



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE  
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA  
ESCUELA DE INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO**

**“Diseño de un software para el cálculo de áreas de contacto  
utilizando el Método de Hertz”**

**Carrasco Tustón, Washington Javier**

**TESIS DE GRADO**

**Previa a la obtención del Título de:**

**INGENIERO DE MANTENIMIENTO**

**RIOBAMBA – ECUADOR**

**2013**

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

2011-03-15

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**CARRASCO TUSTÓN WASHINGTON JAVIER**

---

Titulada:

**“DISEÑO DE UN SOFTWARE PARA EL CÁLCULO DE ÁREAS DE CONTACTO UTILIZANDO EL MÉTODO DE HERTZ”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERO DE MANTENIMIENTO**

---

Ing. Geovanny Novillo Andrade  
**DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA**

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Dr. José Antonio Granizo  
**DIRECTOR DE TESIS**

---

Dr. Marco Haro Medina  
**ASESOR DE TESIS**

# ESPOCH

Facultad de Mecánica

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** CARRASCO TUSTÓN WASHINGTON JAVIER.

**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑO DE UN SOFTWARE PARA EL CÁLCULO DE ÁREAS DE CONTACTO UTILIZANDO EL MÉTODO DE HERTZ”

**Fecha de Examinación:** 2013-03-28

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Hernán Samaniego Santillán <b>PRESIDENTE TRIB. DEFENSA</b>			
Dr. José Antonio Granizo <b>DIRECTOR DE TESIS</b>			
Dr. Marco Haro Medina <b>ASESOR</b>			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

---

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

Ing. Hernán Samaniego Santillán  
**PRESIDENTE DEL TRIBUNAL**

## **DERECHOS DE AUTORÍA**

La presente Tesis de Grado que presento, es original y basada en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teórico - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

---

Washington Javier Carrasco Tustón

## **DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD**

Yo, Carrasco Tustón Washington Javier, declaro que la presente Tesis es de mi autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente, están debidamente citados y referenciados.

Como autor, asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este Trabajo de Titulación.

**Washington Javier Carrasco Tustón**

Cedula de Identidad: 1803498102

## **AGRADECIMIENTO**

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, que me ha brindado la oportunidad de acceder al conocimiento en sus aulas, en especial a la Escuela de Ingeniería de Mantenimiento en nombre del Dr. José Granizo y el Dr. Marco Haro quienes supieron guiar la realización de este trabajo.

A los Docentes quienes con sus conocimientos y experiencias han hecho que la ingeniería sea un campo apasionante y una forma de vida de hoy en adelante.

A los verdaderos amigos que supe hacer a lo largo de la estancia universitaria, por sus ocurrencias, consejos y vivencias que se llevarán siempre presentes a pesar de la distancia o el tiempo que transcurra.

**Washington Javier Carrasco Tustón**

## **DEDICATORIA**

Por el amor incondicional que solo un ser puede dar, mostrado con sacrificio y lucha constante para hacer de mí una persona exitosa en la vida haciendo que mis sueños y metas se vuelvan realidad a mi Madre Gloria Tustón.

Por creer en mí, siendo mi refugio y mi alegría sin la cual no habría podido motivarme para alcanzar esta meta y las que restan en mi existencia a mi Abuelita Clara López.

Por ser el apoyo en las buenas y en las malas haciendo que todos los momentos de la vida resulten al final ser en verdad buenos a mi Hermana Eliana Carrasco.

Por la preocupación de mi persona y de mis asuntos sin importar que tan grandes, pequeños o importantes resulten ser a mi Tía Rosario Tustón.

**Washington Javier Carrasco Tustón.**

## CONTENIDO

	Pág.
<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	
1.1 Antecedentes .....	1
1.2 Justificación .....	3
1.3 Objetivos .....	3
1.3.1 <i>Objetivo general</i> .....	3
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i> .....	3
<b>2. INTRODUCCIÓN A LAS ÁREAS DE CONTACTO EN TRIBOLOGÍA</b>	
2.1 Micro y nanocontacto.....	5
2.2 Parámetros de rugosidad .....	7
2.2.1 <i>Análisis de la rugosidad en una superficie</i> .....	7
2.2.2 <i>Amplitud de los parámetros</i> .....	10
2.2.3 <i>Parámetros de espacio</i> .....	14
2.3 Influencia de la rugosidad del desgaste.....	14
2.3.1 <i>Contacto entre superficies</i> .....	14
2.3.2 <i>Contacto de superficies rugosas</i> .....	15
2.3.3 <i>Rozamiento por contacto</i> .....	16
2.4 Propiedades reológicas del contacto .....	21
2.4.1 <i>Reología</i> .....	21
2.4.2 <i>Plasticidad y elasticidad en el contacto</i> .....	21
2.5 Métodos para medir áreas de contacto en pares tribológicos.....	22
2.5.1 <i>Métodos experimentales para contactos mecánicos</i> .....	23
<b>3. MECÁNICA DEL CONTACTO</b>	
3.1 Contacto entre superficies .....	28
3.1.1 <i>Contacto macrogeométrico</i> .....	28
3.1.2 <i>Contacto microgeométrico</i> .....	30
3.2 Ecuaciones de Hertz.....	35
3.2.1 <i>Contacto hertziano</i> .....	35
3.2.2 <i>Contacto entre esferas</i> .....	35
3.2.3 <i>Contacto de dos cilindros de ejes paralelos</i> .....	37
3.2.4 <i>Contacto de dos cilindros con ejes inclinados</i> .....	39
3.3 Estado de tensiones superficiales con o sin fricción .....	41
3.3.1 <i>Interacción molecular adhesiva</i> .....	41
3.3.2 <i>Interacción mecánica</i> .....	43
3.3.3 <i>Cambios en las propiedades de la capa superficial durante el deslizamiento</i> .....	44
3.4 Cálculo del área nominal, real y de contorno.....	48
3.4.1 <i>Cálculo del área real</i> .....	48
3.4.2 <i>Cálculo del área y presión de contorno</i> .....	51
3.4.3 <i>Cálculo de la aproximación superficial de los cuerpos duros</i> .....	53
3.4.4 <i>Cálculo del número de puntos en contacto</i> .....	56
<b>4. ÁREAS DE CONTACTO Y PROCESOS DE DESGASTE</b>	
4.1 Contacto saturado y no saturado .....	57
4.1.1 <i>Estado de saturación</i> .....	57
4.1.2 <i>Contacto elástico saturado</i> .....	57
4.1.3 <i>Contacto elástico no saturado</i> .....	58
4.1.4 <i>Contacto plástico saturado</i> .....	58
4.1.5 <i>Contacto plástico no saturado</i> .....	59
4.2 Cálculo de la intensidad del desgaste.....	60
4.2.1 <i>Fundamento del proceso de desgaste</i> .....	60
4.2.2 <i>Partículas de debris</i> .....	61

4.2.3	<i>Desgaste adhesivo</i> .....	62
4.2.4	<i>Desgaste abrasivo</i> .....	66
4.2.5	<i>Desgaste químico</i> .....	70
4.2.6	<i>Desgaste por cavitación</i> .....	66
4.2.7	<i>Desgaste por vibraciones</i> .....	670
4.2.8	<i>Desgaste por fatiga</i> .....	66
4.2.9	<i>Desgaste por impacto</i> .....	70
4.2.10	<i>Dinámica del desgaste</i> .....	66
4.2.11	<i>Indicadores del desgaste</i> .....	70
4.3	Influencia del espesor de la película lubricante en la determinación del desgaste.....	72
4.3.1	<i>Lubricación</i> .....	72
4.3.2	<i>Tipos de superficie según el elemento</i> .....	73
4.3.3	<i>Tipos de Lubricación</i> .....	74
4.4	Cálculo de espesor de la película lubricante.....	79
4.4.1	<i>Regímenes de lubricación</i> .....	79
4.4.2	<i>Parámetro de la película</i> .....	81
4.4.3	<i>Espesor de la Película Hidrodinámica</i> .....	83
4.4.4	<i>Espesor de la Película Elastohidrodinámica</i> .....	85
<b>5.</b>	<b>MODELACIÓN MATEMÁTICA</b>	
5.1	Definición de variables.....	89
5.2	Modelos matemáticos del método de Hertz.....	90
<b>6.</b>	<b>DESARROLLO DEL SOFTWARE</b>	
6.2	Paquete VISUAL BASIC 6.0.....	95
6.3	Algoritmos gráficos del proceso.....	95
6.3.1	<i>Definición de programa</i> .....	95
6.3.2	<i>Diagrama de flujo</i> .....	96
6.4	Descripción del uso del software.....	99
<b>7.</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	
7.1	Conclusiones.....	114
7.2	Recomendaciones.....	115

**BIBLIOGRAFÍA**  
**ANEXOS**

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
1 Diferencias entre la macro Tribología y la micro y nanotribología .....	5
2 Promedio de la línea central CLA y grado de rugosidad .....	12
3 Fórmulas aproximadas para el cálculo del área real de contacto .....	50
4 Fórmulas para el cálculo del área y presión de contorno .....	51
5 Valores de los coeficientes KB y $\delta$ .....	52
6 Valores de W, B y $\alpha$ para diferentes tipos de contacto .....	55
7 Coeficiente $\alpha$ para contacto elasto plástico .....	55
8 Cálculo de la aproximación superficial.....	55
9 Cálculo del número de puntos en contacto.....	56
10 Valores de experimentales de $\beta$ .....	59
11 Parámetros de los regímenes de lubricación .....	82
12 Promedio aritmético normal de la aspereza de la superficie para varios procesos .....	82
13 Equivalencia de viscosidades cinemáticas para $v < 60 \text{ mm}^2/\text{s}$ .....	88

