

308917⁹
2ej



UNIVERSIDAD PANAMERICANA

ESCUELA DE INGENIERIA

CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESTUDIO DEL DESGASTE Y FALLA EN ARBOL
DE LEVAS PARA AUTOMOVIL

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

AREA: ELECTROMECHANICA

P R E S E N T A

LUIS OMAR / **ESCALANTE SOLIS**

REVISOR: DR. PIOTR MACIEJ RUSEK PIELA

MEXICO, D. F.

1999

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Quiero dedicar no este libro, sino lo que éste representa a:

Mi Padre, 'El Güero'.

**Por su educación paterna dedicada, con libertad y disciplina,
con reconocimiento y observación de mis fallas y lo más
importante su amor fuente escuchante y guiadora
sin ser paternalista.**

Mi Madre.

**Por su amor, aún entre trincheras y resguardo
de buena educación.**

A mi hermana.

**Por su siempre fe en mí y copartícipe
de mi juventud.**

A mi abuelo.

**El Coronel Eduardo Solís San Martín.
Por su ejemplo eterno de disciplina,
lealtad y ciega confianza hacia mí.**

A Paulina.

**Por su siempre sonrisa en la adversidad,
por ser fuente inagotable de amor y
confianza, y por ser una dama.**

A mi abuelo

Mario Escalante.

**Por ser origen no de un deporte sino
de toda una enseñanza de vida.**

A la familia Baéz.

Por su afecto e integración.

A los Escalante.
Por ser vivo ejemplo de pasión por la vida.

A Julia Ayub.
Por ser pilar de mi niñez y un cariño siempre expresivo.

Al Chaca Chaca.
Por su siempre atinado consejo.

A mis amigos.
Por su siempre presencia, respaldo,
compañerismo y lo más importante,
por ser amigos.

Al Dr. Rusek.
Por ser fuente generosa de conocimiento,
guía de un comportamiento profesional
y ético, y por su siempre preocupación
de mantener a este grupo como uno solo.

A mis Profesores.
Por no ser bibliotecas sino forjadores
de una estructura mental.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	v
CAPÍTULO I.	
MECANISMOS Y TEORÍA DE DESGASTE	1
1.1. Contactos Mecánicos	5
1.1.1. Contacto y fricción de superficies en Ingeniería	9
1.1.2. La teoría de contacto elástico y el papel de la topografía superficial	13
1.2. Teoría del desgaste por adhesión	19
1.2.1. Discusión de teorías de desgaste	23
1.3. Teoría de desgaste abrasivo	29
1.4. Teoría de desgaste por fatiga	31
1.5. Teoría de desgaste por corrosión	34
1.6. Desgaste lubricado	37
1.7. Sistemas de levas	47
CAPÍTULO II	
DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	49

CAPÍTULO III	
DIAGNÓSTICO TRIBOLÓGICO	50
3.1. Historia de la máquina	50
3.2. Equipos de soporte para diagnóstico tribológico	50
3.3. Obteniendo la muestra más útil	51
3.3.1. Para la persona encargada de la obtención de la muestra	51
3.4. Para la persona realizando el diagnóstico	52
3.5. Métodos analíticos para la medición de desgaste	54
3.6. Determinación de la composición química	55
3.6.1. Prueba del sulfato de cobre para el hierro	55
3.6.2. Prueba del sulfuro	55
3.6.3. Prueba del aluminio	56
3.7. Determinación metalúrgica	56
3.8. Mecanismos de desgaste	57
3.8.1. Síntomas de mecanismos de desgaste	58
3.8.1.1. Desgaste abrasivo	58
3.8.1.2. Desgaste adhesivo	58
3.8.1.3. Desgaste por <u>scuffing</u>	58
3.8.1.4. Desgaste por oxidación	58
3.8.1.5. Desgaste por fatiga de la superficie	59
 CAPÍTULO IV.	
FORMULARIO TRIBOLÓGICO,	
RESULTADOS Y SUGERENCIAS	
DE INVESTIGACIÓN	60
4.1. Formulario tribológico	60
4.2. Resultados del formulario tribológico	62
4.3. Sugerencias de investigación	63

CAPÍTULO V.	
HIPÓTESIS TRIBOLÓGICAS SOBRE LAS	
POSIBLES CAUSAS DE LA FALLA	65

CAPÍTULO VI.	
METODOLOGÍA DE LAS INVESTIGACIONES	
TRIBOLÓGICAS	67
6.1. Pasos para la obtención de una o más hipótesis	67
6.1.1. Apoyo en el formulario tribológico	67
6.1.2. Observaciones macrofractográficas	67
6.1.3. Elaboración de una o varias hipótesis	67
6.2. Pruebas para comprobar la o las hipótesis	67
6.2.1. Obtención de muestras	67
6.2.2. Análisis de dureza	68
6.2.3. Análisis metalográfico	68
6.2.4. Composición microestructural	68
6.2.5. Análisis de esfuerzos	68
6.2.6. Análisis químico	69
6.3. Conclusiones,	69

CAPÍTULO VII.	
RESULTADOS DE LAS INVESTIGACIONES	70
7.1. Resultados del análisis de dureza	70
7.2. Resultados del análisis metalográfico	72
7.3. Resultados de análisis de esfuerzos	79
7.4. Resultados de análisis químico	86

CAPÍTULO VIII.	
CONCLUSIONES.....	92
CAPÍTULO IX.	
SUGERENCIAS Y CAMBIOS INDISPENSABLES	
PARA EVITAR FUTURAS FALLAS PARECIDAS	95
9.1. Sugerencias en diseño	95
9.2. Cambios para evitar futuras fallas parecidas	96
BIBLIOGRAFÍA.....	97

INTRODUCCIÓN.

Ya desde los bárbaros del periodo neolítico se tenían problemas de fricción, lubricación y desgaste alrededor del 3,500 a 1,500 a. de J.C. Para que exista un avance tecnológico es necesario que el hombre dé forma a materiales metálicos o no metálicos siguiendo el diseño anteriormente concebido de algún componente, ya sea una lanza para caza o un vehículo de transporte con ruedas. Entre los utensilios tribológicos, los más comunes eran los taladros hechos de concha, hueso y piedra. Todo indica que aún en la Edad Media la piedra fue uno de los materiales preferidos en Europa cuando se necesitaba resistencia al desgaste. Los tecnólogos siempre han buscado la manera de combatir o aprovechar el desgaste. Para que exista este proceso se requiere que los componentes estén en contacto directo, y para reducirlo se ha pensado en lubricantes que separen las superficies.

Además de ciertos requisitos como la capacidad de soportar una carga, común en la mayoría de los materiales estructurales en ingeniería, los componentes tribológicos deben cumplir con los criterios de fricción especificados. En algunas situaciones debe establecerse un valor de fricción alto, como en las superficies de un sistema de frenado, mientras que en otros casos es importante establecer un criterio de baja fricción como en una flecha que gira en un cojinete. El desgaste de las superficies que interactúan es benéfico durante la etapa del ajuste inicial y puede ser benéfico para una organización en donde la idea sea producir artículos de consumo o equipo importante de rápida obsolescencia. No obstante, el desgaste no necesario se

debe reducir al mínimo y la sociedad moderna y futura probablemente necesitará de componentes duraderos y los especialistas en tribología adquirirán el compromiso de obtener pérdidas mínimas en la resistencia friccional. Para lograr estos objetivos, el punto de partida debe ser analizar la cinemática de los componentes que interactúan en situaciones tribológicas. Junto con el conocimiento de carga de trabajo y entorno, se proporciona una base para seleccionar, entre otras cosas, la lubricación, el material y la técnica de fabricación.

El término tribología proviene del griego:

tribos - fricción

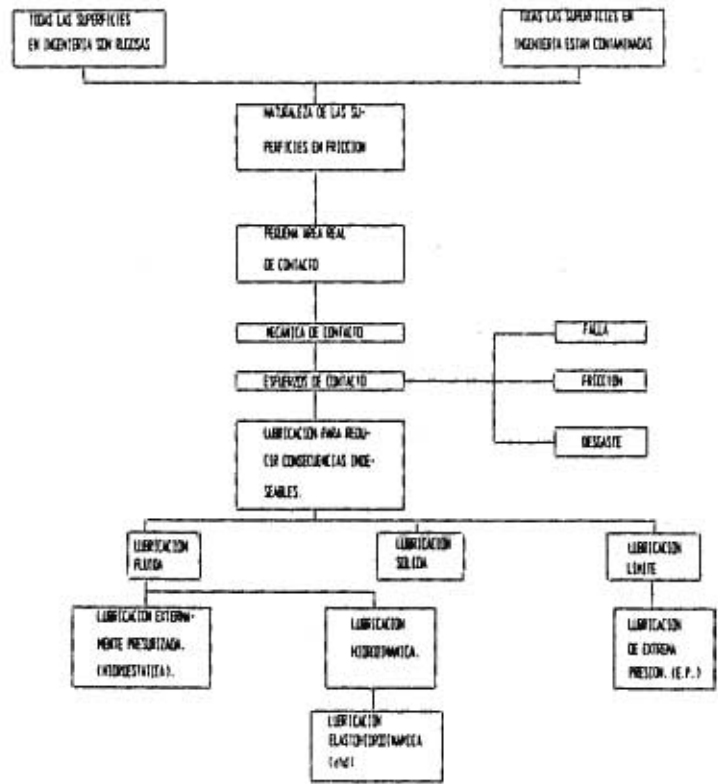
logos - estudio

Definición de tribología.

Tribología es la ciencia y la tecnología relacionada a las superficies lubricadas, que interactúan y se mueven una con la otra, y todos los aspectos prácticos conectados con esto.

El DIAGNÓSTICO TRIBOLÓGICO es de gran importancia ya que con éste se pueden lograr reducciones de desgaste, y hacemos énfasis en la reducción de desgaste, ya que éste, es de mucha mayor importancia que la pérdida de energía debido a mucha fricción, esto debido al alto incremento de costos debidos a elevados niveles de desgaste o costosos periodos de tiempo de ensamblaje provocados por fallas de desgaste.

TRIBOLOGIA BASICA.



CAPÍTULO I

MECANISMOS Y TEORÍA DEL DESGASTE.

Todas las superficies en ingeniería son rugosas. En términos de tribología esta es su primera característica importante, esto significa que cuando se les aplica carga las superficies sólo tocan una muy pequeña parte de su área aparente de contacto. Por lo tanto la tribología involucra la mecánica de contacto y es común representar las protuberancias superficiales como partes de esferas.

Debido a que el área real de contacto es pequeña los esfuerzos de contacto son altos. Es esta característica la cual le da a la tribología su especial ocupación, de hecho, este es su mayor interés científico. Es por esto que nos ocuparemos de eventos que son pequeños en tamaño pero intensos en escala.

La existencia de capas de contaminantes es crucialmente importante para la tribología.

El desgaste en tribología tiene un número importante de características. Primero, su magnitud puede variar dentro de un gran rango. En la tabla 1.1 se muestran rangos de desgaste no lubricado y coeficientes de fricción para un rango de materiales. Como se podrá ver los niveles de desgaste varían sobre un muy amplio rango casi (10^5) las variaciones en coeficientes de fricción son, en comparación, insignificantes (un factor menor a 4). Este amplio rango es aumentado todavía más con lubricación y otras técnicas de reducción de desgaste. Segundo porque en este amplio rango, en términos de ingeniería y economía, el desgaste es frecuentemente el objeto tribológico de mayor importancia.

TABLA 1.1 RANGOS DE DESGASTE NO LUBRICADOS Y COEFICIENTES DE FRICCIÓN PARA VARIOS METALES.

Superficie de Desgaste.	Contra Superficie	Rango de des- Gaste 10^{-6}mm^3 por m de desliza- Miento.	Dureza. Kg/mm ²	Coefficien- tes de fric- ción. (μ)	Coefficien- tes de des- gaste (K)
Acero suave	Acero suave	1.57×10^4	186	0.62	7×10^{-3}
60/40 Bronce	Acero Herramental	2.4×10^3	95	0.24	6×10^{-4}
PTFE	Acero Herramental	2.0×10^2	5	0.18	2.4×10^{-5}
	Acero Herramental	32	690	0.60	5.5×10^{-5}
Acero ferriti- co. inoxidable	Acero Herramental	27	250	0.53	1.7×10^{-5}
Polietileno	Acero Herramental	3	17	0.53	1.3×10^{-7}
Carburo de Tungsteno.	Carburo de Tungsteno.	0.2	1300	0.35	1×10^{-6}

Como se puede apreciar en la tabla 1.1. los niveles de desgaste han sido expresados como el volumen removido por unidad de corrimiento en distancia. Expresado de esta manera, el nivel de desgaste tiene dimensiones de área, gracias a que la real área de contacto es el concepto central de

fricción en seco. De hecho un método apropiado de medición de la severidad de desgaste es, por lo tanto, el radio de desgaste, con referencia a la real área de contacto. Este es el coeficiente de desgaste K , mostrado en la última columna de la tabla 1.1.

Ya que hablamos de lubricación mencionaremos, que en la actualidad los lubricantes más comunes son las capas de óxidos presentes en las superficies de los metales. Debido a la naturaleza de las uniones metálicas interatómicas, las superficies metálicas muy limpias casi siempre sueldan en contactos friccionantes y por lo mismo son severamente dañados. Así la existencia de óxido y otras capas naturales en la superficie representan el primer agente reductor de desgaste en tribología.

Por otro lado, el método ideal de protección es la completa separación de superficies por una película de fluido líquido o gas. La película de fluido lubricante puede ser producida de dos maneras. Primero, el fluido puede ser inyectado por medio de una bomba, esta es lubricación hidrostática o externamente presurizada, un sistema el cual es particularmente valioso para la protección de superficies estacionarias o de muy lento movimiento. Segundo, si existe un fluido entre las superficies, una presión puede ser generada adentro por el movimiento relativo de superficies; esta presión puede soportar la aplicación de una carga. En otra palabras, la presión así generada aumenta con la velocidad y la viscosidad de la película lubricante entre las superficies. Este es el mecanismo de operación de la lubricación hidrodinámica. La aplicación más común para estos tipos de películas lubricantes ocurre en chumaceras, donde en esencia la forma de la película del flujo es conocida. Es conveniente, por consiguiente, agrupar estas aplicaciones como Teoría de Lubricación Clásica.

Muchas situaciones ocurren cuando la forma ideal de la película del flujo de lubricación es imposible ya sea por la presencia de un flujo inapropiado o porque las condiciones son muy severas para soportar una capa de flujo. A estas condiciones se les conoce como contacto sólido amortiguado. En años recientes los lubricantes sólidos han jugado un papel importante en la solución de problemas de tribología, cuyo particular campo de aplicación mas no exclusivo, es la temperatura, a la cual los flujos lubricantes son inestables, y donde la renovación de un flujo lubricante es cansado o costoso.

Hablar de la amortiguación de contacto sólido es hablar de lubricación límite. Históricamente, este término fue primeramente usado para explicar la eficiencia lubricante en condiciones donde los mecanismos clásicos de flujos lubricantes fueron pensados no ocurrieron. En años más recientes, el término de lubricación límite ha llegado a ser usado principalmente para aquellas situaciones donde las propiedades moleculares, por encima de las propiedades de la masa del lubricante, juegan un papel significativo. En modernas teorías de lubricación límite, absorción física de monocapas de las especies de lubricante límite por encima de las superficies fue designado el papel principal. Más tarde las películas de óxido y las capas multimoleculares se mostraron como significativas. Al mismo tiempo, científicos armados con estas ideas básicas, han desarrollado lubricantes para un rango de situaciones prácticas donde la lubricación es difícil; los aditivos de E.P. (extrema presión) fueron desarrollados para condiciones, donde las presiones de contacto son altas, de hecho, actualmente se está de acuerdo en que es la alta temperatura y no la alta presión el principal factor en el inicio de la acción lubricante de aditivos de E.P.

1.1 CONTACTOS MECÁNICOS.

Tomaremos el caso de una esfera: cuando una esfera es presionada contra otra esfera o contra una superficie plana bajo una ligera carga (W), las deformaciones son enteramente elásticas al mismo tiempo que ocurren otras cosas, tales como: primero, los dos cuerpos en contacto se mueven juntos bajo la carga aplicada; segundo, las superficies de los dos cuerpos en la vecindad del contacto serán deformados; en este ejemplo de esferas en contacto es obvio, desde una consideración de simetría, que el área de contacto será un círculo. Sobre esta área existen presiones de contacto las cuales soportan la carga aplicada y también producen las deformaciones superficiales. Las expresiones que describen estos contactos elásticos son las ecuaciones de Hertz :

El radio (a) del área circular de contacto está dado como

$$a = (3WR' / 2E')^{1/3}$$

La presión de contacto sobre el área de contacto tiene una simetría circular y a una distancia r ($r < a$) desde el eje es :

$$p = p_0(1 - r^2/a^2)^{1/2} \quad , \quad p_0 = 3W / 2\pi a^2 = 3/2p_m$$

Los dos cuerpos se mueven a una distancia α , donde :

$$\alpha = a^2 / R'$$

En estas ecuaciones :

$$1/E' = 1/2(1/E'_1 + 1/E'_2) \quad , \quad e_1 = E_1/(1 - \nu_1^2) \quad , \quad E_1 = E_2/(1 - \nu_2^2)$$

También :

$$1/R' = 1/R_1 + 1/R_2$$

En la notación usada aquí los subíndices 1 y 2 se refieren a los dos cuerpos en contacto, E es el módulo de Young y ν es el de Poisson. R_1 y R_2 son los radios de curvatura de los dos cuerpos.

