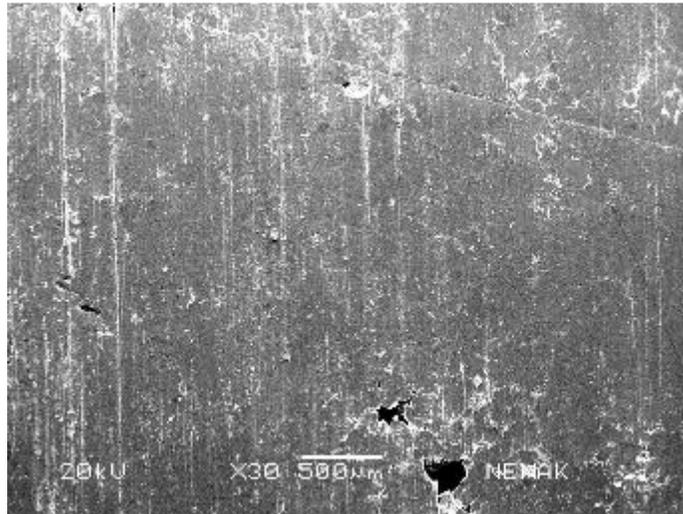


500X

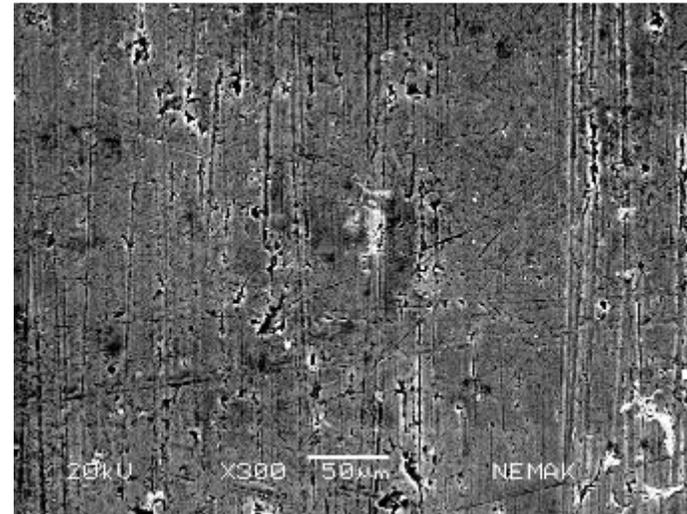


1000X

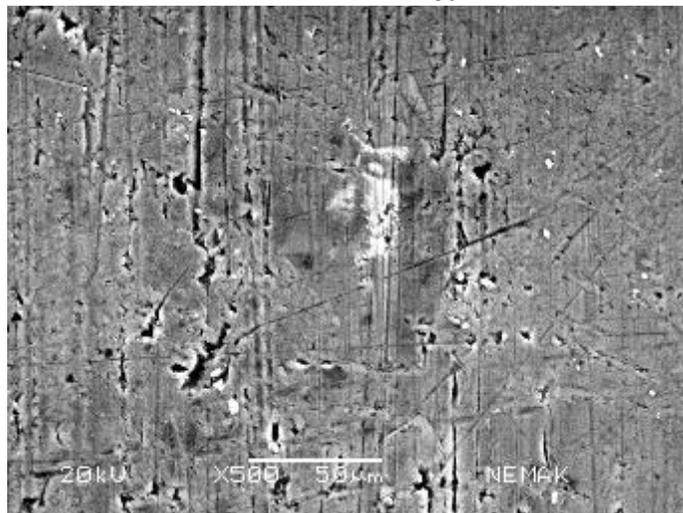
Figura A4.1 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Cr, Carga: 100N (muestra id 2).



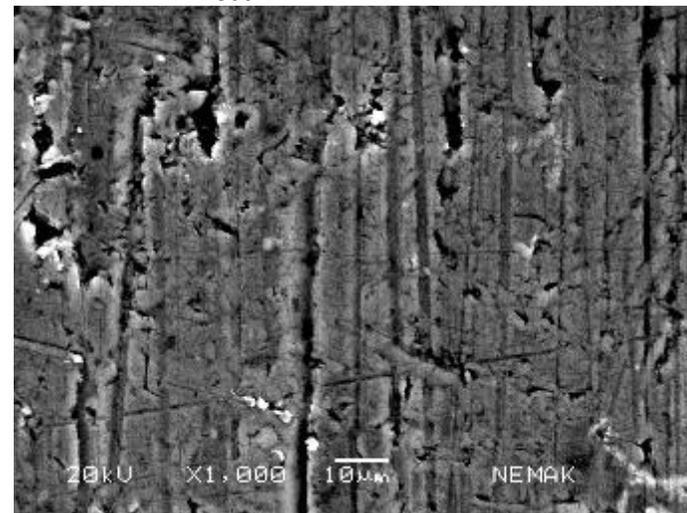
30X



300X

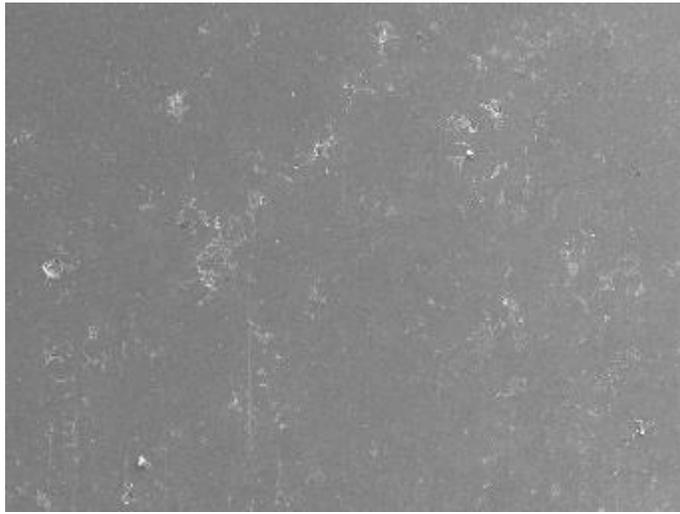


500X

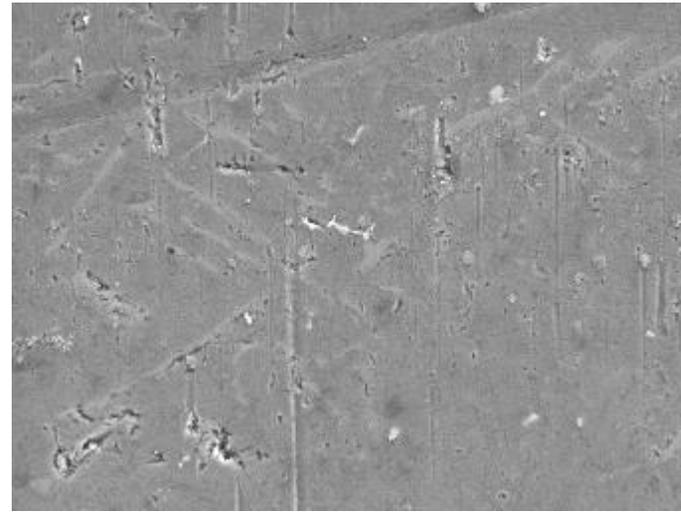


1000X

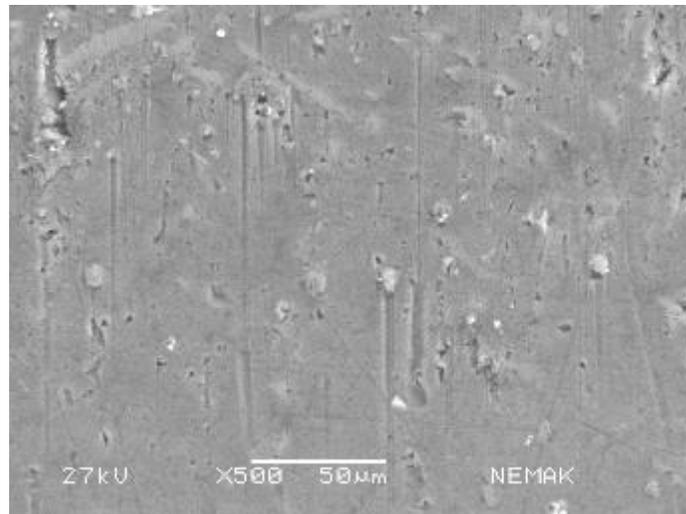
Figura A4.2 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Cr, Carga: 100N (muestra: 7Al-Cr-100N).



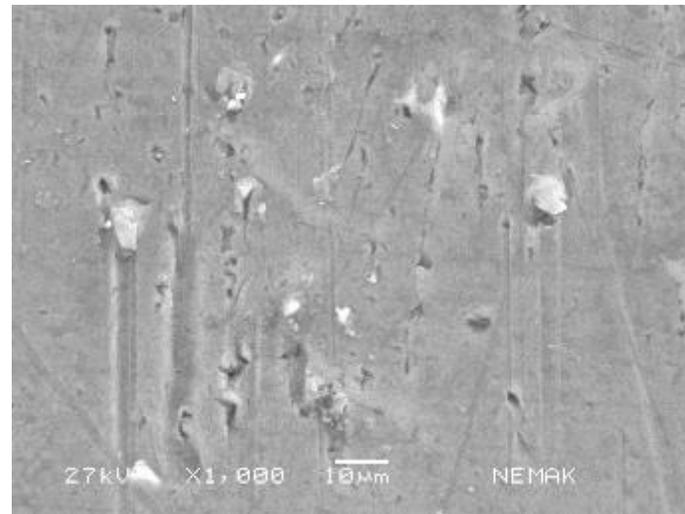
30X



300X

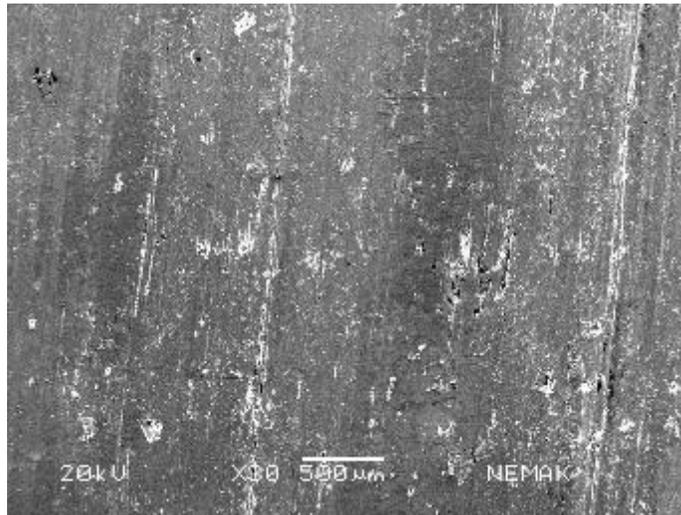


500X

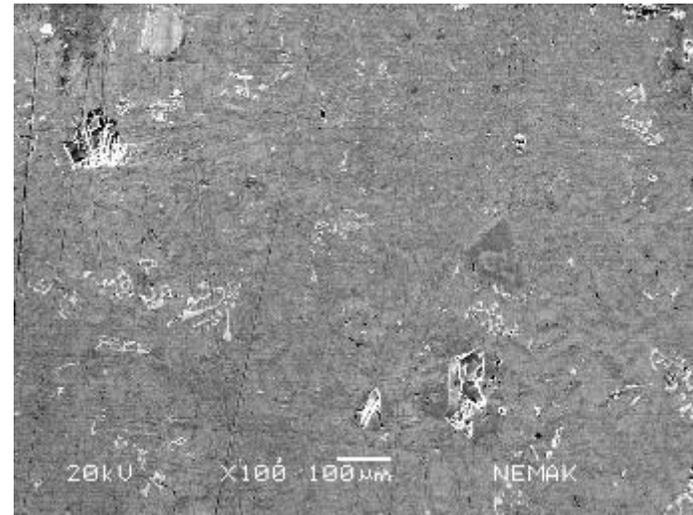


1000X

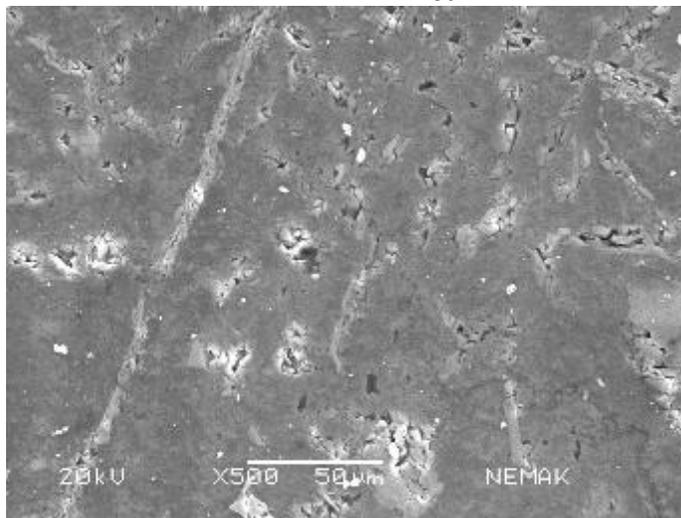
Figura A4.3 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al, Anillo: Mo, Carga: 100N (muestra: DAI-Mo-100N).



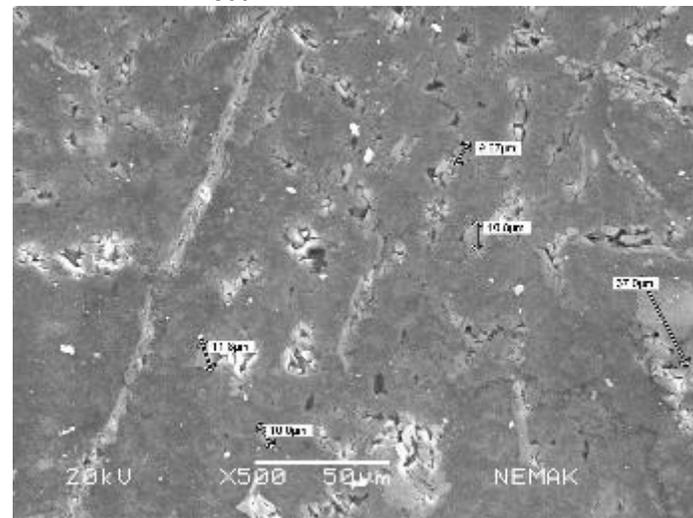
30X



300X

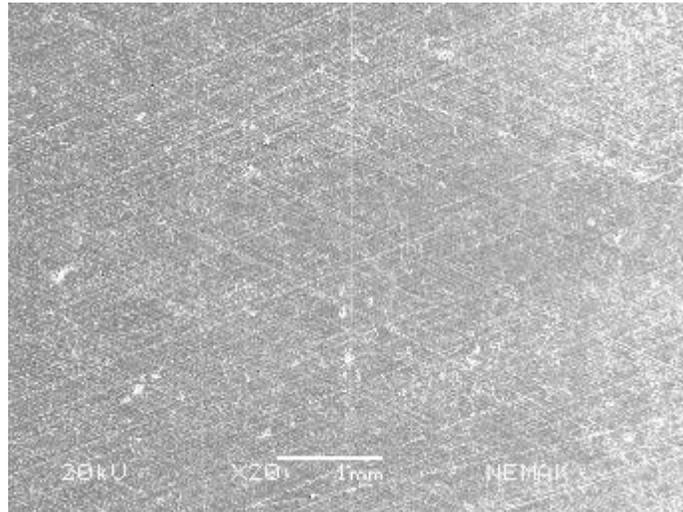


500X

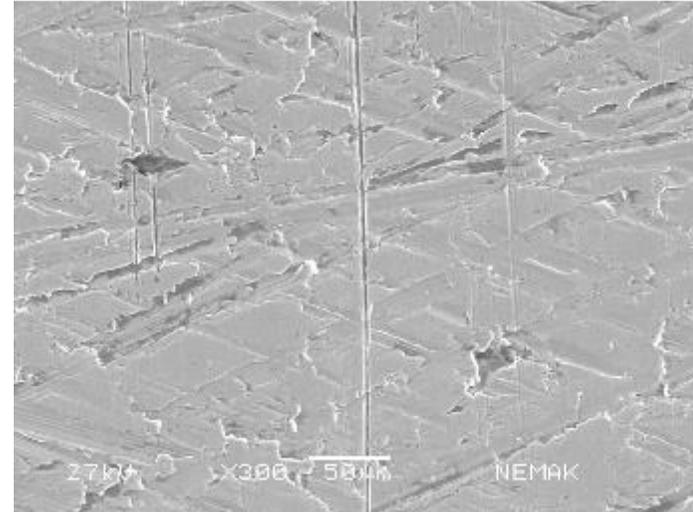


1000X

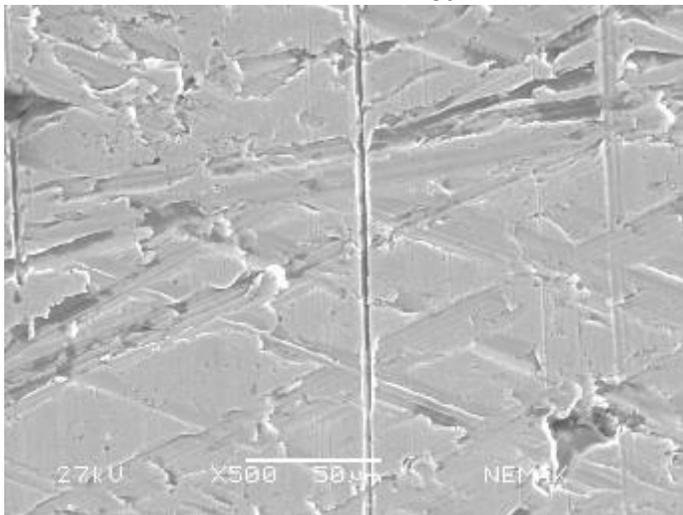
Figura A4.4 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al, Anillo: Mo, Carga: 100N (muestra: B-Al-Mo-100N).



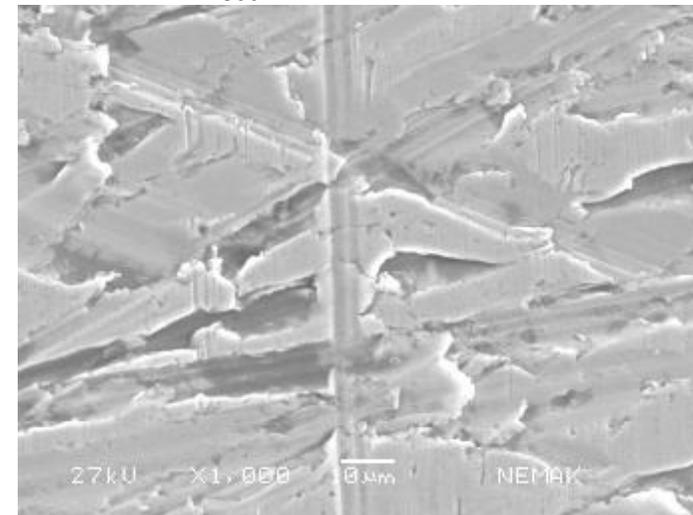
30X



300X

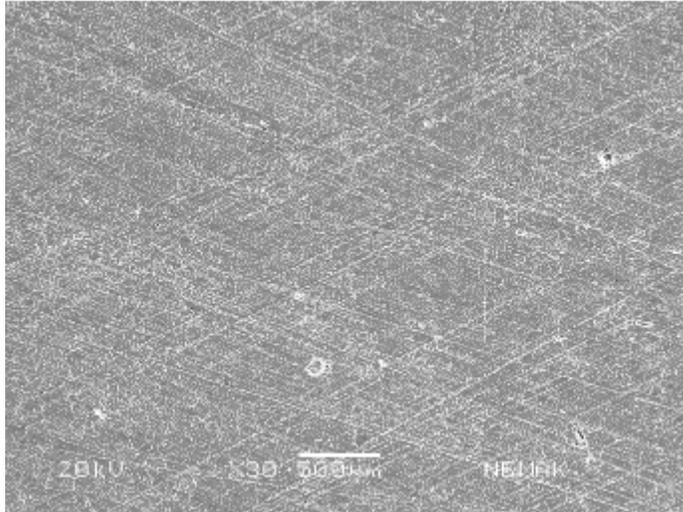


500X

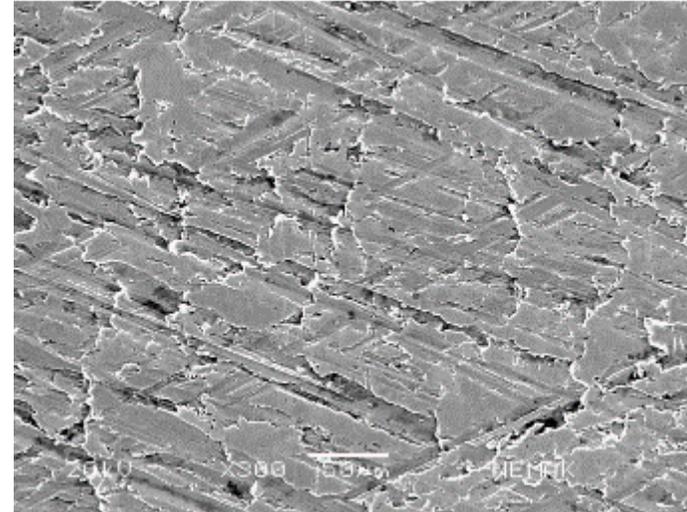


1000X

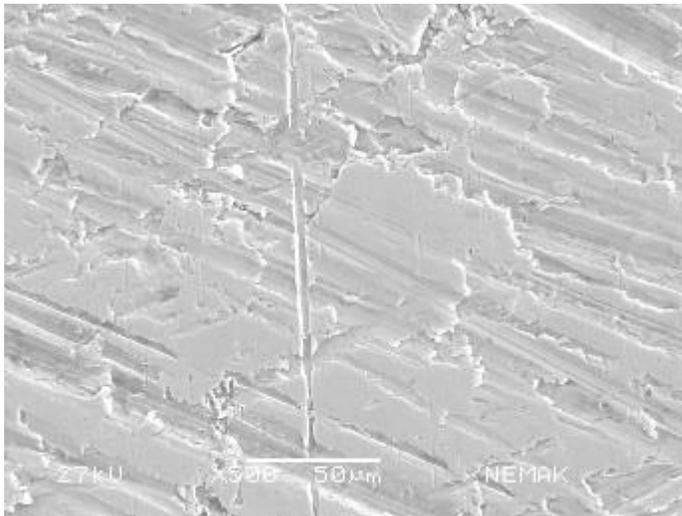
Figura A4.5 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Fe, Anillo: Cr, Carga: 100N (muestra:1Fe-Cr-100N).



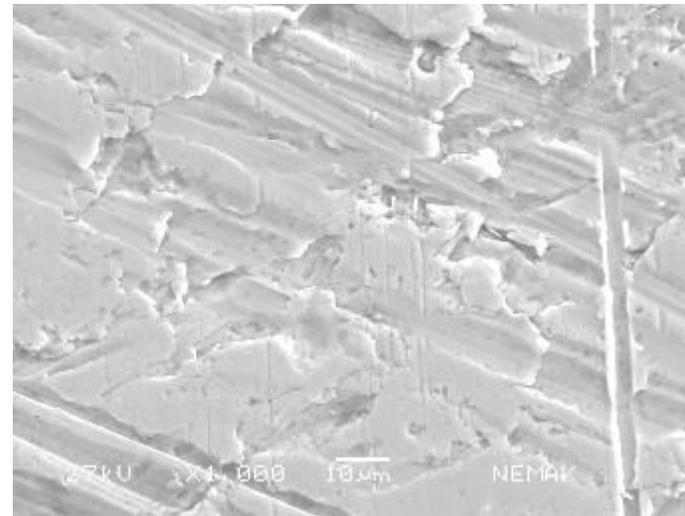
30X



300X

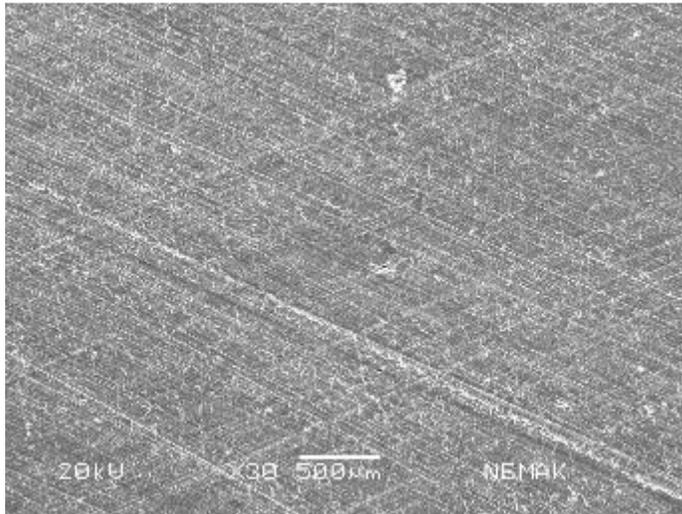


500X

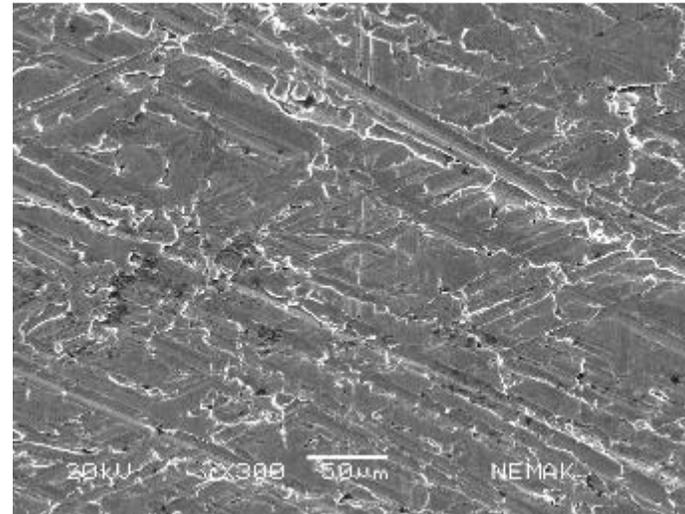


1000X

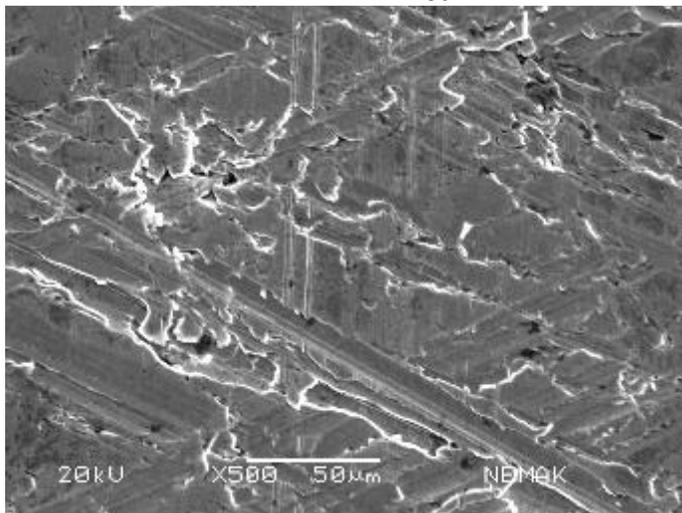
Figura A4.6 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Fe; Anillo: Cr, Carga: 100N (muestra: 2Fe-Cr-100N).