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Contacto a escala atómica .....	6
Figura 2. Textura de una superficie. ....	8
Figura 3. Esquemas de una tipología muy general de una superficie sólida .....	9
Figura 4. Esquema de un perfil de la superficie (x).....	10
Figura 5. Formas de superficie que tienen el mismo valor de Ra.....	13
Figura 6. Rugosidades de las superficies .....	16
Figura 7. Soldadura en frío, deformaciones e incrustaciones entre superficies.....	17
Figura 8. Dependencia de la intensidad de desgaste con la rugosidad superficial .....	18
Figura 9. Curvas de estabilización durante la explotación .....	18
Figura 10. Elasticidad y plasticidad y en los puntos de contacto .....	22
Figura 11. Interferograma óptico .....	24
Figura 12. Exploración ultrasónica.....	25
Figura 13. Patrón fotoelástico entre el cilindro y una superficie plana .....	27
Figura 14. Contacto de las superficies área nominal, de contorno y real .....	28
Figura 15. Superficies rectangulares.....	29
Figura 16. Superficies Circulares.....	30
Figura 17. Contacto rugoso-liso, 1 cuerpo liso, 2 cuerpo rugoso .....	30
Figura 18. Contacto rugoso-rugoso, 1 y 2 cuerpos rugosos.....	31
Figura 19. Contacto equivalente .....	31
Figura 20. Par directo.....	32
Figura 21. Par inverso .....	32
Figura 22. Interacción de dos superficies .....	32
Figura 23. Esferas en contacto elástico.....	36
Figura 24. Cilindros paralelos en contacto .....	38
Figura 25. Geometría de dos cilindros circulares en contacto inclinado .....	39
Figura 26 Distribución de las tensiones.....	45
Figura 27. Variación de la presión real al incremento presión nominal .....	49
Figura 28. Relación de área real de contacto y la presión de contorno .....	50
Figura 29. Determinación del parámetro $R_z$ .....	53
Figura 30. Imágenes de SEM: de formas de debris. ....	61
Figura 31. Desgaste adhesivo .....	62
Figura 32. Ejemplificación de movimiento de partículas abrasivas .....	62
Figura 33. Desgaste químico entre dos superficies en deslizamiento.....	63
Figura 34. Esquema del mecanismo de desgaste por cavitación .....	63
Figura 35. Desgaste por vibraciones.....	64
Figura 36. Desgaste por impacto.....	64
Figura 37. Desgaste por impacto .....	65
Figura 38. Dinámica del desgaste .....	66
Figura 39. Asentamiento de las superficies .....	67
Figura 40. Variación lineal del desgaste .....	68
Figura 41. Dinámica del desgaste .....	69

Figura 42. Dinámica con incremento monótono y continuo del desgaste .....	69
Figura 43. Superficies concordantes y superficies no concordante .....	74
Figura 44. Lubricación elastohidrodinámica (EHL).....	74
Figura 45. Lubricación elastohidrodinámica (EHL).....	75
Figura 46. Tipos de lubricación .....	77
Figura 47. Rapidez del desgaste para varios regímenes de lubricación.....	78
Figura 48. Diagrama de barras de $f$ para varias condiciones de lubricación .....	79
Figura 49. Variación del coef. de fricción en función del parámetro adimensional $\lambda$ ....	80
Figura 50. Comportamiento hidrodinámico de superficies planas .....	84
Figura 51. Lubricación hidrodinámica y elastohidrodinámica (b) .....	85

## SIMBOLOGÍA

AA	Arithmetic Average
$A_c$	Área de Contorno
$A_n$	Área Nominal
$A_r$	Área Real
CLA	Center Line Average
E	Módulo de elasticidad
$E^*$	Módulo de elasticidad efectivo
eV	Electronvoltio: $1,602176462 \times 10^{-19}$ J
$f$	Coefficiente de fricción
Hz	Hertzio
$h_{min}$	Espesor mínimo de la película lubricante
$\eta_o$	Viscosidad absoluta
$\nu$	Viscosidad cinemática
$p_c$	Presión de Contorno
$p_n$	Presión Nominal
$p_r$	Presión Real
$R_a$	Rugosidad media
$R_q$	RMS de la rugosidad
$R_t$	Rugosidad máxima
$R_p$	Máxima altura de una rugosidad medida con respecto a la altura media
$R_{pm}$	Altura promedio de pico a la línea media
$R_v$	Profundidad máxima del valle medido con respecto a la altura media.
$R_z$	Promedio de la altura de pico a valle
W	Carga Normal
$\omega$	Velocidad angular
$\rho$	Radio de curvatura reducido
$\xi$	Coefficiente presión-viscosidad
$\sigma$	Varianza
$\eta m$	micrómetros: $1 \times 10^{-6}$ m

## **LISTA DE ABREVIACIONES**

- ANSI American National Standards Institute
- HB Dureza Brinell
- HL Lubricación Hidrodinámica
- ISO International Organization for Standardization
- SPMs Scanning Probe Microscopes

## **LISTA DE ANEXOS**

- A** Símbolos estándar normalizados por ANSI par diagramas de flujo
- B** Coeficientes de rozamiento de algunas substancias
- C** Tipo de lay en diferentes procesos
- D** Módulo de elasticidad de algunos materiales
- E** Coeficiente de Poisson de algunos materiales
- F** Propiedades de materiales ferrosos
- G** Propiedades de materiales no ferrosos
- H** Rugosidad promedio en diferentes procesos
- I** Tabla de conversión de dureza
- J** Dureza de algunos materiales

## RESUMEN

En el presente trabajo de titulación se diseñó un software para el cálculo de áreas de contacto en pares tribológicos utilizando el método de Hertz, tanto la investigación como el diseño se llevó a cabo en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo de la ciudad de Riobamba, utilizando el lenguaje de programación VISUAL BASIC 6.0. Los fundamentos teóricos, así como los matemáticos están basados en una estricta recopilación bibliográfica, principalmente de los autores B. Bushan y V. Kragelsky. Los parámetros que se pueden calcular son: el área real de contacto, el área de contorno, la presión de contorno, la aproximación superficial entre cuerpos y el número de puntos en contacto. El software posee una interfaz de uso simple y directo, donde se ingresan los datos numéricos de las variables independientes para obtener el resultado de los valores antes mencionados, se incluyen las tablas de las constantes requeridas para dichos cálculos, además de una explicación general de estas variables físicas. Con la correcta formación teórica y la ayuda de este programa los usuarios podrán realizar de forma más eficiente los cálculos matemáticos del área real de contacto, dejando además abierta la posibilidad de mejorar este software con más aplicaciones dentro del ámbito de la fricción, el desgaste y la lubricación.

PALABRAS CLAVE: <TRIBOLOGÍA>, <ÁREAS DE CONTACTO>, <HERTZ>, <VISUAL BASIC 6.0(SOFTWARE)>, <ÁREA REAL DE CONTACTO>, <ÁREA DE CONTORNO>, <PRESIÓN DE CONTORNO>, <APROXIMACIÓN SUPERFICIAL ENTRE CUERPOS>, <NUMERO DE PUNTOS DE CONTACTO>.

## SUMMARY

In the present research work is designed a software in order to calculate contact areas with tribological pairs using the method of Hertz, so the designed and research were carried out at Escuela Superior Politécnica de Chimborazo from Riobamba, using Visual Basic 6.0 programming language. The theoretical and mathematical basis are based on strict bibliography, especially from authors B. Bushan and V. Kragelsky. The settings that can be calculated are: the real contact area, edge area, pressure edge, surface estimate between figures and number of contact points. The software has a interface with direct and simple use, where the numerical data of the independent variables are record in order to get the outcome from the values, also investments tables are included for those calculation, with a general explanation of these physical variables. With the correct theoretical training and support of this program users can more efficiently perform mathematical calculations from real contact area, with the possibility of improving this software with more applications in friction area, wear and lubrication.

KEYWORDS: <TRIBOLOGY>, <CONTACT AREA>, <HERTZ>, <VISUAL BASIC 6.0>, <REAL CONTACT AREA>, <EDGE AREA>, <PRESSURE EDGE>, <SURFACE ESTIMATE BETWEEN FIGURES>, <NUMBER OF CONTACT POINTS>.

# CAPÍTULO I

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1 Antecedentes

“La Tribología es la ciencia y tecnología de la interacción entre superficies en relativo movimiento y de las practicas relacionadas a esto” Definición que le dio P. Jost en 1966 a esta nueva ciencia.

En general, la Tribología es la ciencia que se encarga del estudio de la fricción, el desgaste y la lubricación de dos cuerpos en contacto con el objetivo de controlar la fricción y desgaste con ayuda de una lubricación adecuada, así se logra reducir los costos en la reposición de elementos y las tareas de mantenimiento que esto conlleva, así como el consumo energético mejorando además eficiencia de los sistemas. La palabra “Tribología” nació en 1965 durante una investigación de las necesidades de lubricación de la industria por el gobierno británico.

Peter Jost y sus colaboradores encontraron que el área que se encontraba estudiando, involucraba mucho más que la lubricación, se encontraron con una ciencia verdaderamente interdisciplinaria que abarca la física, química, la ciencia de los materiales y la ingeniería mecánica. Con la ayuda del editor del Oxford English Dictionary, Jost nombro al nuevo campo científico “Tribología” del griego tribos, "frotar o rozar". Aunque el término "Tribología" tiene menos de la mitad de un siglo de antigüedad y es desconocido para la mayoría de ingenieros, es una de las más antiguas ciencias. El manejo de prácticas de lubricación y fricción data de miles de años atrás, exactamente al periodo de los antiguos egipcios, quienes documentaron el uso de trineos lubricados para mover estatuas de gran tamaño.

Leonardo da Vinci dedujo las leyes que gobiernan el movimiento de un bloque rectangular que desliza sobre una superficie plana y en el siglo XVII Guillaume Amontons, físico francés, redescubrió las leyes del rozamiento estudiando el deslizamiento seco de dos superficies planas.

Coulomb concluyó que una vez empezado el movimiento, la fuerza de rozamiento es independiente de la velocidad. Uno de los primeros en formular un modelo matemático del contacto entre dos cuerpos deformables fue Hertz en 1882, con ciertas restricciones, aunque esta solución clásica es el fundamento para problemas más modernos de la mecánica de contacto.

No fue sino hasta casi cien años después que Johnson, Kendall, y Roberts encontraron una solución similar para el caso del contacto adhesivo. Bowden y Tabor proporcionaron la primera idea fundamental dentro de éstas "leyes empíricas", demostrando la relación entre la fuerza normal y el área real de contacto. Muchos investigadores más se han sumado a la ardua tarea de entender las propiedades de la mecánica del contacto, en la actualidad instrumentos modernos están acelerando el progreso hacia los próximos grandes avances fundamentales en este campo.

La eficiencia energética se ha convertido en una gran preocupación a nivel mundial. Se estima que más de un tercio de la producción de energía en todo el mundo es consumido por la excesiva fricción, el desgaste de los productos existentes y las tecnologías de fabricación. Ejemplificando lo anteriormente expuesto se tiene que en el Reino Unido por la correcta aplicación de los principios tribológicos se pudiera ahorrar anualmente una cantidad no inferior de 515 millones de libras.

El ministerio de investigación tecnológica de la República Federal de Alemania estima un ahorro de 300.000 de euros. En Estados Unidos solamente el ahorro de energía mediante aplicaciones tribológicas se ha calculado en 1,2 billones de dólares en igual periodo. Esto ha dado al establecimiento oficial de una "Estructura para la conservación de la Energía a través de la Tribología".