Las anteriores ecuaciones de Hertz son dignas de los siguientes comentarios:

- a. La magnitud del contacto depende del radio relativo de curvatura R' . Así el signo de R_1 y R_2 es positivo para un cuerpo convexo y negativo para un cuerpo cóncavo.
- b. La magnitud de contacto también depende del "módulo elástico reducido" E' , como uno puede esperar, cuando materiales diferentes son usados la E' es mucho más dependiente de las propiedades elásticas del cuerpo más elástico.
- c. La distribución de la presión sobre la zona de contacto es de forma semi-elíptica con una máxima presión, P_0 , al centro. Esta máxima presión es 1.5 veces que la presión principal, $P_m = (W/\pi a^2)$, sobre toda el área de contacto.
- d. Los cuerpos se mueven juntos a una distancia α , la cual es exactamente 2 veces el valor de $(a^2/2R')$ necesaria para producir un área circular de contacto, πa^2 , por remoción de material.

La siguiente ecuación puede ser considerada como una expresión de las ecuaciones de Hertz de la forma 'esfuerzo/deformación', la deformación representativa de la región de contacto es (α/a) o $\sqrt[3]{(\alpha/R)}$.

Consideraremos ahora condiciones en el otro extremo, por ejemplo, contacto bajo cargas muy grandes. Asumir para este caso, que un cuerpo tiene una dureza significativamente mayor que el otro cuerpo. La situación es ahora similar a la prueba de dureza de Brinell y la esfera dura deformará

plásticamente a la superficie opuesta dejando una infestación permanente. El radio del área circular de contacto será dado por:

$$W = \pi a^2 H, P_m = W/\pi a^2 = H$$

donde H es la dureza de indentación del cuerpo más suave de los dos en contacto, comúnmente expresado en unidades Kgf/mm².

Hemos discutido las ecuaciones de contacto aplicables a los dos extremos de carga, a cargas ligeras, cuando la deformación es enteramente elástica, y a cargas pesadas, cuando la deformación plástica es dominante. Ahora presentamos un rango de cargas donde la deformación es una mezcla de elástica y plástica. Claramente, este rango estará centrado en una carga crítica para el cual ambas ecuaciones darán los mismos valores de la magnitud de contacto y presión. Así podemos obtener una ecuación para la carga crítica W₂ :

$$W_2 = (9\pi^2)H^3/4(R'/E')^2 = 69.8H^3(R'/E')^2$$

Al final del rango de deformación puramente elástica W₁, puede, en principio, ser fácilmente definido. Es la carga a la cual el máximo esfuerzo cortante en la distribución de esfuerzos por debajo del contacto excede el límite elástico. Un completo análisis de los esfuerzos Hertzianos nos da la relación:

$$H = 2.7Y$$

donde Y es el esfuerzo de cedencia para tensión uniaxial, muestra que el primer comienzo de flujo plástico ocurre cuando la presión principal de contacto, P_m, tiene un valor de aproximadamente .4H. La relación entre P_m y W en el rango elástico, dará como aproximación:

$$W_2 = 15W_1$$

Un completo análisis de indentación [1] muestra que una conveniente definición del rango de plasticidad es aquel que ocurre a cargas en exceso algo así como del orden de 200 veces la carga a la cual el flujo plástico comienza a ocurrir ($W_3 > 200W_1$); W_3 marca el final del rango intermedio y el comienzo de las condiciones plásticas. Para una conveniente comparación con la ecuación anterior y con una suficiente exactitud ingenieril, se puede escribir:

$$W_3 = 15W_2$$

El anterior análisis muestra como es posible dar una simple declaración de la teoría de contacto de cuerpos esféricos que incluye el difícil régimen intermedio elástico/plástico. Es quizás apropiado observar que, aunque los contactos mecánicos tienen sus complejidades, tienen ciertas similitudes básicas con otros aspectos de la ingeniería mecánica en donde el análisis esfuerzo/deformación es la base del diseño. Así, en general la tensión y la fatiga llegan a ser muy significativas según se aprovechen las condiciones del límite de elasticidad, así en problemas de contacto la tensión y la fatiga llegan a ser muy importantes según el diseño de carga aproveche la carga límite W_1 .

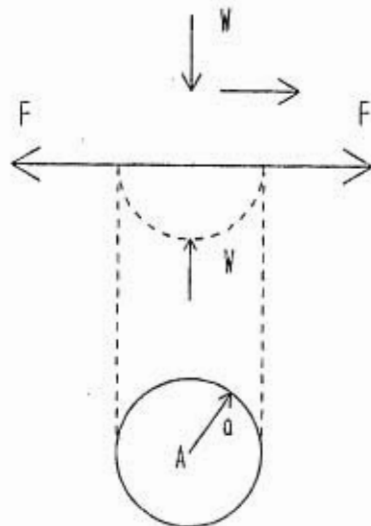
La teoría dada en esta sección es importante en dos aspectos de la tribología. En una pequeña escala da la teoría esencial para cualquier relevante discusión de la naturaleza de los contactos de aspereza. En escala macroscópica, la teoría es importante en el análisis de elementos no maquinados. Hemos subrayado aquí la teoría apropiada para contactos de punto, tal como ocurre en cojinetes de bola y algunos engranes. La teoría de contacto para contactos de línea, como ocurre en cojinetes de rodillo, no será dada aquí. Sus esenciales principios físicos son similares a la teoría

dada arriba sólo con excepción de que la distribución de esfuerzos es bidimensional preferiblemente que tridimensional.

1.1.1. CONTACTO Y FRICCIÓN DE SUPERFICIES EN INGENIERÍA.

Como se discutió anteriormente, la idea crucial en cualquier teoría de fricción en seco es el concepto de una área real de contacto formada por el contacto de un número limitado de asperezas en las superficies opuestas. Una representación de este modelo se muestra en la figura 1.1 .

FIG. 1.1. Modelo conceptual de área de contacto, $A (= \pi a^2)$, entre las asperezas de dos cuerpos deslizantes la cual soporta una carga normal W . La fuerza de fricción F es requerida para cortar la unión formada por el área A . El corte puede ocurrir con o sin daño.



Una representación del modelo supuesto es mostrado en la Fig. 1.1., por Holm [2]. Ernest y Merchant [3] y Bowden y Tabor [4] fueron los primeros investigadores de este modelo argumentaron que esta área real de contacto era tan pequeña que la presión de contacto aprovechaba el valor del límite superior establecido por la dureza (H) del más suave de los dos cuerpos en contacto. El área real de contacto (A) está entonces dada por la relación:

$$A = W/H \quad (a)$$

y A es también independiente de los detalles de la topografía superficial y del área aparente de contacto. Uno entonces argumenta que la mayor fuerza de fricción es la fuerza requerida para cortar las conexiones formadas entre los dos cuerpos en su área real de contacto. La fuerza de fricción (F) será así dada por

$$F = sA \quad (b)$$

donde s es la fuerza cortante de estas conexiones, la cual será una función de los materiales formando los dos cuerpos. Combinando las dos ecuaciones anteriores obtenemos para el coeficiente de fricción la ecuación:

$$\mu = F/W = sA/HA = s/H \quad (c)$$

Esta última ecuación es una primera y simple expresión de la teoría de adhesión de fricción. Ésta da una lógica explicación de las leyes de fricción la cual debe ser central en cualquier teoría de fricción aceptable. El corazón

de esta explicación es la suposición de que la fuerza de fricción F , es proporcional al área real de contacto, A ; A , a su vez, es proporcional a la carga, W e independiente del área aparente de contacto. Así F es proporcional a W (porque A es proporcional a W) y es independiente del área aparente (porque A es independiente del área aparente). Estas son las leyes de fricción de Amontons. La teoría de adhesión también permite conocer otro criterio importante para cualquier teoría aceptable de fricción, ésta postula un mecanismo para fricción el cual es disipativo en carácter. Por ejemplo, la idea, originalmente propuesta por Coulomb, que la fricción surgió desde la fuerza requerida para elevar un cuerpo deslizándolo por un plano inclinado formado de contactos ásperos individuales, no conoce este criterio sin una elaboración más significativa. Uno tiene aquí, en esencia, una montaña rusa en acción, la cual, a menos que se postule algún mecanismo, está sin fricción.

La teoría implícita en las ecuaciones (a,b,c) está abierta a ciertas objeciones como son: primero, uno puede preguntar si es aceptable que la deformación de las asperezas es siempre plástica como está implícito en la ecuación (a). Los investigadores Bowden y Tabor [4] argumentaron que la examinación de la topografía de la superficie reveló la existencia de asperezas, teniendo muy pequeño radio de curvatura. Así la aplicación de la ecuación:

$$W_2 = 9\pi^2/4(H^3)(R'/E')^2 = 69.8H^3(R'/E')^2$$

o la ecuación equivalente para W_1 usando la ecuación (a), mostraban que las cargas necesarias para la iniciación de la deformación plástica eran muy pequeñas. Por lo tanto, el flujo plástico fue el modo más probable de deformación por asperezas. Posteriormente fue argumentado que,

particularmente cuando superficies son sometidas a una fricción repetida, una proporción significativa de las asperezas deben ser sometidas a deformación elástica más que a deformación plástica. La manera en que este problema ha sido resuelto y el argumento esencial de las ecuaciones (a,b,c) preservado bajo condiciones de contactos múltiples es discutido en la siguiente sección.

Una segunda objeción a la teoría de las ecuaciones (a,b,c) es que ésta está exageradamente simplificada. Así la ecuación (a) da el área de contacto, A , bajo condiciones de una carga normal estática W . La imposición de cargas significativas superpuestas tangencialmente, implícita en cualquier valor razonable del coeficiente de fricción μ , implica un incremento en el valor de A el cual ahora es dependiente de W y μ . Este problema ha sido rigurosamente examinado, tanto teóricamente como experimentalmente[5], para el caso donde es asumido que la conexión de asperezas es entre metales limpios y una fuerte soldadura está formada.

Estos estudios de modelos de conexiones muestran que con una fuerte adhesión hay un crecimiento en tamaño. Con menor adhesión, tal, como hemos sugerido, es más común en ingeniería, la teoría vuelve a acercarse a la situación descrita por las ecuaciones (a,b,c).

1.1.2. LA TEORÍA DE CONTACTO ELÁSTICO Y EL PAPEL DE LA TOPOGRAFÍA SUPERFICIAL.

Hasta este momento podemos tener una conclusión muy importante, y ésta es que la gran mayoría de los contactos ásperos en situaciones prácticas de ingeniería, ocurren sin desgaste o daño. Esto significa, entonces, que las asperezas de una superficie sometida a una fricción repetida deben ser

friccionadas muchas veces sin daño, porque la deformación plástica es irreversible, esto significa que aunque la deformación inicial puede ser plástica en su mayoría, sino es que totalmente, los contactos subsiguientes tienen que ser elásticos.

Para un contacto elástico de cualquier polímero o metal las relaciones entre el área de contacto, carga y fricción son:

$$A \propto W ; F \propto A ; \therefore F \propto W ; \mu = F/W \propto W$$

Para condiciones de contactos múltiples, la deformación restante es completamente elástica, las relaciones son:

$$A \propto W^n ; F \propto A ; \therefore F \propto W^n ; \mu = F/W \propto W$$

Un incremento en la carga es balanceado entre el aumento de las áreas existentes y la creación de otras nuevas.

La examinación de superficies preparadas por procesos de acabado similares a aquellos comúnmente usados en ingeniería muestra que la distribución de alturas, y la distribución de las alturas de las asperezas, se aproxima a la forma Gaussiana.

Bajo estas mismas condiciones, el área real de contacto es también independiente del área aparente de contacto, de hecho, esta declaración puede estar implícita desde la conclusión de que la presión principal sobre el área total de contacto es constante e independiente de la carga.

El área real de contacto y por lo tanto la fricción es proporcional a la carga porque de las complejidades de la topografía superficial despreciamos la deformación de la aspereza.

La torsión y la fatiga llegan a ser considerablemente significativas tanto como la carga en un contacto aproveche su límite de carga elástica W_i .

El papel de la topografía superficial en determinar las presiones de contacto puede entonces quedar demostrado al considerar la superficie como un ensamble de dichas asperezas.

Si consideramos la aspereza deformable en el contacto inicial con un plano rígido y conforme este plano rígido haya avanzado una distancia w , éste produce un área circular de contacto de radio a . Usando las ecuaciones de Hertz en su forma esfuerzo/deformación la máxima presión de contacto, p_0 , es:

$$p_0 = 2E_1'/\pi[w/a] = 2E_1'/\pi \sqrt{w/R}$$

para flujo no plástico

$$2E_1'/\pi (h/b) = 2E_1'/\pi \sqrt{h/R} \leq .6H$$

reescrito en forma adimensional:

$$E_1'/H(h/b) = E_1'/H \sqrt{h/R} < .6\pi/2$$

esta ecuación muestra que probablemente la severidad de la deformación esta determinada por dos factores : un factor de propiedades mecánicas, H/E_1' , y un factor geométrico (h/b o $\sqrt{h/R}$). Es interesante notar que $(h/b) = \tan \theta$ donde θ es el principal punto de aspereza. El criterio para flujo no plástico puede ser por lo tanto expresado de una tercera manera:

$$\tan \theta < k H/E_1'$$

donde k es una constante numérica. Valores bajos del coeficiente de desgaste k , significa que gran deformación por aspereza tiene que ser elástica.

Ahora regresamos a las teorías de contacto múltiple para superficies con estructura aleatoria. En estas teorías hay dos principales maneras de especificar la topografía superficial.

- a. Modelando la superficie como un arreglo de asperezas de un único radio de curvatura, R , y distribución gaussiana de alturas de desviación estándar σ^* .
- b. Modelando el perfil de la superficie como forma de onda de manera aleatoria con una distribución gaussiana de alturas con una desviación estándar σ , y una distancia correlacionada β^* . β^* está relacionada al promedio de longitud de onda de la estructura de la superficie.

Se ha encontrado que el flujo plástico depende de un grupo adimensional llamado índice de plasticidad.

El índice de plasticidad para el modelo descrito en (a) será :

$$\Psi = E_1'/H \sqrt{\sigma^*/R}$$

y el índice de plasticidad para el modelo descrito en (b) será :

$$\Psi^* = E_1'/H (\sigma/\beta^*)$$

El índice de plasticidad involucra dos partes: un factor material (E_1'/H) y un factor de topografía superficial [$\sqrt{\sigma^*/R}$ O (σ/β^*)]

Si Ψ (o Ψ^*) $< .6$, el flujo plástico de asperezas es el más improbable; si Ψ (o Ψ^*) > 1.0 , entonces el flujo plástico es el que ocurre más comúnmente.

Finalmente, de esta sección mencionaremos que los sistemas de lubricación limitada usualmente fallan por una abrupta transición desde un suave desliz hasta una severa soldadura metálica. El acabado superficial es un factor el cual afecta las condiciones para esta transición y la medida tradicional del acabado superficial (R_a) no provee una guía para este límite de seguro/falla.

TABLA 1.2. CLASIFICACIÓN DE MECANISMOS DE DESGASTE.

1. Adhesión y Transferencia.	El material soldado por deslizamiento de puntas ásperas, es transferido al miembro más duro, posiblemente crece en subsecuentes encuentros y es finalmente removido por fractura, fatiga o corrosión.
2. Película Corrosiva.	Una película formada por reacción con el ambiente o el lubricante es removida por deslizamiento.
3. Incisión.	Una partícula aguda o aspereza corta una viruta.
4. Deformación Plástica.	La superficie es trabajada plásticamente.
5. Fractura Superficial.	Si el esfuerzo nominal excede el esfuerzo de fractura de un material frágil, partículas pueden ser formadas por fractura.
6. Reacciones Superficiales.	Existe difusión de un material en otro.
7. Desgarramiento	Un material elástico puede ser desgarrado por un cortador agudo.
8. Fusión.	Altas temperaturas pueden generar desgaste por fusión.
9. Electroquímico	La diferencia de potencial en la superficie debido a un flujo puede causar a un material entrar en solución.
10. Fatiga.	La superficie es trabajada elásticamente.

El mecanismo de desgaste es reducido a un régimen suave en el cual las partículas desgastadas son ampliamente oxidadas. A bajas velocidades esto ocurre porque el tiempo entre los contactos ásperos es suficientemente largo para permitir la regeneración de la película de óxido protectora. A altas velocidades esencialmente ocurre la misma transición, pero en esta situación la oxidación sucede porque las temperaturas por fricción son más altas y los consecuentes niveles más altos de reacción química.