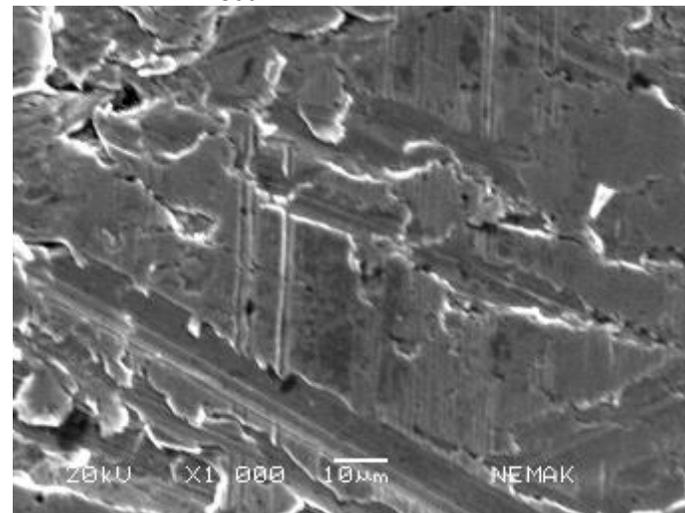
30X



300X

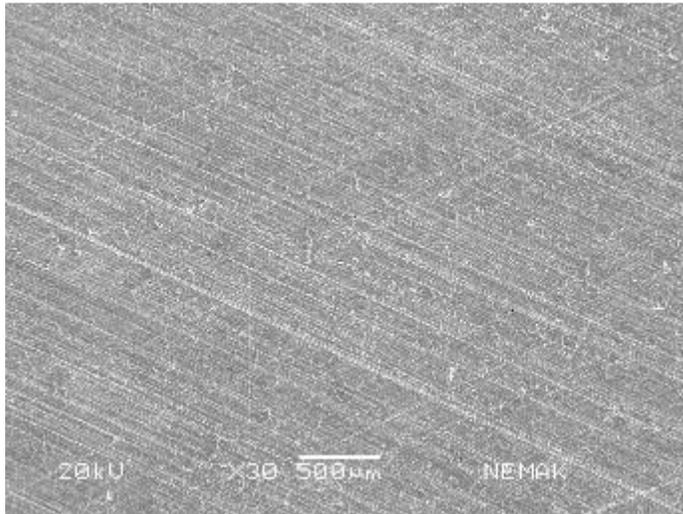


500X

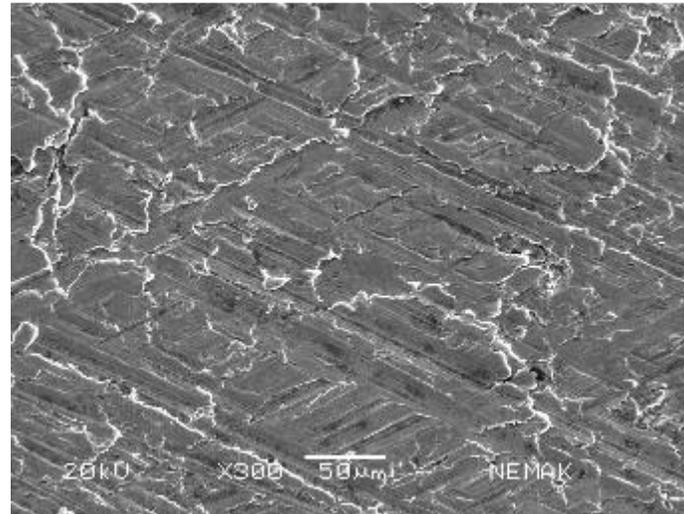


1000X

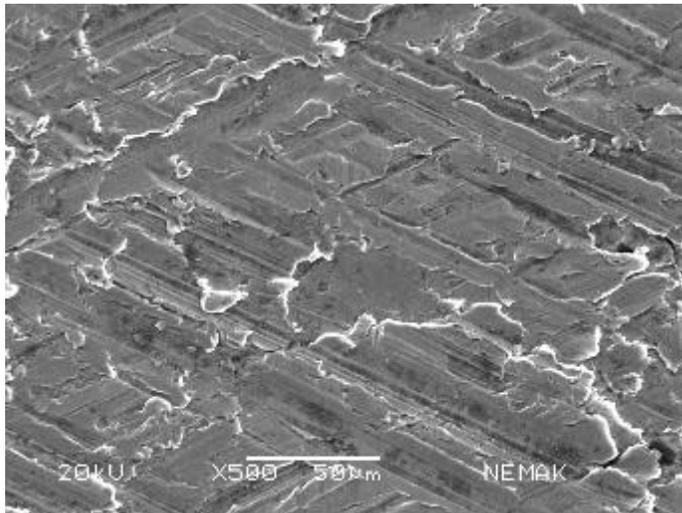
Figura A4.7 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Fe; Anillo: Mo, Carga: 100N (muestra:1Fe-Mo-100N).



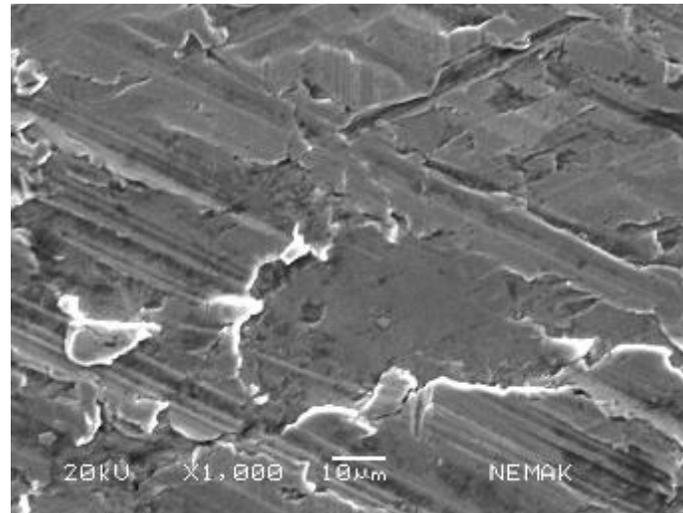
30X



300X

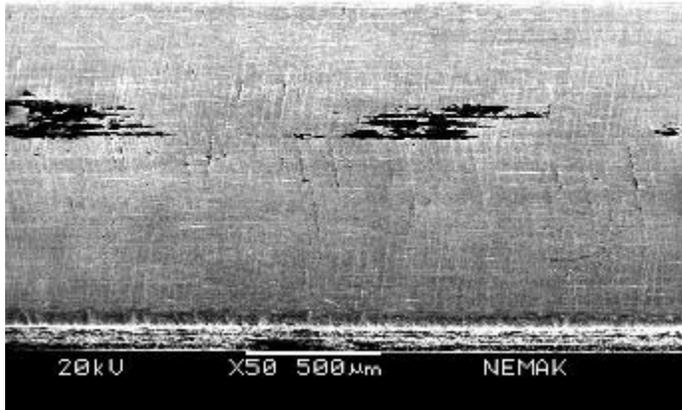


500X

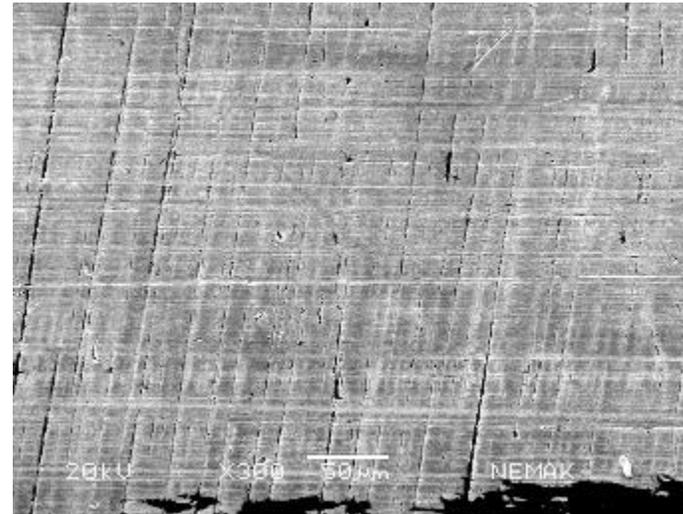


1000X

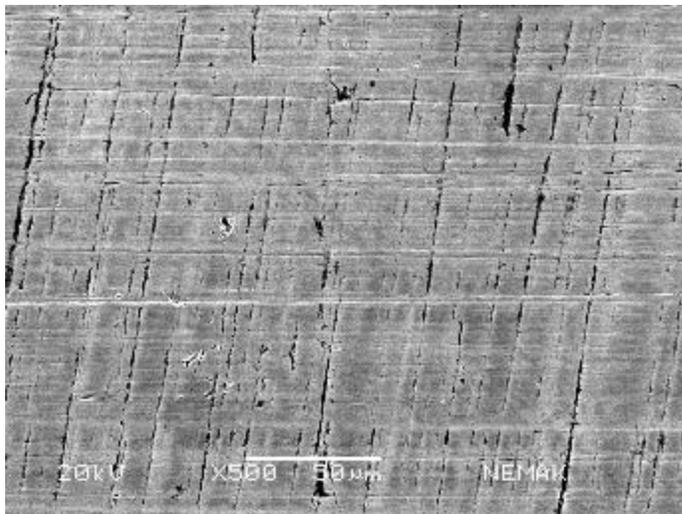
Figura A4.8 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Fe; Anillo: Cr, Carga: 100N (muestra: 2Fe-Mo-100N).



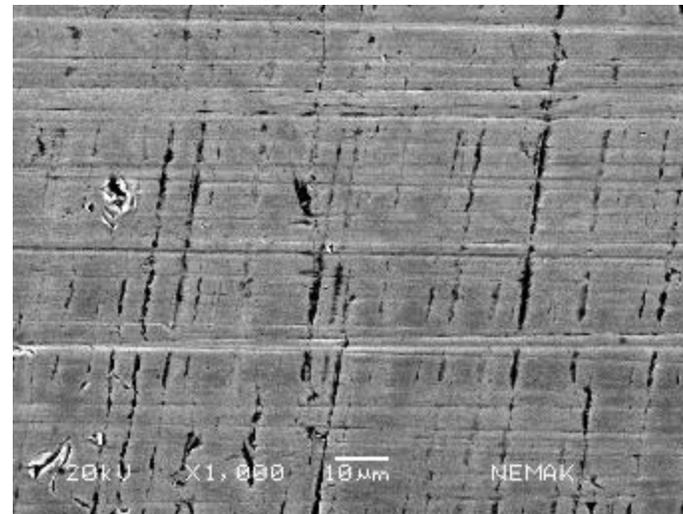
30X



300X

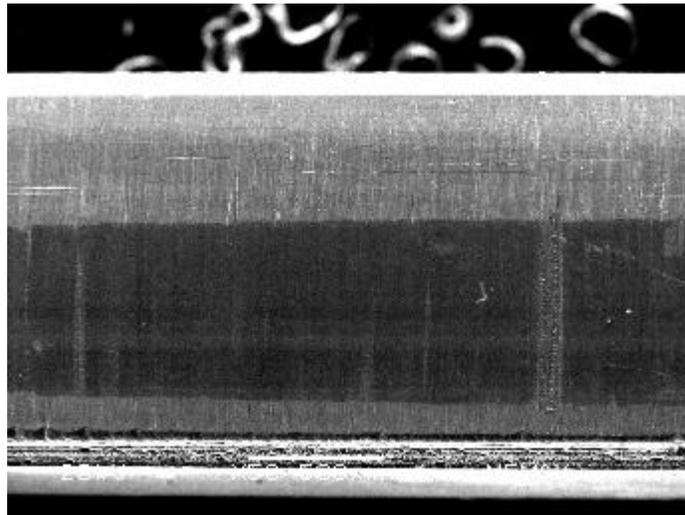


500X

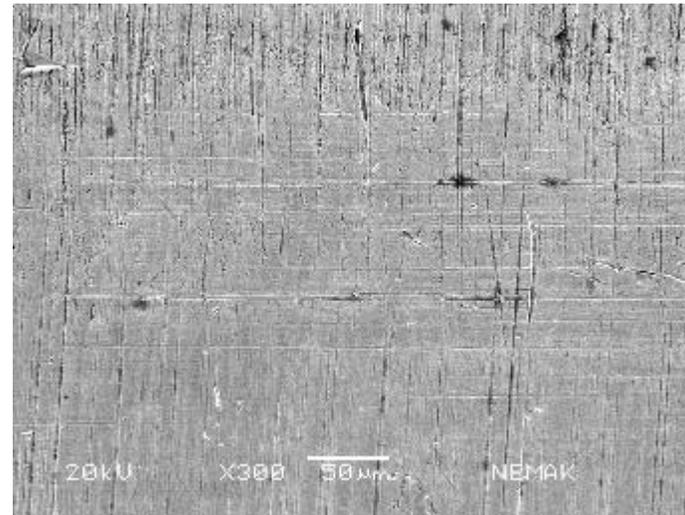


1000X

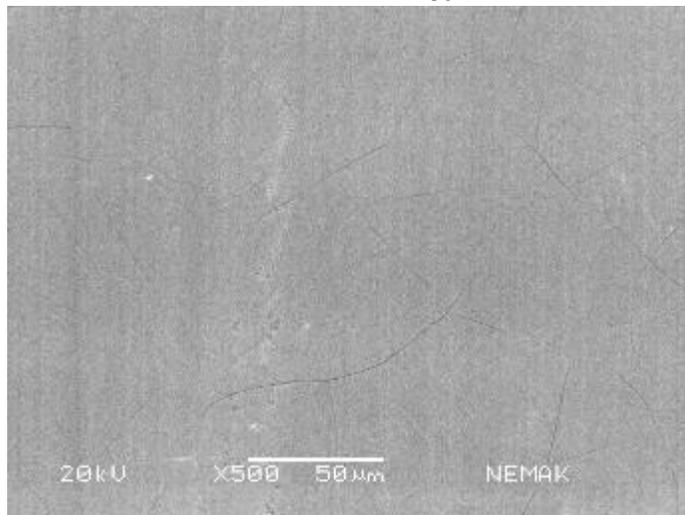
Figura A4.9 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Cr; Camisa: Al, Carga: 100N (muestra: 2Al-Cr-100N).



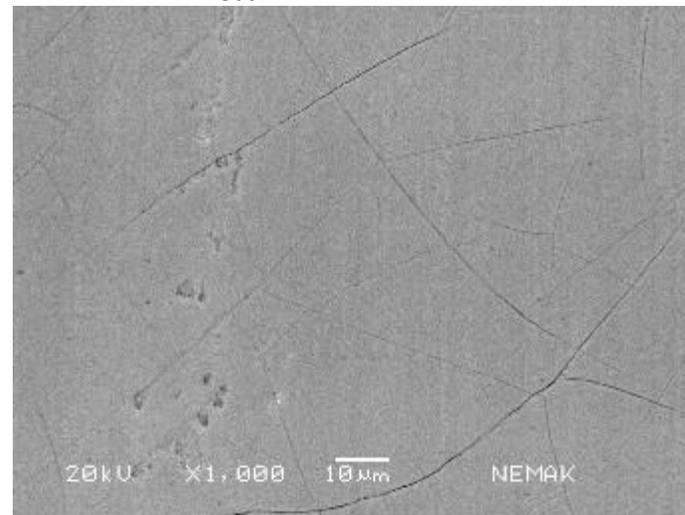
30X



300X

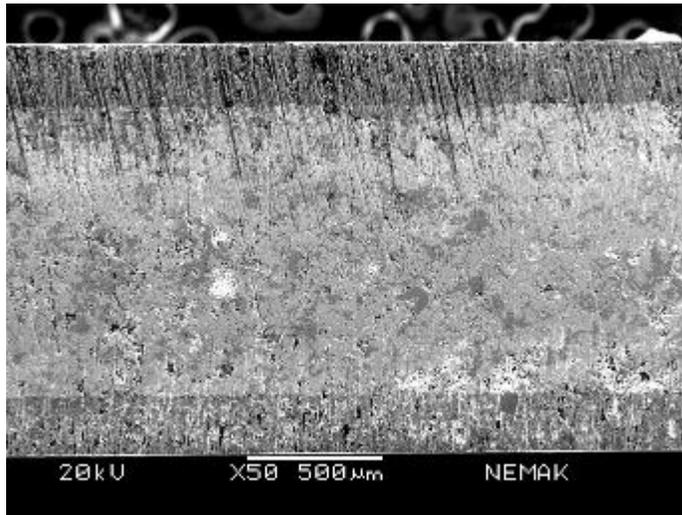


500X

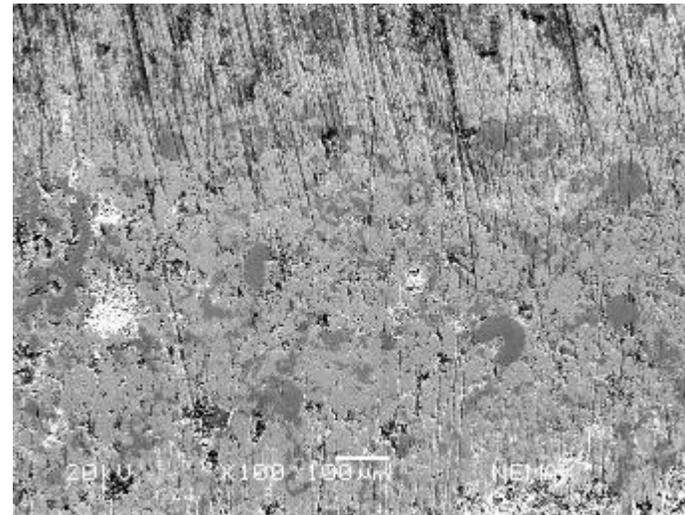


1000X

Figura A4.10 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Cr; Camisa: Al, Carga: 100N (muestra: 7Al-Cr-100N).



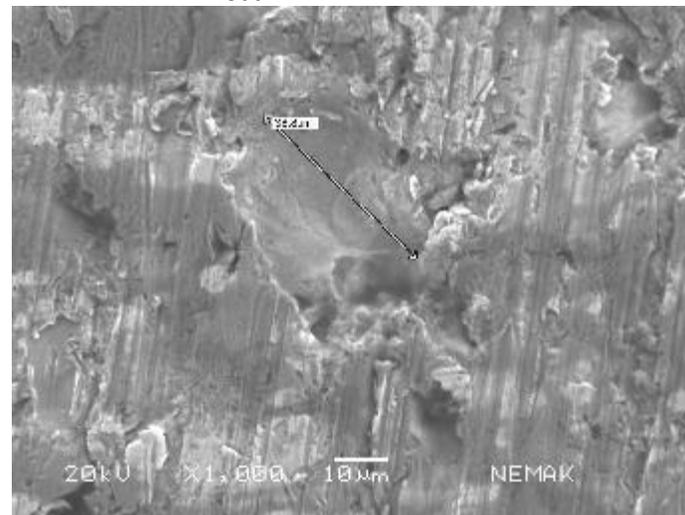
30X



300X

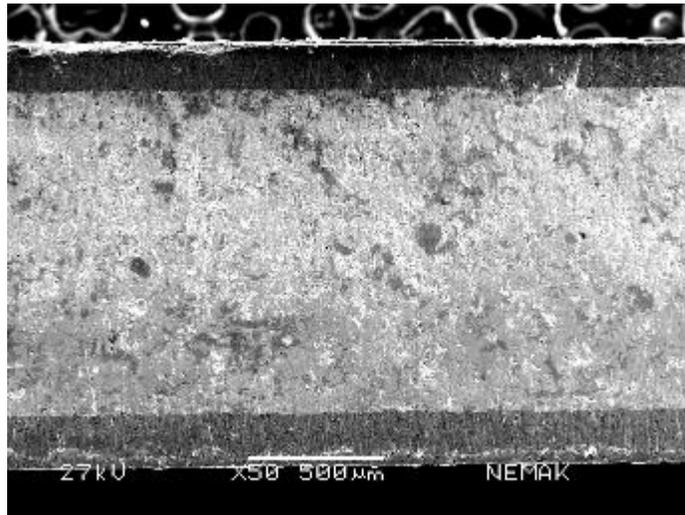


500X

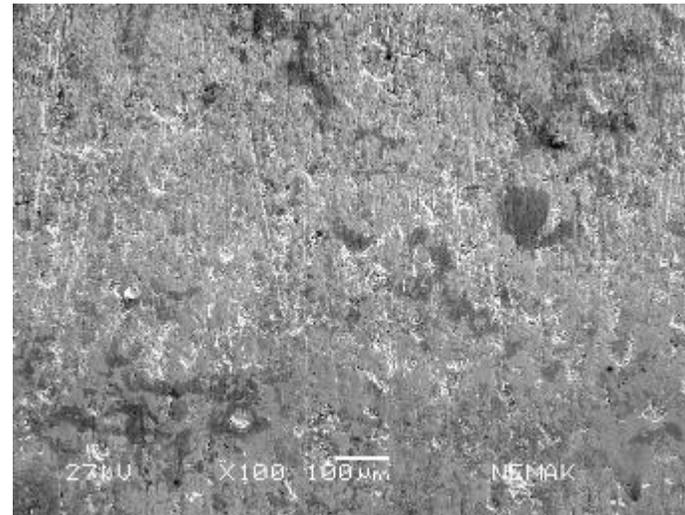


1000X

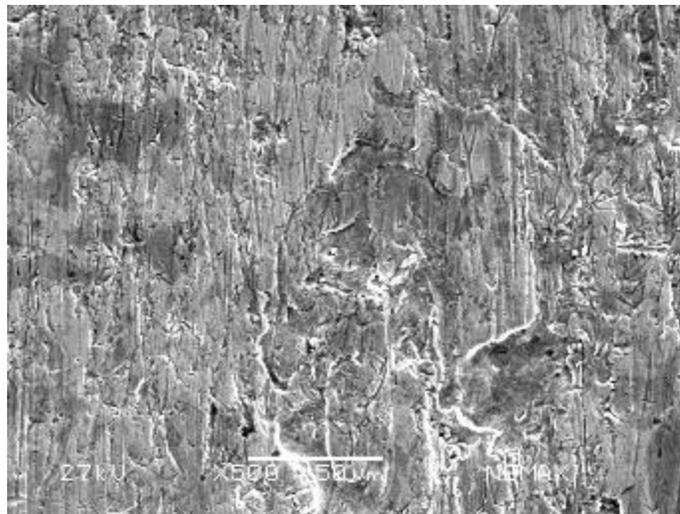
Figura A4.11 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Mo; Camisa: Al, Carga: 100N (muestra: BAl-Mo-100N).



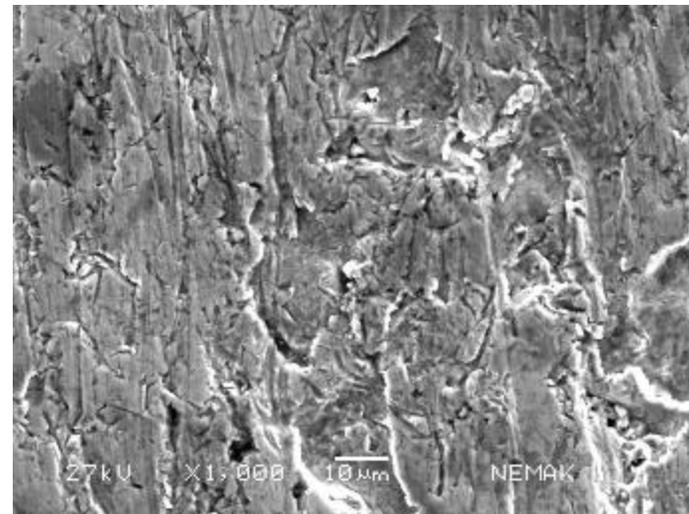
30X



300X

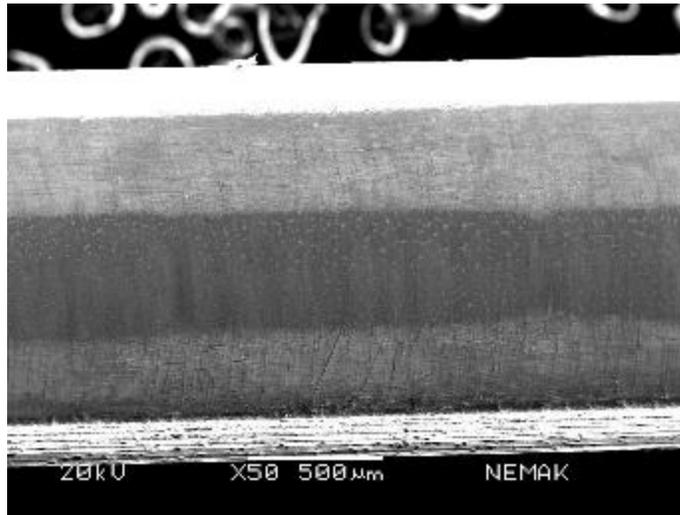


500X

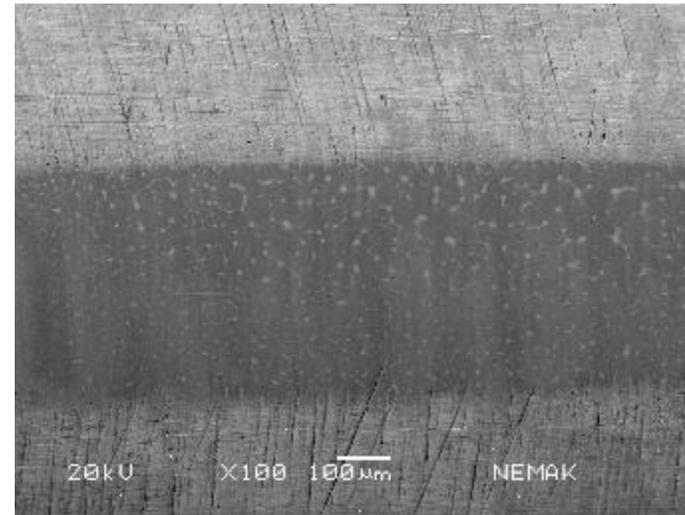


1000X

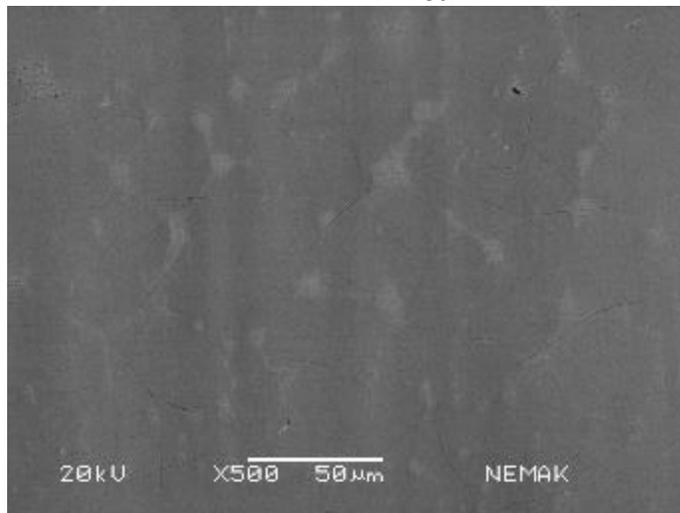
Figura A4.12 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Mo; Camisa: Al, Carga: 100N (muestra: DAI-Mo-100N).



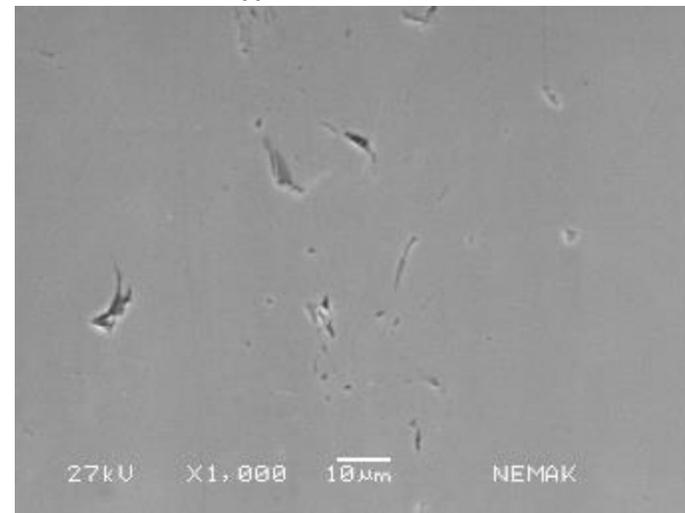
30X



100X

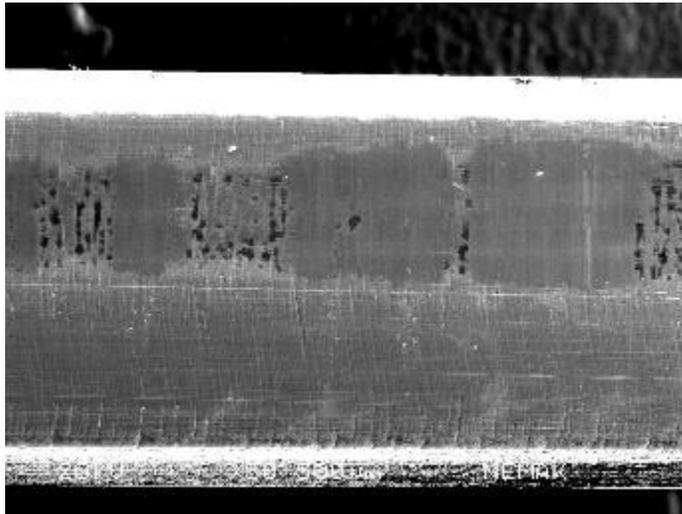


500X

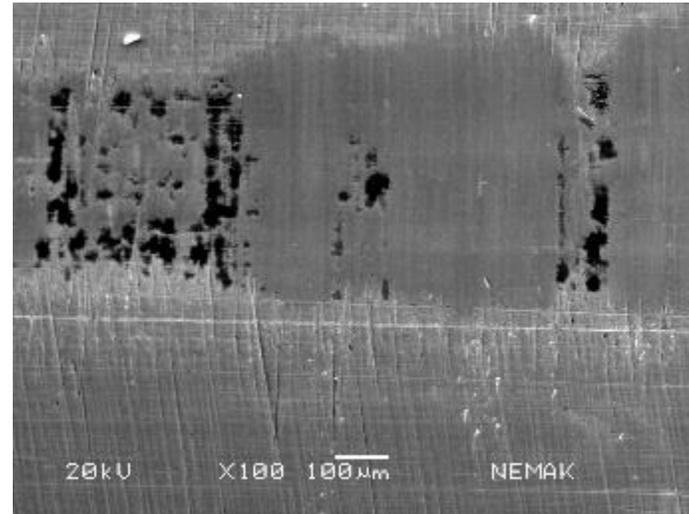


1000X

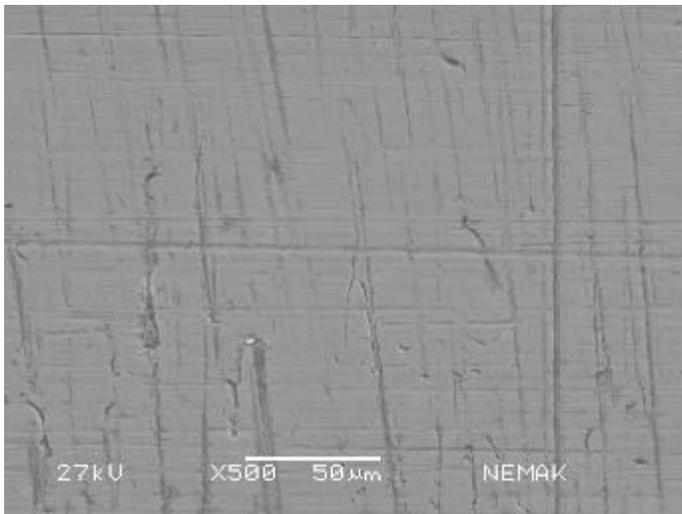
Figura A4.13 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Cr; Camisa: Fe, Carga: 100N (muestra: 1Fe-Cr-100N).