Pequeñas mejoras en nuestra capacidad para gestionar la fricción y evitar el desgaste de los elementos, sirven para reducir costos y energía durante todo el ciclo de vida de los productos: en la extracción de energía, la conversión de energía, la fabricación de piezas, la utilización de productos y el reciclaje, todos estos consumen un exceso de energía y elevan los costos. Aunque rara vez se reconoce, la investigación y el avance tribológico están muy vinculados a la economía global, el consumo de energía y la innovación.

## **1.2 Justificación**

Los programas informáticos que existen en la actualidad para determinar el área de contacto real nominal y de contorno, por lo general son programas especializados y como tales se utilizan en laboratorios exclusivos de Tribología teniendo costos elevado, razón por la cual es necesario desarrollar un software inicial que nos permita determinar parámetros relacionados con los índices de desgaste, deformación plástica y elástica en pares tribológico durante su diseño así como luego del mantenimiento correctivo.

La influencia de la película de lubricación, dependiendo de la carga de la velocidad de deslizamiento o rodadura, índice de viscosidad del lubricante que se utilizara para luego de una reparación representa un problema actual de la Ingeniería de Mantenimiento. Razón por la cual se plantea este tema de tesis que será un aporte en el desarrollo de la asignatura de Tribología y facilitará la investigación de propiedades tribológicas en diferentes materiales.

Cada vez las ciencias tienden a ser multidisciplinarias, e incluso toman un curso totalmente independiente del que partieron, creando nuevos campos de investigación o simplemente apoyándose de otras para llegar más eficientemente a un fin. La ingeniería que es la aplicación de la ciencia no se queda ahí, también está en constante cambio y haciendo uso de nuevas herramientas sobre todo informáticas que le ayudan a ahorrar tiempo y recursos, pues un ingeniero debe ser capaz de resolver los problemas que rodean en su área técnica, con el apoyo de las ciencias básicas y de la tecnología que está al alcance de sus manos.

## **1.3 Objetivos**

**1.3.1** *Objetivo general.* Diseñar un software para el cálculo de áreas de contacto por el método de Hertz.

**1.3.2** *Objetivos específicos:*

Analizar los parámetros y las variables que intervienen en la fricción y en el método de Hertz.

Definir un modelo matemático que satisfaga adecuadamente el método de Hertz en forma clara y demostrativa.

Realizar los algoritmos del modelo matemático para ser utilizados en la programación del software.

Crear un software de Tribología con una interfaz totalmente dinámica con el usuario.

Preparar un instructivo de utilización del software.

## CAPÍTULO II

### 2. INTRODUCCIÓN A LAS ÁREAS DE CONTACTO EN TRIBOLOGÍA

#### 2.1 Micro y nanocontacto

La micro y nanotribología comprende el estudio del proceso de fricción y desgaste desde el nivel microscópico hasta el nivel atómico respectivamente, mientras que la macro Tribología y la geología trata grandes volúmenes, los cuales pueden ser considerados como un continuo. La experimentación en este ámbito se lo realiza utilizando una variedad de microscopios de sonda de barrido. Los instrumentos de fuerzas superficiales se utilizan principalmente para estudios reológicos de las capas lubricantes, mientras que los SPMs, son utilizados para estudiar varios fenómenos tribológicos.

Nueva instrumentación y procesos apoyados en la computación y la informática han hecho posible el estudio de la micro y nanotribología, creando técnicas para medir la rugosidad superficial, la adherencia, la fricción, el scratching, el desgaste, la penetrabilidad, la detección de transferencia de material, la lubricación límite, el espesor del lubricante y las propiedades mecánicas, todos estos a una micro y nanoescala.

Tabla 1. Diferencias entre la macro Tribología y la micro y nanotribología

<b>Macro Tribología</b>	<b>Micro/nano Tribología</b>
Grandes Superficies	Pequeñísimas Masas ( $\mu\text{g}$ )
Cargas Considerable	Cargas Ligeras ( $\mu\text{g}$ mg)
Desgaste Inevitable	Sin Desgaste
Gran Volumen	Pocas capas atómicas

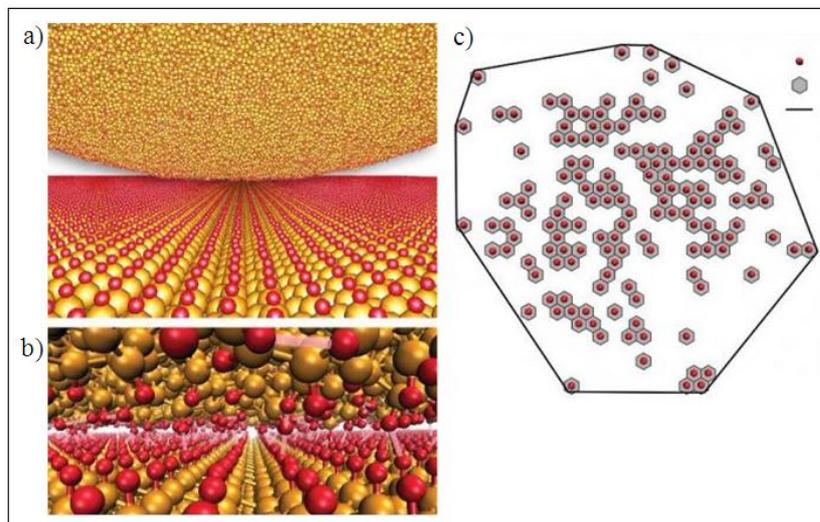
Fuente: (BHUSHAN, 1999)

En la macro Tribología se estudian fenómenos con cargas considerables; donde el desgaste será inevitable y las propiedades macroscópicas de los componentes en contacto determinaran el comportamiento tribológico, en cambio en la micro y nanotribología la superficie de estudio es relativamente pequeña y bajo condiciones de poca carga, donde como resultado el desgaste es insignificante y las propiedades

superficiales serán las que determinen el comportamiento tribológico. Como ya sabemos la Tribología es la ciencia que se encarga de la fricción, el desgaste y la lubricación en el contacto entre dos superficies a escala macroscópica cumpliendo con la ley enunciada por el francés Amontons, en 1699: “la fuerza de fricción entre dos cuerpos es linealmente proporcional a la carga aplicada e independiente del área de contacto”. Investigadores de la Universidad de Wisconsin, en Madison, EEUU, han demostrado mediante simulaciones por ordenador de dinámica molecular a gran escala que dicha ley también se cumple en la nanoescala.

La fuerza de fricción depende linealmente del número de átomos que interactúan químicamente en el contacto entre ambas superficies. Si se define el área de contacto como proporcional a este número de átomos, la ley de Amontons se cumple con exactitud. Conforme el área de contacto se reduce de la micro escala a la nanoescala se produce una transición entre una dependencia no lineal a una estrictamente lineal entre la fuerza de fricción y la carga. (BHUSHAN, 1999)

Figura 1. Contacto a escala atómica



Fuente: (YIFEI, TURNER, & SZLUFARSKA, 2009)

Por medio de software basados en mecánica cuántica se puede simular la interacción entre átomos y moléculas como se aprecia en la figura 1. Un contacto en forma de punta (redondeada) de carbono amorfo se desliza por la superficie (plana) de un cristal de diamante figura 1(a). Los átomos dorados son carbonos (C) y los rojos hidrógeno (H) figura 1(b). En ambos materiales estos átomos están unidos por enlaces covalentes. Los

enlaces rosados corresponden a fuerzas repulsivas. La figura 1(c), muestra el área de contacto “real”, para que se cumpla la ley de Amontons se define como la suma del área “efectiva” (hexágonos grises) de cada átomo activo (círculos rojos) durante el contacto. La mecánica de los medios continuos se aplica a las leyes de la fricción a nivel macroscópico gracias al concepto de rugosidad superficial. La mecánica continua no se puede aplicar en el mundo nanoscópico, dominado por las interacciones átomo a átomo. Sin embargo, la nueva definición del concepto de área de contacto “real” o “instantánea” permite seguir utilizando la teoría de la rugosidad para medios continuos con completo éxito. Basta utilizar el concepto de “aspereza”, introducido originalmente por Hertz para modelar el contacto no adhesivo entre dos superficies homogéneas e isotropas formadas por esferas elásticas lo cual se describirá en el Capítulo III.

## **2.2 Parámetros de rugosidad**

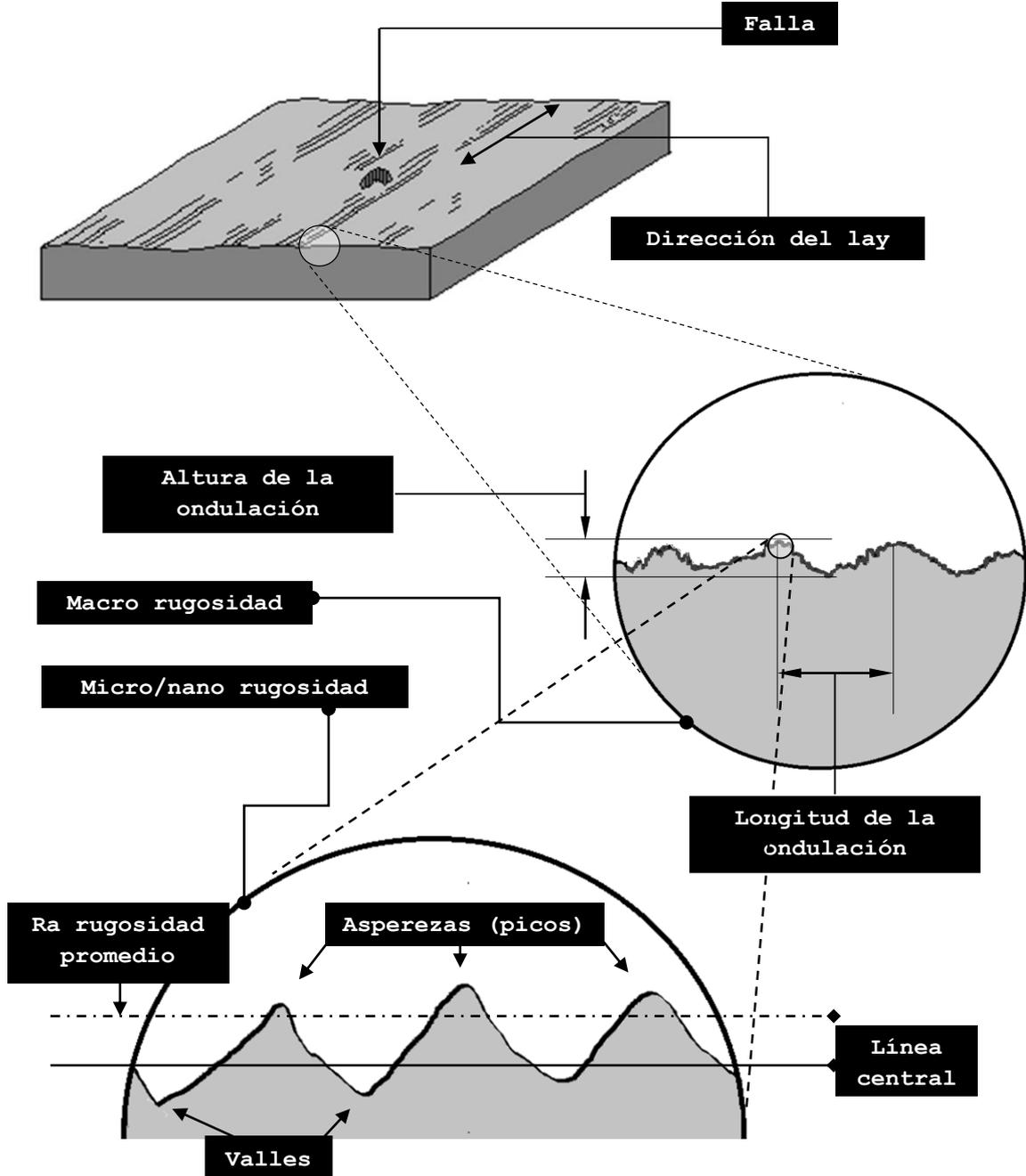
**2.2.1 *Análisis de la rugosidad en una superficie.*** La rugosidad superficial es la desviación aleatoria o repetitiva de la superficie nominal que se forma en la topografía tridimensional. Esta incluye las nano y micro rugosidades, las ondulaciones (macro rugosidad), los lays y las fallas o imperfecciones localizadas, como se muestran en la figura 2.