Como referencia de la tabla 1.2. tenemos los siguientes puntos:

- a. Transiciones en el comportamiento del desgaste pueden ocurrir con cambios en las condiciones de operación. Estas transiciones pueden no sólo resultar en un cambio en el mecanismo de desgaste, pero algunas veces pueden causar incrementos catastróficos en el nivel de desgaste. En términos de ingeniería un cambio completo, un severo desgaste adhesivo metálico debe ser descrito como una falla; el primer objetivo de diseño debe ser evitar esto.
- b. La evasión de un desgaste severo de metales es esencialmente la evasión de una severa y persistente soldadura entre los dos miembros friccionantes. Su compatibilidad es por lo tanto crucial. Claramente la fricción de materiales similares debe ser evitada donde sea posible, de algunos materiales en particular (ej: acero inoxidable austenítico) la fricción en ellos es conocida por ser particularmente susceptible a desgaste severo.
- c. Aunque muy común, las transiciones de corte limpio y con forma en el mecanismo de desgaste no es un patrón universal de comportamiento. Regímenes de desgaste mezclado, por ejemplo, un mezclado suave uniforme

y desgaste severo, puede ocurrir por cambios en las condiciones, por ejemplo, el ambiente puede empujar hacia el dominio de uno u otro mecanismo.

d. Dentro de cualquier régimen bien definido de desgaste, la forma más común de comportamiento es que el nivel de desgaste se incrementa proporcionalmente con la carga.

e. Un incremento en la dureza superficial es normalmente benéfica (en particular, con metales). Es más probable que sea útil en la evasión de desgaste severo que en cualquier reducción en el nivel de desgaste suave.

f. Con metales el papel del óxido aparte de formar películas protectoras de superficie es también el de evadir un desgaste severo.

g. El ambiente en el cual el desgaste ocurre es por lo tanto altamente significativo en la evasión de fallas mediante reacciones químicas y por la formación de películas protectoras de superficie; no obstante, el alcance de óptimas condiciones es más complejo que esto. La provisión de un ambiente el cual es químicamente muy reactivo puede causar un marcado incremento en el nivel de desgaste suave por la producción y remoción de los productos de la reacción química (mecanismo 2 de la tabla 1.2.). En estos términos la formulación de algunos aditivos lubricantes puede ser visto como un compromiso entre, por un lado, la evasión de un desgaste severo y, por el otro lado, el peligro de incremento de desgaste corrosivo.

h. La principal preocupación de los mecanismos de desgaste se refiere al comportamiento después del establecimiento de condiciones de equilibrio. La naturaleza de estas condiciones frecuentemente involucra una modificación significativa de la naturaleza de las superficies de fricción y estos cambios son casi siempre una parte vital del " sistema de fricción ".

i. Como se explicó en d., dentro de un mecanismo de desgaste el comportamiento más común es que el nivel de desgaste sea proporcional a la carga. Derivaciones de este patrón ocurren particularmente cuando las condiciones de equilibrio superficial son cambiadas. La causa más común de dichas derivaciones es el efecto de calentamiento por fricción.

1.2 TEORÍA DEL DESGASTE POR ADHESIÓN.

Consideremos un evento de fricción, como el contacto de dos asperezas. Será asumido que durante este contacto la máxima área de contacto es:

$$\delta A = \pi a^2 = W\delta/H \quad (d)$$

donde $W\delta$ es la máxima carga de apoyo dotada por esta aspereza de contacto a la carga total W . Similarmente, $A\delta$ es la máxima contribución al área real total de contacto A . Es también asumido, que la deformación de aspereza es plástica.

Asumir que del contacto de asperezas resulta una partícula desgastada de volumen $V\delta$. Nosotros esperamos que las dimensiones de esta partícula desgastada serán directamente proporcionales al tamaño del contacto. El análisis físico muestra que, en general el residuo por desgaste es equi-axiado en forma. Así, nosotros esperamos que $V\delta$ sea proporcional a a^3 : haciendo la conveniente suposición específica de que la partícula es hemisférica,

$$V\delta = 2\pi a^3 / 3 \quad (e)$$

Finalmente, necesitamos hacer algunas suposiciones acerca de la duración de este contacto áspero. Esta distancia de deslizamiento, $L\delta$, será claramente

proporcional al tamaño del contacto a . Una suposición conveniente basada en un número de modelos diferentes es

$$\delta L = 2a \quad (f)$$

Puede ser notado aquí que esta ecuación puede ser tomada para implicar que el contacto áspero existe por una distancia total de deslizamiento $4a$, una distancia $2a$ en la cual la carga está creciendo a su máximo valor, δW ; y una distancia $2a$ en la cual la carga declina otra vez a cero.

Ahora podemos deducir la contribución de este contacto áspero al nivel de desgaste expresado, como se explicó anteriormente, como un volumen desgastado por unidad de deslizamiento; así usando las ecuaciones (d, e, f)

$$\delta V / \delta L = \pi a^2 / 3 = \delta A / 3 = \delta W / 3H$$

Teniendo en mente la necesidad esencial para la conservación de la carga total de apoyo, por ejemplo, la conservación del área real total de contacto, podemos escribir que para todos los contactos el nivel total de desgaste es :

$$V/L = \Sigma \delta V / \delta L = K_1 / 3 (\Sigma A \delta) = K_1 A / 3 = K_1 W / 3H$$

En esta última ecuación ha sido introducida una constante de proporcionalidad K_1 . Su significado será discutido más adelante; será suficiente explicar aquí que ésta es introducida para lograr un acuerdo entre la teoría y la experimentación. Al examinar la derivación de estas dos últimas ecuaciones, de las ecuaciones (d,e,f) se muestra que el factor de $1/3$ es una simple consecuencia de la suposición específica acerca del volumen de la partícula desgastada (Ec. e) y de la distancia de deslizamiento operativa (Ec. f). Otras suposiciones, dentro del espíritu esencial de la teoría (por ejemplo, $V\delta \propto a^3$; $L\delta \propto a$), produciría un valor ligeramente diferente a $1/3$. Por lo tanto ponemos $K = 1/3$

$$V/L = KA = KW/H$$

La K de esta ecuación llega así a ser el coeficiente de desgaste.

Esta ecuación es una representación de la teoría de desgaste en términos fundamentales, pero no es de manera particular adecuada para diseñadores los cuales están interesados en la profundidad de desgaste d . Si dividimos ambos lados de esta ecuación por el área aparente de contacto A_{ap} , obtenemos lo siguiente

$$d/L = (K/H)(W/A_{ap}) = (K/H)P$$

donde P es la principal presión nominal en la carga dividida por el área aparente. Si ahora expresamos la distancia L de deslizamiento como el producto de la velocidad de deslizamiento V , y el tiempo t , la ecuación anterior se convierte en

$$t = dH/KPV$$

Esta última ecuación expresa la vida (t) de la carga dividida por el área aparente en términos de una profundidad aceptable de desgaste y un factor de selección de materiales (H/K). La vida es entonces inversamente proporcional al factor PV .

Como habíamos indicado, la evasión de un severo desgaste o falla es el principal punto en la selección tribológica de materiales. Enlistamos abajo una serie de principios generales:

- a. Dureza del material. Como en las ecuaciones $V/L = KA = KW/H$ y $t = dH/KPV$ implicar un alto valor de dureza es usualmente de mucha ayuda.
- b. Dureza superficial. Lo que importa es la dureza de una capa la cual abarque la mayoría de los esfuerzos de contacto. Como una consecuencia,

una variedad total de las técnicas de endurecimiento superficial han sido desarrolladas desde los primeros intentos de carburización y nitrurización a más recientes métodos para la deposición de capas resistentes al desgaste.

c. Evasión de soldadura. Por esta razón el uso del mismo material para ambos miembros de fricción debe evitarse hasta donde sea posible. Por la misma razón materiales metalúrgicamente similares deben también, en general, ser evitados; esto es usualmente compatibilidad térmica.

d. Compatibilidad. La alta solubilidad entre metales puros claramente facilita la soldadura y hace la combinación incompatible. Se ha argumentado que es el porcentaje de la energía interfacial de adhesión W_{ab} , a las energías superficiales γ_a y γ_b , de dos metales en contacto importante.

e. Tratamientos superficiales para reducir la posibilidad de soldadura. Otros tratamientos superficiales involucran la deposición o producción de suaves capas, ejemplos más conocidos de estos métodos incluyen compuestos de sulfuros y fosfuros. Estas capas son relativamente delgadas. Son más comúnmente usadas en la presencia de un lubricante y su principal función es prevenir asperezas o fallas severas.

Es posible que su principal contribución sea capacitar las superficies, sobrevivir las primeras etapas de corrimiento y así asegurar el logro de un estado aceptable de lubricación hidrodinámica. La suavidad de las capas y su bajo nivel de esfuerzos cortantes reducen la fricción en los contactos ásperos los cuales de otra manera podrían contribuir a un catastrófico y acumulativo incremento perjudicial.

El punto esencial de la teoría de desgaste por adhesión, es que el nivel de desgaste, expresado como el volumen removido por unidad de distancia de

deslizamiento, es proporcional a la carga e independiente de la velocidad de deslizamiento y del área aparente de contacto.

1.2.1. DISCUSIÓN DE TEORÍAS DE DESGASTE.

Es apropiado empezar de nuevo por considerar el problema de desgaste, empezando por análisis adimensional. Simplificar el problema asumiendo que estamos tratando con un sistema isotermal y limitado al principio, a una única combinación de materiales friccionantes. Entonces parece razonable asumir que el volumen de desgaste V , es una función de la distancia de deslizamiento L , la dureza del material más suave, H , y la velocidad de deslizamiento V ; por ejemplo.

$$V = F(L, W, H, V)$$

Si los métodos usuales de análisis adimensional son usados, la velocidad de deslizamiento V desaparece y uno obtiene el siguiente resultado

$$[VH/LW] = \text{const} = K$$

El factor K es un parámetro adimensional de importancia central. Por lo tanto requiere de una interpretación física.

Una interpretación física de K fue entonces obtenido al considerar un indenter cargado, en el rango completamente plástico, bajo una carga W , en el material de dureza H , y entonces se desliza una distancia L . Considerar en esta operación el volumen total del material el cual está sujeto a una deformación plástica. Este volumen será LA , donde A' es el área transversal de la región deformada plásticamente debajo del indenter. El volumen de

material deformado plásticamente, V_p , en una distancia de deslizamiento L es por lo tanto

$$V_p = A' L$$

Ahora por similitud dimensional el área A' es proporcional al área real de contacto A , formada por el indenteo debajo de la carga W , por ejemplo como antes

$$A = W/H$$

por lo tanto

$$V_p \propto WL/H$$

Así, la ecuación $[VH/LW] = \text{const} = K$ puede ser reescrita de la siguiente manera

$$K = [VH/WL] \propto V/V_p$$

Así se argumenta que el coeficiente de desgaste K es proporcional al porcentaje del volumen desgastado V al volumen del material V_p el cual sería plásticamente deformado bajo un indenteo cargado, bajo condiciones completamente plásticas, recorriendo la misma distancia de deslizamiento L , bajo la misma carga W .

Una revaloración de la derivación de la teoría de desgaste por adhesión muestra que si cada evento, es decir, si cada contacto áspero, durante fricción resultó en la producción de una partícula desgastada, entonces el valor de K (o más específicamente K_1) sería la unidad. Por lo tanto, la más común interpretación del significado de K es que simplemente representa la proporción de todos los contactos ásperos los cuales resultan en la producción de una partícula desgastada. Las consecuencias de esta interpretación de K son importantes y reveladoras. Será visto que los valores de K son bajos, en un rango de 10^{-6} a 10^{-7} aún para fricción sin lubricante. Suponer un

valor de 10^{-3} , el cual es inaceptablemente alto para la mayoría de la práctica ingenieril. Esto significa que únicamente uno en mil eventos resulta en una partícula desgastada mientras 999 eventos ocurren sin daño. Todos los eventos contribuyen a la fricción, la cual es por lo tanto dominada por los eventos los cuales ocurren sin daño. Por otro lado, el desgaste está dominado por el factor K el cual puede variar ampliamente. Podemos ver, de una vez, por qué el desgaste varía más ampliamente que la fricción y por qué, en general, no están correlacionados.

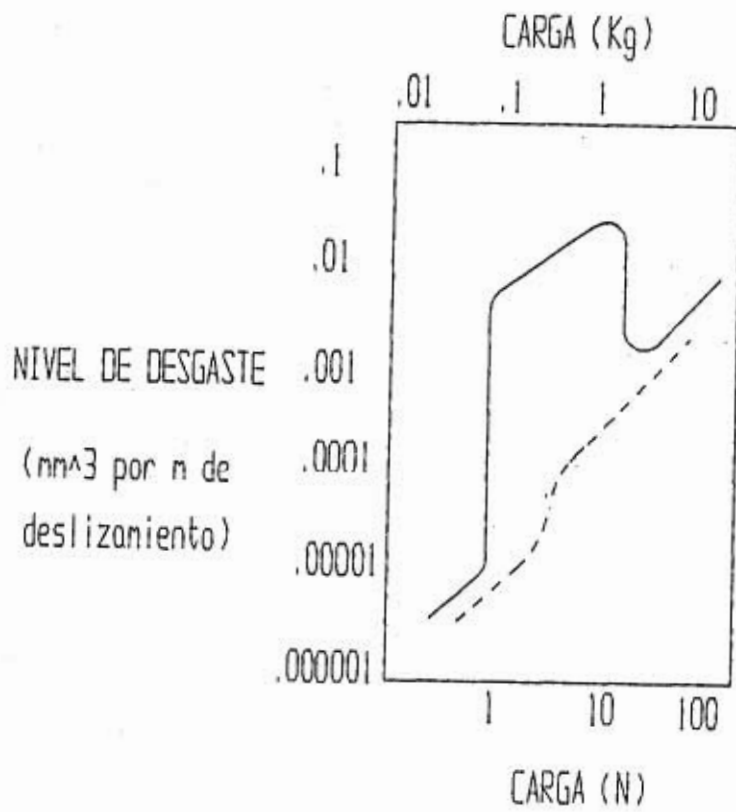
Una segunda importante consecuencia de esta interpretación de K ha sido ya mencionada con anterioridad, esto es que en fricción continua, cada parte de la superficie es friccionada muchas veces y por lo tanto la mayoría de los contactos serán elásticos. Esto no debe ser tomado para desvirtuar los principios centrales de tribología. Los esfuerzos de contacto permanecen altos. De hecho, si la deformación inicial de asperezas es plástica, entonces uno esperaría que los subsecuentes contactos operaran muy cerca del límite elástico; de acuerdo a los principios de las condiciones de contacto como una función de la carga normal los esfuerzos de contacto deben entonces ser del orden de .4H. Uno de los pocos intentos por deducir directamente el valor de los esfuerzos de contactos fue hecho muchos años atrás por Holm[6]. Es apreciable encontrar que él dedujo las presiones de contacto del orden de .5H.

Los principios involucrados en la discusión del último párrafo también proveen la respuesta a una posible objeción a la teoría de desgaste por adhesión. Como hemos visto, la comparación de esta teoría con los niveles de desgaste medidos nos lleva a la conclusión que toda esa deformación áspera es elástica. Todavía, paradójicamente, la teoría por sí misma está basada en la suposición de deformación plástica, de hecho, la

aparición de H en la ecuación $V/L = KA = KW/H$ surge esencialmente de esta suposición acerca de la magnitud de la presión de contacto. El hecho de que las presiones son del mismo orden, (pero ligeramente más bajas que la dureza H), simplemente introduce un pequeño factor de corrección el cual es de menor importancia comparado con las muy pequeñas magnitudes de los valores de K (y el muy amplio rango de su variación).

Teorías de desgaste, como aquellas de desgaste por adhesión, pronostican que el nivel de desgaste es proporcional a la carga e independiente de la velocidad de deslizamiento y del área aparente de contacto. Estas simples leyes no son tomadas universalmente aún cuando el mecanismo de desgaste permanece sin cambio. La causa más común de disturbio de esta simple ley es el calentamiento por fricción. Hay dos efectos: microscópico y macroscópico.

FIG. 1.2. Niveles de desgaste no lubricado para acero al carbón como una función de la carga.



En esta figura la transición de T_2 surge desde la forma microscópica del comportamiento, las muy altas temperaturas (también llamadas temperaturas intermitentes) generadas en la pequeña área real de contacto por la disipación de energía por fricción. En el ejemplo específico de la transición de T_2 se calculó que la magnitud de estas temperaturas tuvieron un exceso de 750 C, la temperatura necesaria para la austenitización del material en la región de contacto y para endurecerlo por el consecuente rápido enfriamiento. La duración de estos efectos son típicamente del orden de un milisegundo o menos. Este ejemplo ilustra la intensa, transiente, y muy local naturaleza de los efectos de temperatura intermitente.