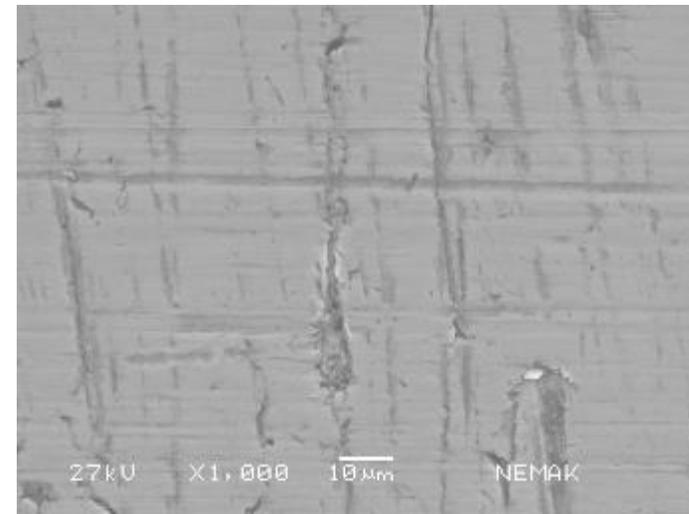
30X



100X

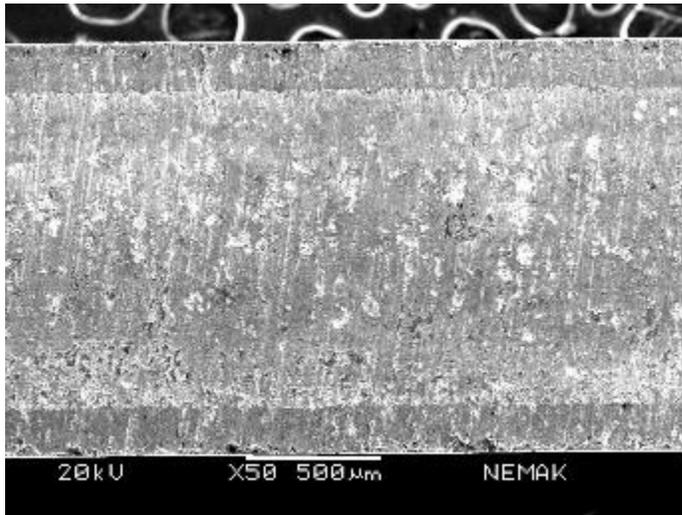


500X

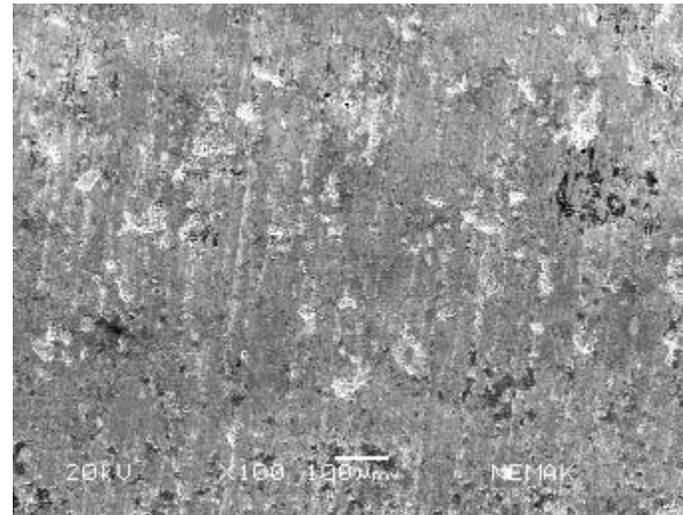


1000X

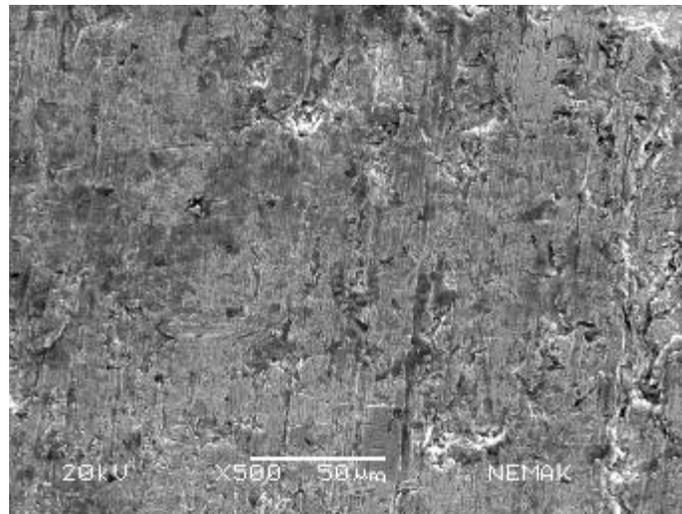
Figura A4.14 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Cr; Camisa: Fe, Carga: 100N (muestra: 2Fe-Cr-100N).



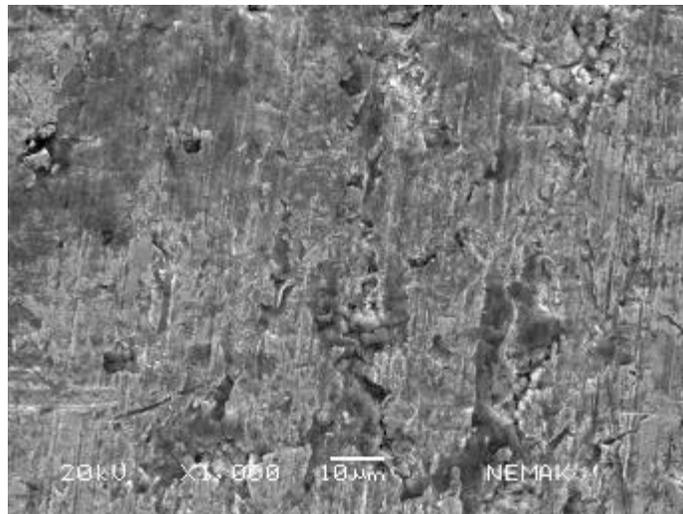
30X



100X

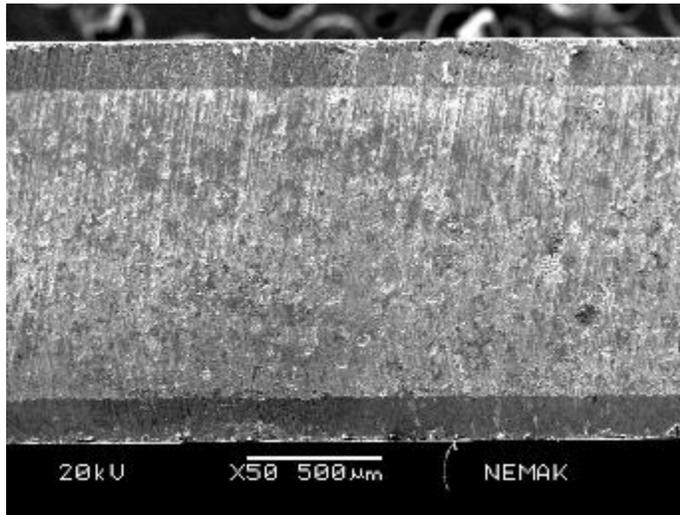


500X

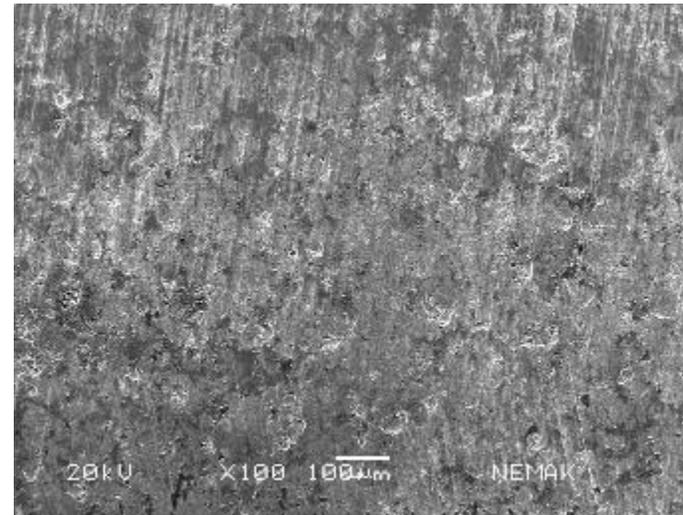


1000X

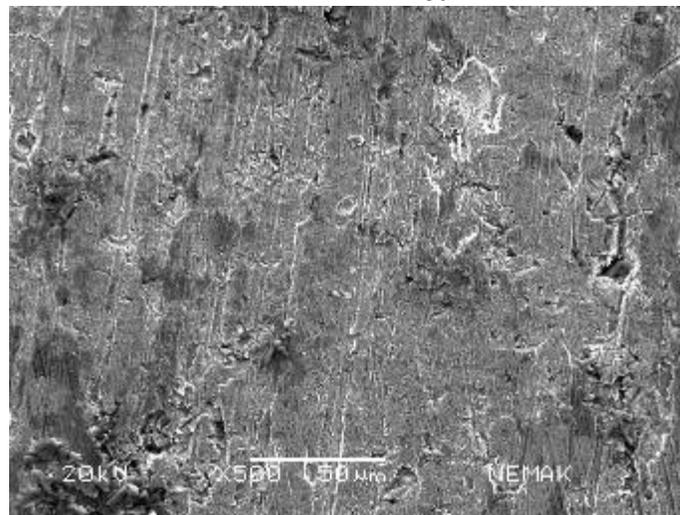
Figura A4.15 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Mo; Camisa: Fe, Carga: 100N (muestra: 1Fe-Mo-100N).



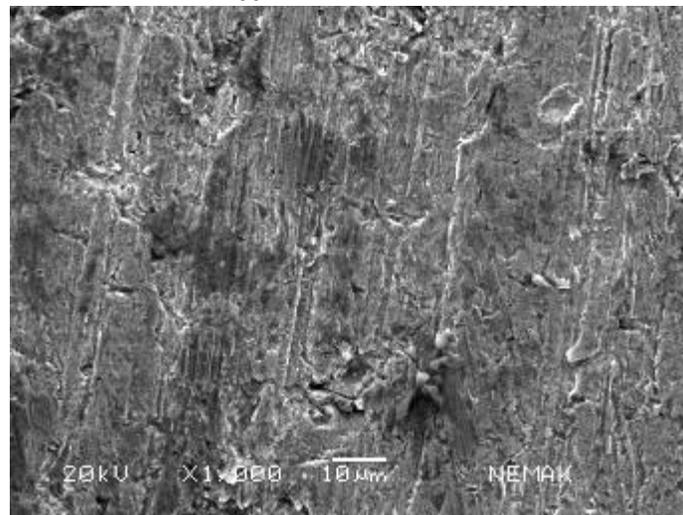
30X



100X



500X

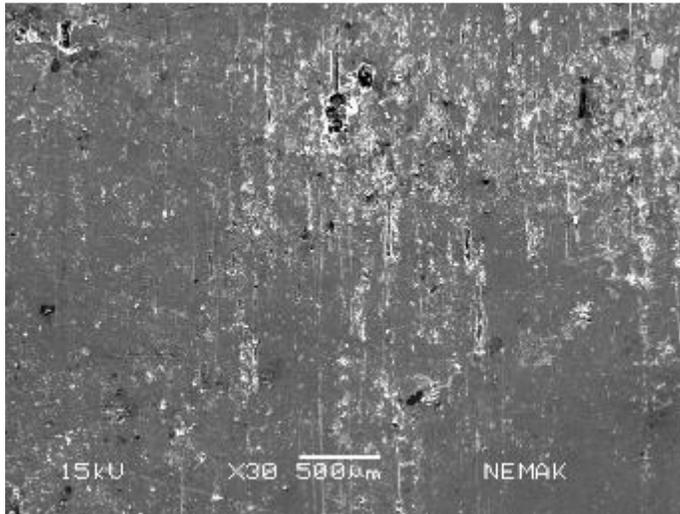


1000X

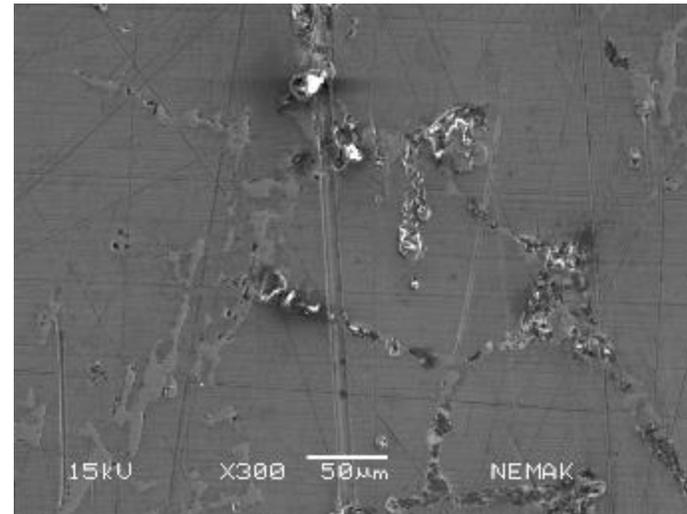
Figura A4.16 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Mo; Camisa: Fe, Carga: 100N (muestra: 2Fe-Mo-100N).

# **Anexo 5**

**Imágenes con Microscopia Electrónica  
de Barrido (MEB) en superficie de  
desgaste de la camisa / anillo  
Condición 200N**



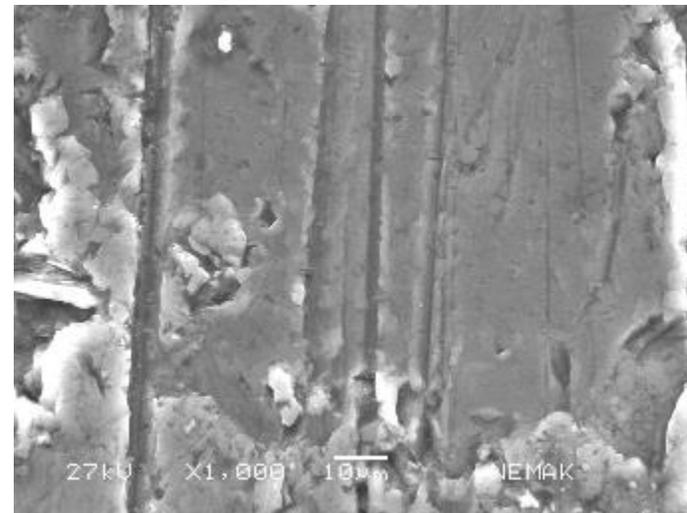
30X



300X

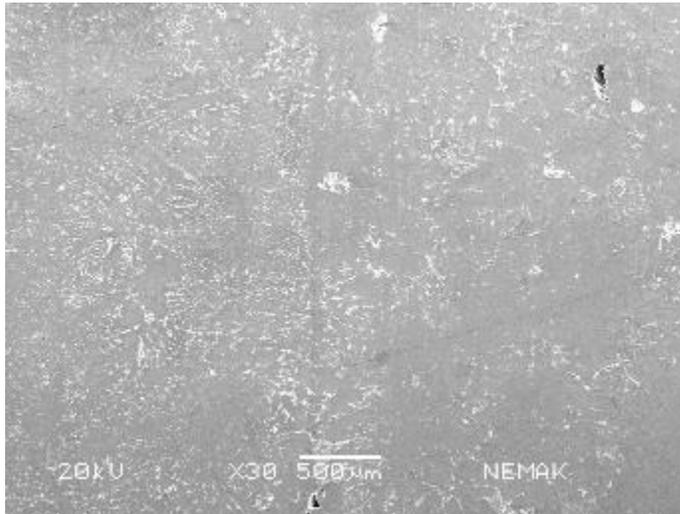


500X

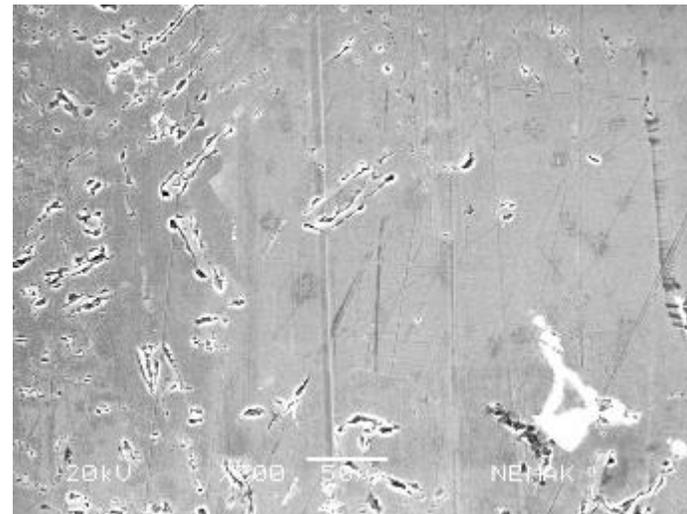


1000X

Figura A5.1 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Cr, Carga: 200N (muestra: 1Al-Cr-200N).



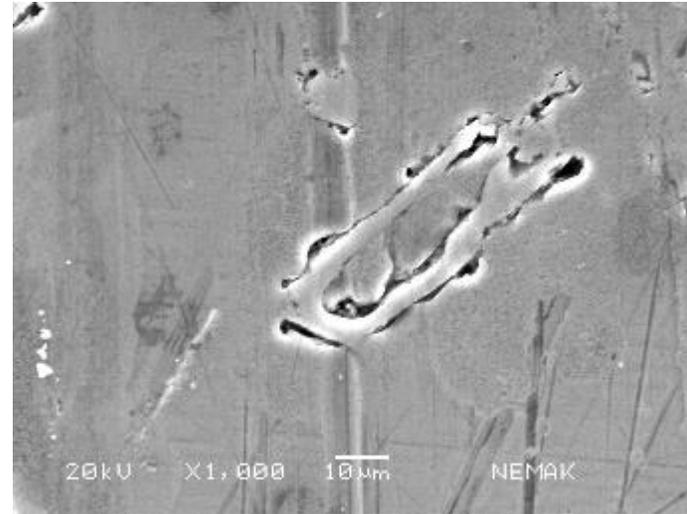
30X



300X

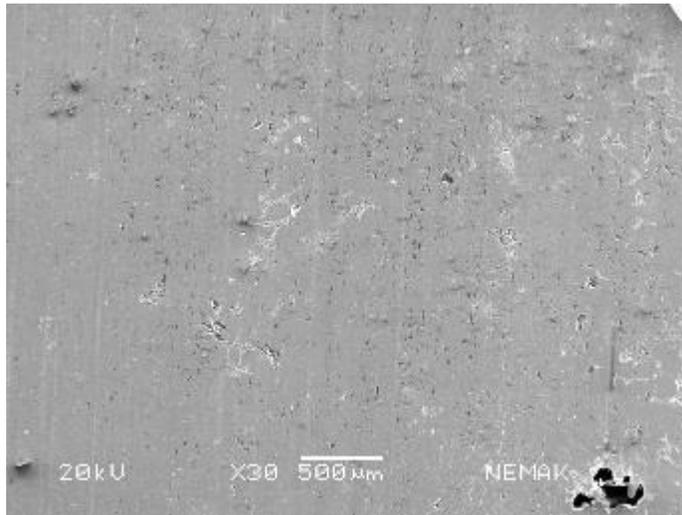


500X

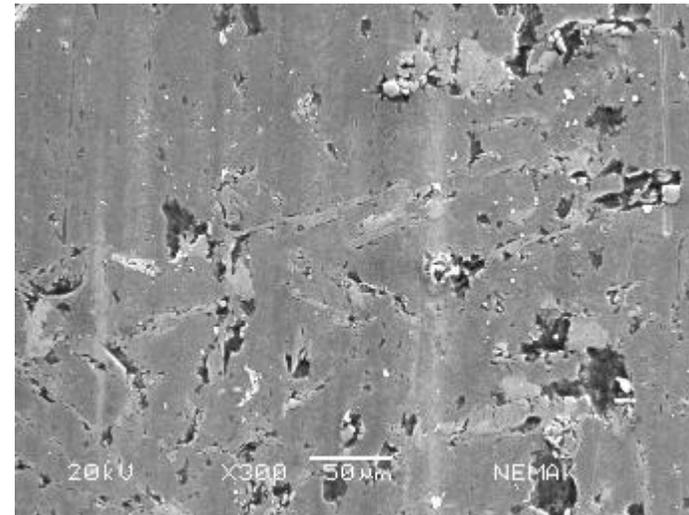


1000X

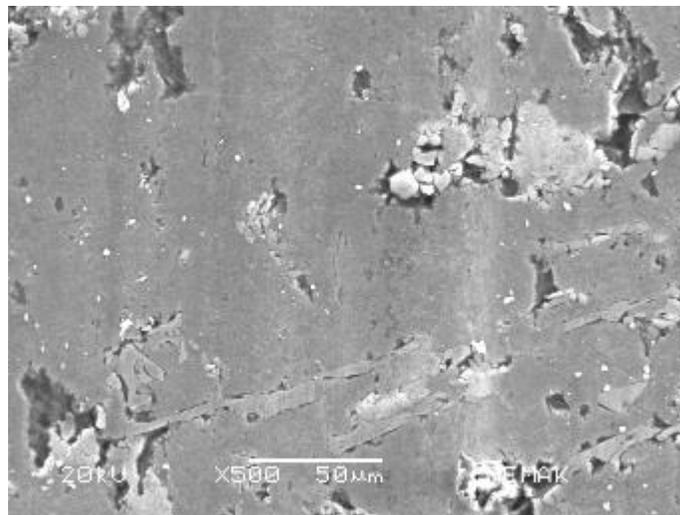
Figura A5.2 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de A; Anillo: Cr, Carga: 200N (muestra: 3Al-Cr-200N).



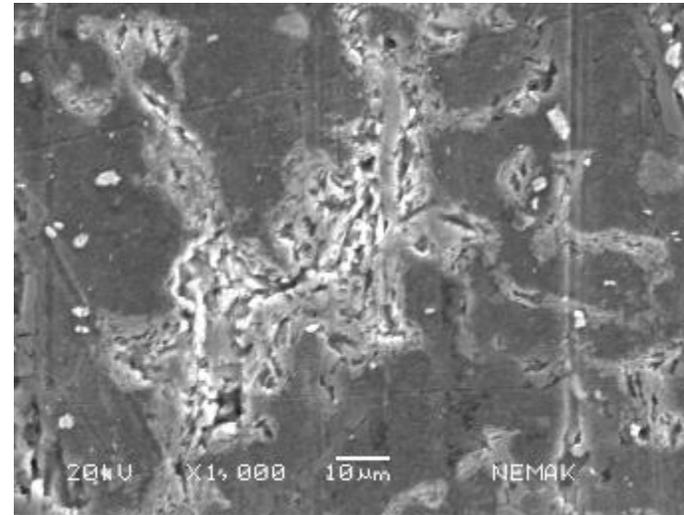
30X



300X

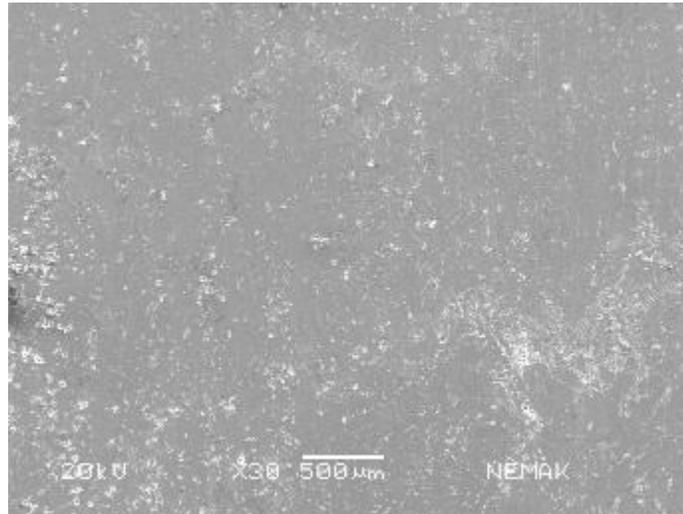


500X

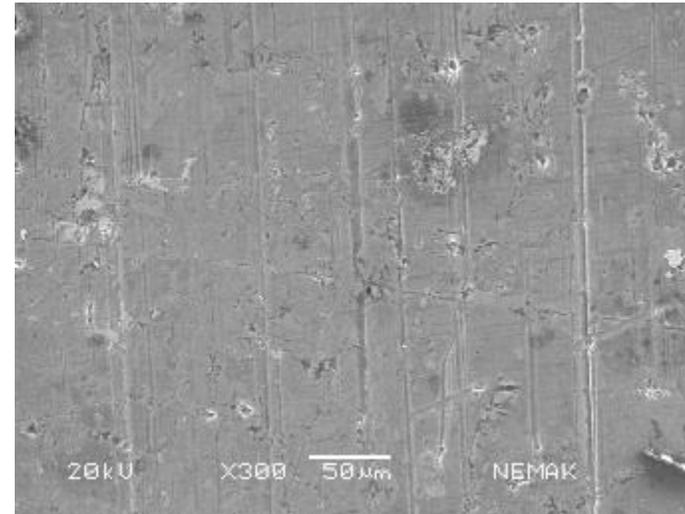


1000X

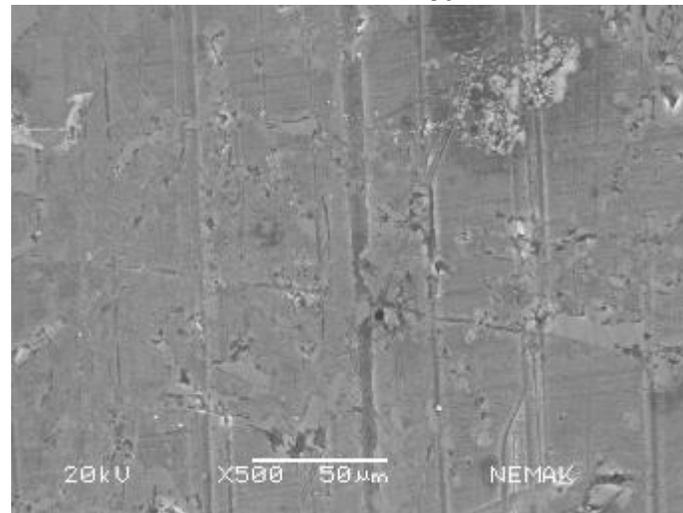
Figura A5.3 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Mo, Carga: 200N (muestra: Al-Mo-200N).