Las nano y micro rugosidades se forman por fluctuaciones de longitud de onda muy pequeñas, caracterizadas por colinas (asperezas o máximos locales) y valles (mínimos locales) de distintas amplitudes y espacios entre sí y son muy grandes comparadas con las dimensiones de las moléculas que conforman el material. Éstas asperezas se refieren a los picos en un perfil de dos dimensiones y cumbres en un mapa tridimensional. Éstas nano y micro rugosidades incluyen las características intrínsecas del proceso de producción y están dentro de los límites de la longitud de muestreo de rugosidad.

Una ondulación es una irregularidad de la superficie de la mayor longitud de onda y se conoce como macro rugosidad, puede ser consecuencia de factores tales como desviaciones de la máquina o de la pieza de trabajo, marcas de vibración, tratamiento térmico, o tensiones de acción deformadoras. Las ondulaciones incluyen todas las irregularidades cuya distancia es mayor que la longitud de muestreo de rugosidad y menor que la longitud de muestreo ondulación.

El lay es la dirección principal del diseño de la superficie predominante, normalmente determinada por el método de producción.

Figura 2. Textura de una superficie.

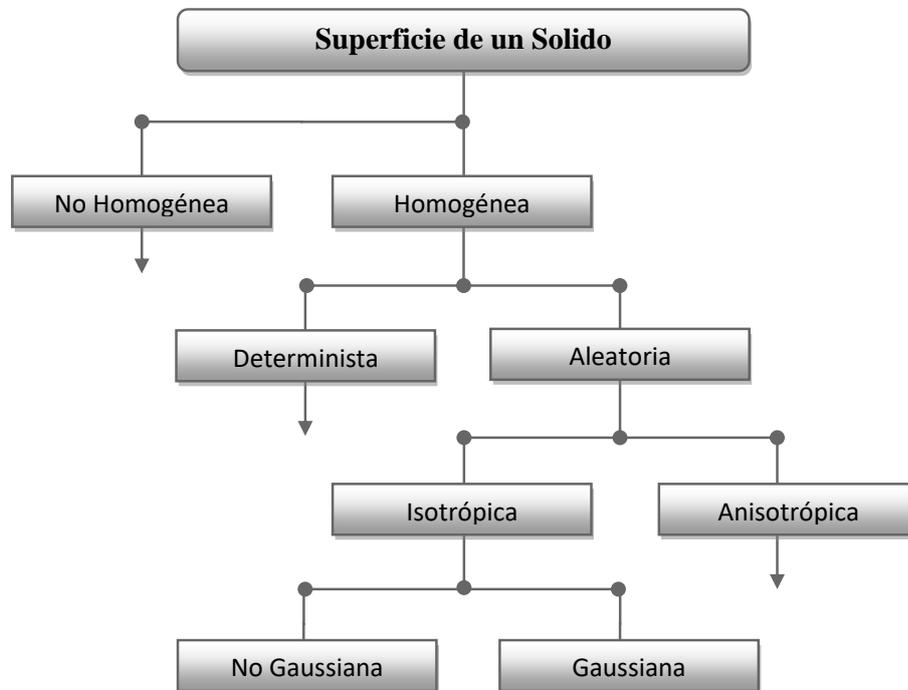


Fuente: (BHUSHAN, 2000)

Las fallas o imperfecciones localizadas son las interrupciones involuntarias e inesperadas, no deseadas en la textura del material maquinado. A más de éstas, la superficie puede contener grandes desviaciones de la longitud de la onda nominal, lo

que se conoce como errores de forma y que normalmente no se consideran como parte de la textura de la superficie.

Figura 3. Esquemas de una tipología muy general de una superficie sólida



Fuente: (BHUSHAN, 1999)

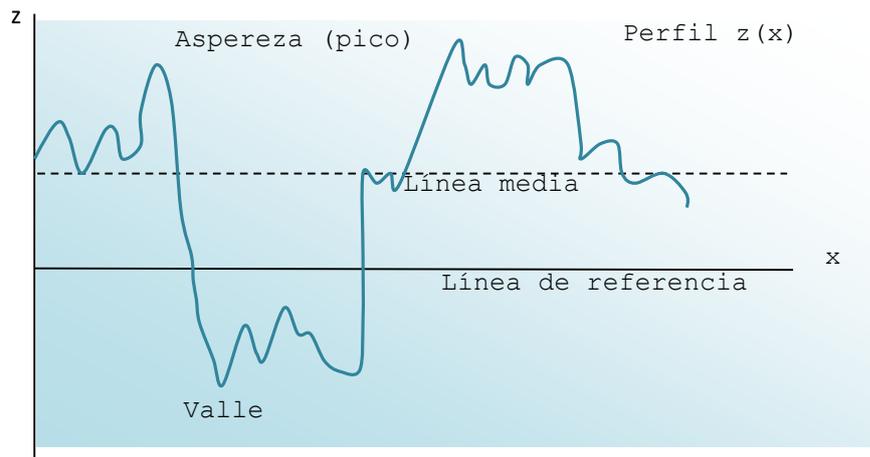
Las texturas de las superficies que son deterministas, se pueden estudiar por métodos analíticos y empíricos relativamente simples, su caracterización detallada es sencilla. Sin embargo, las texturas de las superficies de la mayoría de materiales en ingeniería son al azar, ya sean de materiales de estructura isotrópica o anisotrópica, de distribución Gaussiana o no Gaussiana esto dependerá de la naturaleza del método con el cual fueron procesadas.

Las superficies que se forman por procesos acumulativos como, por ejemplo: el granallado, el pulido, el electrolítico, y el lamping; en el que la forma final de cada región es el resultado acumulado de un gran número de eventos aleatorios discretos y locales independientemente de la distribución que regulan cada caso individual, se produce un efecto acumulativo que se rige por la forma de Gauss. Un punto simple del proceso como girar y dar forma o uno más complejo como la trituración y la molienda, generalmente conllevan a una superficie anisotrópica y no gaussiana. La distribución

gaussiana se ha convertido en uno de los pilares de la clasificación de superficies, según sea la rugosidad que presentan.

**2.2.2 Amplitud de los parámetros.** La rugosidad de la superficie más comúnmente se refiere a las variaciones en la altura de la superficie respecto a un plano de referencia. Es medido a lo largo de un solo perfil de línea, o a lo largo de un conjunto de perfiles de línea paralelos conocidos como mapas superficiales. Por lo general es caracterizado por uno de los dos descriptores de altura estadísticos recomendado por el American National Standards Institute (ANSI) y la Organización Internacional de Normalización (ISO). Estos son: 1)  $R_a$ , línea central media CLA (center-line average), o la media aritmética AA (arithmetic average) y, 2) la desviación estándar o la varianza ( $\sigma$ ), o la raíz media cuadrada  $R_q$  (RMS root mean square).

Figura 4. Esquema de un perfil de la superficie (x)



Fuente: (BHUSHAN, 1999)

También la asimetría (SK) y curtosis (K), las cuales rara vez se utilizan. Otros descriptores de la rugosidad de la superficie son: el valor máximo de la altura  $R_t$  (o  $R_y$ ,  $R_{max}$ , que es la máxima altura de pico a valle o simplemente, la distancia P-V);  $R_p$  (altura del pico máximo, es la máxima altura medida con respecto a la altura media, simplemente, la distancia P-M);  $R_v$  (es la profundidad máxima del valle medido con respecto a la altura media);  $R_z$  (promedio de la altura de pico a valle); y  $R_{pm}$  (altura promedio de pico a la línea media). Consideremos el perfil,  $z(x)$  de la figura 4, en el cual las alturas se miden a partir de una línea de referencia ( $x$ ). Ahora definimos una línea central o línea media de tal manera que el área entre el perfil y la línea media por

encima, sea igual al área debajo de esta línea.  $R_a$ , el CLA, o AA es la media aritmética de los valores absolutos de la desviación vertical de la línea media a través del perfil. La desviación estándar  $\sigma$  es la raíz cuadrada de la media aritmética de los cuadrados de la desviación vertical de la línea media. Matemáticamente, tendremos:

$$R_a = CLA = AA = \frac{1}{L} \int_0^L |z - m| dx \quad (1)$$

$$m = \frac{1}{L} \int_0^L z dx \quad (2)$$

Dónde:

L es la longitud de muestreo del perfil y la varianza viene dada como:

$$\sigma^2 = \frac{1}{L} \int_0^L (z - m)^2 dx \quad (3)$$

$$\sigma^2 = R_q^2 - m^2 \quad (4)$$

Dónde:

$\sigma$  es la desviación estándar y,

$R_q$  es la raíz cuadrada de la media aritmética del cuadrado de la desviación vertical desde la línea de referencia,  $o$

$$R_q^2 = RMS^2 = \frac{1}{L} \int_0^L (z)^2 dx \quad (5)$$

Para el caso especial donde m es igual a cero, tendremos:

$$R_q = \sigma \quad (6)$$

En muchos casos  $R_a$  y  $\sigma$  son intercambiables, y para superficies Gaussianas tenemos:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\pi}{2}} R_a \sim 1.25 R_a \quad (7)$$

El valor de  $R_a$  es una norma oficial en la mayoría de los países industrializados. La Tabla 2 proporciona los valores internacionalmente adoptados para  $R_a$  junto con el número de grado de rugosidad. Mientras que  $\sigma$  es usada más comúnmente para análisis estadísticos.