Efectos macroscópicos del calentamiento por fricción son probablemente de mayores consecuencias en la ingeniería. Así los efectos podrían ser calculados suponiendo una generación de calor sobre todas las superficies friccionantes y su transferencia al ambiente por mecanismos de transferencia de calor. Ya sea macroscópicamente o microscópicamente los efectos son de una mayor influencia en oxidación y otras reacciones con el ambiente.

Fein [7] ha señalado que el factor K tiene dos desventajas. Primero, como ya hemos indicado el rango de valores de K es muy amplio. Segundo, sus valores están invertidos, un comportamiento excelente de desgaste corresponde a bajos valores de K. Por lo tanto se sugiere la adopción de un número anti desgaste (AWN) definido por

$$AWN = - \log_{10} K$$

1.3 TEORÍA DE DESGASTE ABRASIVO.

Si la superficie más dura es rugosa o si duras partículas abrasivas están presentes, el desgaste abrasivo puede ser el mecanismo dominante. En la teoría de desgaste abrasivo, es supuesto que cada elemento abrasivo es tan agudo (preferiblemente que redondeado) como para indentar la superficie opuesta. Asumiremos aquí que el abrasivo tiene una forma cónica o semicónica de ángulo θ . Bajo una carga δW la partícula abrasiva indenta la superficie opuesta a una profundidad Z . Esta carga está apoyada únicamente en la mitad dominante del contacto según se mueve hacia adelante. Entonces de las suposiciones geométricas de la figura 1.2.

$$\delta W = 1/(2\pi Z^2(\tan^2(\theta H)))$$

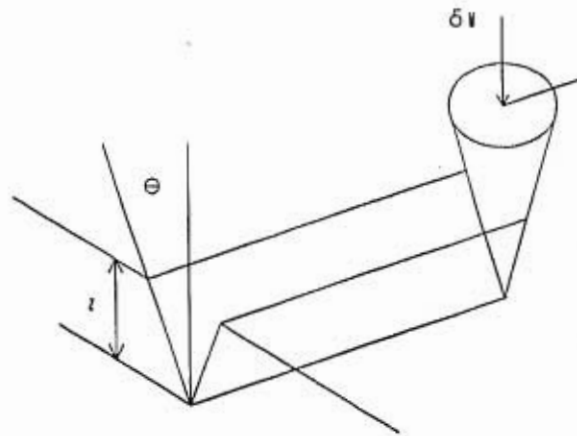
También, de suposiciones geométricas de la figura 1.3., el volumen del material δV removido en una distancia deslizante δL es

$$\delta V = (Z^2(\tan \theta)) \delta L$$

Entonces combinando las dos ecuaciones anteriores obtenemos

$$\delta V / \delta L = (2 \cot \theta / \pi) \delta W / H$$

FIG. 1.3. Suposiciones geométricas típicas de Teoría de desgaste abrasivo.



Como anteriormente, tomando el nivel de desgaste para todas las partículas abrasivas, suponiendo una carga de apoyo constante e introduciendo una constante de proporcionalidad, K_2 , uno obtiene

$$V/L = K_2 [2 \cot \theta / \pi] W/H$$

donde $\cot \theta$ es un valor promedio para todas las partículas abrasivas. Esto puede ser reescrito en la forma generalizada de la ecuación de desgaste ya discutida, por ejemplo,

$$V/L = KW/H$$

Comparando las dos ecuaciones anteriores se observa que en el desgaste abrasivo el coeficiente de desgaste K es el producto de un factor geométrico $[2 \cot \theta / \pi]$ y una constante de proporcionalidad K_2 , el cual puede ser interpretado nuevamente como la proporción de todos los eventos resultando en la producción de partículas desgastadas. El factor geométrico es

simplemente una función de la supuesta forma del indentor abrasivo y puede variar sobre un angosto rango dependiendo de diferentes y posibles suposiciones. Valores de este factor geométrico son del orden de 10^{-1} ; $\text{Cot } \theta$ también representa el principal borde de la superficie resultante abrasionada, el cual es del mismo orden.

La teoría de desgaste abrasivo, como se formuló aquí, ha dicho poco o nada acerca de la manera en la cual el material es removido. La suposición implícita en la teoría es simplemente que el material correspondiente al área proyectada por el indentor en la dirección de movimiento es removido, dejando una ranura. La mecánica de abrasión es ciertamente más complejo que esto. Exámenes de rasguñado con indentores simples muestran el material frecuentemente no removido, sino arado, dejando un surco. Análisis de abrasión muestran que es un proceso mucho menos eficiente del que se podría haber esperado, valores típicos deducidos de K_2 en la ecuación $V/L = K_2[2\text{Cot } \theta / \pi]W/H$ son del orden de 10^{-1} .

1.4 TEORÍA DE DESGASTE POR FATIGA.

El desgaste por fatiga existe en dos formas, macroscópicamente y microscópicamente. La forma macroscópica puede ocurrir en elementos maquinados no conformados en forma de corrosión o laminación. La mayoría de las formas de este tipo de desgaste son tan severas que pueden constituir una falla. En general, el desgaste por fatiga sigue los principios que uno esperaría de la mecánica de contacto. El desgaste por fatiga ocurre cuando los esfuerzos de contacto se aproximan al límite elástico W_s . Como en otras formas de fatiga, el número de ciclos de esfuerzo necesarios para

causar falla disminuye con el incremento del esfuerzo. (Típicamente en un contacto Hertziano el número de ciclos de falla varía según la carga del orden de -3). Una falla típica consiste de huecos de material removido desde la superficie. La profundidad de material removido generalmente corresponde a la posición del máximo esfuerzo cortante.

El desgaste por fatiga en una escala microscópica es similar al que acabamos de describir excepto que esté asociado con contactos ásperos individuales más que con una amplia región de elemento maquinado no conformado. Nosotros podemos, por lo tanto, aplicar los mismos principios adoptados en la teoría de desgaste por adhesión. Una vez más, la derivación sigue el mismo parámetro general, el volumen $V\delta$ removido en un evento individual es proporcional a a^3 donde a es el radio del área individual de contacto; similarmente, la distancia de deslizamiento $L\delta$ es proporcional a "a" dando como antes

$$V\delta/L\delta \propto A\delta^3$$

y en suma para todos los contactos

$$V/L = AK_i/3 = WK_i/3H$$

o

$$V/L = KA = KW/H$$

Como al inicio de la discusión de la teoría de desgaste por adhesión, hemos ignorado el factor de 1/3 en la ecuación $V/L = AK_i/3 = WK_i/3H$ como siendo despreciable comparado con los valores tan pequeños de K (y su muy amplio rango de variación). Otra vez hemos incorporado la dureza H en la ecuación $V/L = KA = KW/H$ como una aproximación de la presión de contacto a pesar del hecho de que las presiones reales serán ligeramente menores.

Una vez más, como en la discusión de la teoría de desgaste por adhesión, es conveniente interpretar a la K como la proporción de todos los contactos los cuales contribuyen con las partículas desgastadas. No obstante, podemos ahora invertir esta expresión y darle un significado específico. Así,

$$1/K = \text{número de ciclos de esfuerzo para falla.}$$

Esta interpretación inmediatamente revela la naturaleza atractiva de la teoría de desgaste por fatiga como una explicación de los factores de K . Para contactos repetidamente llevados a esfuerzos cercanos al límite elástico, el número de ciclos de esfuerzo se sitúa en el rango de 10^3 a 10^6 o más. Esto trae inmediatamente un fenómeno de desgaste en el ámbito de comportamiento mecánico de materiales.

De esta teoría, se han seguido lógicamente métodos de reducción de desgaste de fatiga. El comportamiento de fatiga de los materiales es de importancia central (por ejemplo, ciclos de falla contra características de esfuerzo). No obstante, algún cuidado debe tenerse al hacer deducciones tan literales. El comportamiento de fatiga, en una escala macroscópica, que está marcadamente influenciado por efectos superficiales tales como los defectos. Por lo tanto el desgaste por fatiga, estando fatiga en una escala microscópica, será similarmente influenciado por dichos factores como la presencia de una capa de óxido.

Claramente la topografía superficial puede influenciar en los esfuerzos de contacto y su papel será importante, particularmente la topografía de una superficie dura friccionando a una contracara más suave.

Finalmente, el papel del ambiente en fatiga no debe ser ignorado. Ha sido mostrado que la presencia de aditivos limitantes tienen una influencia importante en fatiga.

1.5 TEORÍA DE DESGASTE POR CORROSIÓN.

Los principios de desgaste por corrosión ya han sido discutidos con anterioridad. Ha sido indicado que un importante ejemplo de desgaste por corrosión ocurre en aquellas situaciones donde aditivos, u otros materiales, son deliberadamente introducidos para prevenir severo desgaste metálico por adhesión. Capas protectoras son formadas por reacciones entre estos aditivos y los materiales friccionantes y ellos son removidos por fricción. El desgaste por corrosión también constituye un elemento significativo del desgaste suave de metales, en este caso los residuos consisten de óxidos los cuales se han formado por encima de las superficies y han sido removidos por fricción.

Las teorías de desgaste por corrosión pueden ser bastante complejas. No obstante, para ilustrar los principios más importantes involucrados, preferimos limitarnos a un muy simple análisis similar a la teoría de desgaste por adhesión.

Como resumen:

- a. Una situación de fricción consiste de contactos ásperos.
- b. Un ambiente reactivo el cual produce un bajo crecimiento de películas protectoras encima de las superficies.

c. Estas películas permanecen protectoras y sin daño hasta que alcanzan un espesor crítico λ , es aquí cuando están sujetas a ser removidas por fricción.

d. El crecimiento de películas protectoras es un nivel de proceso convencional térmicamente activado.

La máxima área de contacto es :

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

El volumen de la partícula desgastada es :

$$V\delta = \pi a^2\lambda$$

y la distancia de deslizamiento es :

$$L\delta = 2a$$

Entonces la contribución del grado de desgaste para este evento es :

$$V\delta/L\delta = a\pi\lambda/2$$

y el grado total de desgaste es :

$$V/L = K_3 \sum \delta V/\delta L = K_3 \pi \lambda / 2 \sum a$$

donde, como antes, introducimos un factor K_3 , representando la proporción de todos los eventos contribuyendo al volumen de desgaste. Ahora, un incremento en la carga resulta en un incremento proporcional en el número de contactos (n), su principal tamaño permanece constante :

$$A = \pi n a^2, \quad n \propto W$$

Entonces el nivel total de desgaste llega a ser :

$$V/L = (K_3 \lambda / 2a) \sum \pi a^2 = (K_3 \lambda / 2a) A = KA = KW/H$$

podemos notar que el coeficiente de desgaste está dado por :

$$K = K_3 \lambda / 2a$$

el cual es una constante para nuestras condiciones supuestas. En las suposiciones de esta teoría simplificada, el factor que en la última ecuación

está más sujeto a variación es K_3 , la proporción de eventos la cual produce una partícula desgastada. Ahora, en las suposiciones de arriba, una partícula desgastada será producida cuando la película protectora alcance su valor crítico λ . Factores con los cuales se incrementará K_3 (y así K y el nivel de desgaste) por lo tanto incluirá lo siguiente:

- a. Un incremento en la reactividad química del ambiente.
- b. Un incremento en la reactividad química de los materiales en fricción al ambiente dado.
- c. Un incremento en la temperatura. Este efecto será el más marcado debido a un proceso activado térmicamente que ocasionará un incremento exponencial con la temperatura.

Aunque muy simplificada, esta teoría muestra los elementos esenciales del desgaste por corrosión. El desgaste por corrosión está generalmente presente para asegurar la protección en contra de un desgaste metálico severo. Pero, como hemos visto, un incremento en la reactividad aún mediante un cambio en las composiciones químicas del ambiente o por incrementos relativamente pequeños en la temperatura pueden causar inaceptables incrementos en el nivel de desgaste por corrosión.

1.6 DESGASTE LUBRICADO.

Desde el punto de vista de desgaste bajo condiciones lubricadas, el primer importante criterio es el valor del espesor de esta película comparada con la rugosidad combinada de las superficies en fricción. Esto está expresado de dos maneras, el espesor específico de la película A, o el radio D; uno es el recíproco del otro. Así:

$A = \text{espesor de la película lubricante} / \text{rugosidad superficial combinada}$

$D = \text{rugosidad superficial combinada} / \text{espesor de la película lubricante}$

En estas expresiones la rugosidad superficial combinada es obtenida de los valores de rms o Ra (algunas veces han sido usados valores de pico a valle). No obstante, el método de medición de rugosidad sea el que fuere, el concepto esencial es el mismo. Para valores de A comparados con la unidad, la probabilidad de algún contacto sólido entre las superficies es pequeña y por lo tanto no debe haber problemas de desgaste. Para valores de A pequeños comparados con la unidad, algún contacto sólido mediante la película lubricante es esperado y el desgaste, o inclusive algún daño severo, puede ocurrir.

La mayoría de los elementos maquinados por conformado trabajan exitosamente con un valor generoso de espesor de película lubricante y un correspondiente alto valor de A. No obstante, hay un número de posibles situaciones donde pueden ocurrir problemas, y en tres de éstos vale la pena hacer un breve comentario.

a. Cojinete de trabajo continuo, la flecha corre fuera de centro y así provee una abertura convergente. La distribución positiva de la presión ocurre principalmente en la abertura convergente, en la abertura divergente una

película líquida lubricante se disgrega para formar burbujas de aire (cavitación). Esto puede causar daño de cavitación a suaves aleaciones de cojinetes.

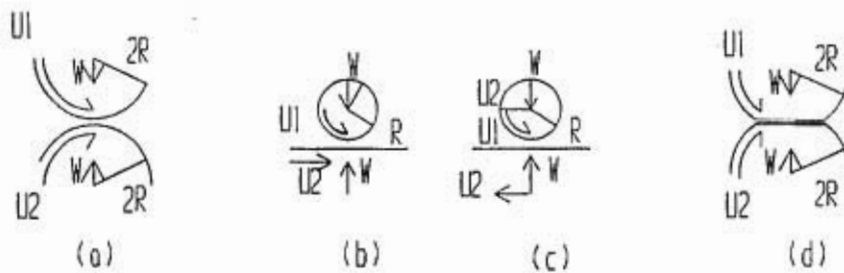
b. Aún con altos valores de A , en materiales con accidentes (como suciedad) pueden pontear la abertura y causar daño.

c. Algunos elementos maquinados por conformado operan sin ninguna película adelgazada diseñada, la cual es la base de la auto-acción lubricante. Algún elemento de acción hidrodinámica surge en estas situaciones, posiblemente surgiendo desde sinuosidad de las superficies. No obstante, en estos sistemas pobremente lubricados la compatibilidad de las superficies friccionantes llegan a ser todavía de mayor importancia.

Elementos maquinados no conformados generalmente operan con valores más bajos del espesor de la película lubricante (más bajos valores de A) y con cargas más concentradas. En orden de entender la susceptibilidad de dichos mecanismos para el desgaste y la falla, es vital primero explorar el papel de la cinemática de los mecanismos en la generación de presiones lubricantes por acción hidrodinámica. Preferimos establecer los principios importantes en esencia por consideración del ejemplo simplificado de dos cilindros en contacto rodante/deslizante o el ejemplo similar de un cilindro y una superficie plana.

Considerar, primero, cargas tan ligeras que las presiones generadas son insuficientes como para deformar las superficies o causar incrementos significativos en la viscosidad lubricante. Estas condiciones son aquellas de la lubricación hidrodinámica clásica, ellas ocurren rara vez en mecanismos ingenieriles no conformados, pero la siguiente discusión ilustrará ciertos principios vitales de aplicación más general.

FIG. 1.4. Cinemática y lubricación hidrodinámica de superficies no conformadas. Situaciones (a), (b) y (c) ocurren a cargas ligeras y condiciones esenciales de cinemática de lubricación. (d) representa la situación de (a) a una carga más pesada cuando ocurre lubricación EHD.



En la figura 1.4.(a) dos discos cada uno de radio $2R$ están ambos cargados en la presencia de un lubricante y giran con velocidades superficiales u_1 y u_2 . Como se muestra, las direcciones de u_1 y u_2 han sido escogidas para que empujen lubricante hacia el espacio convergente entre los discos. Así la velocidad efectiva para la acción hidrodinámica es :

$$(u_1 + u_2)$$

Por razones que pronto veremos, esta velocidad es algunas veces reemplazada por $\frac{1}{2}(u_1 + u_2)$; esta es la velocidad efectiva de rodamiento.

También, en este sistema la velocidad de deslizamiento, la cual determina la principal disipación de la energía viscosa, es

$$(u_1 - u_2)$$

Esta velocidad de deslizamiento es obviamente importante en el desgaste y el daño de superficies, desde que representa el movimiento relativo de las superficies.

Ahora considerar el sistema mostrado en la figura 1.4.(b) en la cual un cilindro de radio R , teniendo una velocidad superficial de u_1 , se desliza y gira encima de una superficie plana la cual se ésta moviendo con una velocidad de u_2 . Una examinación más profunda muestra que la cinemática y la acción hidrodinámica de este sistema es, esencialmente, la misma como aquella de los dos cilindros de la figura 1.4.(a). La forma del espacio de aceite entre las superficies es la misma (aquellas partes de las superficies cerca del mínimo espesor de película son las únicas regiones de importancia desde que la generación de la presión efectiva está limitada a las partes de la película de aceite cuyo espesor es comparable con el mínimo valor.) Los movimientos de las dos superficies son los mismos en los dos ejemplos.