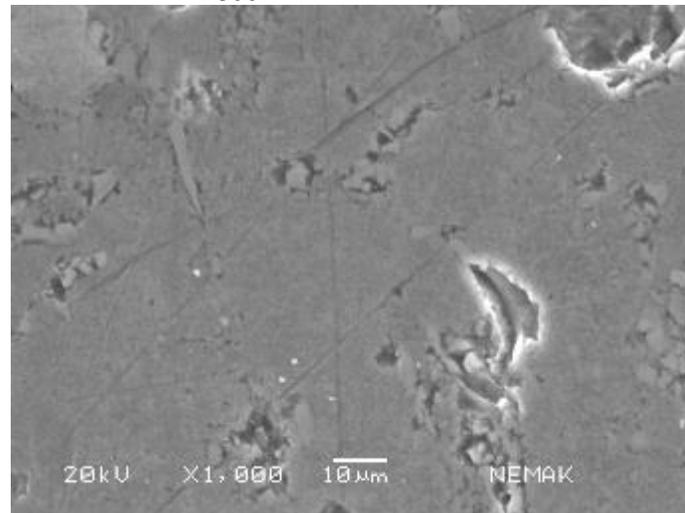
30X



300X

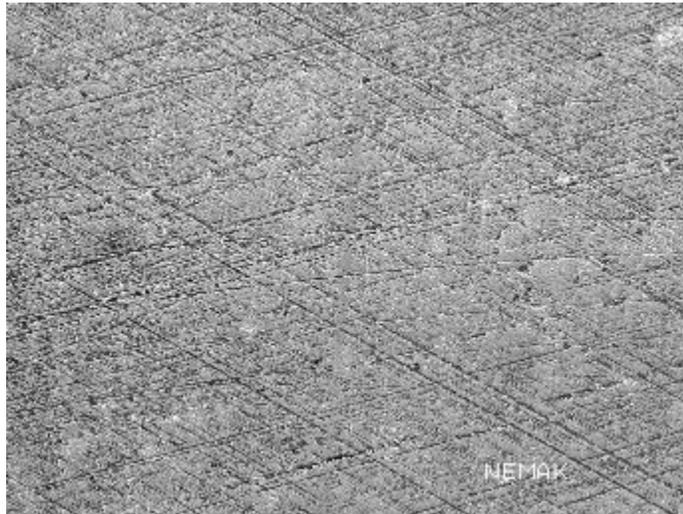


500X

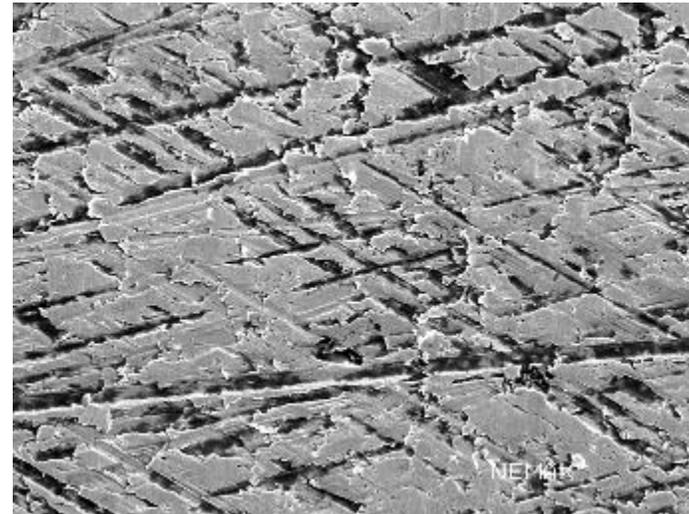


1000X

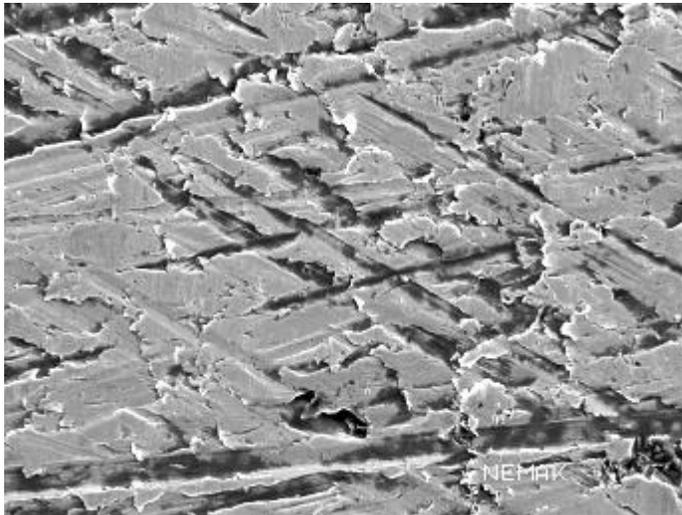
Figura A5.4 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Mo, Carga: 100N (muestra: 3Al-Mo-200N).



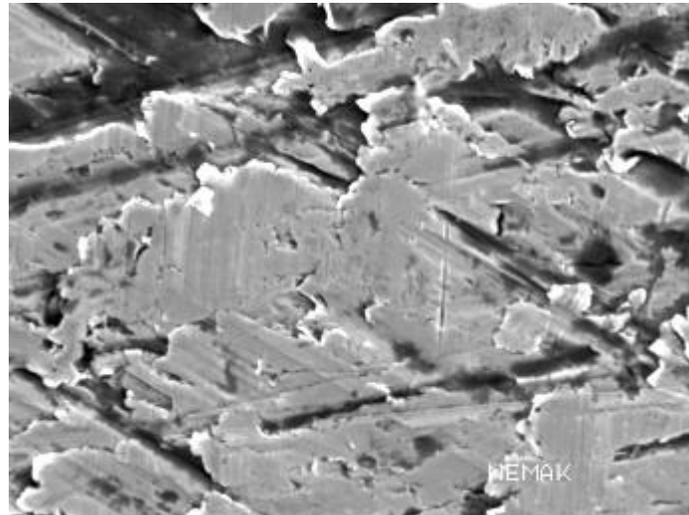
30X



300X

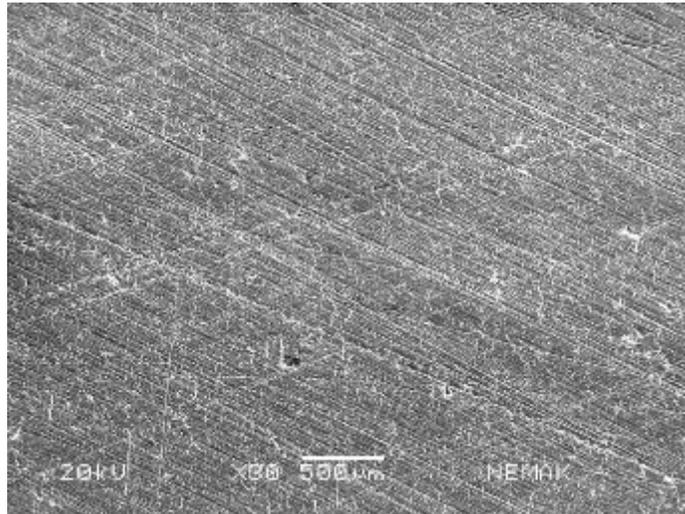


500X

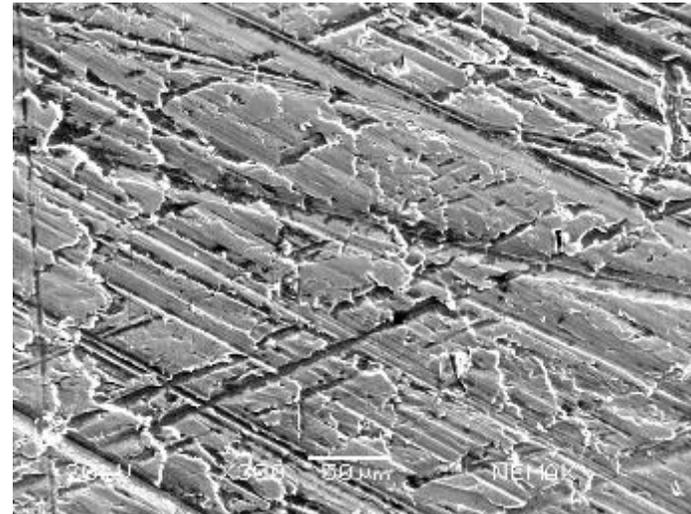


1000X

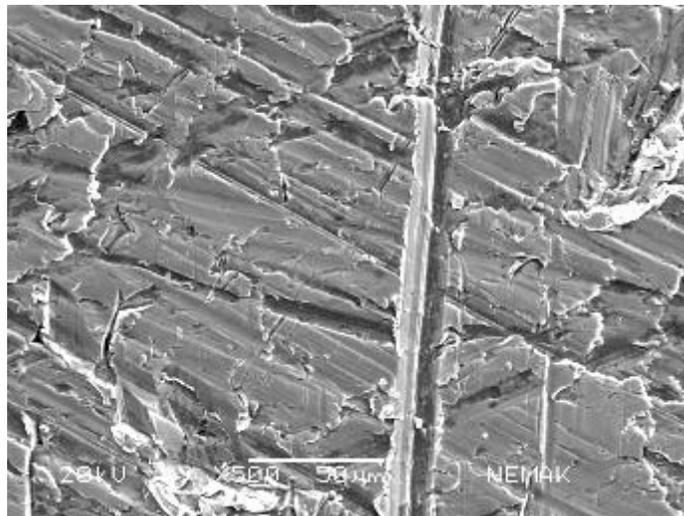
Figura A5.5 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Fe; Anillo: Cr, Carga: 200N (muestra: 1Fe-Cr-200N).



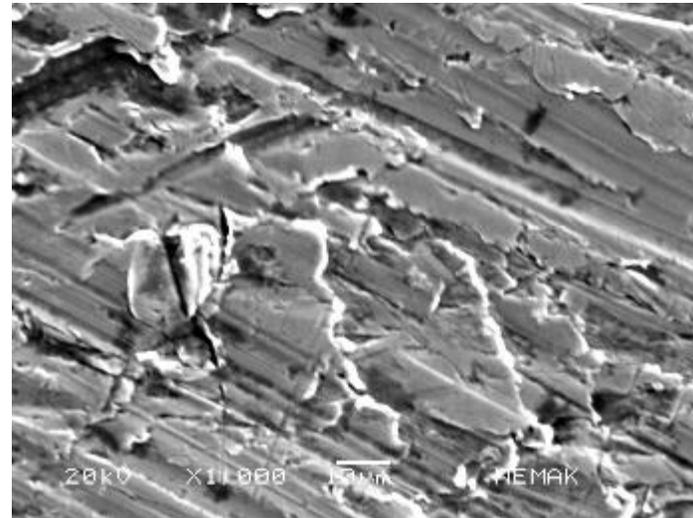
30X



300X

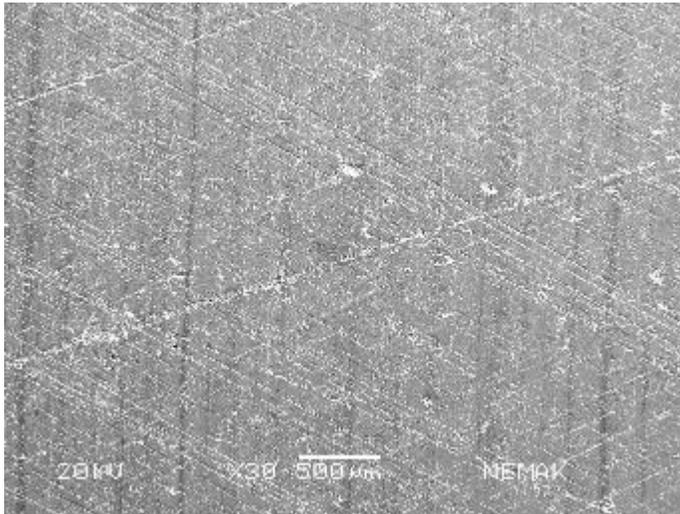


500X

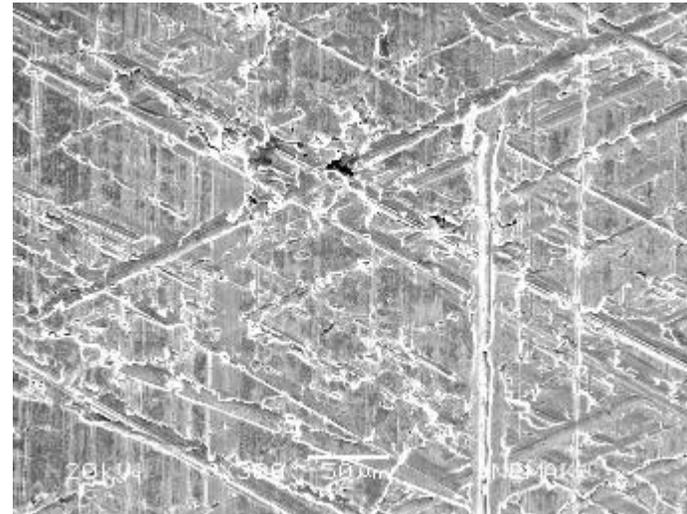


1000X

Figura A5.6 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de: Fe; Anillo: Cr, Carga: 200 N (muestra: 2Fe-Cr-200N).



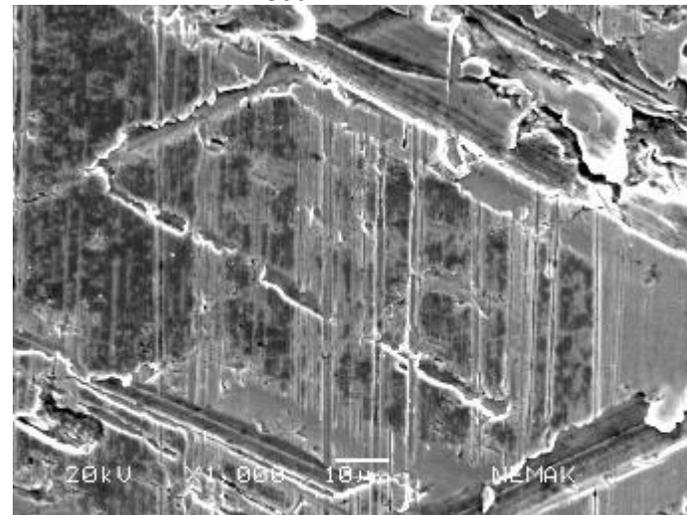
30X



300X

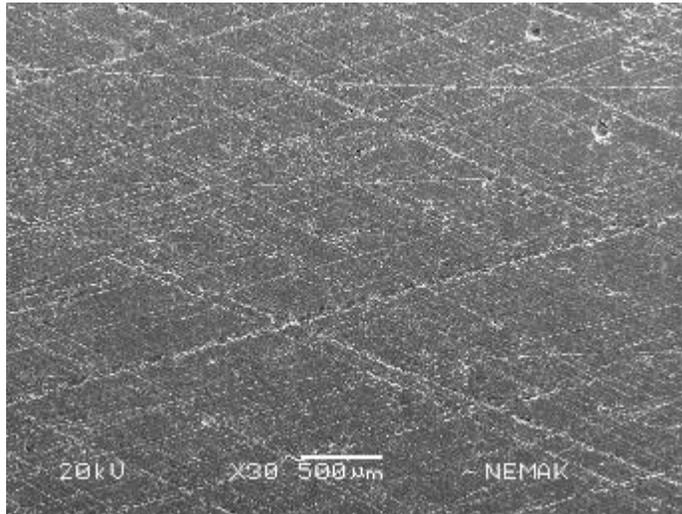


500X

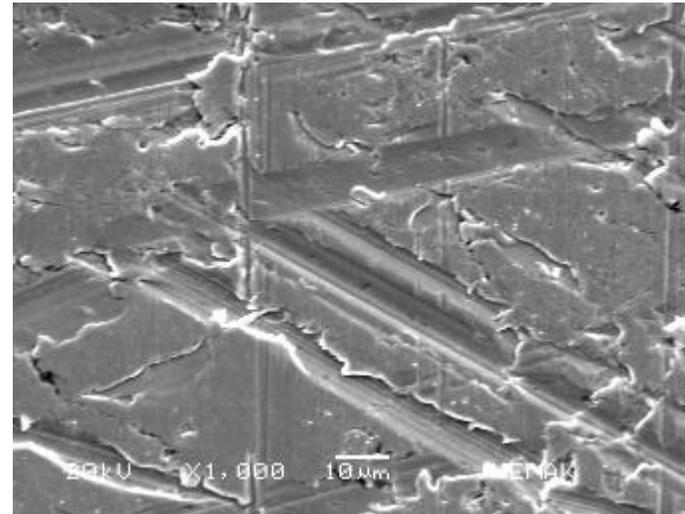


1000X

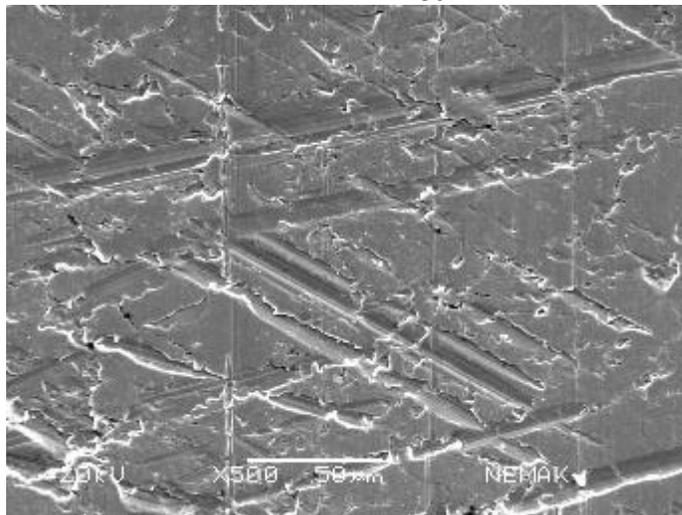
Figura A5.7 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Fe; Anillo: Mo, Carga: 200N (muestra: 1Fe-Mo-200N)



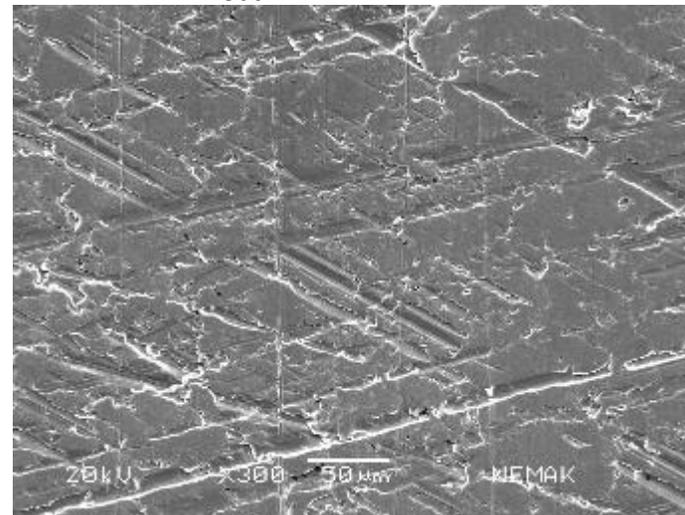
30X



300X

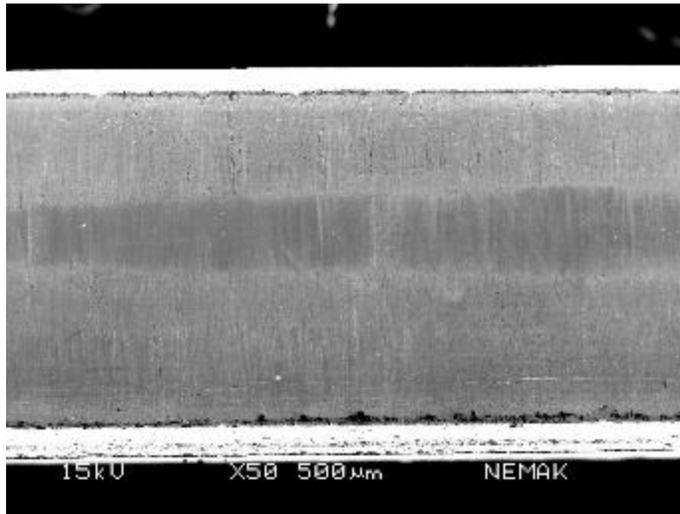


500X

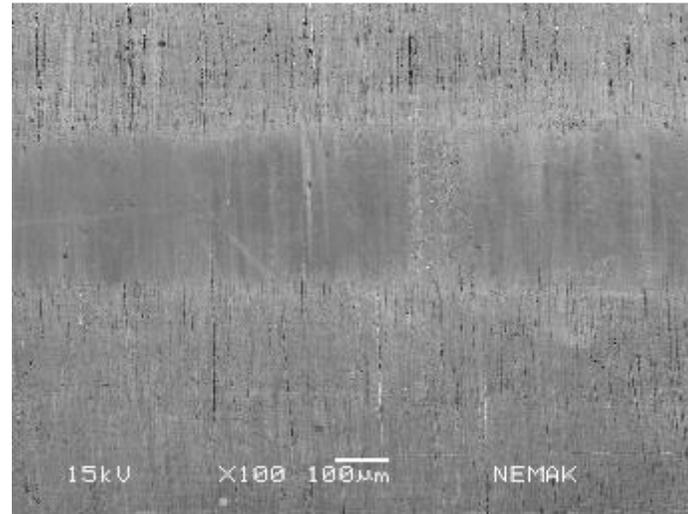


1000X

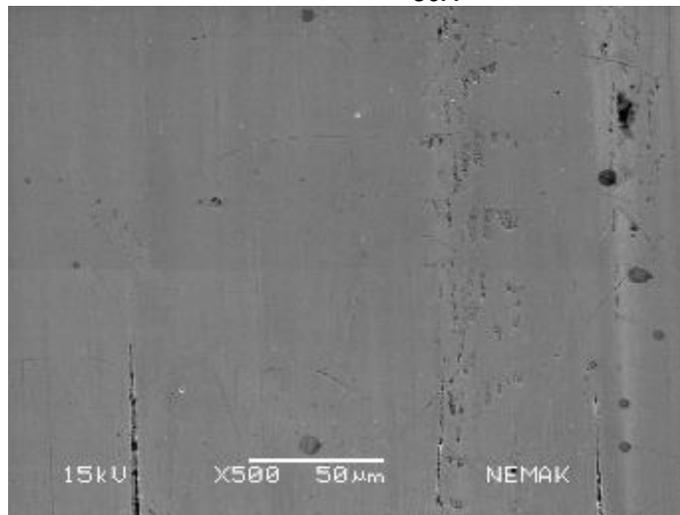
Figura A5.8 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Fe; Anillo: Mo, Carga: 200N (muestra: 2Fe-Mo-200N).



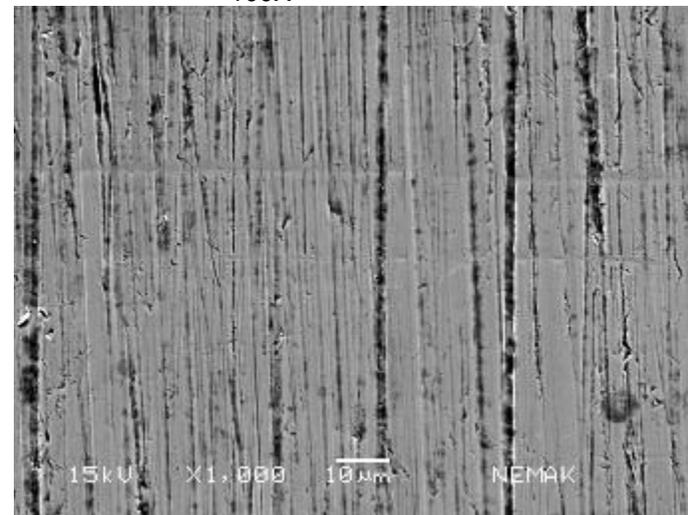
50X



100X

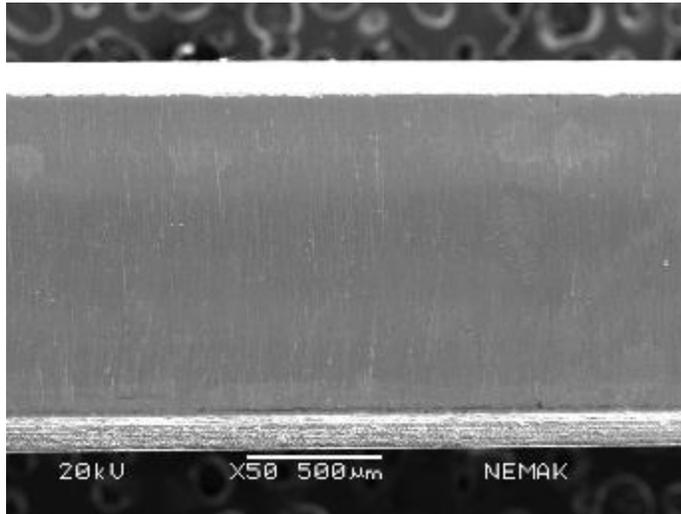


500X

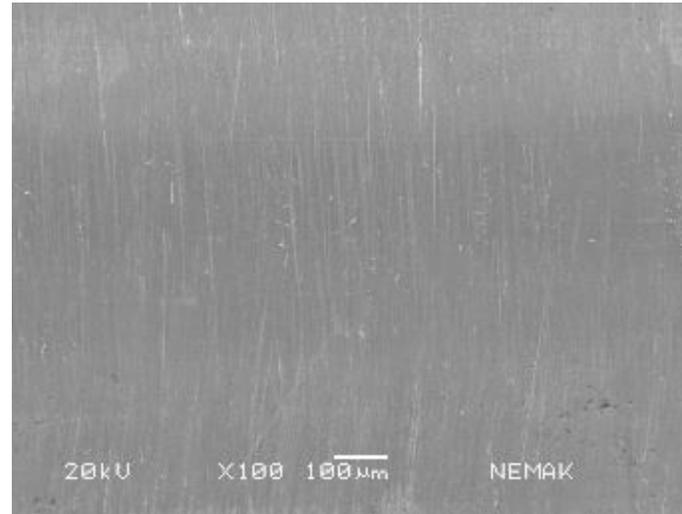


1000X

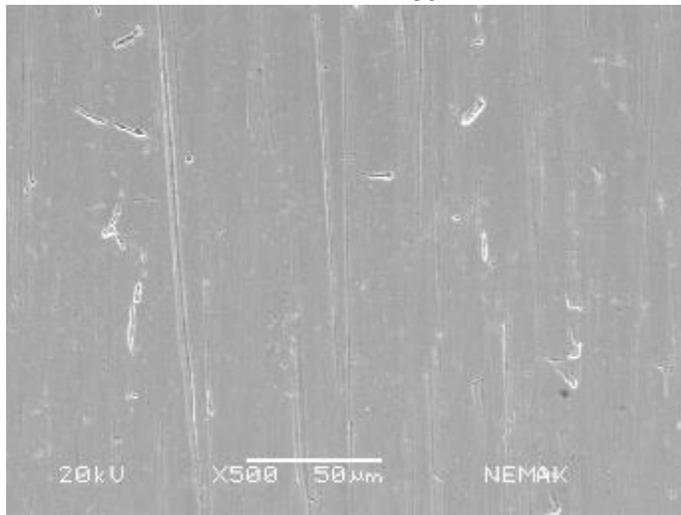
Figura A5.9 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Cr; Camisa: Al, Carga: 200N (muestra: 1Al-Cr-200N).



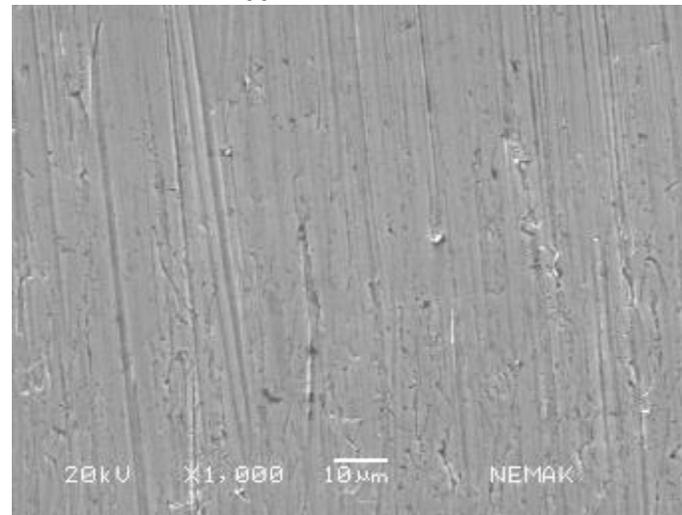
50X



100X

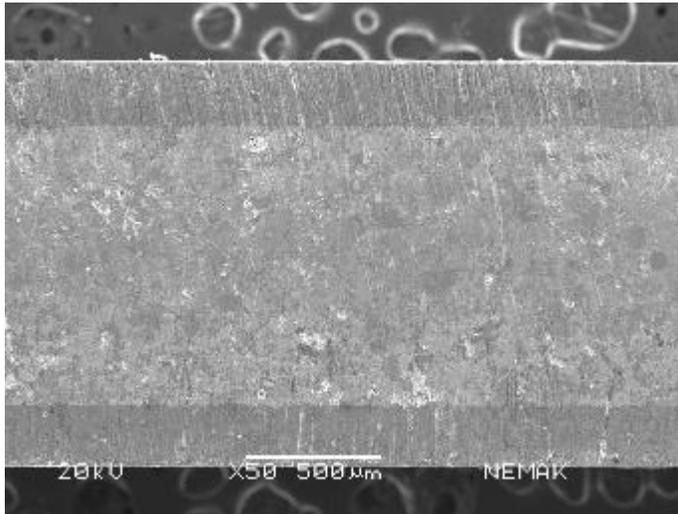


500X

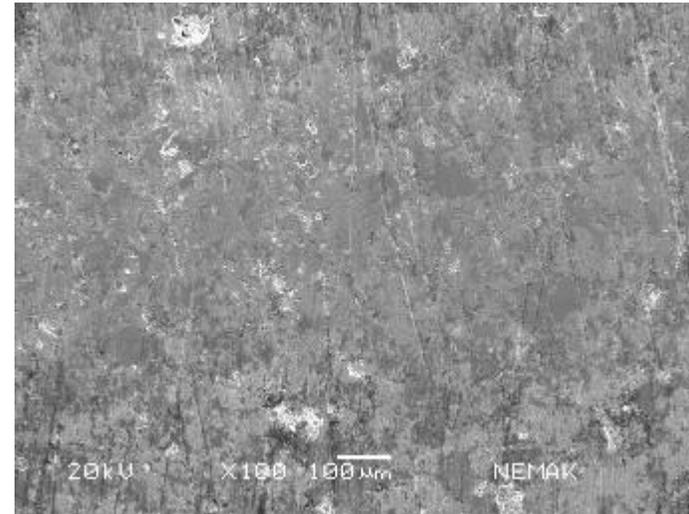


1000X

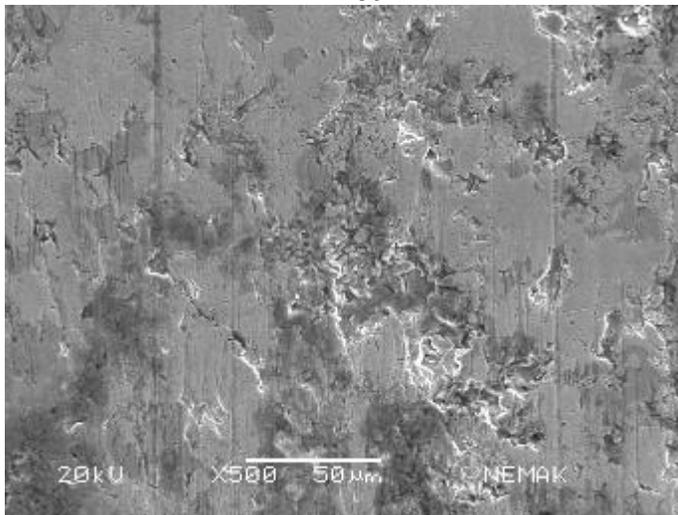
Figura A5.10 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Cr; Camisa: Al, Carga 200N (muestra: 3Al-Cr-200N).