Tabla 2. Promedio de la línea central CLA y Grado de rugosidad

<b>Ra (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>Grado de rugosidad</b>
0.025	N1
0.05	N2
0.1	N3
0.2	N4
0.4	N5
0.8	N6
1.6	N7
3.2	N8
6.3	N9
12.5	N10
25.0	N11

Fuente: (BHUSHAN, 2000)

La simetría y la curtosis en la forma normalizada se dan como:

$$Sk = \frac{1}{\sigma^3 L} \int_0^L (z - m)^3 dx \quad (8)$$

$$K = \frac{1}{\sigma^4 L} \int_0^L (z - m)^4 dx \quad (9)$$

La razón para adoptar un valor medio asperezas y los valles, es para minimizar el efecto de las asperezas o valles no representativos que se presentan ocasionalmente y puede dar un valor erróneo si se toman por separado.  $R_z$  y  $R_{pm}$  son más utilizables y defendidos por la ISO.

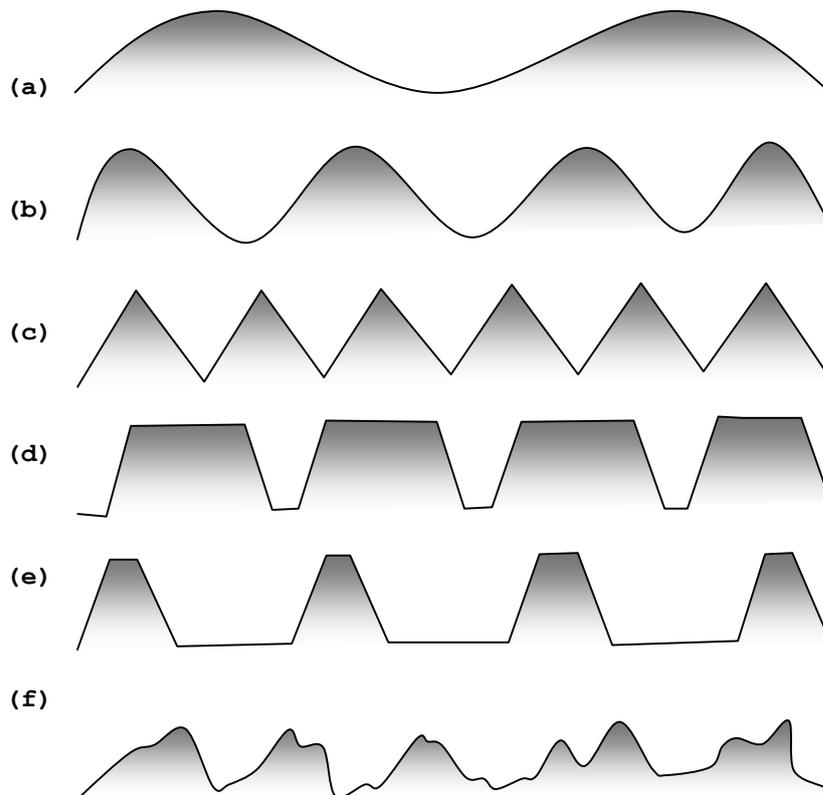
En muchas aplicaciones tribológicas, las asperezas por encima de la línea media es un parámetro importante porque éstas pueden producir daño a la interfaz, por otro lado, los valles pueden afectar a la retención o la fluidez de lubricación. La amplitud de los parámetros  $R_a$  (o  $\sigma$  en algunos casos) son  $R_t$  ( $R_p$  o en algunos casos) son los más

comúnmente indicadas para los componentes de una máquina. Para la caracterización completa de un perfil o una superficie, ninguno de los parámetros discutidos anteriormente es suficiente.

Pues solo se ocupan de las desviaciones estadísticas de las alturas en el perfil, únicamente en la dirección vertical (z), no proporcionan ninguna información acerca de las pendientes, formas y tamaños de las asperezas o sobre la frecuencia y la regularidad de su ocurrencia.

Es posible, para las superficies de muy diferentes perfiles con diferentes frecuencias y formas, dar el mismo valor de  $R_a$  o  $\sigma$  ( $R_q$ ). Estos parámetros numéricos solo son útiles para la clasificación de las superficies del mismo tipo que se producen por el mismo método.

Figura 5. Formas de superficie que tienen el mismo valor de  $R_a$



Fuente: (BHUSHAN, 2000)

**2.2.3 Parámetros de espacio.** Una forma de complementar la información de la amplitud (altura), es proporcionar un índice de distancia de la cresta o longitud de onda que corresponde a la distribución lateral o espacial de la superficie. Dos parámetros usados ocasionalmente son la densidad del pico o cumbre  $N_p$  ( $\eta$ ), y la densidad de cruces por cero  $N_0$ .  $N_p$  es la densidad de los picos máximos locales del perfil  $z(x)$  en número por unidad de longitud, y  $\eta$  es la densidad de cumbres en la superficie en número por unidad de área.  $N_p$  y  $\eta$  son sólo medidas de máximos, independientemente de la altura. (BHUSHAN, 2000)

$N_0$  es la densidad de cruces por cero, se define como el número de veces que el perfil cruza la línea media por unidad de longitud. El número de cruces por cero de la superficie por unidad de longitud viene dado por la longitud total del contorno, este conteo de  $N_0$  es raramente utilizado. Un tercer parámetro es la media de la distancia máxima, que es la distancia media entre picos medidos. Este parámetro es sólo igual a  $(1/N_p)$ . Otros parámetros espaciales que rara vez se utilizan son la pendiente media y la curvatura media, que son la primera y segunda derivada del perfil o superficie respectivamente.

## **2.3 Influencia de la rugosidad del desgaste**

**2.3.1 Contacto entre superficies.** Contacto entre superficies. Cuando dos superficies sólidas entran en contacto por medio de cargas, siempre habrá una cierta distorsión de cada uno de ellas. Éstas deformaciones pueden ser puramente elásticas o puede implicar un poco de plasticidad adicional y por lo tanto cambios permanentes en su forma. Tales desviaciones y modificaciones en los perfiles de la superficie de los componentes se pueden ver en dos escalas diferentes. Por ejemplo, el contacto entre un rodillo cargado y el anillo interior y exterior de un rodamiento.

El grado de achatamiento de los rodillos puede ser expresado como un porcentaje de sus radios, es decir, en una escala relativamente macroscópica. Por otro lado, ya que en la micro escala hay una superficie real de contacto, ya sea de los rodillos o de la pista, este contacto podría ser suave, se deduce que cuando estos dos cuerpos sólidos se someten a contacto, entre ellos van a tocar inicialmente en un número discreto de puntos o asperezas. Algún tipo de deformación del material se produce a una escala muy

pequeña, éstas son zonas de contacto real. Es dentro de éstas regiones que las tensiones son generadas, cuyo efecto total es sólo para equilibrarla carga aplicada.

**2.3.2** *Contacto de superficies rugosas.* Las tensiones elásticas dependen relativamente de los perfiles de las superficies, descritas por: la reducción del radio de curvatura  $R$  y el módulo de contacto  $E^*$ . Esto significa que, para efectos de análisis, todas las imperfecciones deformables de la superficie se pueden considerar concentradas en una única superficie, mientras que la segunda superficie es rígida y plana. Supongamos que la rugosidad superficial que consiste de  $N$  colinas o asperezas cuya altura  $z$  sobre el nivel medio varía de alguna forma estadística. Esta distribución puede ser descrita por la función densidad de probabilidad  $\phi(z)$ , de manera que todas las cumbres están incluidas y está dado por:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \Phi(z) dz = 1 \quad (10)$$

Greenwood y Williamson en 1966 asumieron que las puntas o las cumbres de las asperezas eran esféricas y todos tenían la misma característica radio de curvatura  $R_s$ . Cuando una carga normal se aplica, la superficie rígida se mueve hacia el nivel promedio de rugosidad, de manera que cuando la separación es  $d$  se han puesto en contacto con todas las asperezas para lo cual  $z_s > d$ . El número  $n$  de estos contactos será dada por:

$$n = N \int_{-\infty}^{+\infty} \Phi(z) dz \quad (11)$$

En el caso de una superficie rugosa que exhibe plasticidad perfecta, la deformación de cada punto de contacto tendrá lugar con misma presión normal  $p_n$ . De ello se desprende inmediatamente que, mientras se mantiene constante  $p_m$ , el área real de contacto entre dos sólidos será directamente proporcional a la carga aplicada  $W$ .

El número real de puntos de contacto individuales dependerá en gran medida de la naturaleza de la función  $\Phi(z)$ . Sin embargo, cuando el contacto es puramente elástico, cada aspereza conectada puede ser tratada por separado como un contacto hertziano entre una esfera y un plano. Esto puede ocurrir ya sea porque la carga normal no es lo

suficientemente grande como para provocar un flujo plástico significativo, o tal vez porque, después de repetidas cargas, la vibración del mecanismo ha dado lugar a condiciones elásticas. La carga total  $N$  se da mediante la suma de todos estos contactos  $n$ , de modo que,

$$N = \frac{4}{3}NE^*R_s^{1/2} \int_d^\alpha \Phi(z)(z-d)dz \quad (12)$$

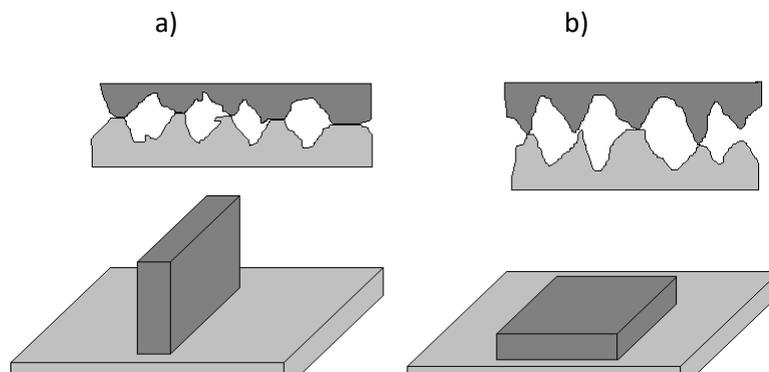
y el área total de contacto será:

$$A = \pi NE^*R_s \int_d^\alpha \Phi(z)(z-d)dz \quad (13)$$

Los valores numéricos de  $n$ ,  $W$  y  $A$  dada por las ecuaciones 9 y 10, dependen claramente de la forma de la función de  $\Phi(z)$ . En su artículo original, Greenwood y Williamson consideran aleatoria o Gaussiana a la distribución de las alturas, cuyas integrales se pueden evaluar numéricamente, sin embargo, también sugieren que un tratamiento analítico es posible si se considera que sin importar la forma de la distribución de  $\varphi(z)$ , sólo las asperezas más grandes  $z$ , tomarán parte en las interacciones entre las superficies. (BHUSHAN, 2000)

**2.3.3 Rozamiento por contacto.** Todas las superficies, aun las que se consideran pulidas son extremadamente rugosas a escala microscópica.