Ahora considerar el ejemplo mostrado en la figura 1.4.(c) en la cual un cilindro de radio R gira con una superficie de velocidad u_1 y al mismo tiempo, se mueve sobre una superficie plana estacionaria con una velocidad u_2 la cual es opuesta en dirección a aquella de la figura 1.4.(b). Aquí el criterio importante es el movimiento de las superficies relativo a la carga la cual en este último ejemplo se mueve sobre la superficie plana. En todos estos ejemplos la acción hidrodinámica está determinada por $(u_1 + u_2)$, la velocidad de deslizamiento es $(u_1 - u_2)$, y la carga cruza las dos superficies

con velocidades u_1 y u_2 . También notamos que en todos estos ejemplos el caso especial $u_1 = u_2$ corresponde a rodamiento puro. La única diferencia menor entre estos ejemplos la cual podría ser de importancia, es la fatiga por contacto rodante, es que hay diferencias en los periodos entre la aplicación repetida de la carga a un punto en la superficie.

La figura 1.4.(d) muestra la situación de la figura 1.4.(a) en una carga más pesada bajo condiciones de lubricación elastohidrodinámica (ehd). Los argumentos dados más adelante acerca de la relevancia de la cinemática todavía aplica y los arreglos de las figuras 1.4.(b), 1.4.(c) bajo una carga más pesada sería esencialmente similar a aquella de la figura 1.4.(d). Como se muestra en la figura 1.4.(d), una importante diferencia introducida por la imposición de una carga más pesada es que las superficies están deformadas; su forma es casi la misma a aquella que ocurriría bajo la misma carga en la ausencia de un lubricante. Así, en las condiciones de lubricación ehd, dos importantes regiones pueden ser observadas.

a. Una región de entrada convergente en la cual los mecanismos de lubricación clásica hidrodinámica son ampliamente operativos. En el final de esta región convergente las presiones hidrodinámica generadas han alcanzado así un alto valor que aquí es un aumento significativo en la viscosidad del lubricante, este aumento en viscosidad continua, de una manera acumulativa, como el lubricante pase a través de las presiones en aumento de la subsecuente región paralela. El criterio de que la viscosidad del lubricante debe alcanzar un alto valor en este límite entre las dos regiones significa que está en la región de entrada convergente donde el valor del espesor de la película de extremo a extremo está determinado.

b. La región convergente está seguida por una región casi paralela donde las presiones están cerca a los valores hertzianos obtenidos en contactos secos; las viscosidades del lubricante están ampliamente aumentadas (típicamente por factores de 10^3 a 10^5) como un resultado de las altas presiones. El espesor de la película está mantenido en un valor casi constante por estos largos cambios en viscosidad. Al mismo tiempo, esta región soporta casi toda la carga aplicada, la región de entrada convergente está haciendo una contribución despreciable al soporte de la carga. Los altos valores de la viscosidad en esta región también resultan en relativamente altos valores del coeficiente de fricción cuando ocurre deslizamiento (~ 0.05 comparado con valores típicos de, 10^{-3} bajo condiciones de lubricación clásica hidrodinámica). La región de salida divergente es de no mayor significado práctico.

Será obvio que los principios de la cinemática de los elementos de máquina discutidos en relación con las figuras 1.4.(a),1.4.(b),1.4.(c) también aplican bajo las condiciones de ehd de la figura 1.4.(d). Así, para un mecanismo de acero y un lubricante de hidrocarbón, el espesor de la película será dependiente de factores los cuales están listados en la siguiente tabla.

TABLA 1.3.

FACTORES DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS LUBRICADOS NO CONFORMADOS

1. ESPESOR DE PELÍCULA LUBRICANTE EHD.
- 1.1 INCREMENTO AMPLIO CON VELOCIDAD DE ENTRADA, $(U_1 + U_2)$
- 1.2 INCREMENTO AMPLIO CON VISCOSIDAD DE CONTROL
- 1.3 INCREMENTO AMPLIO CON PRESIÓN DEPENDIENTE DE VISCOSIDAD.
- 1.4 INCREMENTO CON RADIO RELATIVO DE CURVATURA.
- 1.5 DECREMENTO LIGERO CON INCREMENTO DE LA CARGA Y DECREMENTO DEL MÓDULO ELÁSTICO
2. RUGOSIDAD SUPERFICIAL COMBINADA.
- 2.1 INCREMENTO EN LA RUGOSIDAD AUMENTA LAS ALTERNATIVAS DE CONTACTOS SÓLIDOS Y DESGASTE O FALLA.
- 2.2 UN PARÁMETRO APROPIADO ES EL PORCENTAJE DE LA RUGOSIDAD DEL ESPESOR DE PELÍCULA
3. CARGA.
- 3.1 UN INCREMENTO EN LA CARGA AUMENTA LOS ESFUERZOS, TANTO ESFUERZOS HERTZIANOS COMO ESFUERZOS POR ASPEREZA SI ES QUE EXISTE CONTACTO.
- 3.2 ASÍ SI EL CONTACTO SÓLIDO OCURRE UN INCREMENTO EN LA CARGA PUEDE CAUSAR INCREMENTO EN LA POSIBILIDAD DE DAÑO.
- 3.3 INCREMENTO EN LOS ESFUERZOS AUMENTA LA POSIBILIDAD DE DESGASTE POR FATIGA TANTO MICROSCÓPICA COMO MICROSCÓPICAMENTE.

- 3.4 INCREMENTO EN LA CARGA PUEDE AUMENTAR LA DISIPACIÓN Y ASÍ ELEVAR LA TEMPERATURA AMBIENTAL DEL APARATO POR LO TANTO UNA REDUCCIÓN DE LA VISCOSIDAD DE ENTRADA Y EN EL ESPESOR DE LA PELÍCULA.
- 3.5 INCREMENTO EN LA CARGA AUMENTA EL VALOR DE LAS TEMPERATURAS TRANSITORIAS.
- 4 VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO ($U_1 - U_2$)
- 4.1 INCREMENTO EN ($U_1 - U_2$) INCREMENTA LA DISIPACIÓN Y ASÍ SE ELEVA LA TEMPERATURA AMBIENTAL DEL APARATO; POR LO TANTO HAY UNA REDUCCIÓN EN LA VISCOSIDAD DE ENTRADA Y EN EL ESPESOR DE PELÍCULA.
- 4.2 SI OCURRE CONTACTO SÓLIDO SE ELEVA EL VALOR DE ($U_1 - U_2$) ENTONCES AUMENTA LA POSIBILIDAD DE DESGASTE O FALLA.
- 4.3 INCREMENTO EN EL VALOR DE ($U_1 - U_2$) AUMENTA LOS VALORES DE LAS TEMPERATURAS TRANSITORIAS.
- 5 ADITIVOS LUBRICANTES.
- 5.1 PROPIEDADES DE LA LUBRICACIÓN LÍMITE DE LUBRICANTES Y DE ADITIVOS REDUCEN LAS POSIBILIDADES DE DESGASTE O DAÑO PRODUCTOS DE CONTACTOS SÓLIDOS.
- 5.2 ADITIVOS INCREMENTAN LAS POSIBILIDADES DE DESGASTE POR CORROSIÓN.
- 5.3 ADITIVOS NECESITAN SER ESCOGIDOS CON CUIDADO TENIENDO EN MENTE TODAS LAS COMBINACIONES DE FRICCIÓN.
- 6 PROPIEDADES MATERIALES DE SUPERFICIES SÓLIDAS.
- 6.1 PROPIEDADES DE FATIGA INFLUYEN EN EL DESGASTE POR FATIGA.
- 6.2 COMPATIBILIDAD INFLUYE EN LOS RIESGOS DE SOLDADURA Y DAÑO.

A manera de completar es importante establecer brevemente que una forma de lubricación ehd ocurre con materiales de bajo módulo de elasticidad, por ejemplo, en sellos de caucho, cuando las presiones son tan bajas que aquí no es significativo el incremento en viscosidad. En estas situaciones, la región de entrada convergente nuevamente genera una presión vital en el borde de la cercana región de carga paralela la cual ahora asegura que esta región pueda actuar como un cojinete inclinado con una muy pequeña inclinación. El espesor de la película nuevamente depende fuertemente de $(u_1 + u_2)$ y de la viscosidad de entrada, pero la fuerte dependencia en el coeficiente de presión - viscosidad es reemplazado por una fuerte dependencia en el módulo de elasticidad de los miembros sólidos. El espesor de la película es, nuevamente, casi independiente de la carga.

El amplio conocimiento del mecanismo de lubricación ehd ha existido por poco más de 20 años, y su impacto en nuestro entendimiento del comportamiento de engranes y elementos rodantes ha sido bien establecido. Su impacto en algunas otras áreas ha sido menos marcado. Por ejemplo, es sorprendente encontrar que un análisis generalizado de cinemática de algunas levas de automóviles y platillos de émbolo han aparecido recientemente[8]. La cinemática de levas es, por supuesto, más complicada que el de otros mecanismos, pero es de interés encontrar que este análisis muestra que el comportamiento de poco desgaste en algunos mecanismos de leva en ciertos puntos de su ciclo de operación corresponde justa y aproximadamente a las predicciones del espesor de la capa ehd: por ejemplo, elevado desgaste

corresponde a bajos valores de $(u_1 + u_2)$ en un análisis del tipo asociado a la figura 1.4, y la tabla anterior.

Por otro lado, la mayoría de los elementos rodantes operan con un adecuado valor del espesor de la película lubricante y sus cinemáticas están bien entendidas. Las limitaciones fundamentales en el rango de su funcionamiento bajo condiciones ideales son generalmente por fatiga en contacto rodante, los ciclos para falla de dichos elementos rodantes varía según la carga a un orden de -3.

Similarmente, la cinemática de engranes y la relación de lubricación ehd a su exitoso comportamiento está bien establecido. La mayoría de las fallas en engranaje son generalmente de dos tipos principales. Particularmente con materiales más suaves, la fatiga por contacto rodante macroscópico es la mayor limitación en su rango de funcionamiento. Es relevante notar que la fatiga en contactos rodantes el número de ciclos para falla es (junto con otros factores como el esfuerzo) una función del porcentaje de A o del porcentaje de D.

La otra forma principal de falla de engranes es rasguñando o rayando lo cual sucedería de un severo y persistente contacto metálico.

1.7 SISTEMAS DE LEVAS.

El parámetro de película A para la nariz chata de un sistema de leva puede ser calculado por la ecuación:

$$A = (4.35 \times 10^{-3} / \sigma) ([/N LP N]^{.74}) R^{.26}$$

donde

N = velocidad del árbol de levas (r.p.m.)

LP = parámetro lubricante (sec)

$fN = \{ 2rn - l \}$, donde l es la distancia desde la punta de la nariz hasta el eje del árbol, y rn es el radio de la nariz. (m o in)

$R = [l / rn + l / rf]$ (m ó in)

donde

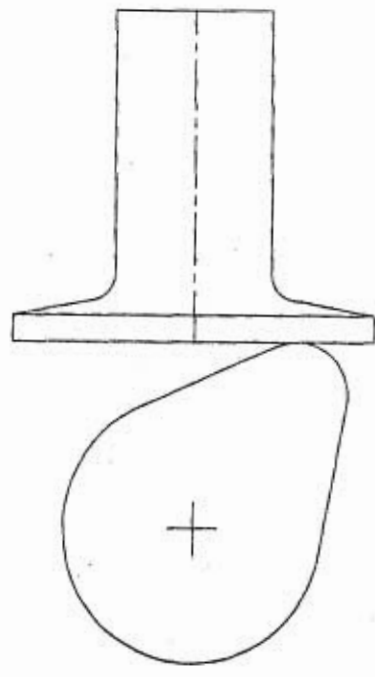
rn = radio de la nariz. (m o in)

rf = radio de tambor de transmisión. (m o in)

σ = rugosidad compuesta. (μm o in)

En general, el valor de A en los sistemas de levas es correcto por debajo de 1. En este régimen, la lubricación elastohidrodinámica es inefectiva, y uno tiene que confiar profundamente en la película superficial o en la lubricación límite para proteger las superficies en contra del desgaste.

FIG. 1.5. Geometría de una leva en contacto.



CAPÍTULO II.

DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.

En este trabajo de tesis buscaremos la razón de por qué al desmontar el árbol de levas de un vehículo Chevrolet Malibu de 8 cilindros modelo 1981, con 5 años de uso (90,000 Km aproximadamente), mostraba un desgaste en la zona de contacto de sus levas y sus buzos muy grande, pero además no había proporción en el desgaste de unas levas con otras.

Es muy importante la causa tribológica de la falla ya que como se dijo en la Introducción, son mucho más elevados los costos debido a desgaste, que a pérdidas de energía por fricción, ya que por ejemplo en este caso en particular, se tiene que proceder a cambiar el árbol de levas lo cual implica abrir el motor del vehículo, lo que conllevará a costos mayores.

Así mismo esta es una situación importante, no sólo por lo anterior sino porque de esta relación leva-buzo depende la lubricación de la culata, y la regulación de las válvulas de escape por medio del sistema de punterías.

CAPÍTULO III. DIAGNÓSTICO TRIBOLÓGICO.

La reducción de desgaste es un objetivo económicamente importante. Los métodos de prueba y error para reducción de desgaste pueden ser un completo desperdicio. Por ejemplo, la acción común de incremento de dureza del metal o el añadir aceites de extrema presión (EP) puede ser inútil si predomina la corrosión. Una correcta diagnosis dictamina la acción remediante. Por ejemplo, si el desgaste es causado por abrasión, remover el abrasivo.

3.1. HISTORIA DE LA MÁQUINA.

Frecuentemente, pistas son dadas por el examinador. Por ejemplo, la información de que la máquina estaba anegada provocaría desgaste corrosivo si existía moho o signos de fatiga en un elemento giratorio como un cojinete.

3.2. EQUIPOS DE SOPORTE PARA DIAGNOSIS TRIBOLÓGICO.

Es esencial un microscopio óptico; microscopios metalúrgicos, microscopios de reconocimiento de electrones (SEM), y los microscopios de electrones son usados en estudios detallados. La emisión espectroscópica es un comienzo en el análisis químico, no obstante, la difracción de rayos X

(XRD) es el instrumento más útil. Los instrumentos analíticos de superficie, las micropruebas de electrones, energía dispersiva de fluorescencia de rayos X, espectroscopia del electrón para análisis químicos, y difracción del electrón, son usados para estudios detallados. La combinación más útil es una unidad de SEM con un espectrómetro de rayos X. Por ejemplo, daría una micrografía de las características de un hoyo y permite identificar cloro en el hoyo para dar evidencia de desgaste corrosivo por el cloro. Usualmente más de un examen o instrumento es necesitado para evidencia concluyente.

3.3. OBTENIENDO LA MUESTRA MÁS ÚTIL.

Si es posible el control de muestras, las siguientes instrucciones demostrarán ser útiles.

3.3.1. PARA LA PERSONA ENCARGADA DE LA OBTENCIÓN DE LA MUESTRA.

1. Obtener una parte con bajo o moderado nivel de desgaste y antes de completar la falla. Fallas catastróficas usualmente destruyen evidencia o cambian el mecanismo.
2. Obtener una nueva y no usada parte para comparación. Frecuentemente las características de una partícula desgastada existen en una nueva.
3. Obtener una muestra de aceite nuevo y compararlo con aceite usado.

4. No limpiar la muestra. Esto puede remover evidencia de mucho valor.
5. Obtener muestras de ambas partes si los dos metales fueron deslizados juntos.
6. Obtener todos los materiales conexos como depósitos, productos de corrosión, filtros de aceite, y aceite usado.
7. Obtener tanta información como sea posible desde el operador hasta cualquier información que ayude en la diagnosis. Un reporte de vibración de la máquina puede apoyar un diagnóstico de desgaste por corrosión.
 - a. ¿Cómo fueron las partes desgastadas usadas? ¿Fue la parte correcta para el máquina?
¿Cómo fueron las condiciones de operación, particularmente la carga, la velocidad, la temperatura, el tiempo, y el ambiente?
 - b. ¿Qué metalurgia especificaba el diseño de ingeniería?
 - c. ¿Qué lubricante fue usado, era este el lubricante recomendado?
- D. Hubieron observaciones de condiciones anormales, como abuso del trabajo de la maquina, problemas de instalación, desalineamiento, y contaminación

3.4. PARA LA PERSONA REALIZANDO EL DIAGNÓSTICO.

1. No tirar nada hasta que se haya obtenido una firme conclusión y se haya completado el reporte. Frecuentemente información de una parte secundaria apoyará las conclusiones como, arena excesiva en un filtro de aceite la cual apoyará la teoría de desgaste por abrasión de un cojinete.