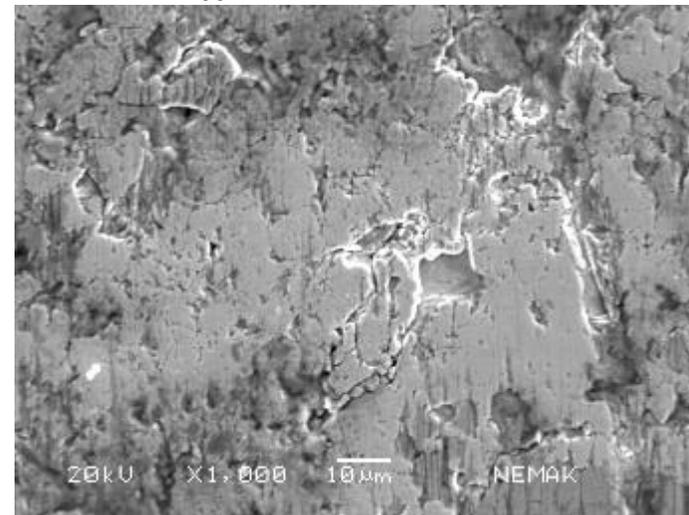
50X



100X

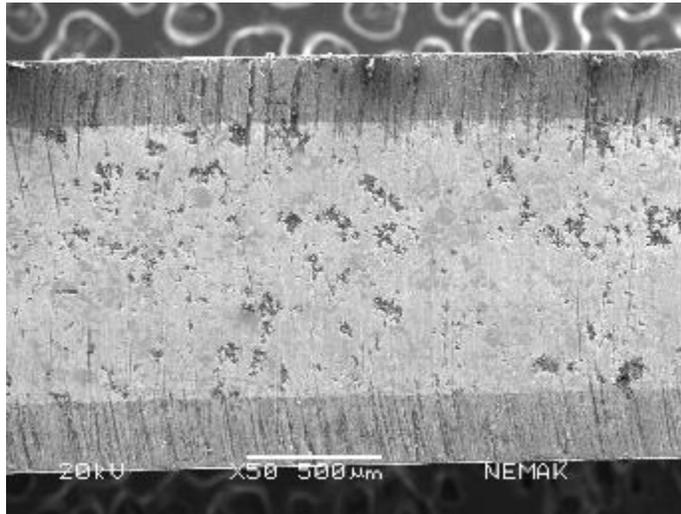


500X

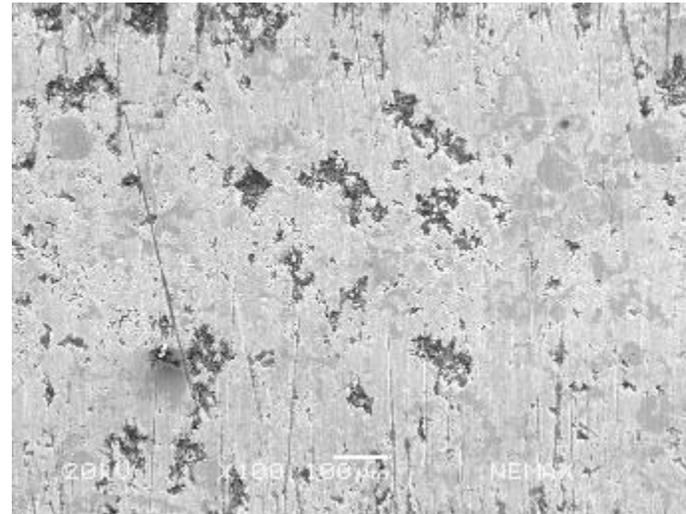


1000X

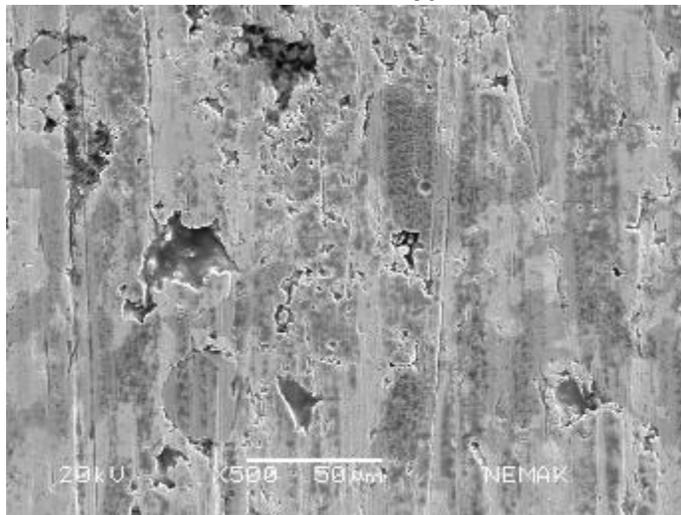
Figura A5.11 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Mo; Camisa: Al, Carga 200N (muestra: 3Al-Mo-200N).



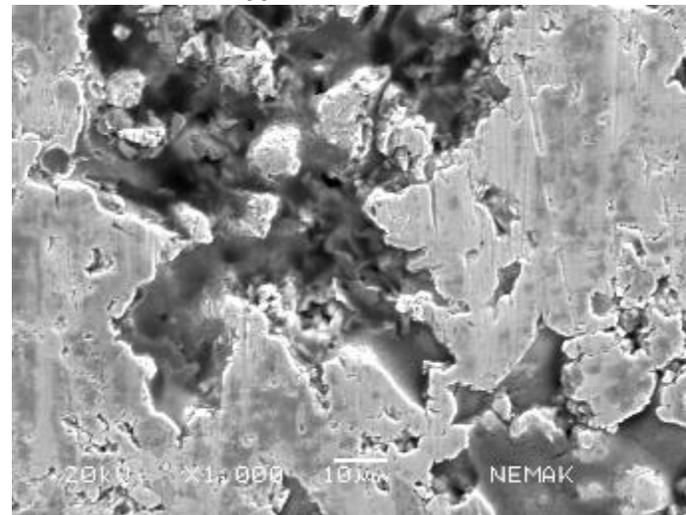
50X



100X

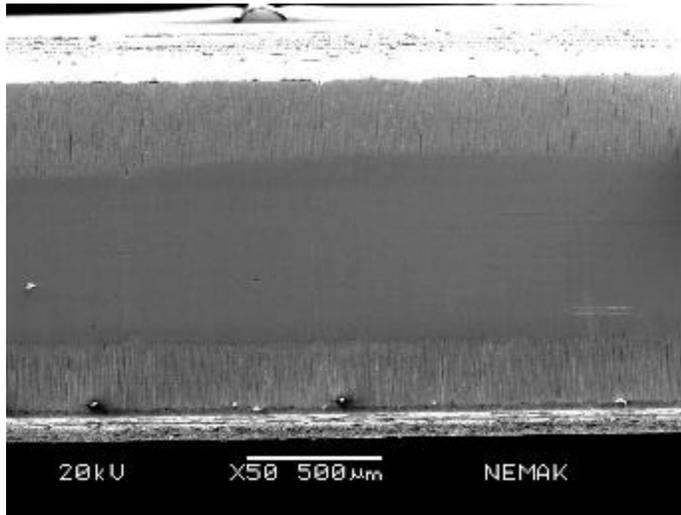


500X

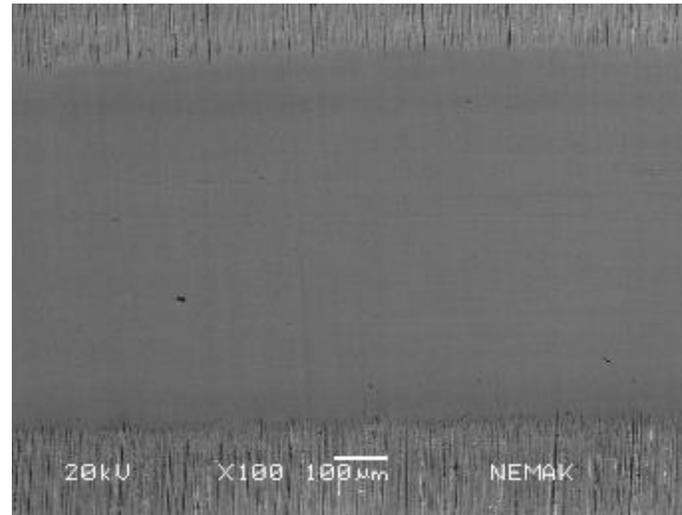


1000X

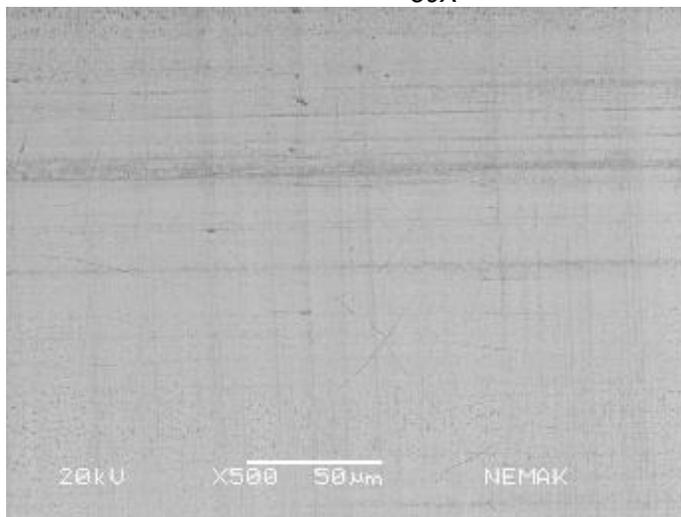
Figura A5.12 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Cr; Camisa: Al, Carga 200N (muestra: 1Al-Mo-200N).



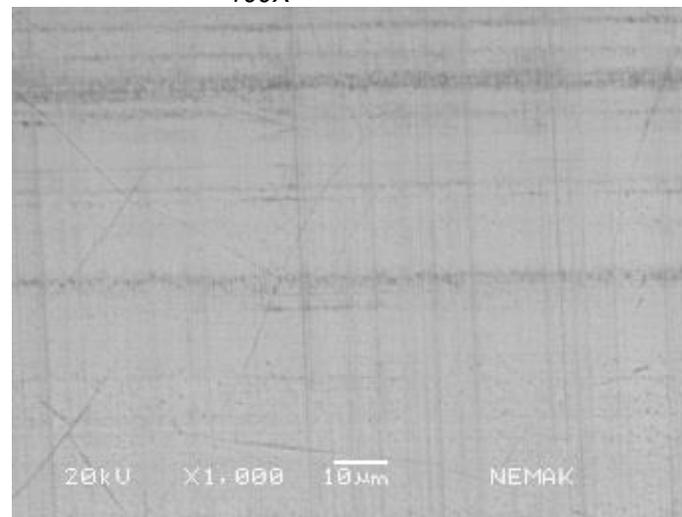
50X



100X

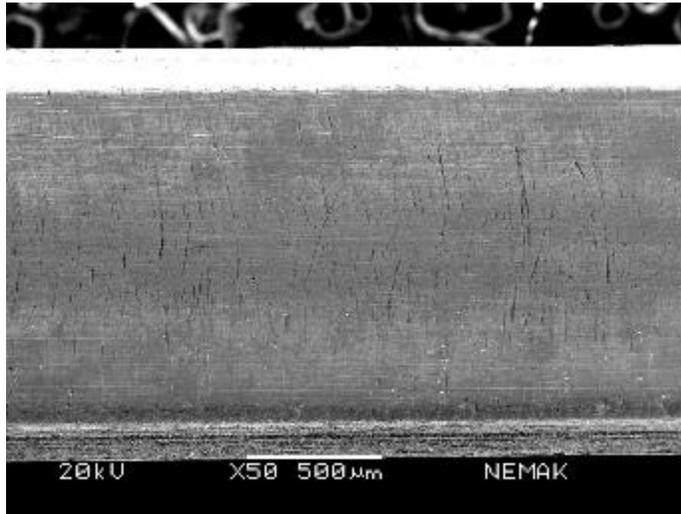


500X

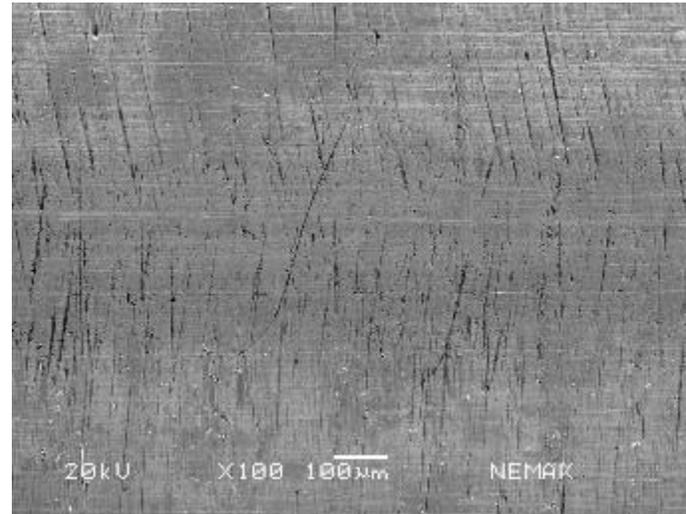


1000X

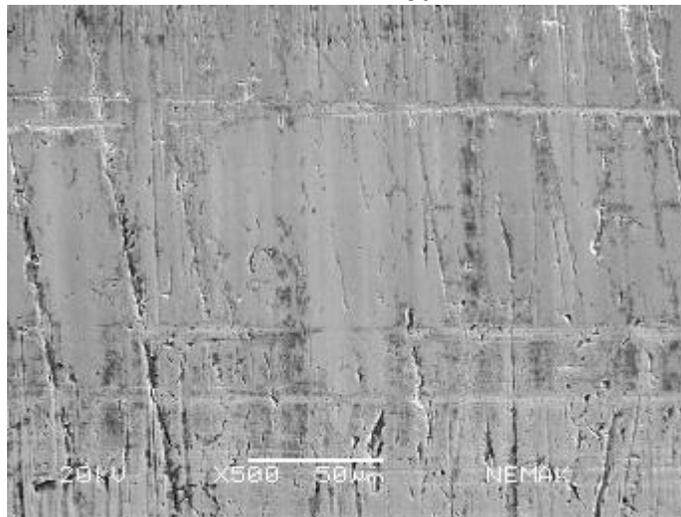
Figura A5.13 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Cr; Camisa: Fe, Carga 200N (muestra: 1Fe-Cr-200N).



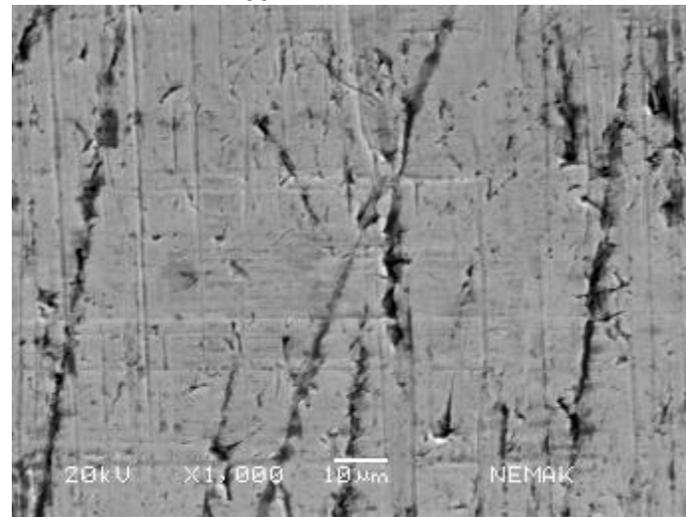
50X



100X

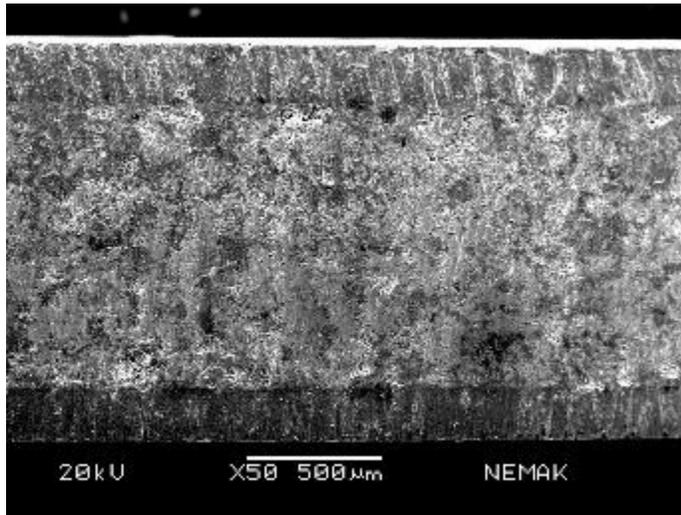


500X

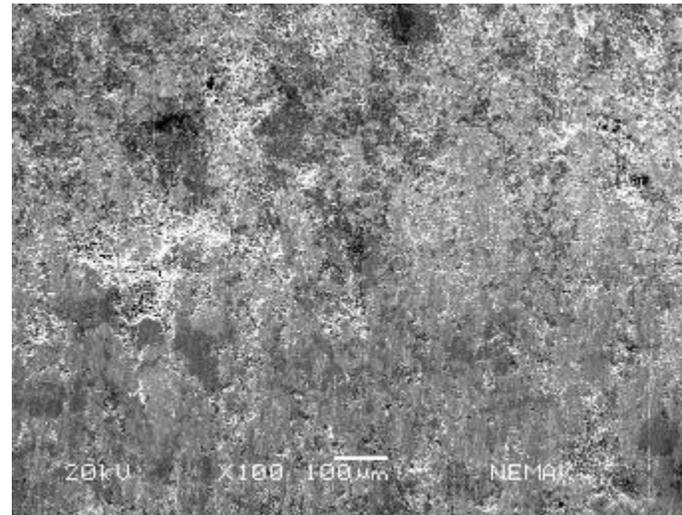


1000X

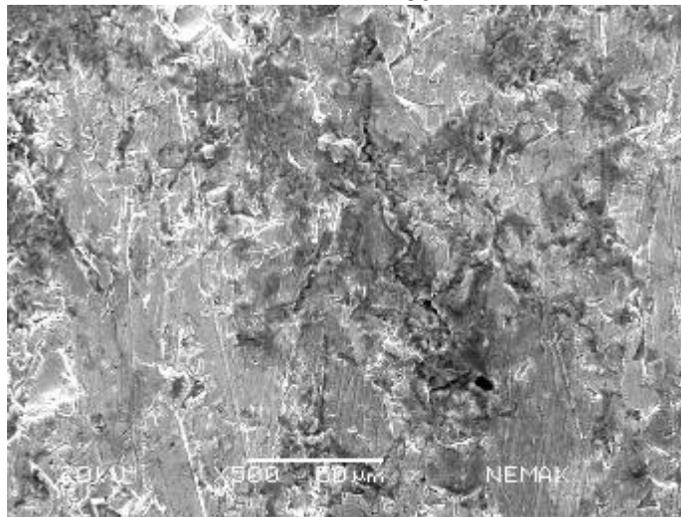
Figura A5.14 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Cr; Camisa: Fe, Carga 200N (muestra: 2Fe-Cr-200N).



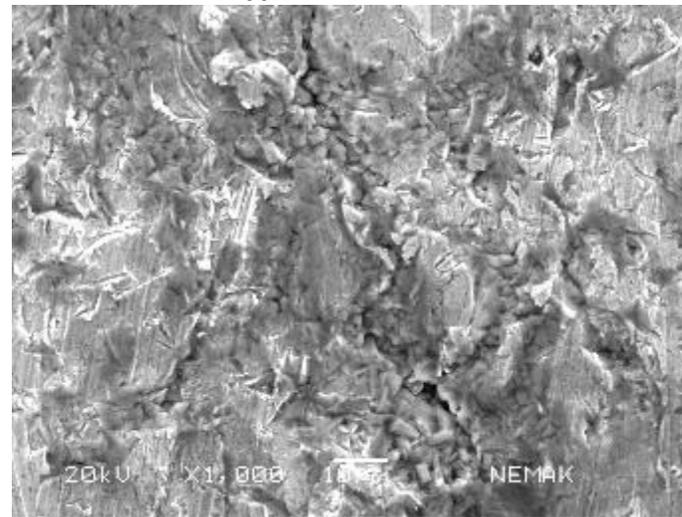
50X



100X

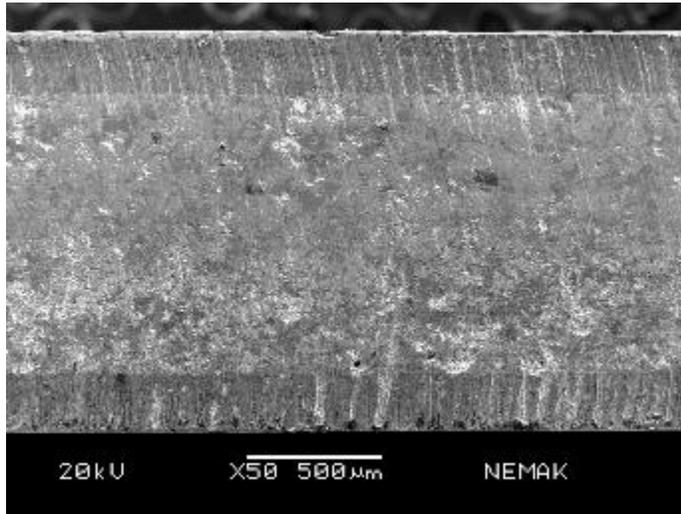


500X

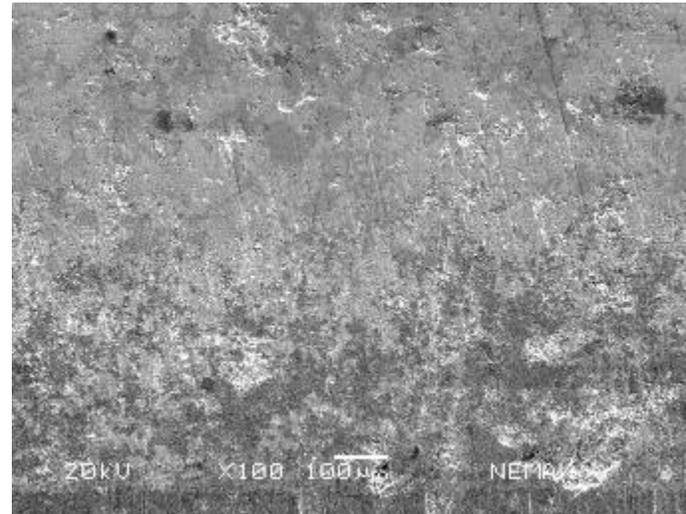


1000X

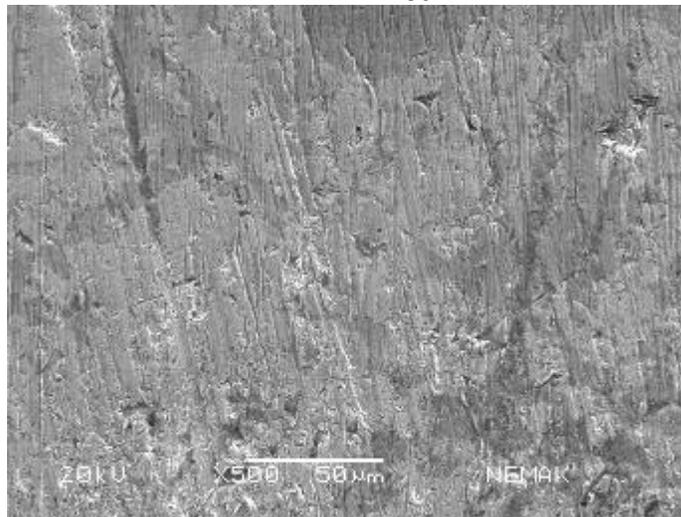
Figura A5.15 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Mo; camisa: Fe, Carga 200N (muestra: 1Fe-Mo-200N).



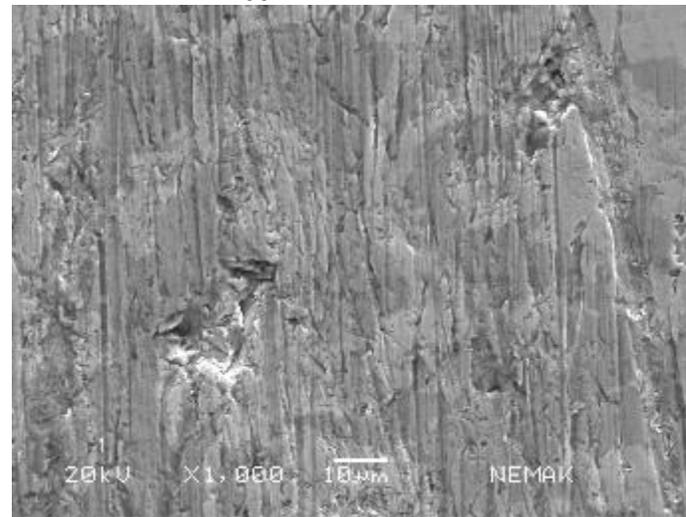
50X



100X



500X

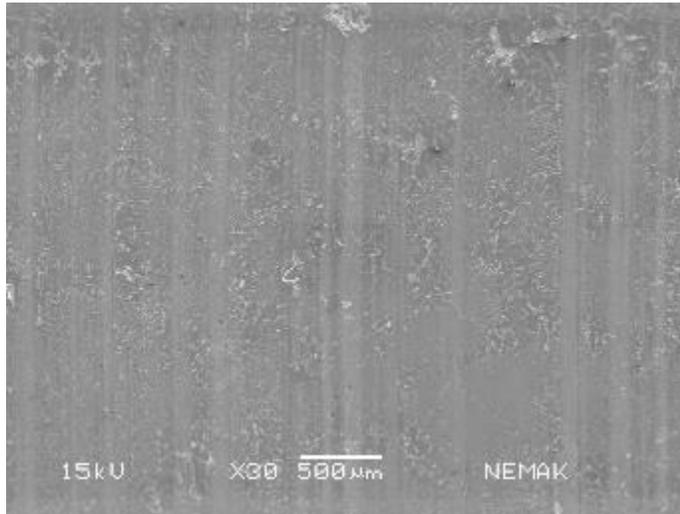


1000X

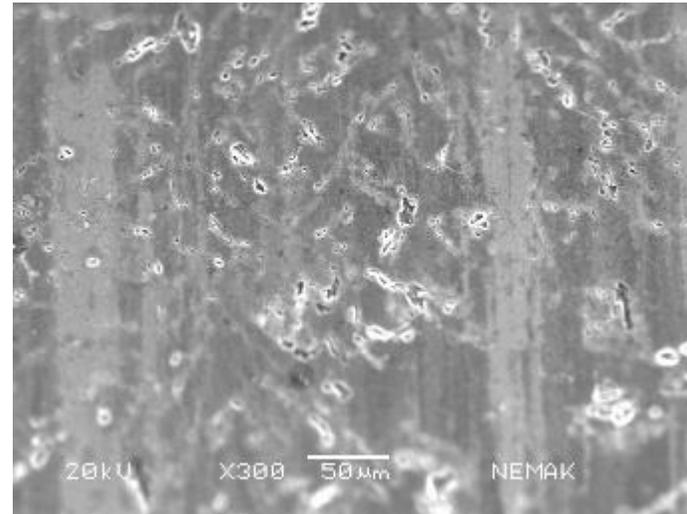
Figura A5.16 Imágenes MEB en superficie de desgaste del anillo de Mo; Camisa: Fe, Carga 200N (muestra: 2Fe-Mo-200N).