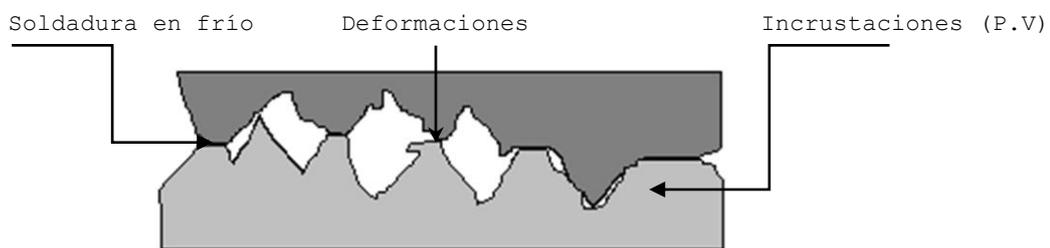
Figura 6. Rugosidades de las superficies



Fuente: (UNIVERSIDAD DEL PAÍS VASCO, 2011)

Los metales tienden a soldarse en frío, debido a la interacción molecular. Estas soldaduras se rompen por el deslizamiento y se produce el agrietamiento. Además, existe siempre la incrustación de los picos con los valles. Este es el origen del rozamiento estático. Para que se produzca movimiento entre las superficies se debe vencer la fuerza de rozamiento estático esta será máxima al instante en que esté a punto de deslizarse rompiendo las soldaduras en frío las deformaciones o las incrustaciones a nivel de las rugosidades, mostradas en la figura 7.

Figura 7. Soldadura en frío, deformaciones e incrustaciones entre superficies

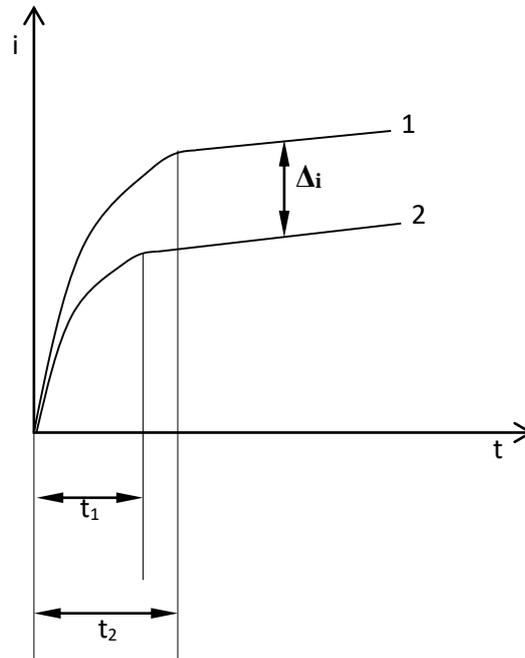


Fuente: Autor

Cuando el bloque se desliza sobre el plano, las soldaduras en frío se rompen y se rehacen constantemente. Pero la cantidad de soldaduras existentes en cualquier momento se reduce por debajo del valor estático, de modo siempre el coeficiente de rozamiento cinético es menor que el coeficiente de rozamiento estático.

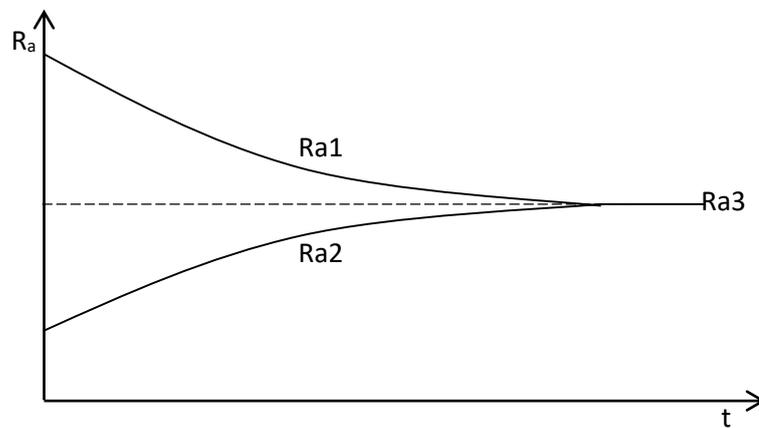
Finalmente, la presencia de aceite o de grasa en las superficies en contacto evita las soldaduras al revestirlas de un material inerte. Durante la fricción de deslizamiento e independientemente de la rugosidad original de las superficies de trabajo, al finalizar el asentamiento, se obtiene para cada superficie del par una rugosidad que depende de las características de los materiales del par y de las condiciones de fricción, la cual se conserva en toda la etapa de trabajo, bajo una estabilidad del régimen de fricción en el proceso de asentamiento, la rugosidad inicial se transforma alcanzando una final de explotación, la que permanece en el posterior trabajo de las superficie. Si fuera posible, alcanzar desde la etapa de elaboración de la superficie esta rugosidad no sería necesario el periodo de asentamiento, aunque este siempre es necesario, pero puede acortarse mientras la rugosidad inicial está más cercana a la de trabajo, lo que a su vez reduce el desgaste.

Figura 8. Dependencia de la intensidad de desgaste con la rugosidad superficial



Fuente: (CHÁVEZ, 2002)

Figura 9. Curvas de estabilización durante la explotación



Fuente: (CHÁVEZ, 2002)

En la figura 8 se dan dos curvas de desgaste para un mismo par de fricción. La curva 1 pertenece a una rugosidad inicial que necesita de menor tiempo de asentamiento ( $t_1$ ). Comenzando desde el momento ( $t_2$ ), las curvas siguen una distribución que las mantiene paralelas, ya que la velocidad de desgaste es la misma, pero, sin embargo, se mantiene entre ellas una diferencia en el desgaste  $\Delta i$ , debido a la mayor velocidad de desgaste en

el periodo de asentamiento de la curva 2. En resumen, tenemos que la curva 1 tiene una rugosidad inicial más cercana a la del trabajo, mientras que 2 está más alejada a la rugosidad de trabajo o explotación. (CHÁVEZ, 2002)

La figura 9 muestra las curvas que representan dos superficies con diferentes rugosidades  $R_{a1}$  y  $R_{a2}$  bajo condiciones de trabajo pueden llegar a una misma  $R_a$  final  $R_{a3}$  si se logra determinar esto se puede permitir incluso disminuir exigencias de acabado superficial y evitar operaciones de maquinado.

El determinar los parámetros óptimos de rugosidad superficial es muy importante para cada caso concreto de condiciones de explotación, ya que en muchos casos permite incluso disminuir exigencias de acabado superficial y evitar operaciones de maquinado; este proceso lo sufren tanto las superficies que por exceso o por defecto se aparten de la rugosidad de estabilización.

No obstante, no solo el valor de la rugosidad superficial es importante, sino también la dirección de las huellas del maquinado. Aunque puede suponerse que lo mejor es obtener huellas de maquinado en dirección al movimiento relativo de las superficies, esto no siempre es así, ya que en la práctica esto depende de la presión de trabajo, el régimen de lubricación, y la magnitud de los parámetros de rugosidad. En la fricción sin lubricación y altas presiones, si las huellas del maquinado de ambas superficies, son perpendiculares a la dirección del movimiento, se produce agarrotamiento y desprendimiento del material.

Puede así, en este caso prevenirse este efecto si las huellas en ambas superficies se elaboran perpendicularmente entre sí. Esta misma distribución se recomienda para fricción con lubricación libre y en superficies de poca rugosidad o buen acabado superficial. En procesos de fricción sin lubricación y presiones no elevadas o de lubricación límite y rugosidades relativamente grandes ( $R_a = 2,5, \dots, 1,5 \mu\text{m}$ ) no tiene sentido el paralelismo de las huellas del maquinado con la dirección del movimiento.

La rugosidad de explotación de las superficies en procesos de fricción por rodadura depende de la rugosidad inicial. Según investigaciones en cojinetes se ha demostrado

que cuando la rugosidad inicial es menor a  $R_a = 0,16 \mu$ , la micro geometría de la superficie mejora, si está entre 0,16 y 0,04 tiende a empeorar.

En cojinetes de rodadura una rugosidad muy elevada aumenta la resistencia de giro. Para aumentar la capacidad de carga de las ruedas dentadas en aceros con alta dureza se debe lograr muy buenos acabados superficiales. Si los aceros son de media dureza y ambos engranajes tienen igual rugosidad, ambas ruedas deben soportar la misma cantidad de ciclos en las superficies en contacto y por ello se recomienda que el piñón deba tener menor rugosidad.

Las ondulaciones de las superficies de una unión disminuyen el área real de contacto y eleva la presión, la aparición de las ondulaciones varía el carácter del contacto. Las superficies onduladas son menos resistentes al agarrotamiento que las planas si no son lubricadas. Si lo son, por el contrario, las superficies onduladas son más resistentes, ya que éstas permiten la inserción del material lubricante entre las ondulaciones. A veces en formas premeditada, se elaboran superficies de trabajo dirigidas en la misma dirección del movimiento para incrementar la vida útil del par.

Por último, modelos clásicos de fricción proponen que esta es proporcional a la superficie real de contacto. Veremos que esto parece ser también el caso de los contactos individuales con asperezas de dimensión nanométrica. Es evidente que la rugosidad es un parámetro fundamental en los procesos tribológicos. Por otro lado, si hacemos un análisis veremos que la relación entre la rugosidad y la fricción no puede ser trivial.