2. Medir correctamente y hacer una descripción de cada parte porque una mezcla puede ser desastrosa.
3. Marcar cada parte con un número o letra. Marcando con un lápiz de diamante es un método adecuado porque así no podría ser removida esta marca inadvertidamente.
4. Hacer observaciones generales y registro de las condiciones de las partes. Hacer una lista de mecanismos de desgaste no encontrados porque en un caso dudoso el proceso de eliminación puede ser útil.
5. Hacer observaciones microscópicas de las partes con un microscopio. El propósito es buscar pistas importantes antes de limpiar.
6. Marcar las áreas a ser cortadas en fragmentos los cuales representen desgaste típico o características de interés. El tamaño y la forma deben ajustar el método de análisis. Para la examinación por SEM, la parte no debe ser mayor a 1.5 cm x 1.5 cm x 1 cm.
7. En fragmentos cortados marcar un pequeño cuadrado o triángulo alrededor de una característica importante porque pudiera ser difícil de localizar en un microscopio.
8. Limpieza.
9. Almacenar las partes en un desecador o una caja seca para evitar cambios por el ambiente.

3.5. MÉTODOS ANALÍTICOS PARA LA MEDICIÓN DE DESGASTE.

La remoción de metal es medida por observación, pérdida de peso, y reducción de volumen comparado a una parte nueva.

1. Perfilómetros.

Los perfilómetros comerciales son capaces de medir el desgaste. La mayoría de ellos están basados en el contacto transversal del área de desgaste. Algunos son primordialmente para perfiles.

2. Aparatos de medición para topografía de superficies rugosas.

Estos instrumentos son útiles en el diagnóstico de desgaste para determinar la profundidad de los hoyos, suavidad de las superficies y surcos, y cambios en la textura superficial comparando una parte desgastada con una nueva.

3. Microscopios Ópticos.

Examinaciones microscópicas y micrográficas proveen incuantiabiles representaciones de superficies desgastadas. Algunos microscopios son algunas veces muy útiles. El uso de luz incidente a un pequeño ángulo enfatiza la topografía. El uso de luz vertical enfatiza diferencias de fases y la presencia de capas.

4. Microscopios Electrónicos.

El SEM es el microscopio más útil por la caracterización de las superficies rugosas. La gran profundidad de campo permite fotografías espectaculares de hoyos y grietas. La mayoría de las muestras de SEM deben ser revestidas con una capa delgada de un metal pesado, como el oro, para mejorar la

imagen y proveer conductividad eléctrica. El SEM no revela la microtextura de una superficie suave muy bien.

5. Ferrografía.

Los ferrogramas de SEM pueden ser considerados como una herramienta de topografía.

3.6. DETERMINACIÓN DE LA COMPOSICIÓN QUÍMICA.

Tres viejas y útiles pruebas son convenientes.

3.6.1. PRUEBA DEL SULFATO DE COBRE PARA EL HIERRO.

La prueba consiste en poner una gota de una solución saturada de sulfato de cobre, ligeramente acidificada con ácido sulfúrico, en una superficie. Si hay hierro metálico presente, el cobre lo reemplazará y la superficie se hará de color rosado. Esta prueba revelará la existencia de hierro adherido a aluminio o cromo niquelado y hierro incrustado en aleación de cobre.

3.6.2. PRUEBA DEL SULFURO.

La prueba consiste en colocar papel fotográfico humedecido con 2% de ácido sulfúrico en contacto con una superficie en la cual se antepone una capa de sulfuro. Si no mancha, revelará la localización y concentración de sulfuro de hierro en la superficie. Excesivas cantidades de sulfuro de hierro son síntomas de desgaste por corrosión. La prueba también da resultados positivos de sulfuro de zinc.

3.6.3 PRUEBA DEL ALUMINIO.

El aluminio y las aleaciones de aluminio pueden ser identificadas en hierro o níquel poniendo una gota de solución concentrada de hidróxido de sodio en la superficie. Si hay aluminio presente, burbujas de hidrógeno se formarán dentro de la gota, y la superficie se oscurecerá.

3.7. DETERMINACIÓN METALÚRGICA.

Pruebas metalúrgicas y metalográficas de una parte desgastada provee la siguiente clase de información acerca del metal:

1. Caracterización metalúrgica.
 - a. Composición, tamaño y distribución de inclusiones.
 - b. Estructura.
 - c. Dureza.
2. Cambios debido a desgaste.
 - a. Condición subsuperficial, como transformaciones de fase, flujo plástico, grietas y nuevas fases, las cuales ocurren en o cerca de la superficie.
 - b. Agotamiento debido a difusión o corrosión.
 - c. Temple o recocido y pérdida de dureza.

Durante la preparación de la muestra, es esencial la retención de un borde para la inmediata examinación de la subsuperficie transversal. El níquel sirve para retener la muestra del borde.

3.8.1.2. Desgaste adhesivo.

La superficie tiene partículas pegadas y áreas jaladas que afectan enormemente la rugosidad. Se notan partículas de otro material. El proceso pasa rápidamente y puede causar la soldadura fría de dos elementos en contacto. Desgaste típico para la fricción seca.

3.8.1.3. Desgaste por scuffing.

Presenta las formas del desgaste adhesivo y abrasivo. Las partículas que se pegan a la superficie tienen dureza alta y actúan como abrasivo. Al desgaste scuffing acompaña el rompimiento de la capa lubricante. El proceso tiene el carácter de alud.

3.8.1.4. Desgaste por oxidación.

El desgaste por oxidación siempre acompaña a otros tipos de desgaste. La intensidad del proceso no es grande en comparación con otros tipos de desgaste. No se puede reconocer desgaste por oxidación sin el análisis químico de la capa exterior.

3.8.1.5. Desgaste por fatiga de la superficie.

La fatiga de la superficie puede influir en la fatiga voluminosa. Las grietas de superficies principales son limpias y oscuras. La última parte de la grieta es clara y tiene la rugosidad grande. Esto nos indica el lugar, en el cual la grieta empezó y luego podemos cambiar el diseño o la manufactura. Si durante el proceso de aprovechamiento existió la lubricación, las grietas de

3.8. MECANISMOS DE DESGASTE.

Hay aproximadamente 12 clases de desgaste, cada uno con síntomas que deben ser reconocidos por el mecanismo de desgaste a ser diagnosticado.

Clases de desgaste.

Adhesivo suave.

Adhesivo severo.

Abrasión.

Erosión.

Fatiga.

Delaminación.

Corrosivo.

Electrocorrosivo.

Corrosión por
rozamiento.

Daño por cavitación.

Descarga eléctrica.

Pulimiento.

3.8.1. SÍNTOMAS DE MECANISMOS DE DESGASTE.

3.8.1.1. Desgaste abrasivo.

La superficie gastada es clara y limpia; se notan rastros de las partículas duras que habían actuado sobre la superficie.

fatiga van del interior a la superficie y luego, gracias al efecto de Rebinder, penetran al interior de la pieza dejando sobre la superficie puntos oscuros (pitting). La diferencia entre pitting y spalling es clara porque cuando las superficies desgastadas por spalling tienen la red de grietas y partículas de tipo laminar que se desprenden.

El desgaste por fretting es muy complejo y produce las partículas de óxidos en la forma de polvo que siempre existe y acompaña a todos los procesos del desgaste durante fretting.

La existencia permanente de las partículas duras implica el desgaste abrasivo y luego la concentración de esfuerzos.

Finalmente la fatiga voluminosa termina la vida de la pieza. El proceso es típico para superficies que tienen su movimiento relativamente pequeño. El descubrimiento de fretting necesita algo de experiencia y análisis del trabajo del elemento desgastado.

CAPÍTULO IV.
FORMULARIO TRIBOLÓGICO, RESULTADOS Y SUGERENCIAS
DE INVESTIGACIÓN.

4.1. FORMULARIO TRIBOLÓGICO.

Como formulario tribológico se entiende, la elaboración de 25 preguntas como ayuda para poder diagnosticar la fractura o desgaste:

1. ¿ Se estableció el origen de la fractura o desgaste?
2. ¿ La secuencia de la misma fue establecida?
3. ¿ La fractura o desgaste se inició por encima o por debajo de la superficie?
4. ¿ Si la fractura o desgaste fue acompañada de concentración de esfuerzos?
5. ¿ Cuánto tiempo se desarrolló la fractura o desgaste?
6. ¿ La intensidad de la carga fue grande?
7. ¿ Tipo de carga, estática, cíclica o de impacto?
8. ¿ Cómo están orientadas las direcciones de esfuerzos principales y cortantes?
9. ¿Cuál fue el mecanismo del desgaste?
10. ¿ Qué valor de temperatura tuvo la pieza al momento de fractura o desarrollo de desgaste?
11. ¿ La temperatura pudo influir sobre la fractura o desgaste?
12. ¿ Si el desgaste es suave, y qué tipos de éste participaron en el desarrollo de este?

13. ¿ El material fue adecuado, en cuanto a diseño?.
14. ¿ El área de sección fue adecuada?.
15. ¿ La calidad del material fue adecuada en cuanto a especificaciones?
16. ¿ Incluye tratamiento térmico adecuado la pieza?
17. ¿ El proceso de fabricación de la pieza fue bien realizado?
18. ¿ La pieza fue bien ensamblada?
19. ¿ Hubo mantenimiento antes de la falla y éste fue correcto?
20. ¿ Se utilizó correctamente la pieza?
21. ¿ Hubo la lubricación adecuada?
22. ¿ Hubo algún abuso en el servicio de la pieza?
23. ¿ Se puede mejorar el diseño para prevenir fallas consecutivas?
24. ¿ Qué se puede hacer para evitar fallas similares, en estas piezas aún en servicio?
25. ¿ Hubo alguna corrección en el diseño?

4.2. RESULTADOS DEL FORMULARIO TRIBOLÓGICO.

1. Sí, el desgaste se debió al contacto continuo de las levas con los elevadores o buzos.
2. Sí, la secuencia de desgaste fue la consecución del contacto constante.
3. El desgaste se inició por encima de la superficie, pues no hay indicios de pitting.
4. No.
5. A lo largo de 5 años (90,000 Km aprox.).
6. No.
7. La carga fue cíclica y de impacto.
8. A investigar.
9. El mecanismo de desgaste fue adhesivo.
10. A investigar.
11. Sí, porque al aumentar la temperatura crece la plasticidad y a su vez el contacto es mayor.
- 12.
13. Sí, en cuanto a especificaciones de fabricación.
14. Sí.
15. A investigar.
16. A investigar.
17. Sin especificaciones del fabricante, no hay respuesta.
18. Sí.
19. Sí.
20. Sí.

21. A investigar.
22. A investigar.
23. Sí.
24. Nada.
25. No.

4.3. SUGERENCIAS DE INVESTIGACIÓN.

Primero analizar los resultados del formulario tribológico esto con el fin de determinar si hubo intransigencia en el uso de las piezas, como serían falta de lubricación, mantenimiento, exceso de carga, etc; después se deben hacer Observaciones macrofractográficas, todo esto para poder elaborar una o varias hipótesis de la falla tribológica. Se debe obtener una muestra de poco desgaste y una de mucho desgaste para obtener parámetros de comparación. A partir de aquí procederemos a realizar pruebas para la comprobación de la o las hipótesis.

Comenzando por un análisis de dureza esta prueba sería muy útil para apoyar una hipótesis de falla por tratamiento térmico, posteriormente se debe realizar un análisis metalográfico para determinar la microestructura de la muestra así como diferencias de una muestra a otra, utilizando varios aumentos para lograr una mejor comparación con el libro "Metalografía y Microestructuras" del Metals Handbook en el cual se encuentran documentados cientos de casos, en caso de haber diferencias en las microestructuras de una muestra a otra este Análisis sería muy útil para apoyar una hipótesis de falla en materia prima; a continuación se debe hacer

un análisis por elemento finito para verificar que no hayan habido concentraciones de esfuerzos, y finalmente un análisis químico para determinar los elementos de aleación y en que porcentaje se encuentran estos, y así mismo determinar exactamente que tipo de hierro gris se está estudiando.

CAPÍTULO V.
HIPÓTESIS TRIBOLÓGICAS SOBRE LAS POSIBLES CAUSAS DE
LA FALLA.

Analizando los resultados iniciales del formulario tribológico y basándonos en las observaciones macrofractográficas, como hipótesis a comprobar en cuanto al desgaste prematuro y desproporcionado de las levas en un árbol de levas para automóvil marca Chevrolet, modelo Malibu 1981 de 8 cilindros tenemos las 2 siguientes :

- 1. FALLA EN TRATAMIENTO TÉRMICO.**
- 2. FALLA EN MATERIA PRIMA.**

Al analizar los resultados del formulario tribológico y de las observaciones macrofractográficas, encontramos algunas preguntas que no tienen respuesta hasta no llevar a cabo ciertas investigaciones como son las preguntas 15 y 16 :

15. ¿ La calidad del material fue adecuada en cuanto a especificaciones?
16. ¿ Incluye tratamiento térmico adecuado a la pieza?

Estas preguntas sin respuesta, por el momento, y las consideraciones de un posible procesamiento defectuoso en la pieza de fundición, es decir, falla en la materia prima del árbol de levas, como sería una segregación, la cual

podría darse por un enfriamiento fuera de equilibrio que resultaría en un intervalo mayor de temperatura en el cual el líquido y el sólido están presentes al mismo tiempo; la última solidificación ocurre a una temperatura más baja que la predicha por el diagrama de fase; el último líquido en solidificarse tendrá una concentración mayor del metal que tenga el menor punto de fusión, y como la difusión no ha conservado el mismo ritmo que el crecimiento cristalino, habrá una diferencia en la composición química del centro hacia afuera de los granos. Cuanto mayor sea la rapidez de enfriamiento, más grandes serán los efectos mencionados.

Otra de las consideraciones sería en cuanto a tratamiento térmico, al investigar del tratamiento térmico de árboles de levas para automóviles, se encontró que primero debe realizarse tratamiento térmico por recocido en donde se formarán hojuelas de grafito en la microestructura y posteriormente deberá realizarse tratamiento térmico por inducción para eliminar la grafito de la superficie y así lograr estructuras uniformes y con mayor dureza. De no hacerse así podemos encontrar fallas por tratamiento térmico.

Después de haber hecho estas consideraciones es como llegamos a las hipótesis planteadas anteriormente.

CAPÍTULO VI.

METODOLOGÍA DE LAS INVESTIGACIONES TRIBOLÓGICAS.

La metodología de investigación tribológica para el caso que nos ocupa en esta tesis será el siguiente:

6.1. PASOS PARA LA OBTENCIÓN DE UNA O MÁS HIPÓTESIS.

6.1.1. APOYO EN EL FORMULARIO TRIBOLÓGICO. (ver capítulo IV.).

6.1.2. OBSERVACIONES MACROFRACTOGRÁFICAS.

6.1.3. ELABORACIÓN DE UNA O VARIAS HIPÓTESIS.

6.2. PRUEBAS PARA COMPROBAR LA O LAS HIPÓTESIS.

6.2.1. OBTENCIÓN DE MUESTRAS.

Obtención de una muestra de leva con poco desgaste y a la vez una muestra de leva con gran desgaste. Para la obtención de estas muestras cortaremos el árbol de levas con un MiniCut marca Micro Star 2000, inc., por medio de un disco abrasivo, y posteriormente procederemos a pulir las

muestras con lijas de agua de diferentes granos hasta llegar a la lija de grano 600 con la cual buscaremos un buen acabado superficial.

6.2.2. ANÁLISIS DE DUREZA.

Análisis de dureza, mediante el apoyo de un durómetro, marca Buchler y Serie No. T787M; y utilizando la escala de medición Rockwell C.

6.2.3. ANÁLISIS METALGRÁFICO.

Comenzaremos por dar un pulido espejo a las muestras antes obtenidas, para lo cual utilizaremos Alumina a .3 micrones y una pulidora marca Buchler Metaserv con Serie No. 425 - GPT - 1447, después procederemos a atacar estas mismas con Nital al 2%, después se sumerge la muestra en Alcohol Etilico y se deja secar, esto para poder observar al microscopio la microestructura a distintos aumentos, que para nuestro estudio serán a : 100x, 200x y 400x, el microscopio será marca Nikon OPTIPHOT HFX - DX.,pero no solo utilizaremos un microscopio óptico sino también un microscopio digital SISTEMA DE ANÁLISIS DE IMÁGENES LECO 2001.

6.2.4. COMPARACIÓN MICROESTRUCTURAL.

Comparación de estas microestructuras con las microestructuras del libro "Metalografía y Microestructuras " del Metals Handbook.

6.2.5. ANÁLISIS DE ESFUERZOS.

Análisis estático de distribución de esfuerzos y concentración de esfuerzos de un leva con Elemento Finito, utilizando el paquete de Ansys.

6.2.6. ANÁLISIS QUÍMICO.

La esencia del análisis espectrográfico se funda en la capacidad que tienen los átomos. El análisis se realiza con ayuda de los aparatos denominados espectrógrafos, por medio de los cuales se puede estudiar y examinar un cuerpo sin destruirlo. Basándose en los datos obtenidos se puede realizar el análisis químico cualitativo y cuantitativo de las aleaciones que se estudian.