## **Anexo 6**

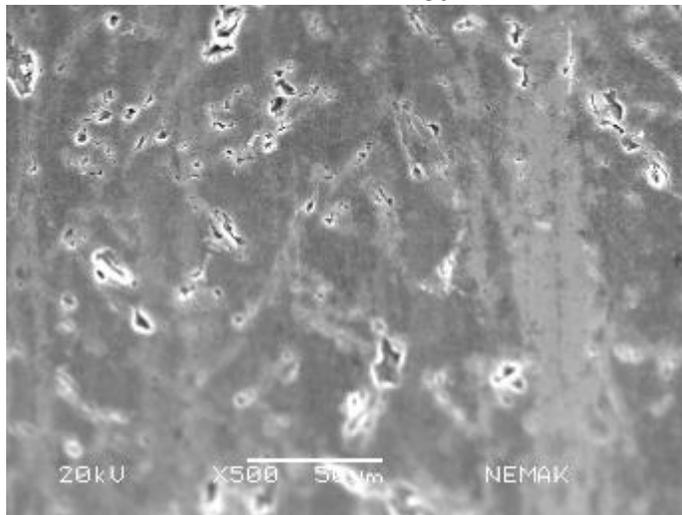
**Imágenes con Microscopia  
Electrónica de Barrido  
(MEB) en superficie de  
desgaste de la camisa /  
anillo  
Condición 250N**



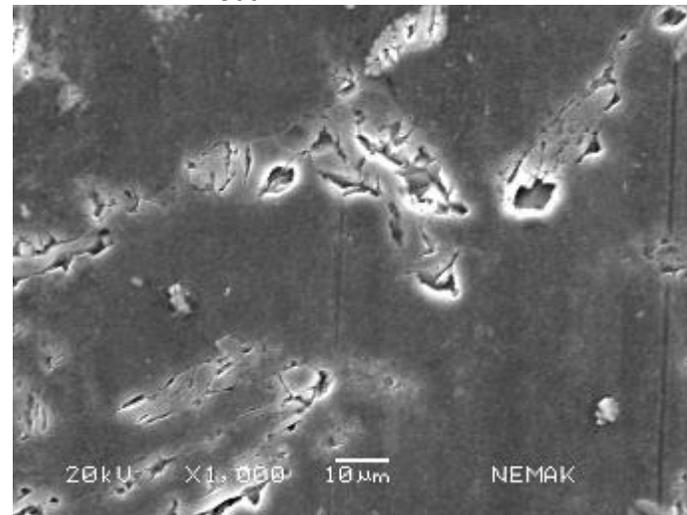
30X



300X

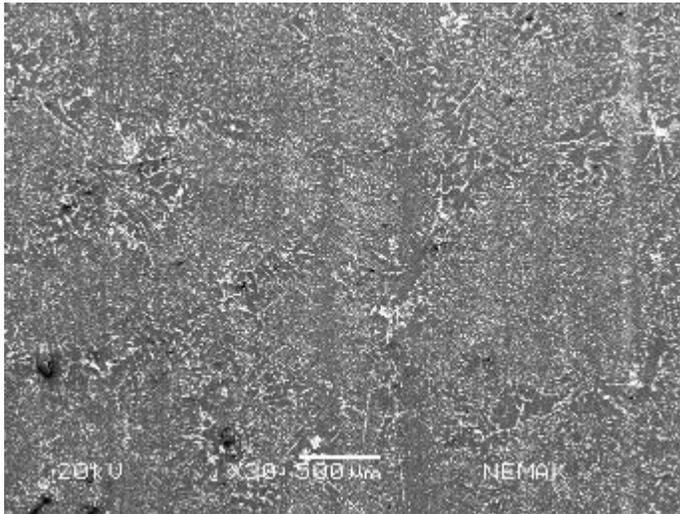


500X

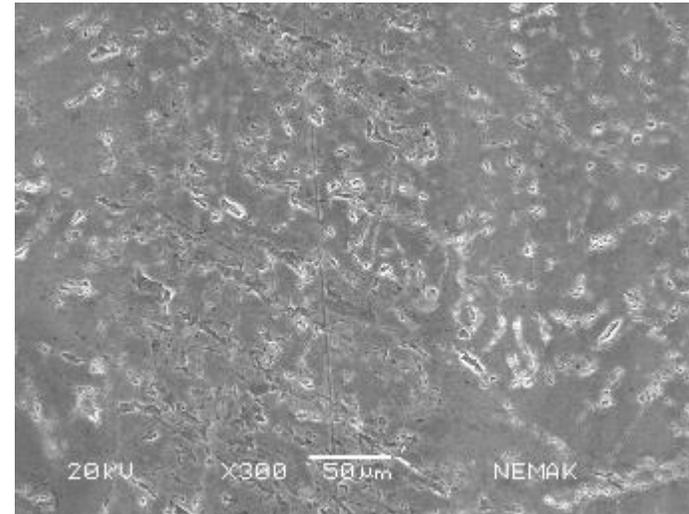


1000X

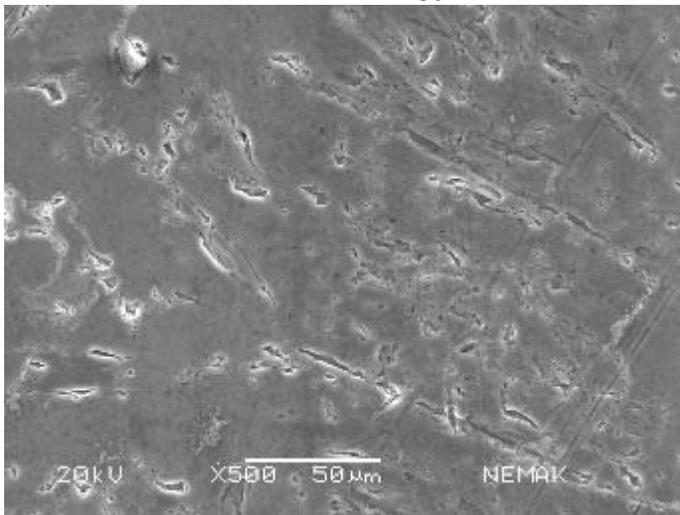
Figura A6.1 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Cr, Carga: 250N (muestra: 1 Al-Cr-250N).



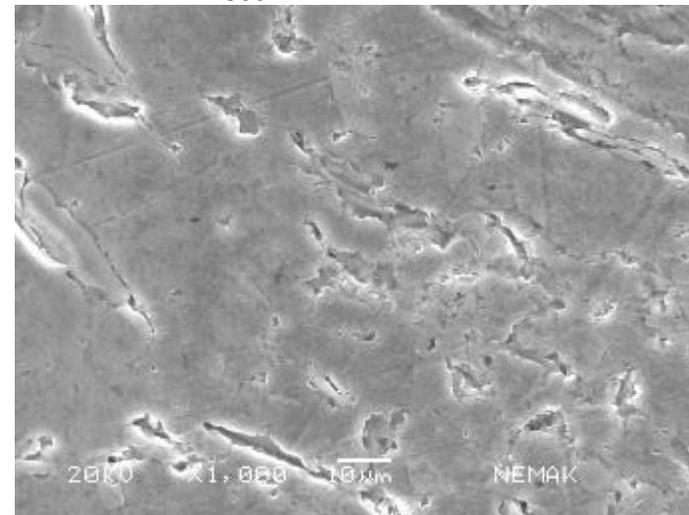
30X



300X

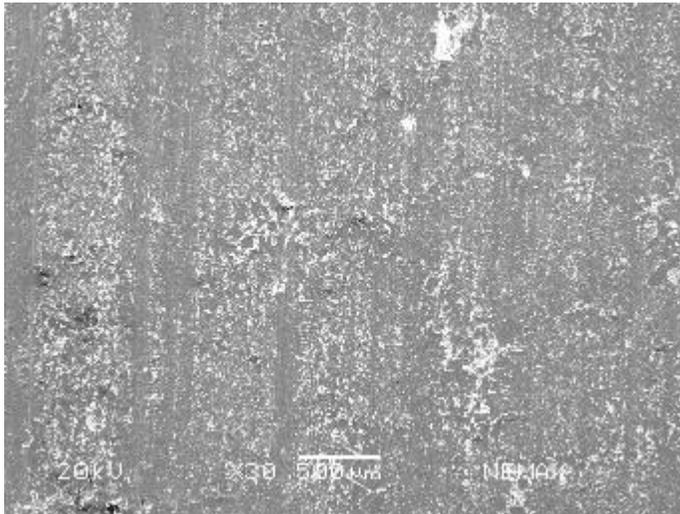


500X

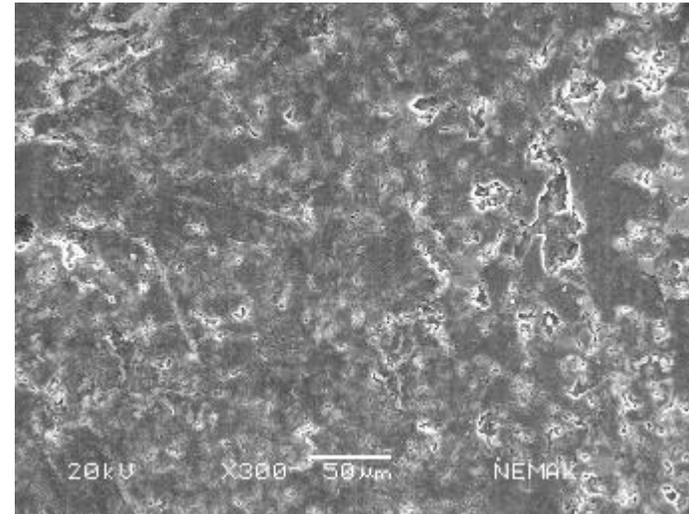


1000X

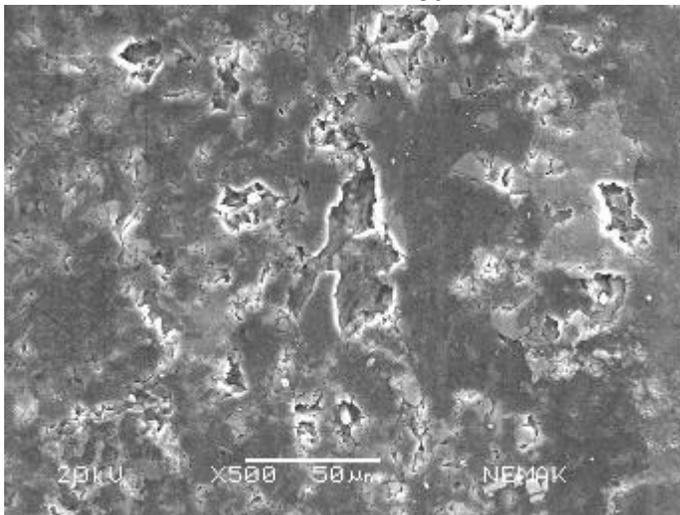
Figura A6.2 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al, Anillo: Cr, Carga: 250N (muestra: 1 Al-Cr-250N).



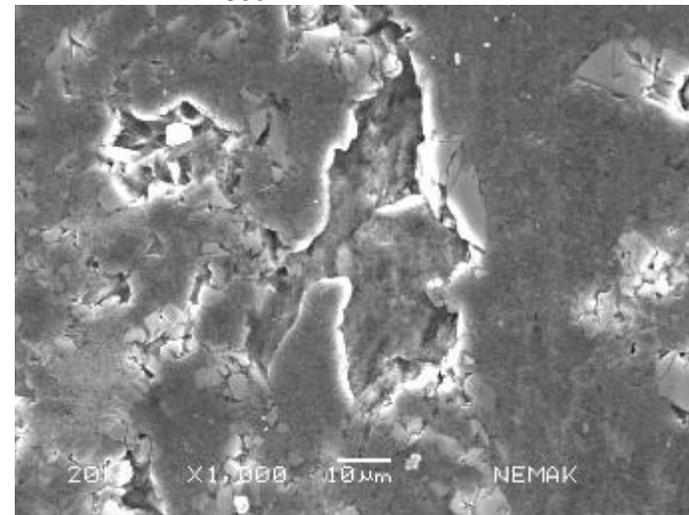
30X



300X

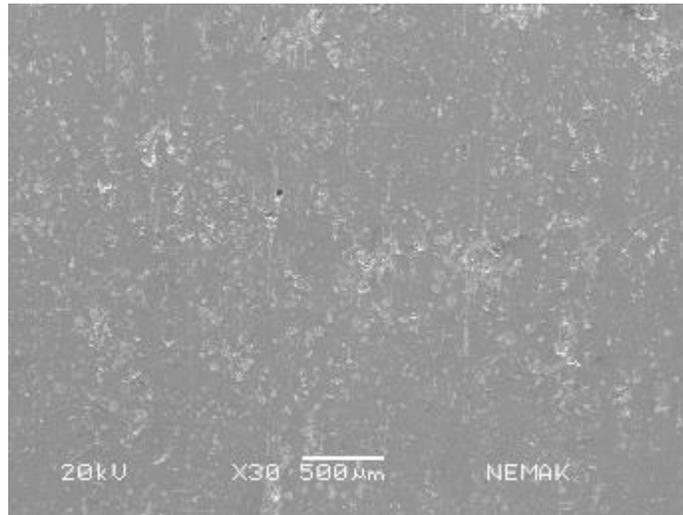


500X

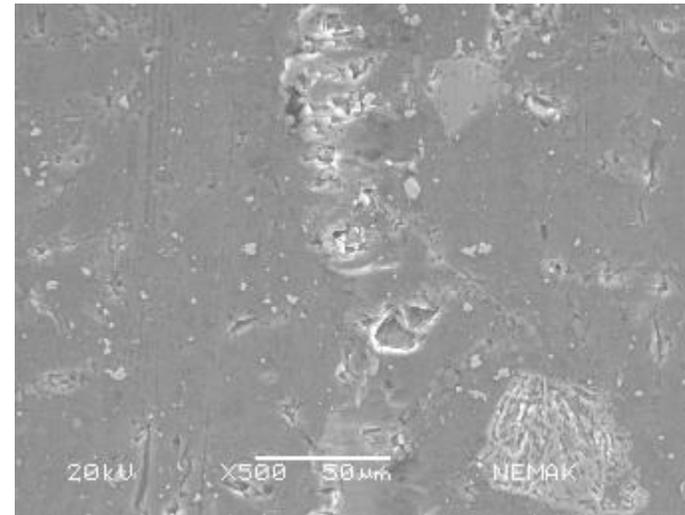


1000X

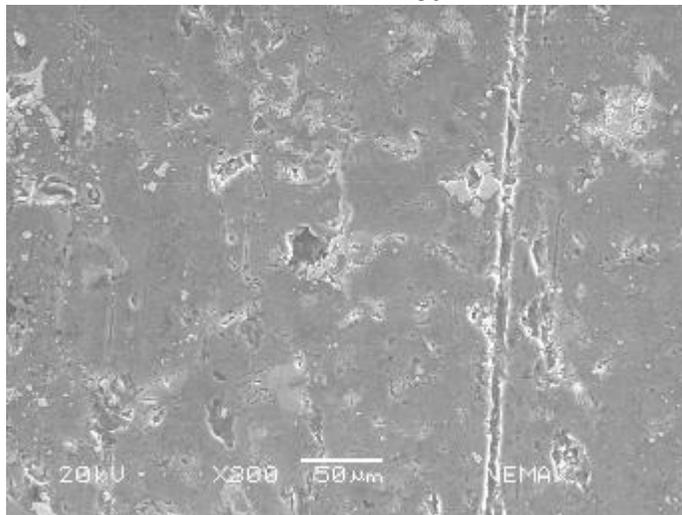
Figura A6.3 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Mo, Carga: 250N (muestra: 1 Al-Mo-250N).



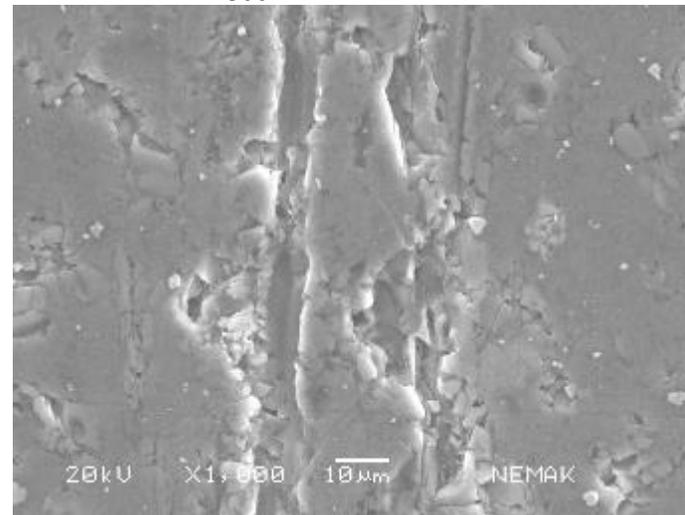
30X



300X

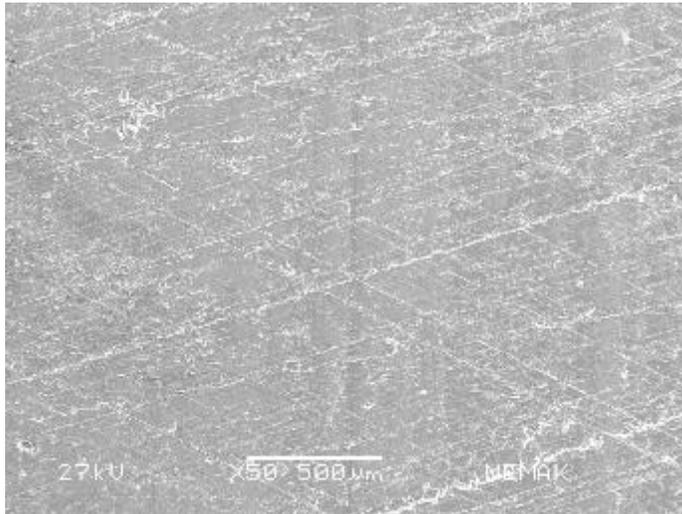


500X

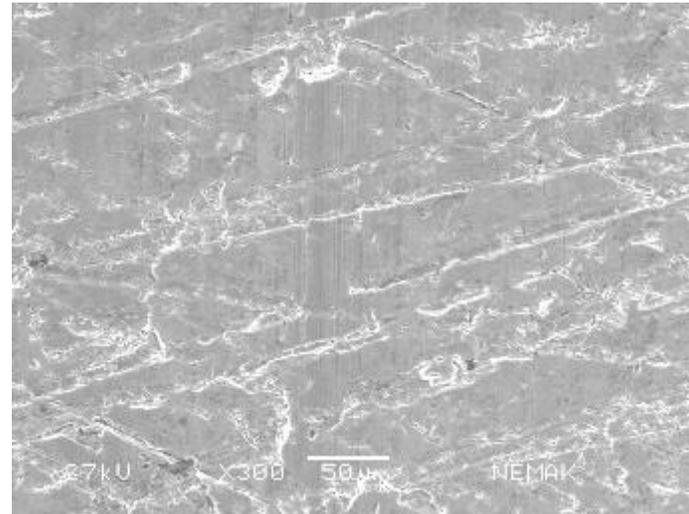


1000X

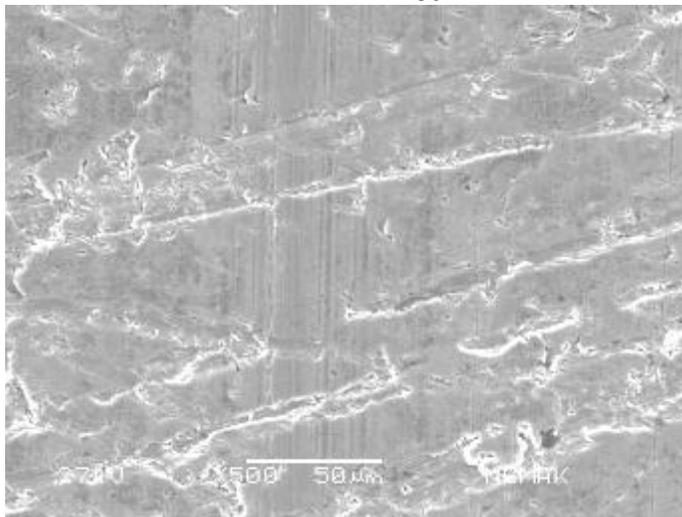
Figura A6.4 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Mo, Carga: 250N (muestra: 2 Al-Mo-250N).



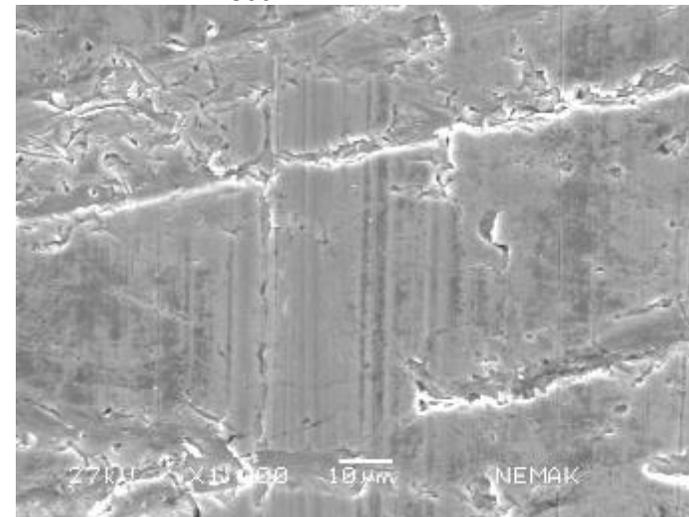
30X



300X

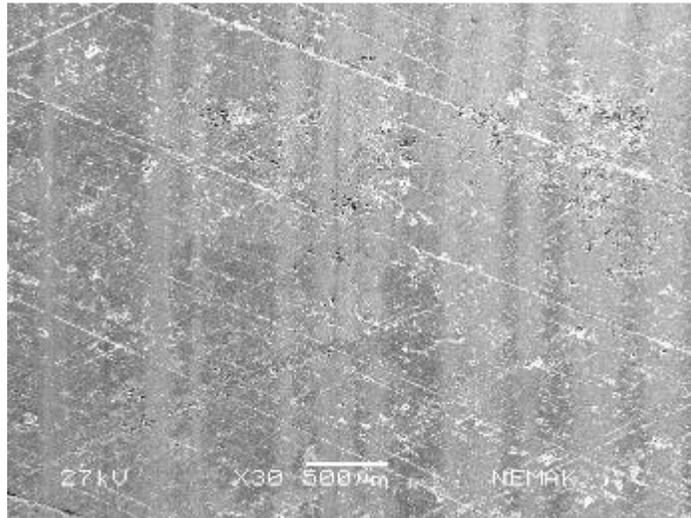


500X

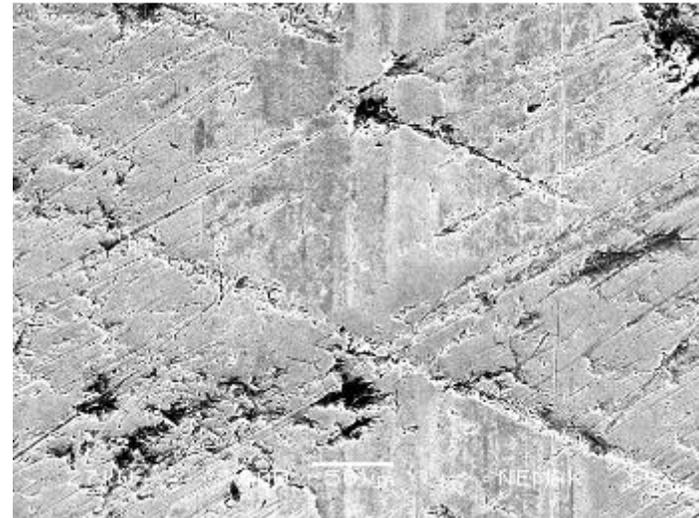


1000X

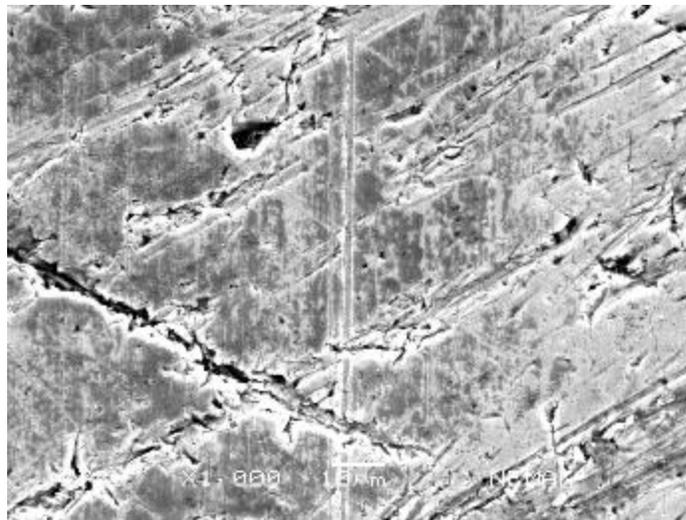
Figura A6.5 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Fe; Anillo: Cr, Carga: 250N (muestra: 1Fe-Cr-250N).



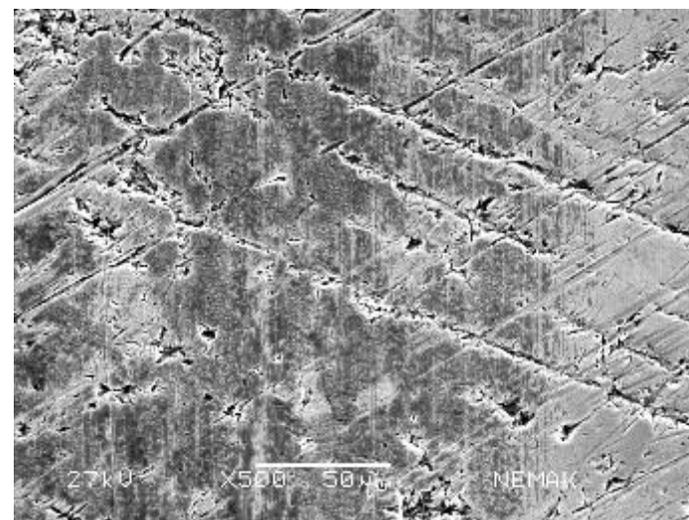
30X



300X

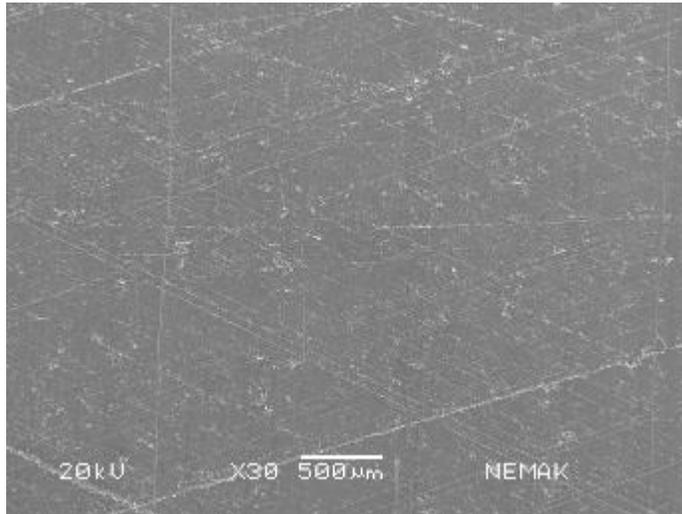


500X

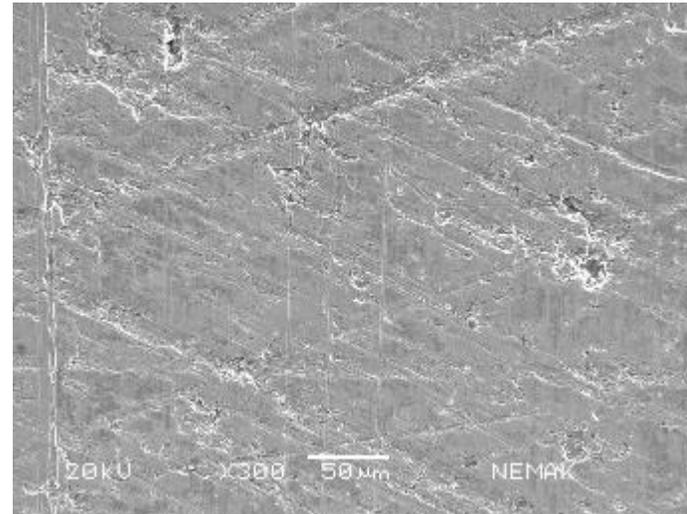


1000X

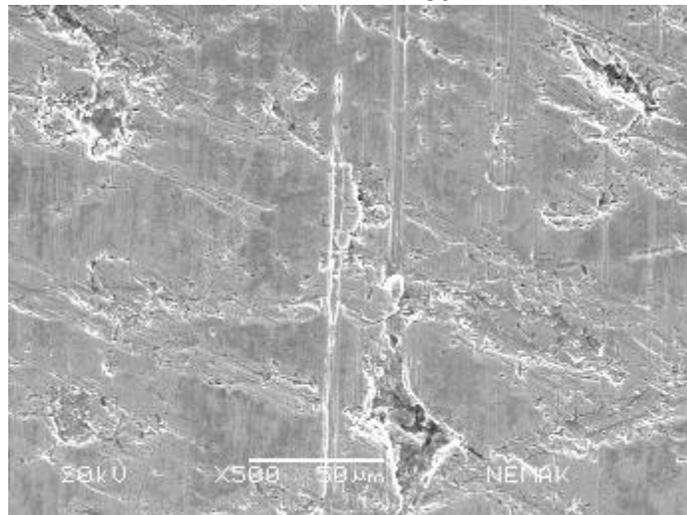
Figura A6.6 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Fe; Anillo: Cr, Carga: 250N (muestra: 2Fe-Cr-250N).