A medida que disminuye la rugosidad, la fricción debe disminuir también., es decir tienen una relación directa, y nos haría pensar que para superficies absolutamente lisas la fricción sería nula, sin embargo, esto no es cierto, pues se volverá a mostrar una fricción muy alta, ya que las dos superficies se acercaran tanto que las fuerzas atómicas podrán atraer a los átomos de una y otra superficie. De hecho, dos superficies idealmente planas del mismo material unidas en el vacío se unirán a la perfección. Y para poder mover éstas superficies, cierta distancia el material tendría que ser destruido. (CHÁVEZ, 2002)

## 2.4 Propiedades reológicas del contacto

**2.4.1 Reología.** El término Reología fue sugerido en 1929 por Eugene Cook Bingham para definir la rama de la física que tiene por objeto el conocimiento de la deformación o flujo de la materia. Sin embargo, desde un punto de vista histórico, el origen de la Reología se fija en la segunda mitad del siglo XVII, época en la que Robert Hooke e Isaac Newton dieron a conocer sus ideas acerca del sólido elástico y del fluido viscoso ideales, respectivamente. La Reología moderna, además de los comportamientos elástico y viscoso, estudia también sistemas complejos que presentan simultáneamente propiedades elásticas y viscosas, es decir, sustancias viscoelásticas. (PLAZA, 2002)

**2.4.2 Plasticidad y elasticidad en el contacto.** En un par tribológico cuando las micro rugosidades están sometidas a esfuerzos pequeños, sufrirán deformaciones de tipo elástico, por lo general para vencer la fuerza de rozamiento estático y en condiciones normales de trabajo, se recupera la forma original cuando el esfuerzo se suprime. Para esfuerzos pequeños la deformación será directamente proporcional al esfuerzo.

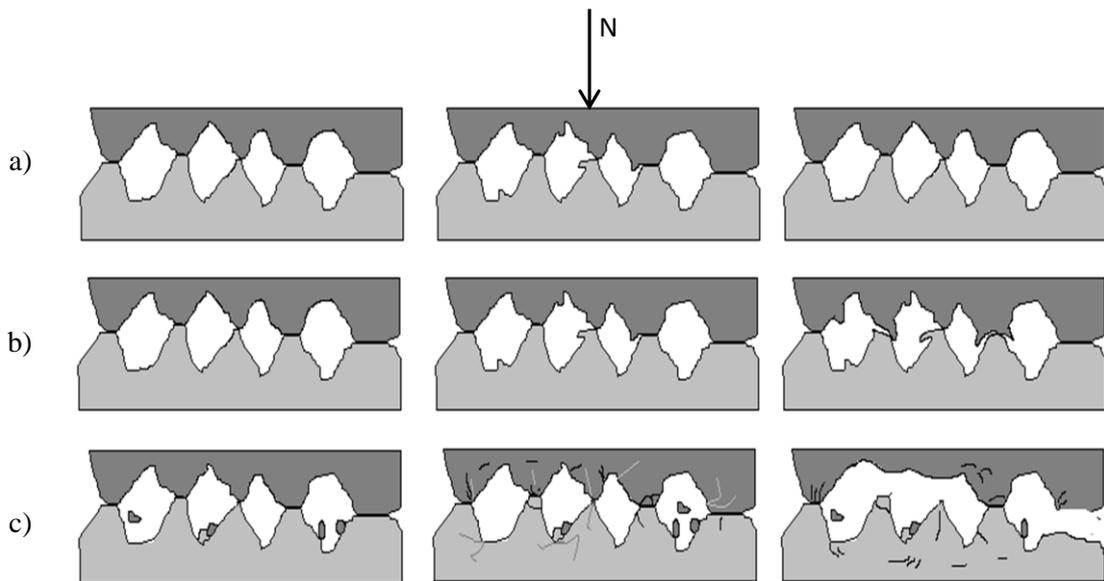
En condiciones extremas o fuera de las que fue diseñado el elemento se podría conservar la elasticidad en las rugosidades hasta cierto límite. Por encima del mismo umbral la deformación se convierte en plástica en el sentido que no se recupera la conformación inicial cuando se suprime el esfuerzo modificando así la  $R_a$  inicial tanto podría aumentar como disminuir produciéndose un desgaste del elemento.

La deformación plástica ocurre cuando se producen cambios en la forma de los picos y valles o creándose ondulaciones totalmente aperiódicas, los nuevos picos y valle tendrán también diferentes  $R_a$  dentro de una misma área, incluso si esta es muy pequeña, sobrepasando los límites de plasticidad el desprendimiento del material ira afectando a áreas lejanas del problema en los metales puros ocurre típicamente por la acción de dislocaciones existentes en los mismos.

Los sólidos quebradizos con enlaces iónicos pueden exhibir fracturas súbitas, pues el esfuerzo localizado en grietas hace que se extienda en forma catastrófica. En la figura 10(a) se muestra en forma horizontal una deformación de tipo elástica, donde luego de retirada la carga de trabajo las micro rugosidades vuelven a su forma original. Por el

contrario, la figura 10(b) muestra que las micro rugosidades no retornan a su forma original dándose en este caso una deformación plástica. Esto a futuro provocara desprendimientos como muestra la figura 10(c).

Figura 10. Elasticidad y plasticidad y en los puntos de contacto



Fuente: Autor

## 2.5 Métodos para medir áreas de contacto en pares tribológicos

Existen varias formas para medir las áreas de contacto entre dos superficies, pero éstas se concentran en dos grupos, aquellas que estudian la nano escala hasta el nivel atómico y los métodos para la micro escala, en el primer caso utilizado exclusivamente por físicos o físico-químicos, quienes buscan detalles moleculares de la rugosidad, esto se logra por métodos como la difracción de electrones de baja energía, métodos de haces moleculares, microscopios de emisión de campo o de campo ion, microscopio túnel de barrido, y microscopio de fuerza atómica.

Por otro lado, en la ingeniería y en la fabricación de superficies, los métodos microscópicos utilizados son generalmente mecánicos u ópticos, aunque cada vez se van mejorando estos procesos, obteniéndose cada vez cuerpos más lisos, y según sea la aplicación también se obtienen cuerpos rugosos, pero más uniformes.

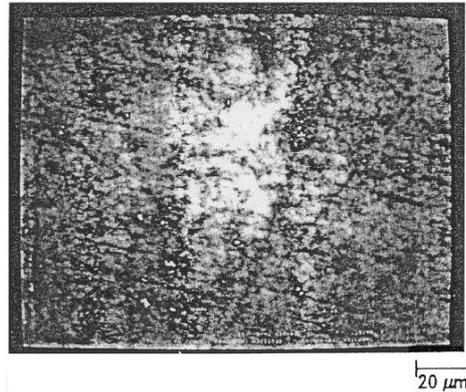
**2.5.1 Métodos experimentales para contactos mecánicos.** La medición de la resistencia eléctrica entre las superficies puede dar información sobre el área real de contacto. Esto debe lograrse por medio de un método corriente-potencial, porque la resistencia del contacto es muy pequeña entre  $10^{-3}$  a  $10^{-6} \Omega$  en comparación con la de los conductores. Si la región de contacto entre dos cuerpos se compone de  $n$  puntos de contacto discreto de radio  $a_i$ , la resistencia de contacto total será:

$$R = \varphi \div \sum_{i=1}^n a_i \quad (14)$$

Dónde:  $\varphi$  es la resistividad del material ( $\Omega/m$ ). La resistencia  $R$  depende del radio del punto de contacto mas no del área del terreno. Por ello no es posible determinar el área real de contacto directamente a través de este método, a menos que se haga alguna suposición sobre el tamaño y número de puntos individuales del contacto. La ecuación 16 sólo es válida si los puntos de contacto están muy separados entre sí. Además, la presencia de películas de óxido en la superficie puede tener un efecto significativo sobre la resistencia del contacto, y por éstas razones se limita el método de resistencia eléctrica a la medición cualitativa.

Un método similar es la medición del flujo de calor a través de la interfaz. Este método tiene la ventaja de ser menos susceptible a las capas de la superficie. Sin embargo, el flujo de calor no se limita a las juntas, ya que algunos pueden ocurrir a través de espacios de aire. Si uno de los cuerpos en contacto es transparente a la luz, entonces las regiones de contacto se pueden observar directamente. Hay un sinnúmero de maneras en que se ha realizado este principio, incluyendo los métodos directos, utilizando propiedades de reflexión interna o de la interferencia óptica. Un metal blando puede ser presionado contra una superficie de vidrio y el número y tamaño de las regiones de contacto se miden directamente. Por otro lado, si ambos cuerpos son transparentes, entonces un rayo de luz puede ser dirigida a través de la interfaz. El rayo pasa a través de las regiones de contacto sin deflexión, pero se dispersa en los espacios de aire. Las áreas de contacto se muestran como puntos brillantes sobre un fondo gris. Otra manera es que la superficie de la muestra se pueda cargar contra un prisma y un haz paralelo de luz sea dirigido a la interfaz de incidencia. En las regiones de no contacto el haz se refleja internamente, mientras que en los puntos de contacto será deslucido. Los puntos de contacto son entonces observados en la luz reflejada.

Figura 11. Interferograma óptico



Fuente: (BHUSHAN, 2000)

Un tercer método se basa en la interferencia óptica entre dos haces de luz, uno de los cuales se refleja desde la superficie superior y uno de la parte inferior este método fue propuesto por Bailey y Courtney Pratt en 1955. Las dos superficies, deben ser transparentes, y estar recubiertas con unas delgadas películas de metal para que sean parcialmente reflexivas.

Un rayo de luz es dirigido a través de la muestra transparente. Se produce una interferencia entre la parte del rayo con la cual refleja en la primera superficie y lo que se refleja en la segunda. La interferencia constructiva se produce cuando la brecha entre las dos muestras es igual a un número entero de longitudes de onda. La figura 11 muestra un interferograma óptico del contacto entre un disco plano y una lente de cristal donde se observa el área real de contacto es relacionado con la proporción de puntos de luz en la imagen.

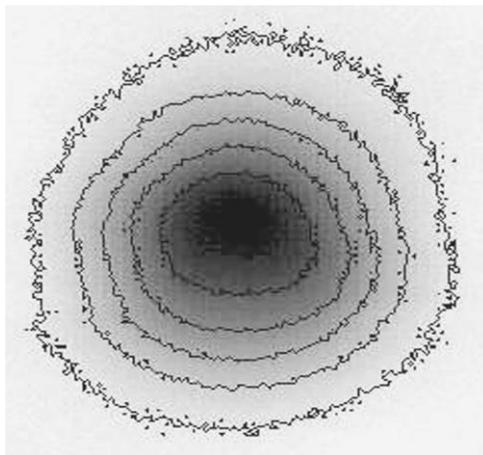
Una onda de ultrasonido incidente en la interfaz entre dos materiales se transmite a través de las regiones de contacto y se refleja en los espacios de aire. Este fenómeno se puede utilizar para investigar el área real de contacto en una interfaz propuesta en 1996 por Kandall y Tabor. Un transductor ultrasónico está montado en uno de los cuerpos y se emite una amplia banda típicamente de 5 a 20 MHz de pulso longitudinal.