6.3. CONCLUSIONES.

CAPÍTULO VII. RESULTADOS DE LAS INVESTIGACIONES.

7.1. ANÁLISIS DE DUREZA.

Comenzaremos las investigaciones haciendo un análisis de dureza a dos levas, una de mayor desgaste que la otra y en diferentes puntos de la sección transversal, para lo cual utilizaremos como unidad de medición de dureza el Rockwell C (Rc).

PERIFERIA DE LEVA DE MENOR DESGASTE.

- | | |
|---------|----|
| 1) 60 | Rc |
| 2) 58.6 | Rc |
| 3) 57.6 | Rc |
| 4) 58 | Rc |

Las mediciones anteriores nos dan un valor promedio de dureza de 58.55 Rc.

PERIFERIA DE LEVA DE MAYOR DESGASTE.

- 1) 52 Rc
- 2) 48 Rc
- 3) 50 Rc
- 4) 49 Rc

Las mediciones anteriores nos dan un valor promedio de dureza de 49.75 Rc.

CENTRO DE LEVA DE MENOR DESGASTE.

- 1) 21 Rc
- 2) 26 Rc
- 3) 25 Rc
- 4) 23 Rc

Las mediciones anteriores nos dan un valor promedio de dureza de 23.75 Rc.

CENTRO DE LEVA DE MAYOR DESGASTE.

- | | |
|---------|----|
| 1) 18 | Rc |
| 2) 20 | Rc |
| 3) 21 | Rc |
| 4) 18.5 | Rc |

Las mediciones anteriores nos dan un valor promedio de dureza de 19.38 Rc.

7.2. ANÁLISIS METALGRÁFICO.

Después de hacer un análisis de dureza de las piezas, se procedió a hacer un análisis Metalográfico y con ayuda de un Microscopio Óptico se encontró lo siguiente:

- * Hojuelas de grafito dispersas en una matriz con una microestructura determinada por su composición y tratamiento térmico.

Esta microestructura es común para los hierros grises. Al investigar más acerca de los hierros grises encontramos que, el tratamiento térmico en ellos es muy importante ya que éste puede alterar considerablemente la microestructura de la matriz con una pequeña o nula variación en el tamaño y forma de la grafito lograda durante la fundición. Las fundiciones con hojuelas de grafito finas, no sólo son más accesibles al tratamiento térmico sino también facilitarán el aumento de las propiedades mecánicas.

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

Se encontró que el tratamiento térmico, para las levas, fue endurecimiento por inducción, este tratamiento térmico tiene dos características para nuestro estudio muy importantes:

- * A mayor grafito presente en la microestructura, menor dureza superficial obtendremos después del endurecimiento.
- * La microestructura de fundiciones hechas de la misma manera y al mismo nivel de enfriamiento, contendrán más y más largas hojuelas de grafito equivalente al incremento de carbón.

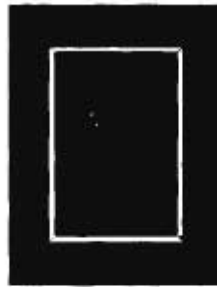
Al analizar piezas poco desgastadas con piezas muy desgastadas al microscopio se encontró que la microestructura era en ocasiones muy diferente por lo que con las investigaciones realizadas hasta este punto no se puede descartar ninguna de las hipótesis del capítulo V, es decir, se puede pensar hasta aquí tanto en una falla en tratamiento térmico y del cual ya señalamos dos características importantes; como en la posibilidad de una falla en la materia prima por segregación, ya que en la práctica es sumamente difícil enfriar bajo condiciones de equilibrio. Como la difusión en el estado sólido se lleva a cabo a una velocidad muy baja, cabe esperar que con las velocidades de enfriamiento ordinarias habrá alguna diferencia respecto a las condiciones que se indican en el diagrama de equilibrio.

A continuación mostramos fotos comparativas de las microestructuras en diferentes regiones de la sección transversal de las levas, hasta ahora analizadas,

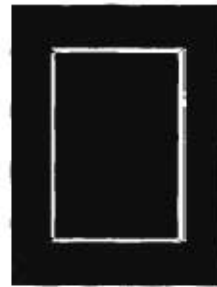
COMPARACION MICROESTRUCTURAL DE LEVAS CON GRAN
DESGASTE CONTRA LEVAS CON POCO DESGASTE.



DRILLA DE LEVA CON GRAN
DESGASTE A 100X.



DRILLA DE LEVA CON GRAN
DESGASTE A 200X.



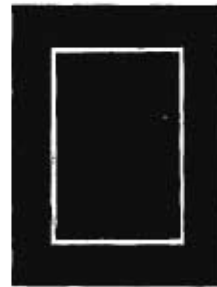
DRILLA DE LEVA CON GRAN
DESGASTE A 400X.



DRILLA DE LEVA CON POCO
DESGASTE A 100X.



DRILLA DE LEVA CON POCO
DESGASTE A 200X.



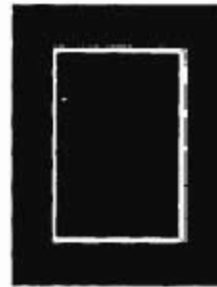
DRILLA DE LEVA CON POCO
DESGASTE A 400X.



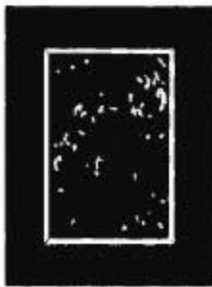
CENTRO DE LEVA CON GRAN
DESGASTE A 100X.



CENTRO DE LEVA CON GRAN
DESGASTE A 200X.



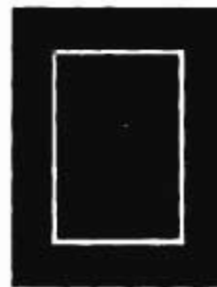
CENTRO DE LEVA CON GRAN
DESGASTE A 400X.



CENTRO DE LEVA CON POCO
DESGASTE A 100X.



CENTRO DE LEVA CON POCO
DESGASTE A 200X.



CENTRO DE LEVA CON POCO
DESGASTE A 400X.

A continuación presentamos fotos obtenidas del libro de Microestructuras y Metalografía del Metals Handbook, las cuales se refieren al tipo de Hierro Gris que nosotros estamos manejando.

La composición del material mostrado a continuación es la siguiente :

Fe - 3.26C - 1.75Si - 0.06P - 0.11S - 0.63Mn - 0.52Cr - 0.98Mo - 0.064Sn



FOTO 7.1. Hierro Gris como fundición en arena a 100x. Grafita tipo A en la matriz de perlita, con algunos carburos libres (partes blancas).



FOTO 7.2. A 500x muestra que la matriz de perlita contiene finas y gruesas hojuelas.

A continuación mostramos fotos de la microestructura del corazón y de la superficie en el árbol de levas, utilizando un microscopio digital SISTEMA DE ANÁLISIS DE IMÁGENES LECO 2001.



FOTO 7.3. Superficie del árbol de levas a 400x (partes negras son grafito y partes blancas son carburos del tipo cementita.)

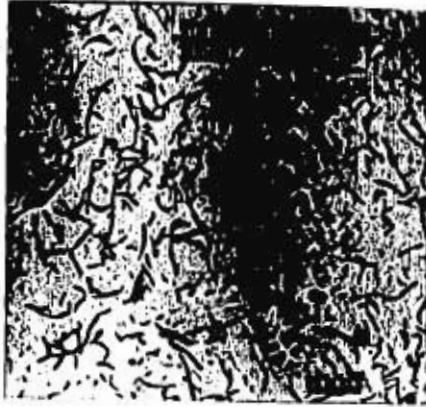


FOTO 7.4. Corazón del árbol de levas a 100x. (partes negras son grafito y partes blancas son carburos del tipo cementita.)



FOTO 7.5. Superficie del árbol de levas a 100x. (partes negras son grafito y partes blancas son carburos del tipo cementita.)

7.3. ANÁLISIS DE ESFUERZOS.

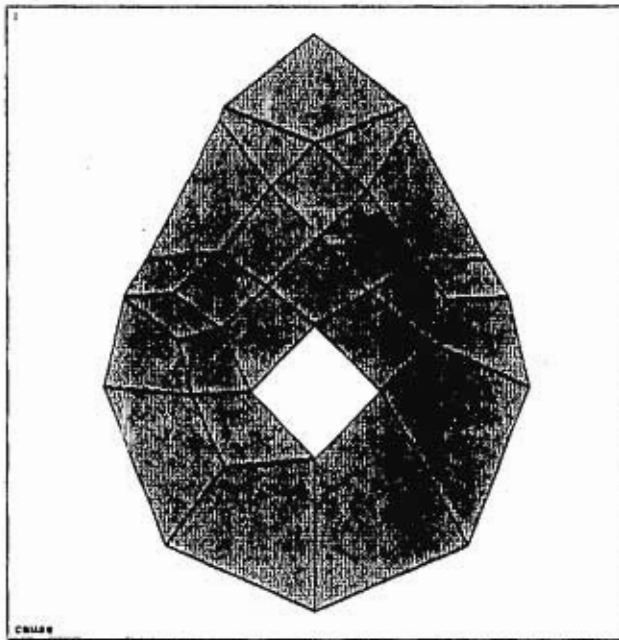
El desgaste en las levas existe en varias secciones, sin embargo, en donde realmente nos interesa el desgaste de las mismas es en la parte más alta, y es aquí donde haremos un análisis de esfuerzos por medio de elemento finito y en el caso más crítico. Para determinar el caso más crítico sabemos que la leva tiene que soportar el peso del buzo, de la varilla, el aceite, etc., pero estas fuerzas son despreciables al considerar que la leva tiene que comprimir el resorte de válvula o resorte del sistema de punterías en automóviles, para lubricar el sistema de punterías así como al mismo tiempo regular las válvulas. Es por esto que la fuerza máxima soportada por la leva será cuando se comprima totalmente el resorte, para lo cual se utilizó una máquina INSTRON para conocer a qué fuerza se comprime totalmente el resorte, y se encontró que con 225 lb se comprime totalmente es decir 1 in.

Utilizando esta fuerza puntual en el extremo más alto de la leva se hicieron los siguientes análisis :

- 1- leva deformada
- 2- esfuerzos de VON MISSES
- 3- leva deformada y no deformada en "Y"
- 4- leva deformada y no deformada
- 5- leva deformada y no deformada en "X"

De los resultados por VON MISSES se puede observar que los esfuerzos se dan por debajo de la superficie, así como también podemos observar que no hay concentraciones de esfuerzos.

FIG. 7.1. LEVA DEFORMADA.



```
ANSYS 5.3  
DEC 7 1997  
23:51:21  
DISPLACEMENT  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
RST=0  
DDX =.460E-04  
  
DSCA=1332  
ZV =1  
DIST=.70444  
YF =-.170968  
Z-BUFFER
```

FIG. 7.2. ESFUERZOS DE VON MISES.

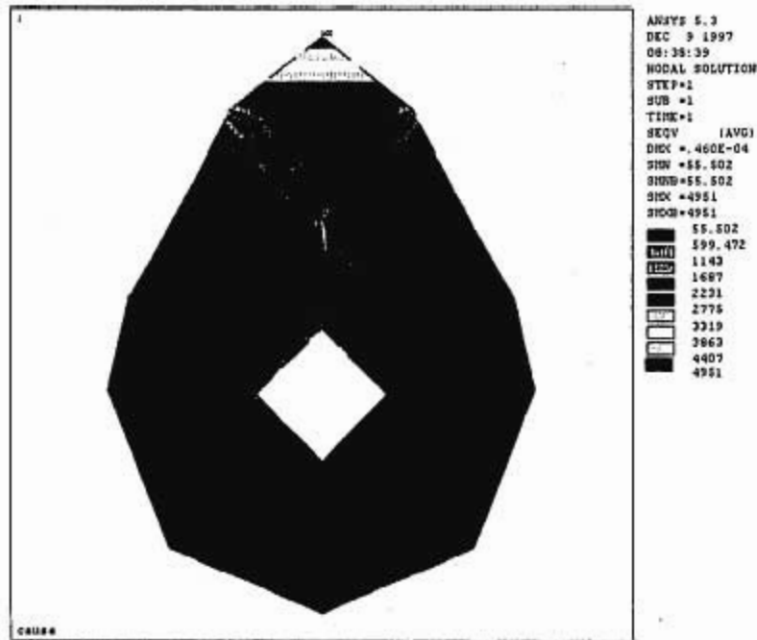


FIG. 7.3. LEVA DEFORMADA Y NO DEFORMADA EN Y.

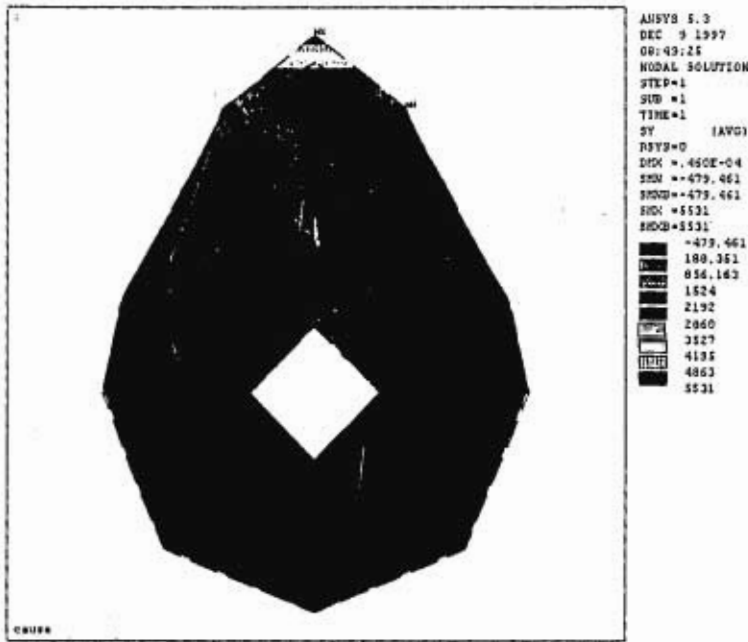
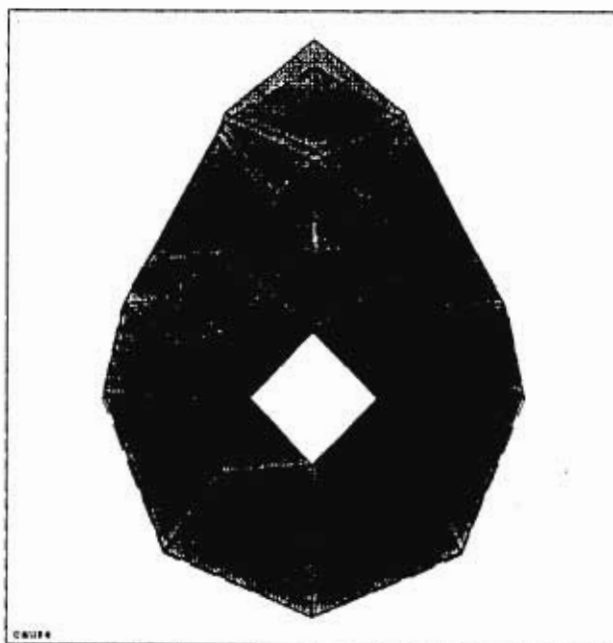
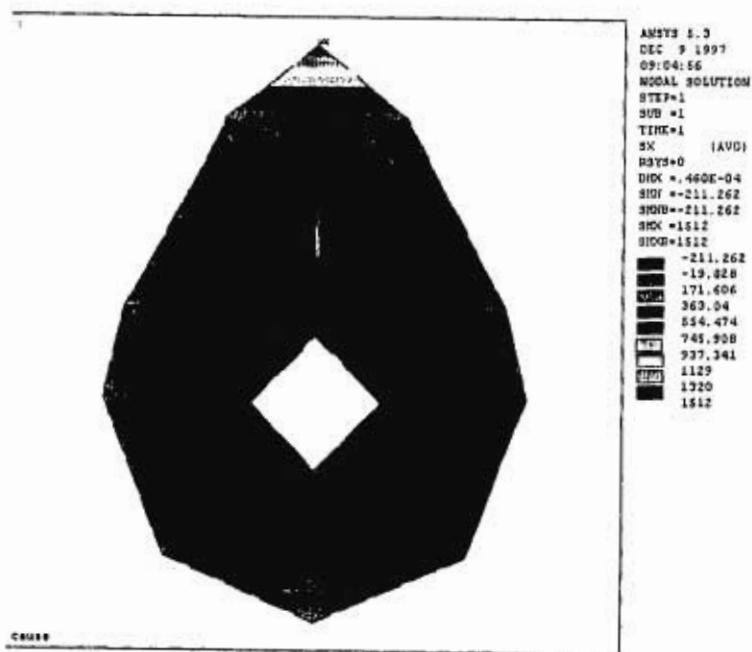


FIG. LEVA DEFORMADA Y NO DEFORMADA.



```
ANSYS 5.3  
DEC 9 1997  
00:57:29  
DISPLACEMENT  
STEP=1  
SUB =1  
TIME=1  
RSYS=0  
SDX =.460E-04  
  
DBCA=1332  
ZV =1  
DIST=.70644  
YF =-.170368  
Z-BUFFER
```

FIG. 7.5. LEVA DEFORMADA Y NO DEFORMADA EN X.