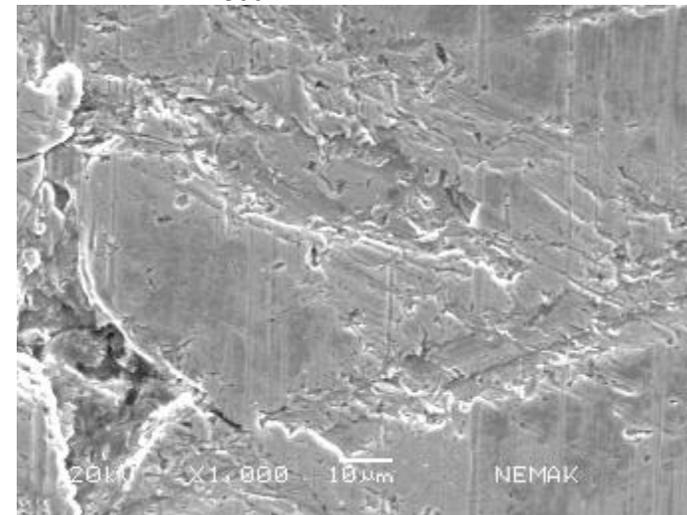
30X



300X

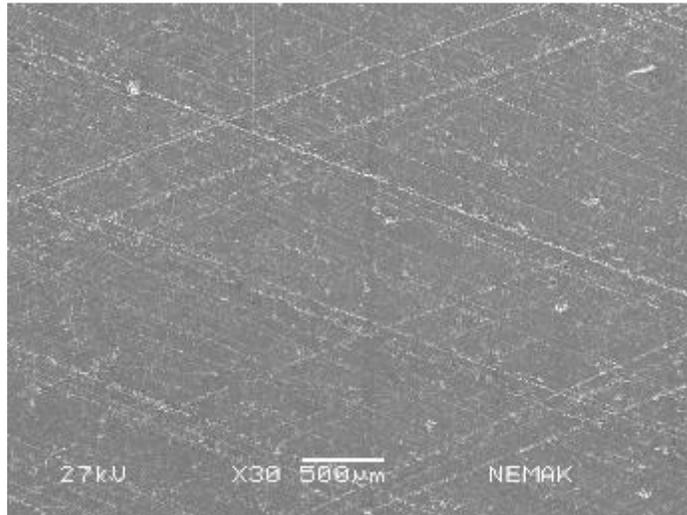


500X

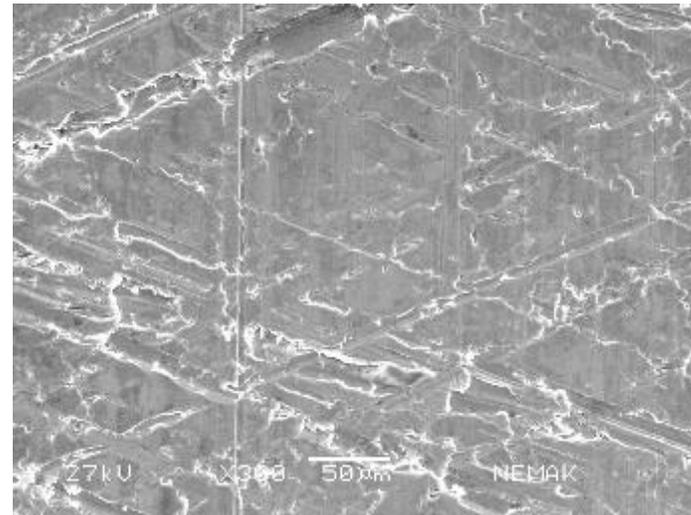


1000X

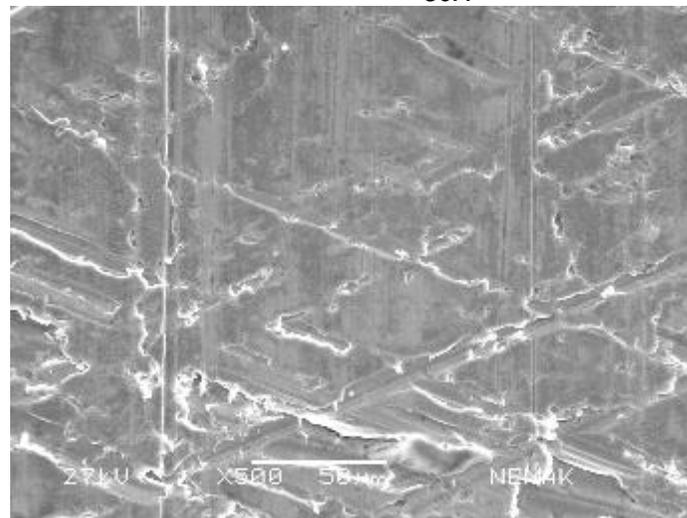
Figura A6.7 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Fe; Anillo: Mo, Carga: 250N (muestra: 2Fe-Mo-250N).



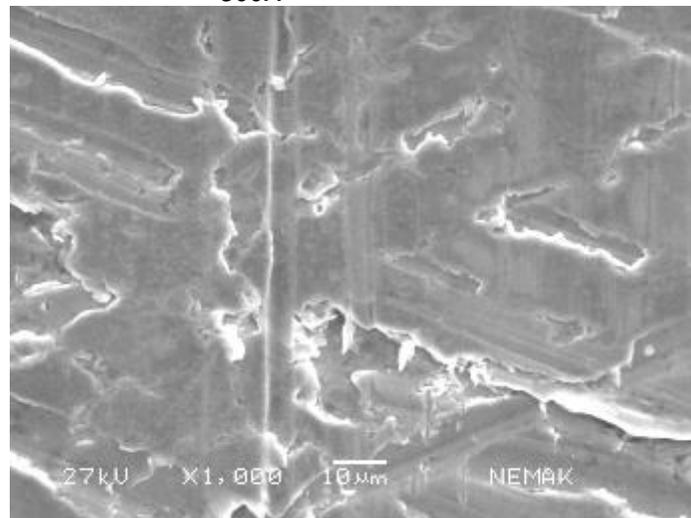
30X



300X

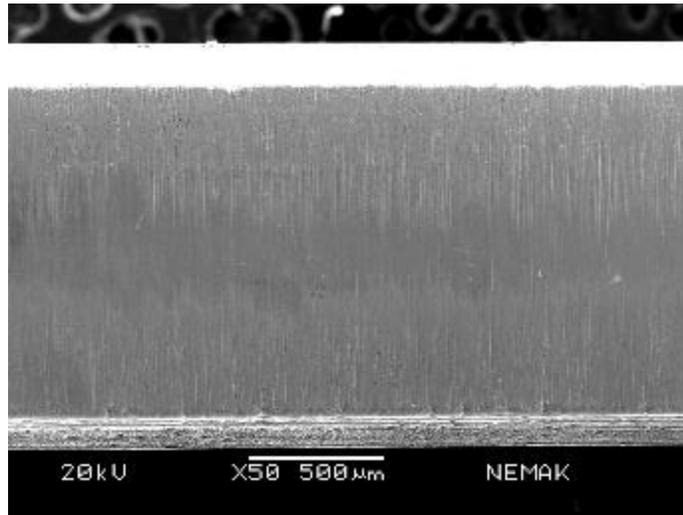


500X

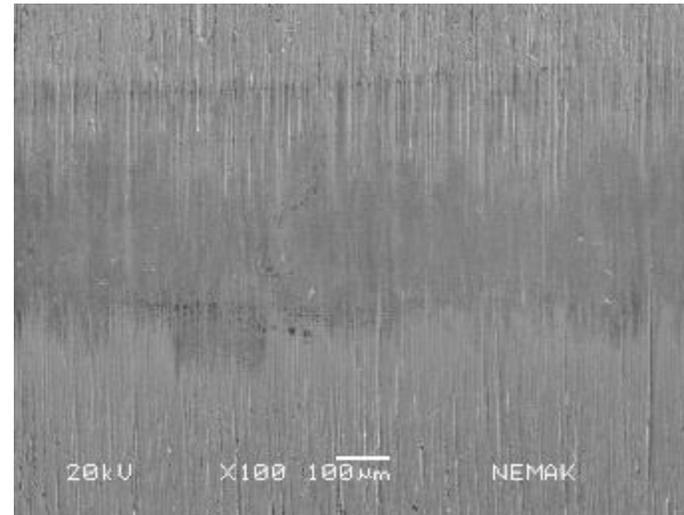


1000X

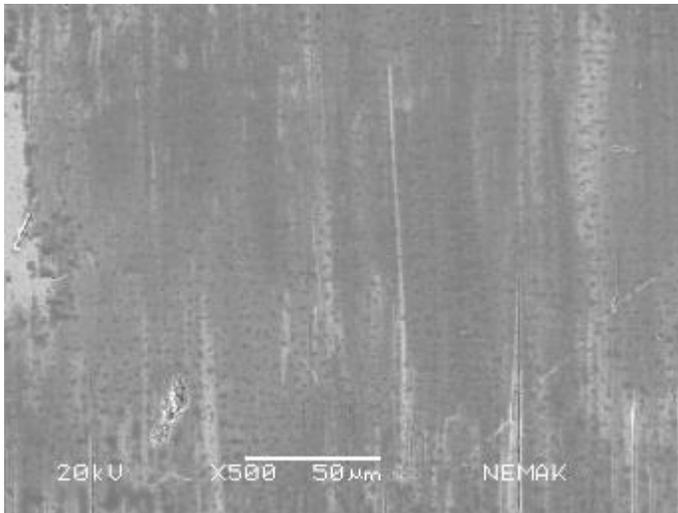
Figura A6.8 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Fe; Anillo: Mo, Carga: 250N (muestra: 3Fe-Mo-250N).



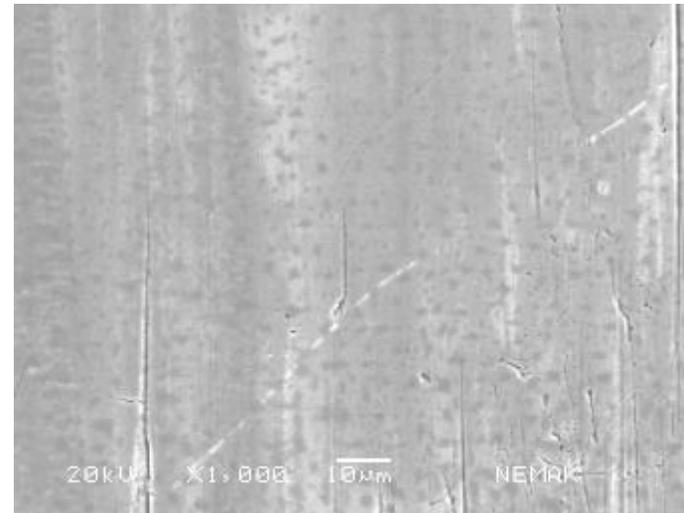
30X



100X

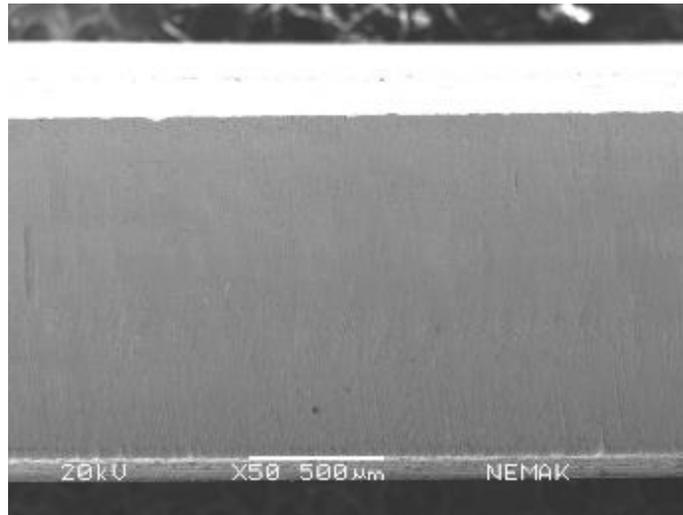


500X

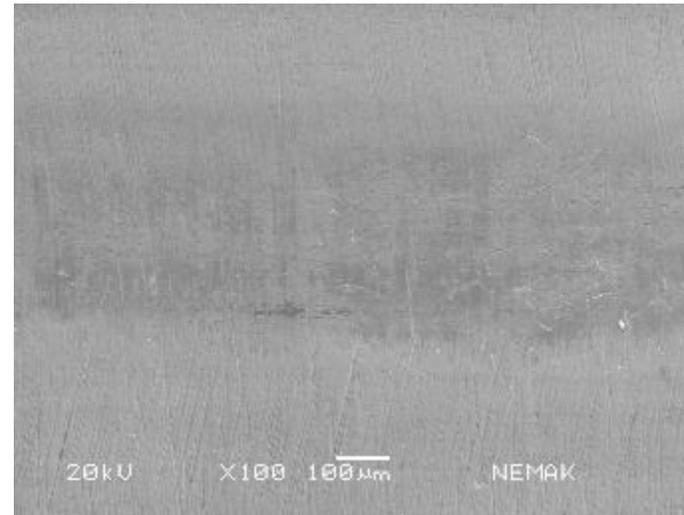


1000X

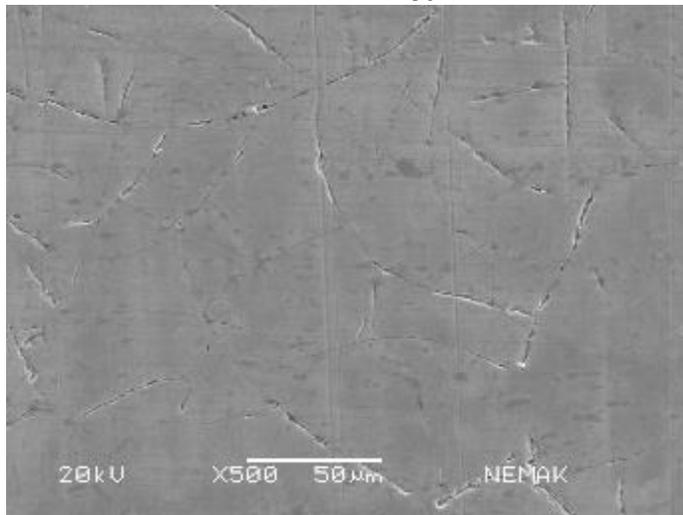
Figura A6.9 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Cr, Carga: 250N (muestra: 1Al-Cr-250N).



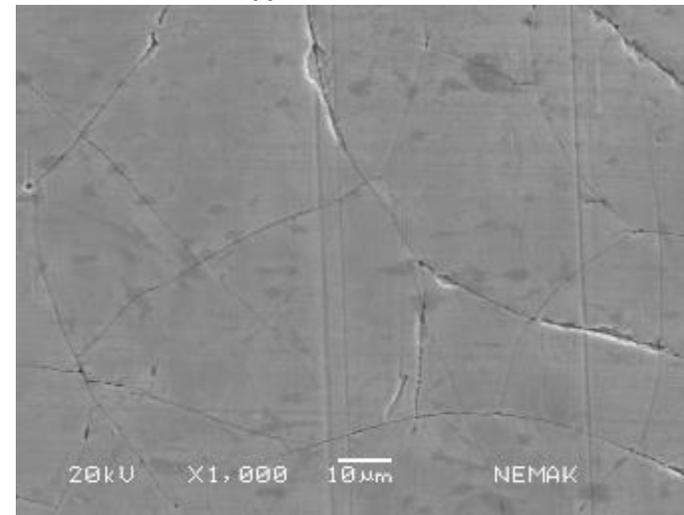
30X



100X

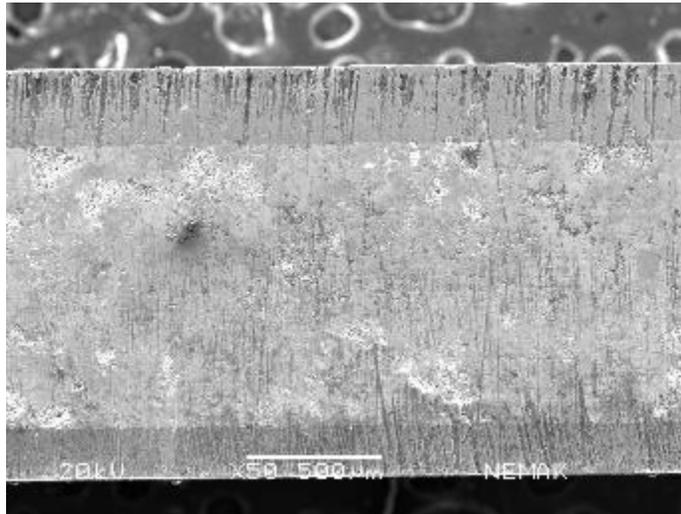


500X

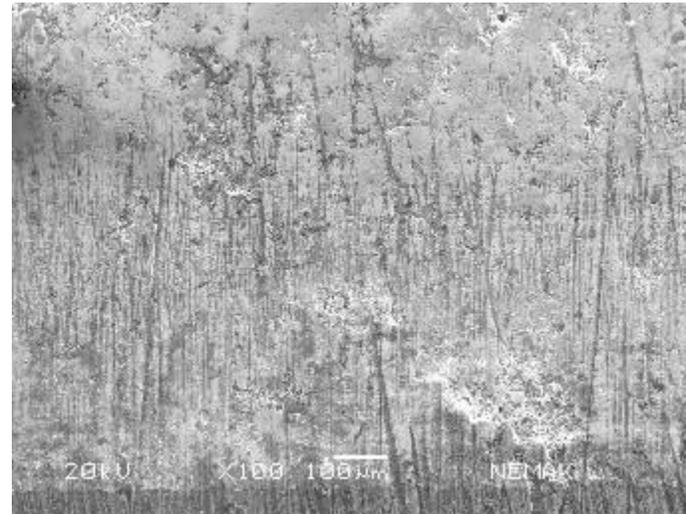


1000X

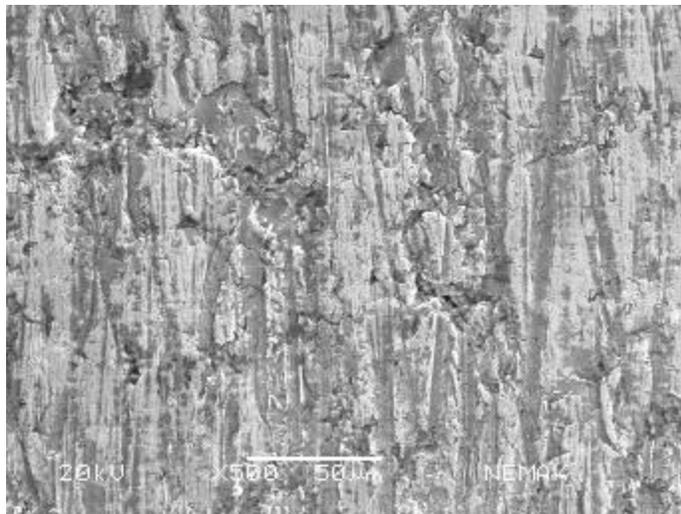
Figura A6.10 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Cr, Carga: 250N (muestra: 2Al-Cr-250N).



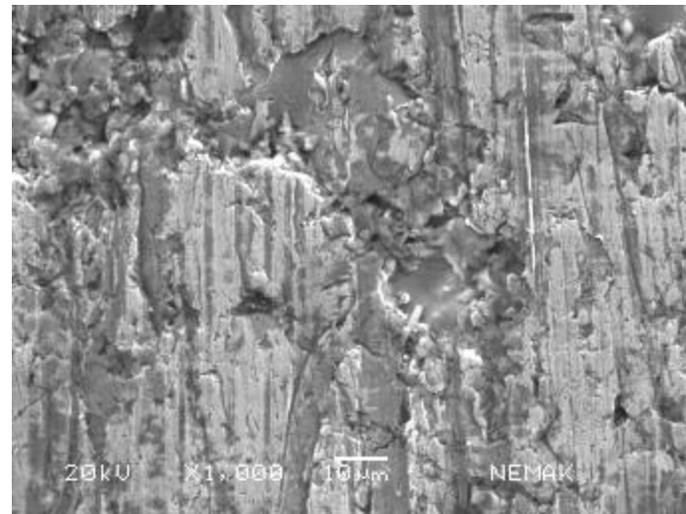
30X



100X

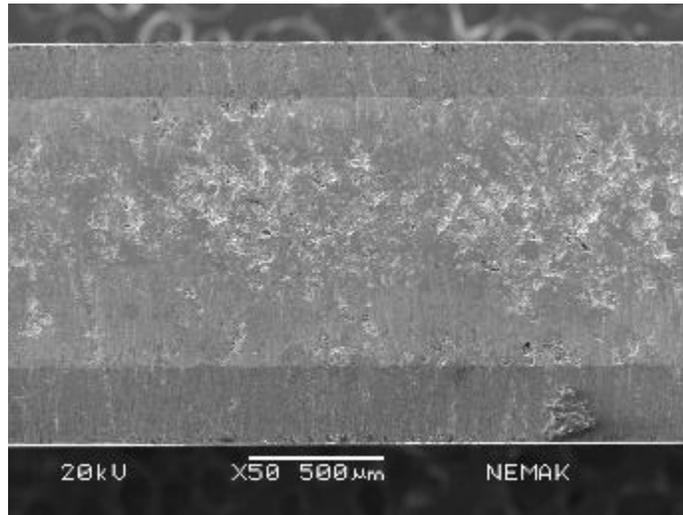


500X

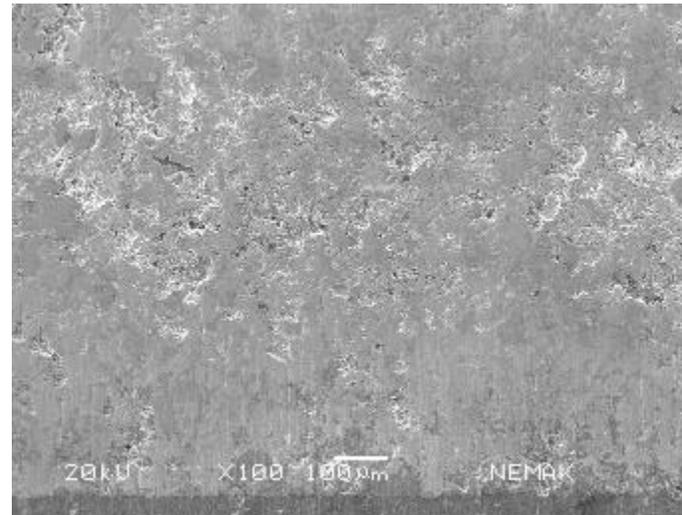


1000X

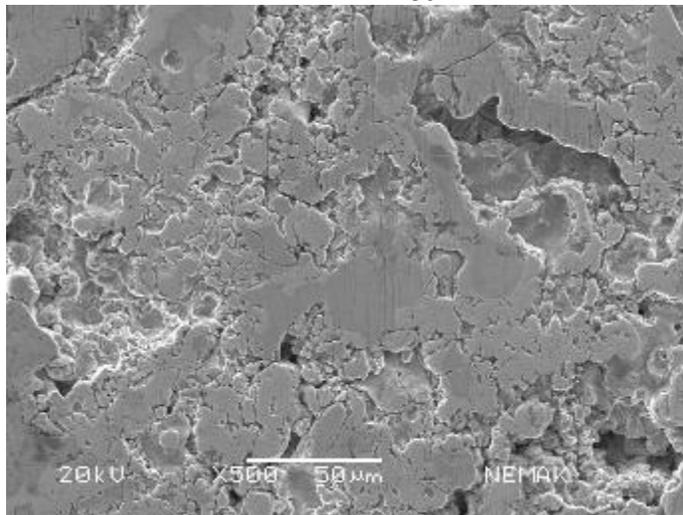
Figura A6.11 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Cr, Carga: 250N (muestra: 1Al-Mo-250N).



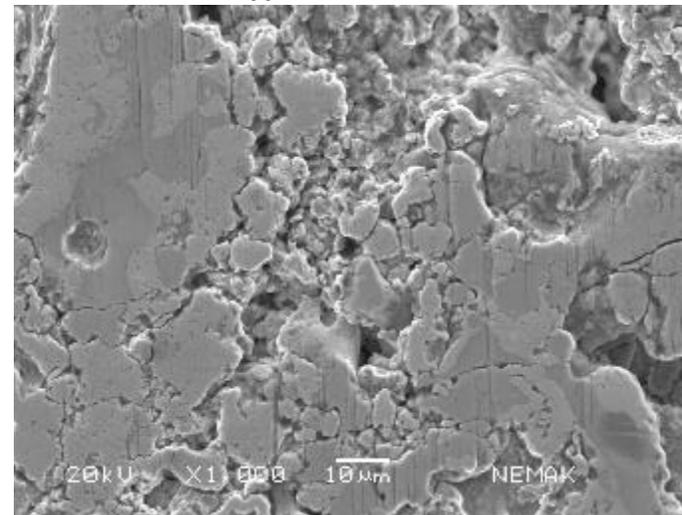
30X



100X

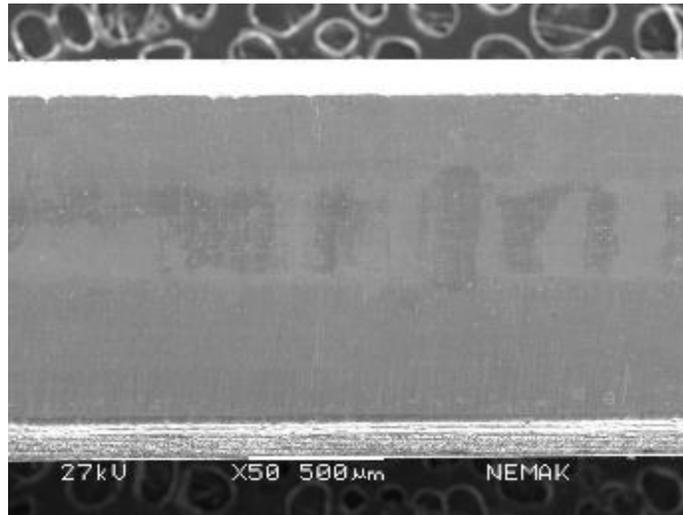


500X

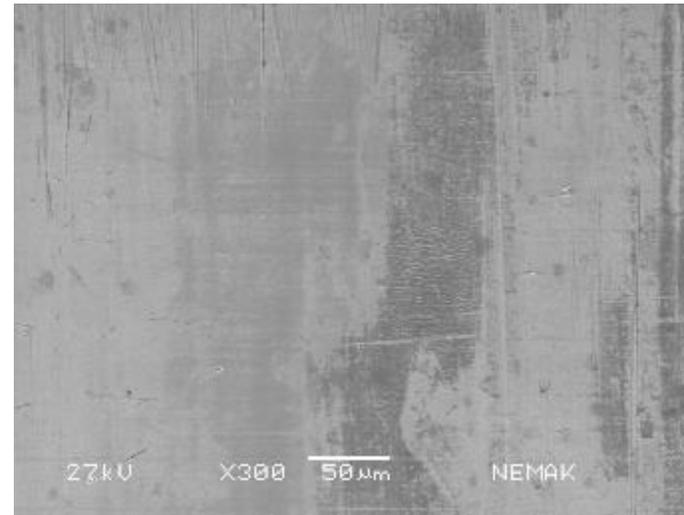


1000X

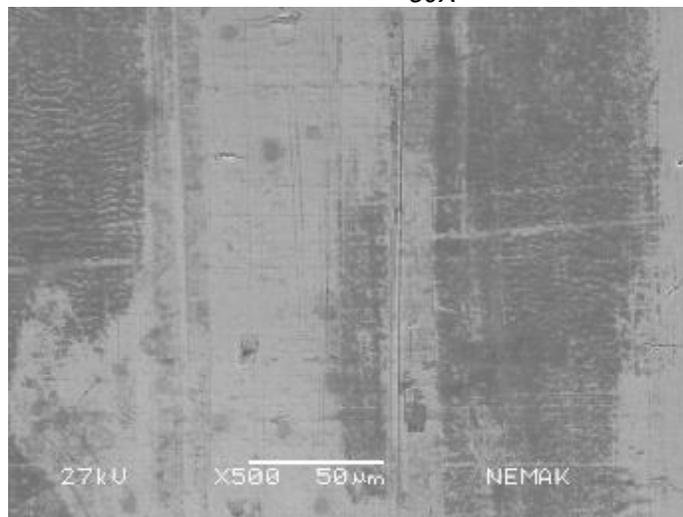
Figura A6.12 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Cr, Carga: 250N (muestra: 2Al-Mo-250N).