7.4. ANÁLISIS QUÍMICO.

Se realizaron en el laboratorio 5 pruebas para determinar la composición química del árbol de levas, y de estas pruebas se encontraron los siguientes elementos de aleación :

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Al
1	4.77	1.93	0.92	0.018	0.112	0.63	0.42	0.03	0.0042
2	5.01	1.92	0.91	0.018	0.111	0.63	0.43	0.03	0.0041
3	3.92	2.03	0.93	0.018	0.069	0.64	0.41	0.03	0.0051
4	3.54	2.04	0.93	0.017	0.062	0.64	0.41	0.04	0.0053
5	3.33	1.99	0.93	0.017	0.065	0.65	0.42	0.03	0.0053

	Co	Cu	Nb	Ti	V	W	Pb	Sn	Mg
1	0.01	0.06	0.00	0.0109	0.00	0.00	0.005	0.005	0.000
2	0.01	0.05	0.00	0.0107	0.00	0.00	0.006	0.005	0.000
3	0.01	0.06	0.00	0.0096	0.01	0.00	0.006	0.005	0.000
4	0.01	0.06	0.00	0.0094	0.01	0.00	0.007	0.005	0.000
5	0.01	0.06	0.00	0.0094	0.01	0.00	0.005	0.005	0.000

	As	Zr	B	Fe
1	0.003	0.0164	0.0003	91.05
2	0.004	0.0153	0.0004	90.83
3	0.003	0.0141	0.0003	91.83
4	0.003	0.0133	0.0003	92.20
5	0.003	0.0129	0.0002	92.43

Los valores promedios obtenidos de las pruebas anteriores son los siguientes :

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Al
4.12	1.98	0.93	0.017	0.084	0.64	0.42	0.03	<0.005

Co	Cu	Nb	Ti	V	W	Pb	Sn	Mg
0.01	0.06	<0.00	0.01	0.01	<0.00	0.006	0.005	<0.003

As	Zr	B	Fe
0.003	0.0144	<0.0005	91.67

Basados en estos resultados como podemos ver se trata evidentemente de un hierro, pero para determinar exactamente de qué tipo de hierro se trata, utilizaremos los valores promedio de las aleaciones aquí presentadas y compararemos estos valores con los presentados en el libro "Metalografía y Microestructuras" del Metals Handbook.

Así encontramos que el tipo de hierro gris del que se trata es un hierro gris, utilizado para árboles de levas de automóviles, el cual tiene la siguiente clasificación :

ESPECIFICACIÓN.	GRADO O CLASE
ASTM A 159 o SAE J431	G4000d

TABLA 7.1. ELEMENTOS DE ALEACIÓN DEL HIERRO GRIS
CLASIFICACIÓN ASTM A 159 o SAE J431; GRADO O CLASE G4000d

C	Mn	Si	P	S	Cr	Mo	Ni
3.10 - 3.60	0.60 - 0.90	1.95 - 2.40	0.07	0.12	.85 - 1.25	0.40 - 0.60	0.20 - 0.45

Otra manera de identificar de qué hierro se trata es de acuerdo a la forma de la grafita y el método de producción de esta misma.

El hierro gris contiene grafita en forma de hojuelas, tal como es en nuestro caso y como se puede apreciar en las fotografías presentadas en este mismo capítulo.

El hierro dúctil contiene grafita en forma de nódulos, los cuales se forman cuando aleaciones, como el magnesio, son añadidas a la fundición.

El hierro maleable es el resultado de aleaciones de fundiciones de hierro blanco para convertir carbón contenido en cementita a grafita en la forma de nódulos de carbón recocido.

El hierro blanco está prácticamente libre de grafita.

TABLA 7.2. EFECTOS Y ORÍGENES DE ALEACIONES EN EL HIERRO GRIS.

ELEMENTO	%	EFEECTO
ALUMINIO	≤ 0.03	FAVORECE PICADURAS DE HIDRÓGENO, ESPECIALMENTE CUANDO SE USAN MOLDES DE ARENA VERDE Y EN NIVELES POR ENCIMA DEL .005%. NEUTRALIZA AL NITRÓGENO.
ARSÉNICO	≤ 0.05	DESARROLLA LA PERLITA. UNA ADICIÓN DEL 0.05% REDUCE ALGUNAS VECES LA CANTIDAD DE FERRITA ENCONTRADA ADYACENTE A SUPERFICIES HUECAS.
BORO	≤ 0.01	DESARROLLA CARBUROS, PARTICULARMENTE EN PARTES DE SECCIÓN DELGADA. LOS EFECTOS LLEGAN A SER SIGNIFICATIVOS POR ARRIBA DEL 0.001%
CROMO	.5-.75	INCREMENTA LA DUREZA DEL HIERRO GRIS, DESARROLLA LA MATRIZ DE PERLITA ASÍ COMO TAMBIÉN DESARROLLA CARBUROS.
CROMO	≤ 0.02	DESARROLLA ENDURECIMIENTO EN SECCIONES DELGADAS.
COBRE	≤ 0.3	DESARROLLA UNA MATRIZ PERLÍTICA INCREMENTANDO LA RESISTENCIA A LA TENSIÓN. SU EFECTO ES MÁS PRONUNCIADO A BAJOS NIVELES DE ADICIÓN DE 0.25% A 0.5%. A NIVELES MÁS ELEVADOS, SU EFECTO NO ES SIGNIFICATIVO
MOLIBDENO	.25-.75	TIENE UN IMPACTO SIGNIFICATIVO EN LA DUREZA DEL HIERRO GRIS. ESTO RESULTA DEL ENDURECIMIENTO DE LA MATRIZ Y EL REFINAMIENTO DE LAS HOJUELAS DE GRAFITA.. EL MOLIBDENO NO DESARROLLA

		CARBUROS Y ES NORMALMENTE AÑADIDO COMO UNA ALEACIÓN DE FERROMOLIBDENO.
MOLIBDENO	≤ 0.05	DESARROLLA PERLITA. NO DESARROLLA CARBUROS.
NÍQUEL	>2	ÚNICAMENTE PROVOCA UN MÍNIMO INCREMENTO EN LA RESISTENCIA A LA TENSIÓN DEL HIERRO GRIS. NO DESARROLLA CARBUROS Y DE HECHO TIENE UN MENOR EFECTO DE GRAFITIZACIÓN.
NÍQUEL	≤ 0.01	PUEDE SER IGNORADO.
TITANIO	≤ 0.15	DESARROLLA GRAFITA. DESARROLLA PICADURAS DE HIDRÓGENO CUANDO HAY ALUMINIO PRESENTE. COMBINADO CON NITRÓGENO NEUTRALIZA SUS EFECTOS.
TUNGSTENO	≤ 0.05	DESARROLLA PERLITA.
VANADIO	≤ 0.08	FORMA CARBUROS; DESARROLLA PERLITA.
SILICIO	1.4-2.8	AUMENTA EL POTENCIAL DE GRAFITIZACIÓN PARA LAS TRANSFORMACIONES EUTÉCTICAS Y EUTECTOIDALES E INCREMENTA EL NÚMERO DE PARTÍCULAS DE GRAFITO. FORMA SOLUCIONES SÓLIDAS EN LA MATRIZ Y DISMINUYE LA DUREZA.
AZUFRE	$\leq .15$	FORMADOR DE CARBUROS.
FÓSFORO	$\leq .9$	PUEDE ACTUAR COMO UN ENDURECEDOR DE LA MATRIZ.
ESTAÑO	≤ 0.15	DESARROLLA PERLITA.

CAPÍTULO VIII. CONCLUSIONES.

Observando los resultados obtenidos en el capítulo VII, concluiremos cuáles fueron la o las razones de la falla para el problema descrito en el capítulo II.

Concluimos entonces lo siguiente :

1. Las durezas tanto en el centro como en la periferia de la leva con poco desgaste y la leva con mucho desgaste varían en por lo menos un 15%, siendo la leva con menor desgaste la que tiene mayor dureza.
2. Las microestructuras observadas en microscopio óptico entre la leva con poco desgaste y la leva con mucho desgaste tanto en el centro como en la periferia son diferentes.
3. Las microestructuras del corazón y de la superficie observadas en microscopio digital presentaron carburos del tipo cementita combinados con grafito, por lo que podemos concluir que hubo tratamiento térmico por recocido ya que gracias a éste se forma la grafito en el material, pero también se puede notar el tratamiento térmico por los granos más pequeños en la superficie así como una mayor dureza también en la superficie.
4. Pero de lo anterior podemos también concluir que hubo falla en **TRATAMIENTO TÉRMICO**, es decir que después del recocido se debe

aplicar tratamiento térmico por inducción, para eliminar la grafito de la superficie y así aumentar y homogeneizar la dureza en la superficie, pero como pudimos observar la grafito no fue eliminada de la superficie por lo que concluimos que no hubo tratamiento térmico por inducción, y esto provocó principalmente el desgaste no proporcionado entre las levas, ya que la grafito existía en mayores cantidades en unas levas que en otras, ocasionando así que tuvieran menor dureza unas que otras y por lo tanto que el desgaste fuera muy diferente.

5. Pero de las mismas observaciones pudimos concluir también que la falla no sólo se debió a la falta de tratamiento térmico por inducción, sino que también hubo falla en MATERIA PRIMA, ya que encontramos estructuras dendríticas lo cual concluimos que hubo segregación la cual pudo darse posiblemente al agregar el "Si" principalmente a la fundición, fuera de tiempo. Y como sabemos, en la segregación se da un enfriamiento fuera de equilibrio que resulta en un intervalo mayor de temperatura en el cual el líquido y el sólido están presentes al mismo tiempo; así la última solidificación ocurre a una temperatura más baja que la predicha por el diagrama de fase; el último líquido en solidificarse tendrá una concentración mayor del metal que tenga el menor punto de fusión, y como la difusión no ha conservado el mismo ritmo que el crecimiento cristalino, habrá una diferencia en la composición química del centro hacia afuera de los granos.

Es obvio que el último sólido formado a lo largo de las fronteras de grano y en los espacios interdendríticos es muy rico en metal con el menor punto de fusión. Dependiendo de las propiedades de este metal con punto más bajo de fusión, las fronteras de grano pueden

actuar como un plano de debilidad, así como también causará una seria falta de uniformidad en lo que se refiere a las propiedades físicas y mecánicas.

6. Del análisis de esfuerzos podemos concluir que no existen concentraciones de esfuerzos y a su vez que los esfuerzos se dan por debajo de la superficie y no por encima de ella.

7. Del análisis químico podemos concluir que para los árboles de levas para automóviles se utiliza el hierro gris ASTM A 159 o SAE J431 clase G4000d, ya que este hierro presenta :

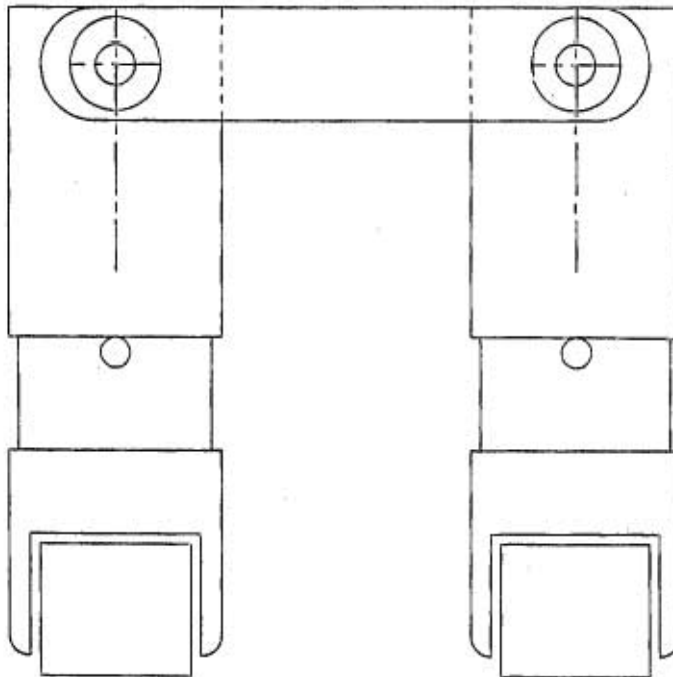
- a) Propiedades torsionantes. Alta resistencia al esfuerzo de torsión, la cual se requiere en aplicaciones de árboles de levas.
- b) Propiedad de compresión. Los árboles de levas soportan mucho mayores esfuerzos de compresión que a tensión, y este hierro gris soporta de 3 a 4 veces más en compresión que a tensión. Esto debido a que las características de las hojuelas de grafito tienen menor influencia en compresión que en tensión.

CAPÍTULO IX.
SUGERENCIAS Y CAMBIOS INDISPENSABLES PARA EVITAR
FUTURAS FALLAS PARECIDAS.

9.1 SUGERENCIAS EN DISEÑO.

Comenzaremos este capítulo haciendo una sugerencia en el diseño de los buzos o elevadores, es decir, propondremos añadir rodamientos a los buzos o elevadores en el punto de contacto con las levas, esto obviamente con el fin de disminuir el desgaste.

FIG. 9.1. Sugerencia de diseño para elevadores o buzos.



9.2. CAMBIOS PARA EVITAR FUTURAS FALLAS PARECIDAS.

Como podemos observar en las conclusiones, tenemos falla por tratamiento térmico, principalmente, pero también hay falla en materia prima; en este capítulo hablaremos de los cambios que deben efectuarse para evitar futuras fallas parecidas.

Primero, para evitar fallas en tratamiento térmico se debe después de realizar el tratamiento térmico por recocido, aplicar al árbol de levas tratamiento térmico por inducción, para eliminar la grafito de la superficie y de esta manera lograr estructuras uniformes en la superficie y por lo tanto aumentar la dureza en la superficie, y así evitar futuras fallas por tratamiento térmico. Para análisis posteriores de árboles de levas se recomienda hacer análisis de microdureza preferentemente a análisis de dureza, ya que de esta manera se puede apreciar rápidamente qué tan uniforme es la dureza en la superficie, debido a que el área de aplicación de la carga es menor y por tanto es más exacto.

Segundo, para evitar fallas en materia prima, y específicamente en nuestro caso, segregación dendrítica, hay dos métodos: uno es impedir su formación a través de un lento congelamiento del líquido, pero esto origina granos de gran tamaño y requiere un tiempo muy largo; el otro, preferido por la industria, es igualar la composición u homogeneización, de la estructura dendrítica segregada mediante difusión en el estado sólido.

A temperatura ambiente, para la mayoría de los metales, la rapidez de difusión es muy baja; pero si la aleación se recalienta a una temperatura abajo de la línea solidus, la difusión será más rápida y la homogeneización ocurrirá en un tiempo relativamente menor.

BIBLIOGRAFÍA

- AVNER, Sydney H. , Introducción a la Metalurgia Física, México, Mc Graw Hill, 1979, (2a Ed).
- RUSEK, Piotr, Introducción a la Tribología, México, IIIa. reunión Nacional de Análisis de Esfuerzos, 1986 .
- SARKAR, A. D. , Desgaste de Metales, México, Editorial Limusa, 1990.
- ----- , Metals Handbook, U. S. A. , American Society for Metals, 1989, (9a Ed), (t. 9) .
- PETERSON, M. B. y WINER, W. O., Wear Control Handbook, U.S.A., The American Society of Mechanical Engineers, 1980.
- MALISHEV, A. y SHUVALOV , Y., Tecnología de los Metales, Moscú, Editorial Mir, 1987.

REFERENCIAS

- [1] Roach, C. y Sun, C., Centrisep Air Cleaner Applications And Working Principles, Field Service Report No. 46C, Pall Corp., New York, 1975.
- [2] Epecificación Militar Mil-F-8815C, Sept., 1972.

[3] Reporte Anual, Contamination Control, preparado por U.S. Army Mobility Equipment Research And Development Center, Contrato No. DAAK02-C-0172, Dec. 1974.

[4] Multi-Pass Method For Evaluating The Filtration Performance Of Fine Hydraulic Fluid Power Filter Element, ISO/DIS 4372, y ANSI/B93.31, 1973.

[5] Tsai, C.P. y Farris, J.A., Multi-Pass Constant Flow Filter Test for Silt Control Hydraulic Filters, Proceedings Of The National Conference On Fluid Power, Vol. 29, National Conference Fluid, 1975, pp. 64-101.

[6] Especificación Militar Mil-F-81836, Feb., 1972.

[7] Cleanliness Requirements Of Parts Used In Hydraulic Systems, NAS 1638, Aerospace Industries Assoc. Of America, Jan., 1964.

[8] Práctica aeroespacial recomendada 598, The Determination Of Particulate Contamination Of Hydraulic Fluids By The Particle Count Method, Society Of Automotive Engineers, New York, 1960.