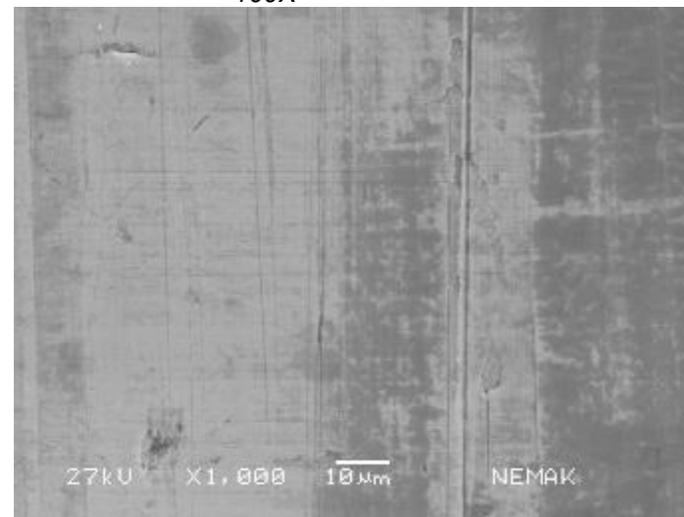
30X



100X

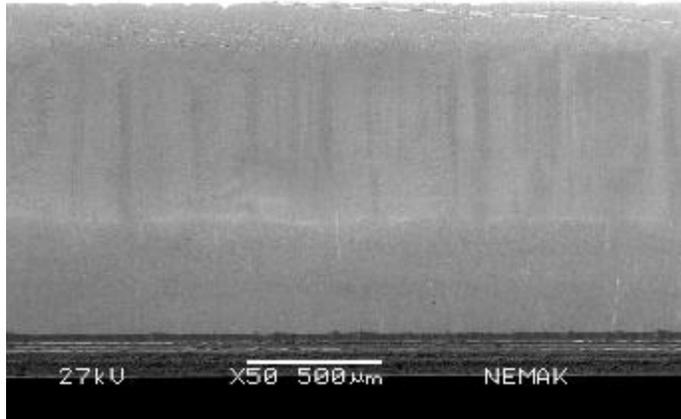


500X

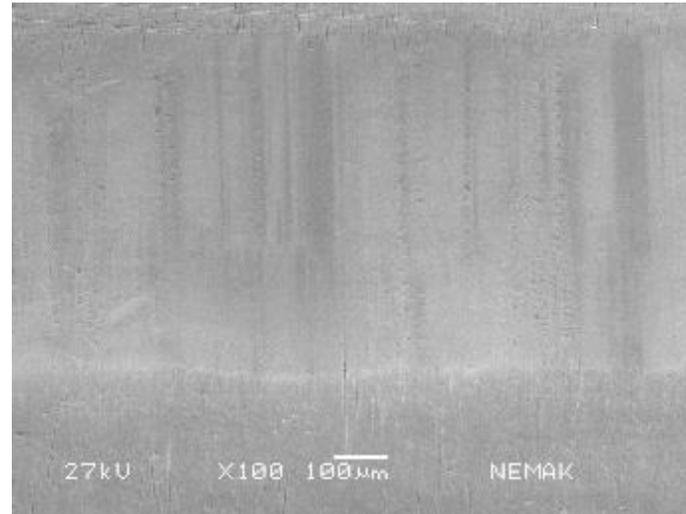


1000X

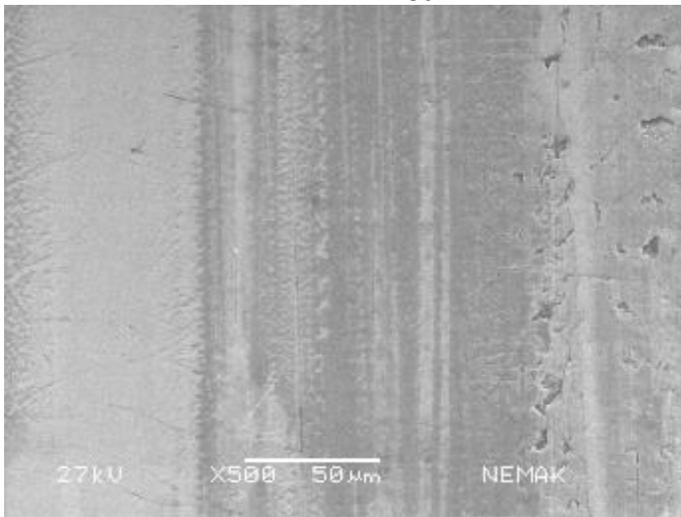
Figura A6.13 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Cr, Carga: 250N (muestra: 1Fe-Cr-250N).



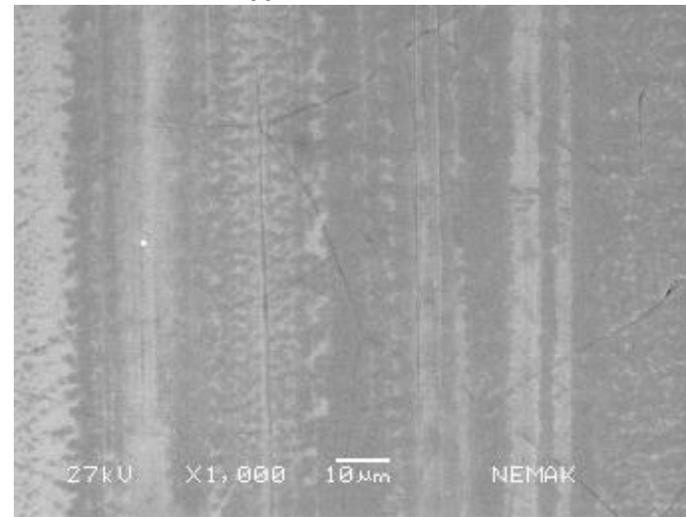
30X



100X

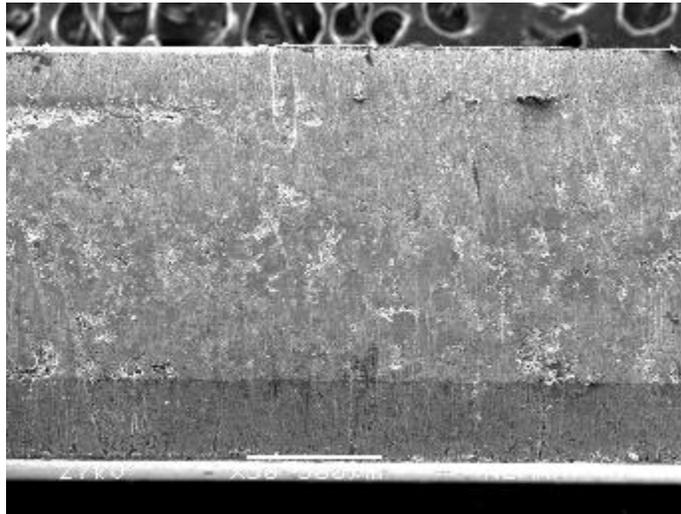


500X

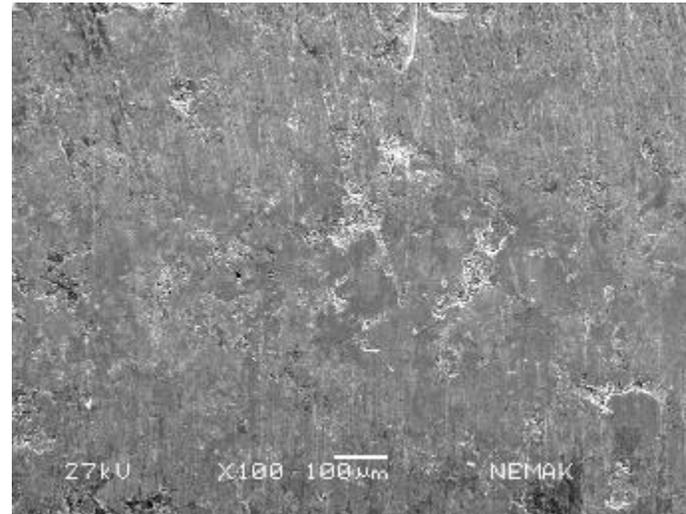


1000X

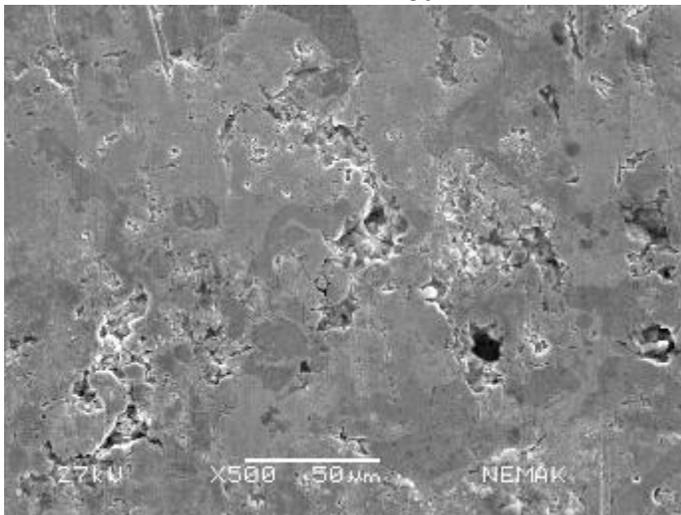
Figura A6.14 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Cr, Carga: 250N (muestra: 2Fe-Cr-250N).



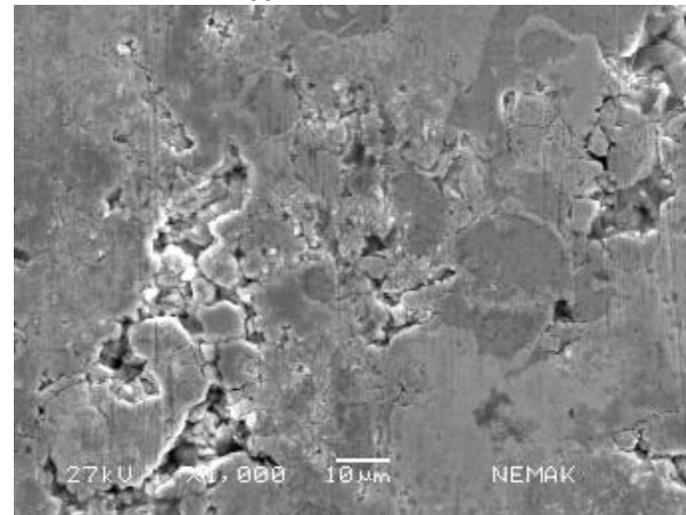
30X



100X

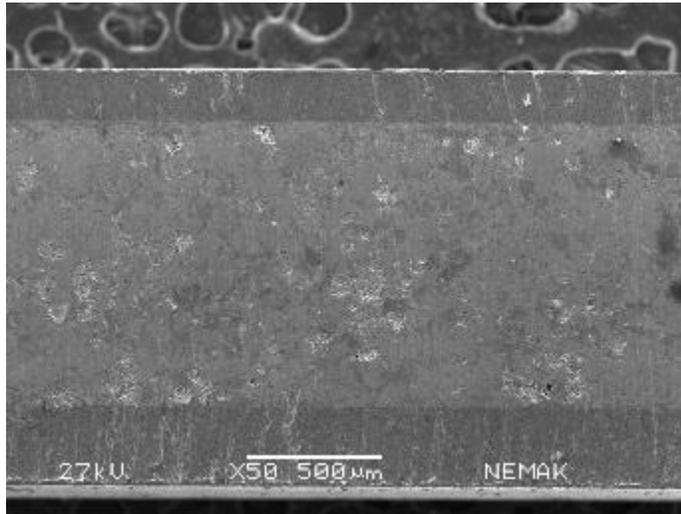


500X

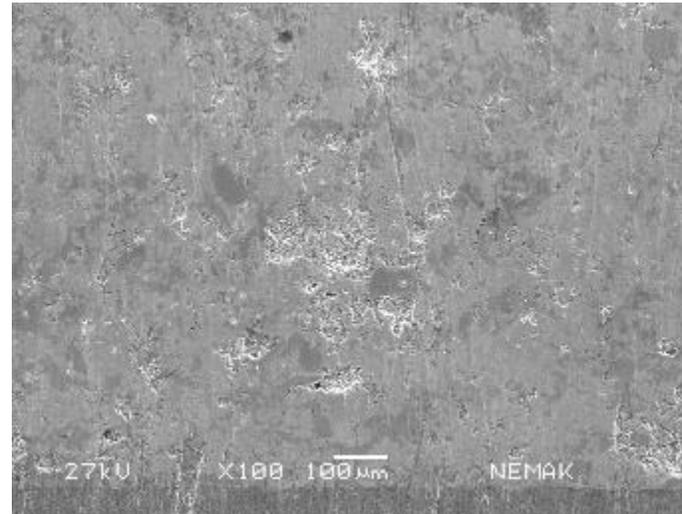


1000X

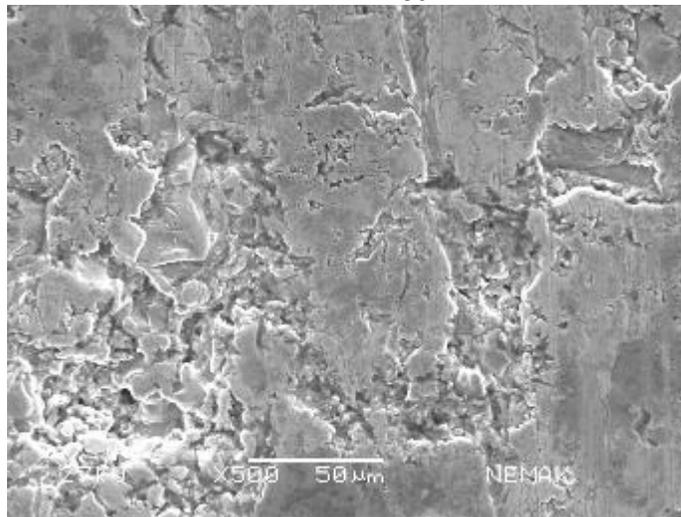
Figura A6.15 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Cr, Carga: 250N (muestra: 2Fe-Mo-250N).



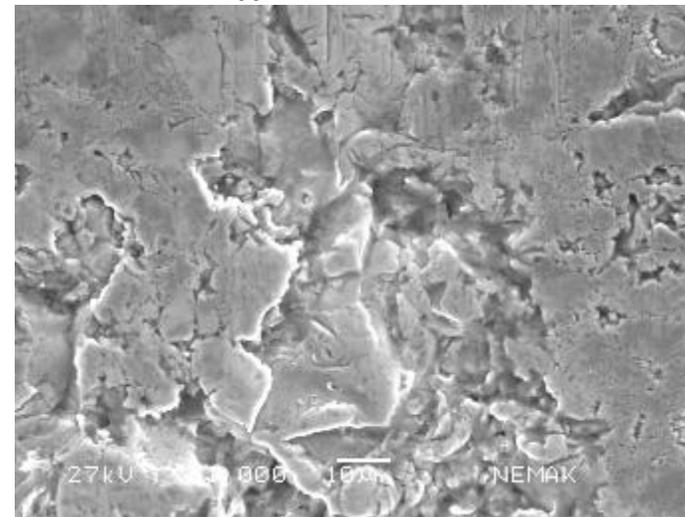
50X



100X



500X



1000X

Figura A6.16 Imágenes MEB en superficie de desgaste de la camisa de Al; Anillo: Cr, Carga: 250N (muestra: 3Fe-Mo-250N).

## Lista de Tablas

Tabla 1.1 Procesos alternativos para la sustitución de camisas de hierro gris.	12
Tabla 3.1 Aspectos fundamentales que afectan el desgaste	26
Tabla 5.1 Composición típica de lubricantes sintéticos	77
Tabla 5.2 Desarrollo de la clasificación de aceite de motor según API.	84
Tabla 6.1 Composición química de las aleaciones utilizadas en la fabricación de pistones.	101
Tabla 6.2 Propiedades típicas de los pistones de aluminio.	101
Tabla 7-2 Rango de composición química de los monobloques fabricados con la aleación NLLBA®	142
Tabla 8.1 Intervalo de composición química de los segmentos de camisa de aluminio	157
Tabla 8.2 Intervalo de composición química de los segmentos de camisa de hierro gris	158
Tabla 8.3 Composición química promedio de los segmento de anillos con molibdeno	158
Tabla 8.4 Composición química promedio de los segmento de anillos con cromo	159
Tabla 8.5 Resultados del coeficiente de fricción COF $(\mu)_{rms}$ para las diferentes pruebas	166
Tabla 8.6 Resultados desgaste; Pérdida masa (gr), Pérdida de volumen "Q" ( $mm^3$ ), Coeficiente de desgaste "K" y tasa de desgaste específica " $\omega_{esp}$ " ( $mm^3/N\cdot m$ ) para la camisa y el anillo	186

## Lista de Figuras

Figura 1.1 a) Pérdidas de un motor de combustión interna b) Distribución de las pérdidas de energías por fricción.	4
Figura 1.2 Diagrama binario Al-Si; las aleaciones con contenidos de Si menor a 12.6 % son llamadas hipoeutécticas; con contenidos superiores al 12.6% son llamadas hipereutécticas.	11
Figura 1.3 Disipación de calor en el conjunto anillo/ pistón-cilindro.	14
Figura 2.1 Características de un tribosistema.	18
Figura 2.2 Área de contacto aparente.	20
Figura 2.3 Área de contacto real.	20
Figura 2.4 Efecto del incremento de la fuerza sobre el área real de contacto.	21
Figura 2.5 Esfuerzo de contacto entre asperezas.	21
Figura 2.7 Reducción de las asperezas por contacto deslizante comparado con la condición estática.	23
Figura 3.1 Tasa de desgaste en función de a) temperatura b) carga.	27
Figura 3.2 Fractura de recubrimiento de la capa superficial.	27
Figura 3.3 Superficie típica de un material expuesto al ambiente.	29
Figura 3.4 Representación esquemática de las dos posibilidades del rompimiento durante el rompimiento de la interface.	30
Figura 3.5 Formación de la partícula de desgaste debido a una ruptura de las asperezas.	31
Figura 3.6 Representación esquemática del desprendimiento de un fragmento de material por corte plástico de las capas sucesivas de las asperezas que están en contacto.	32
Figura 3.7 Superficie de una aleación Al-Si desgastada por desgaste adhesivo. Nótese la formación de las partículas de desgaste.	33

Figura 3.8 Modelo simplificado del desgaste Archard.	34
Figura 3.9 Desgaste en función de la carga para un pin de bronce y uno de acero ferrítico en contacto deslizante contra un disco de acero grado herramienta en condición no lubricada.	38
Figura 3.10 Desgaste abrasivo a) a de los cuerpos [8] y b) a tres cuerpos.	40
Figura 3.11 Micrografías en microscopia electrónica de barrido mostrando micro-mecanismos de abrasión controlados por deformación plástica].	41
Figura 3.12 Micrografías en microscopia electrónica de barrido mostrando micro-mecanismos de abrasión controlados por deformación plástica.	42
Figura 3.13 Deformación de la sub-superficie en mecanismo de corte por partícula, como resultado de la deformación, se puede presentar endurecimiento por deformación.	43
Figura 3.14 Generación de grietas debido al indentador sobre una superficie frágil.	44
Figura 3.15 Superficie con desgastada por fatiga.	45
Figura 3.16 Ejemplo del material desplazado por la deformación de la partícula abrasiva la cual se desprende por fatiga.	46
Figura 3.17 Resistencia al desgaste abrasivo vs dureza.	47
Figura 3.18 pérdidas de masa de tres materiales dúctiles como función de la carga aplicada sujeta bajo el mecanismo de abrasión de dos cuerpos.	48
Figura 3.19 razones de desgaste de un cobre, sujeta a desgaste abrasivo en función de diferentes velocidades de deslizamiento y tamaño de partícula.	48
Figura 3.20 Volumen de desgaste de un acero en función de la distancia recorrida sujeta a desgaste abrasivo de dos cuerpos.	49
Figura 3.21 Esquema de (a) superficie de desgaste antes y después del desgaste, mostrando el achatamiento de la superficie abrasiva (b) superficie abrasiva tapada por las partículas de desgaste.	49

Figura 3.22. Erosión de una superficies según el ángulo de impacto a) normal b) diferente de 90°.	51
Figura 3.23. Mecanismo para desgaste erosivo a seco.	51
Figura 3.24. Montaje utilizado en las mediciones de desgaste erosivo en medio acuoso.	52
Figura 3.25 Mecanismos de remoción de material que actúan durante desgaste erosivo; a) abrasión a ángulos bajos de impacto, b) superficie de fatiga erosionada por impacto de partículas con ángulo alto a baja velocidad, c) fractura frágil o deformación plástica múltiple durante impacto a velocidades medias, d) superficie fundida a altas velocidades de impacto, e) erosión macroscópica con efectos secundarios, f) degradación de la red cristalina por impacto de átomos.	53
Figura. 3.26 Representación esquemática del efecto del ángulo de impacto en las velocidades de desgaste para materiales dúctiles y frágiles [26].	55
Figura 4.1 Diagrama de cuerpo libre que ilustra el movimiento de un cuerpo libre sobre una superficie [1].	58
Figura 4.2 Diagrama de equilibrio para un cuerpo sobre un plano inclinado.	61
Figura 4.3 Efecto de la carga en el coeficiente de fricción.	62
Figura 4.4 Mecanismos de fricción.	64
Figura 4.5 Mecanismo de fricción por adhesión durante el deslizamiento de dos superficies rugosas en contacto.	65
Figura 4.6 Fricción causada por impurezas abrasivas.	66
Figura 4.7 Esquema del mecanismo de fricción en deslizamiento por deformación.	66
Figura 4.8 Etapas de la fricción con respecto a distancia deslizada.	69
Figura 5.1 Tipos de aceites minerales a) parafinados b) parafinados con ramas c) Naftenos d) Aromáticos.	78

Figura 5.2 Regímenes de lubricación: a) Frontera ó Limite b) Mixto c) Hidrodinámico.	87
Figura 5.3 Curva de Stribeck.	88
Figura 5.4 Mapa de los regímenes de lubricación.	89
Figura 6.5 Componentes internos de un motor de combustión interna.	93
Figura 6.6 Ciclo de cuatro tiempos de un motor de combustión interna.	94
Figura 6.7 Configuración típica de los motores de combustión interna].	95
Figura 6.8 Distribución de las pérdidas debido a la fricción de los componentes internos de un motor de C.I.	98
Figura 6.5 Factores que afecta la fuerza de fricción en un motor de C.I.	98
Figura 6.6 Diagrama Stribeck, el cual muestra los regímenes de lubricación para la mayoría de los componentes del motor.	99
Figura 6.7 Corte transversal de un pistón con los anillos.	101
Figura 6.8 Partes principales del conjunto pistón biela.	102
Figura 6.9 Efecto del perfil del anillo en el flujo de aceite.	107
Figura 6.10 Tipos de anillos.	108
Figura 6.11 Efecto de las variables en el desgaste de los anillos del pistón/camisa de cilindros.	110
Figura 6.12 Efecto típico de la carga aplicada en la velocidad de desgaste.	112
Figure 6.13 Dependencia del desgaste corrosivo sobre la formación de la película protectora a) formación de una película protectora; b) sin película protectora.	113
Figura 6.14 Optimización de la velocidad de desgaste entre los mecanismos de desgaste adhesivo y corrosivo.	114

Figura 6.15. Influencia del contenido de azufre en la velocidad de desgaste.	115
Figura 6.16 Influencia de partículas abrasivas presentes en el aceite lubricante en el desgaste del cilindro.	116
Figura 6.17 Variación típica del espesor de la película lubricante a lo largo de la pared del cilindro.	117
Figura 6.18 Monocristales de Silicio expuestos en la superficie del cilindro de aleación NLLBA.	121
Figura 7.1 Categorías de pruebas de desgaste [4].	127
Figura 7.2 Configuración de anillo en contacto con segmento de cilindro bajo la acción de una carga con movimiento recíprocante.	130
Figura 7.3 a) Simulación del movimiento ascendente-descendente del pistón sobre cilindro en el motor b) Movimiento del conjunto a ensayar.	
Figura 7.4 Diagrama de fuerza de fricción de un motor de combustión interna. La fuerza de fricción se grafica como una función del ángulo de rotación del cigüeñal, en funcionamiento y durante el arranque.	131
Figura 7.5 Esquema tribómetro de movimiento recíprocante.	133
Figura 7.6 Partes internas del tribómetro de movimiento recíprocante.	134
Figura 7.7 Aplicación de peso muerto que se transmite a palancas que se traduce en fuerza normal al porta muestras donde va montado el segmento del cilindro.	135
Figura 7.8 a) Principales partes del tribómetro de movimiento recíprocante.	136
Figura 7.9 Principales partes del tribómetro de movimiento recíprocante.	138
Figura 7.10 Principales partes del tribómetro de movimiento recíprocante.	139
Figura 7.11 Matriz de experimentos.	140
	141

Figura 7.12 Patrón de maquinado en la superficie del cilindro (“honeado”).	143
Figura 7.13 a) Monobloque V8 4.6L fabricado con la aleación NLLBA, b) Block V8 4.6L después del proceso de acondicionado de los cilindros realizado por fabricante automotriz.	144
Figura 7.14 Segmento de cilindro del monobloque fabricado con la aleación NLLBA.	145
Figura 7.15 Segmentos de cilindro a) Aleación NLLBA® b) Hierro gris.	145
Figura 7.16 Anillo #1 seleccionado para el presente estudio.	146
Figura 7.17 Caracterización por EDX del recubrimiento de molibdeno en el anillo de pistón utilizado.	147
Figura 7.18 Caracterización por EDX del recubrimiento de cromo en el anillos de pistón utilizado.	148
Figura 7.19 Balanza analítica de precisión Denver Instruments P-114 con una precisión de +/-0.0001g.	149
Figura 7.20 Determinación de fuerza tangencial (fuerza de fricción) por medio de celda de carga, la cual se comprime y tensiona con el movimiento recíprocante al que está sometido el segmento de cilindro [13].	154
Figura 7.21 Programa utilizado para la determinación del coeficiente de fricción dinámico $COF_{rms}$ [13].	154
Figura 8.1 Microestructura del cilindro de aluminio.	160
Figura 8.2 Microestructura del cilindro de hierro gris.	161
Figura 8.3 Microestructura del anillo de molibdeno.	162
Figura 8.4 Microestructura del anillo de cromo.	163
Figura 8.5 Gráfica del coeficiente de fricción en función del tiempo, se muestra la zona en la cual se realizó el análisis de datos.	165
Figura 8.6 Gráfica del coeficiente de fricción (COF) en función del tiempo para camisa de Al y anillo de Mo a una carga de 100N.	168
Figura 8.7 Gráfica del coeficiente de fricción (COF) en función del tiempo para camisa de Al y anillo de Cr a una carga de 100N.	168

Figura 8.8 Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Fe; anillo: Mo @100N.	169
Figura 8.9 Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Fe; anillo: Cr @100N.	169
Figura 8.10 Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Al; anillo: Cr @200N.	170
Figura 8.11 Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Al; anillo: Mo @200N.	170
Figura 8.12 Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Fe; anillo: Cr @200N.	171
Figura 8.13 Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Fe; anillo: Mo @200N.	171
Figura 8.14 Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Al; anillo: Cr @ 250N.	172
Figura 8.15 Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Al; anillo: Mo @ 250N.	172
Figura 8.16 Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Fe; anillo: Cr @ 250N.	173
Figura 8.17 Gráfica del coeficiente de fricción (COF) Vs tiempo en la condición: camisa Fe; anillo: Mo @ 250N.	173
Figura 8.18 Coeficiente fricción por carga de 100N.	174
Figura 8.19 Coeficiente fricción por carga de 200N.	175
Figura 8.20 Coeficiente fricción por carga de 250 N.	176
Figura 8.21 Valor promedio de COF ( $\mu$ ) a cargas de 100, 200 & 250 N.	177
Figura 8.22 Coeficientes de fricción de diferente materiales utilizados en la fabricación de cilindros (ensayados en contacto directo con un anillo de cromo a 200N de carga utilizando un aceite 5W-30 a 10Hz y con una longitud de ensayo de 10mm.	179

Figura 8.23 Coeficientes de fricción promedios obtenidos comparados con datos de investigaciones previas. Las condiciones del ensayo fueron carga de 200N en contacto con anillo de cromo, utilizando lubricante 5W-30 con una duración de 20hrs [3].	180
Figura 8.24 Porcentaje del aumento o disminución del COF de diversos materiales comparados Vs Hierro gris en contacto con anillo de cromo utilizando lubricante 5W30 con una duración de 20 hr.	180
Figura 8.25 Pérdida de masa en la camisa a cargas de 100, 200 & 250N.	185
Figura 8.26 Promedio de pérdida de masa para la camisa de Al a cargas de 100, 200 y 250 N.	186
Figura 8.27 a) Promedio de pérdida de masa para la camisa de Fe a cargas de 100, 200 & 250 N.	186
Figura 8.28 Comparativo del promedio de pérdida de masa en la condición de 250 N.	187
Figura 8.29 Promedio de pérdida del volumen en la camisa a cargas de 100, 200 y 250 N.	188
Figura 8.30 Promedio de desgaste volumétrico y coeficiente de fricción de la camisa, en función de la carga aplicada.	190
Figura 8.31 Desgaste volumétrico de anillo en la condición de 100 N, 200 N y 250 N.	191
Figura 8.32 Regímenes de lubricación y coeficientes de desgaste como una función del espesor de la película lubricante $\lambda$ .	193
Figura 8.33 Coeficiente de desgaste K (adimensional).	194
Figura 8.34 Tasa específica de desgaste específica ( $\text{mm}^3/\text{N}\cdot\text{m}$ ).	194
Figura 8.35 Valor promedio de la Tasa de desgaste específico ( $\omega$ esp) de la camisa de hierro y aluminio a carga de 100, 200 y 250N.	195
Figura 8.36 Diagrama transición por el IRG.	196

Figura 8.37 Cantidad de veces mayor desgaste en la condición de cilindros de aluminio con respecto a su tribopar equivalente de Hierro @100N, 200 & 250N.

Figura 8.38 Superficie de huella desgastada en el tribopar  
a) Al-Cr-100N b) Al Mo-100N c) Fe-Cr-100N d) Fe-Mo-100N.

Figura 8.39 Superficie de huella desgastada en el tribopar  
b) a) Al-Cr-200N b) Al Mo-200N c) Fe-Cr-200N d) Fe-Mo-200N.

Figura 8.40 Superficie de huella desgastada en el tribopar a) Al-Cr-250N b) Al Mo-250N c) Fe-Cr-250N d) Fe-Mo-250N.

Figura 8.41 Superficie de huella desgastada en un cilindro con 100 mil km de funcionamiento.

Figura 8.42 Progresión de la huella de desgaste conforme la carga comparada con muestra con 100K km.

Figura 8.43 Proyecciones de las regulaciones impuestas por el CAFE.