El pulso reflejado es recibido por el mismo transductor, se amplifica la señal y se almacena en un ordenador. Siempre que la longitud de onda de la señal sea grande en comparación con el tamaño del punto de contacto, tendremos:

$$|R| = \{1 + (2K/\omega z)\}^{-1/2} \quad (15)$$

Dónde:  $|R|$  es el coeficiente de reflexión,  $K$  la rigidez de la interfaz,  $\omega$  es la frecuencia angular de la onda, y  $z$  es la impedancia acústica del material que es el producto de la velocidad de la onda y la densidad.

Figura 12. Exploración ultrasónica



Fuente: (BHUSHAN, 2000)

La rigidez de la interfaz se define como la presión de contacto necesaria para causar una unidad de enfoque en las superficies, lo que depende tanto del número y tamaño de los lugares con contacto individual, así como su proximidad. La rigidez varía de cero al infinito, así como la relación entre el área real y nominal del contacto varía de 0 a 100%.

La resolución de esta técnica es relativamente gruesa y en la actualidad la mayoría de las aplicaciones se las realiza donde la zona de contacto es relativamente grande. La figura 12 muestra una Exploración ultrasónica del contacto entre una bola de acero y un plano de acero liso (diámetro de 1,3  $\mu\text{m}$ ). Los niveles de sombreado indica el coeficiente de reflexión (la proporción de una onda incidente se refleja en la interfaz).

Así, las regiones de alta presión se traducirán en mayor conformidad de la rugosidad y la reflexión por lo tanto reducida. Un metal delgado y flexible, por ejemplo, cobre, plata u oro se aplica como recubrimiento a una de las superficies por de posición química o física y los cuerpos se cargan juntos cuando sea necesario. La fina capa en la región de

contacto se deforma. La extensión de la zona de contacto puede ser observada por un cambio en el aspecto de la película depositada. Por otra parte, un fino recubrimiento de pintura fluorescente o radiactiva es aplicado a una superficie y esta se carga en contra de la superficie de contacto. El alcance de la transferencia se puede determinar cuantitativamente, por ejemplo, el uso de algún tipo de contador de radiactividad.

Para el método de fotoelasticidad los cuerpos se modelan en contacto con el material foto elástico, como el policarbonato o resina epoxi. Para aplicaciones en dos dimensiones de un modelo plano se fabrica y se carga en un polariscopio que es una fuente de luz con dos filtros de polarización. El patrón de franjas isocromáticas da contornos de las diferentes tensiones. Para los modelos tridimensionales se emplea una técnica de congelación. El método más común consiste en aplicar la carga al modelo a una temperatura elevada y se deja enfriar bajo la carga.

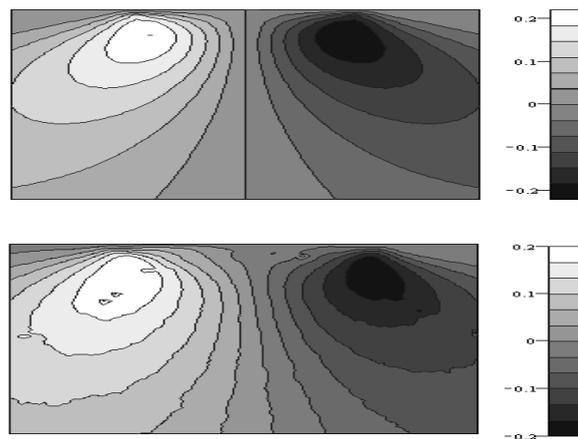
La deformación permanece congelada en la estructura, que luego se puede cortar en rodajas adecuadas para el análisis en un polariscopio. Este método fue desarrollado por Ollerton y Haines en 1963, en estudios de contactos elípticos sometido a tracción normal y tangencial. La figura 13 muestra una franja patrón fotoelástica del contacto entre un cilindro y una superficie plana comparada con la solución teórica. Las imágenes han sido obtenidas por un método de congelación y son digitalizadas por un análisis automatizado.

Una aplicación relacionada es el método de cáusticos donde la aplicación de las tensiones provoca deformación y un cambio en el índice de refracción del material. Si la muestra plana se ilumina con la luz incidente paralelo, los rayos que pasan a través de las regiones tensionadas sufren deflexión.

La distribución de la luz en una imagen plana detrás de la muestra ya no es homogénea. El límite entre las regiones de luz y la oscuridad que se conoce como la curva cáustica. Este análisis se realiza generalmente mediante la búsqueda de la carga límite de lo que da una curva teórica cáustica cercana a la observada, técnica desarrollada por Thecaris y Stassinakis en 1978. Para contactos a mayor escala, existen disponibles en el mercado transductores de presión de fina película. El transductor consiste en una matriz de elementos conductores cuya resistencia varía con la carga aplicada. Los elementos están

montados sobre una hoja delgada y flexible que se coloca entre los cuerpos en contacto. Por lo general, los más pequeños transductores son del orden de  $1 \text{ mm}^2$  y son sensibles a presiones de hasta 150 MPa. La película se coloca entre los cuerpos en contacto, que se cargan, esta crea de una matriz de niveles de presión controlada. Después se descarga, la película se quita y se examina, la profundidad de color es proporcional a la presión aplicada.

Figura 13. Patrón fotoelástico entre el cilindro y una superficie plana



Fuente: (BHUSHAN, 2000)

Técnica desarrollada Hamilton y Moore en 1971. Son pequeños elementos de manganina o titanio que se deposita sobre una superficie. Cuando el microtransductor se encuentra dentro de un contacto, la presión hace que la resistencia aumente. Normalmente, los transductores se depositan a través de una máscara en forma de pulverización por radio frecuencia, para superficies de metal una fina capa de aislante de sílice se deposita primero. Se han utilizado para medir las presiones en la rodadura y deslizamiento de contactos lubricados. Se debe tomar en cuenta que estos transductores son sensibles a aumentos de temperatura. (BHUSHAN, 2000)

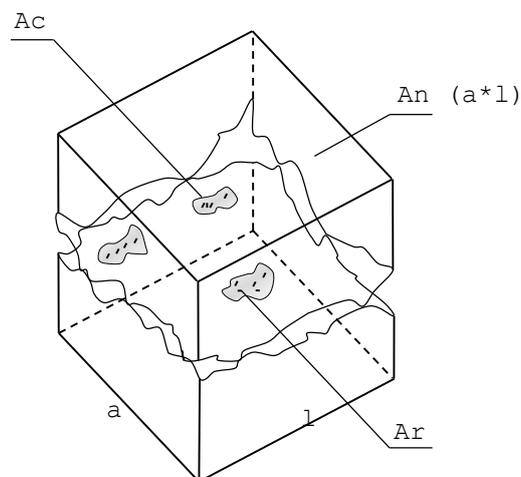
## CAPÍTULO III

### 3. MECÁNICA DEL CONTACTO

#### 3.1 Contacto entre superficies

**3.1.1 Contacto macrogeométrico.** En el diseño de elementos de máquinas el ingeniero está acostumbrado a trabajar con el área de la sección transversal donde actúan las tensiones volumétricas como la tracción, compresión, torsión, flexión, etc.; sin embargo, de los procesos de fricción y desgaste los fenómenos se producen en las capas superficiales y por lo tanto el estado tensional y deformacional se debe de analizar en este nivel lo que trae por consecuencia la introducción de los conceptos de áreas de contacto.

Figura 14. Contacto de las superficies área nominal, de contorno y real



Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

En la figura 14 se muestra la estructura de la superficie de contacto, los picos corresponden al contacto real; es obvio que el contacto es discreto y está no uniformemente distribuido, se considera que los puntos reales de contacto ocupan como máximo del 20 - 30 % del área nominal de contacto.

El área nominal de contacto en el caso de contacto de superficies planas es el área sobre la cual los cuerpos entran en contacto considerando la superficie idealmente

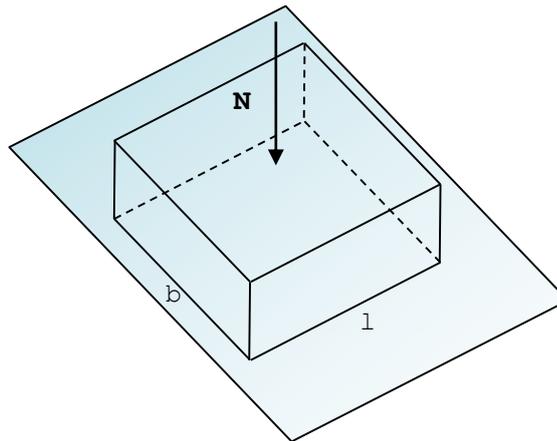
pulida es decir sin asperezas. En el caso de cuerpos con superficies curvas es el área sobre la cual dos cuerpos idealmente pulidos del mismo contorno tienen el contacto; en estos casos en la determinación del área se considera la geometría de los cuerpos; las propiedades mecánicas de los materiales y la carga aplicada. En el caso de superficies planas el área nominal se corresponde con el área geométrica. Así para una superficie rectangular figura 15 tendremos:

$$A_n = b \cdot l \quad (16)$$

Por lo que la presión nominal se definirá como

$$p_n = \frac{N}{A} = \frac{N}{bl} \quad (17)$$

Figura 15. Superficies rectangulares



Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

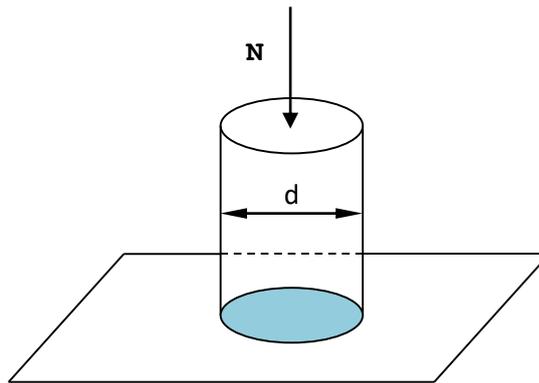
Para una superficie de contacto circular como el caso de la figura 16 tendremos

$$A_n = \frac{\pi d^2}{4} \quad (18)$$

Para este caso la presión nominal será:

$$p_n = \frac{4N}{\pi d^2} \quad (19)$$

Figura 16. Superficies Circulares

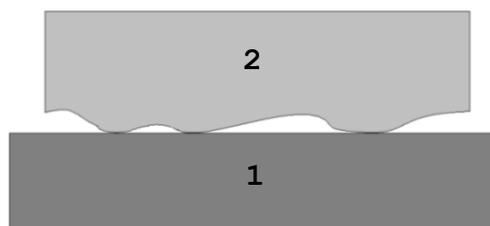


Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

**3.1.2 Contacto microgeométrico.** El tipo de microcontacto depende de los materiales y la rugosidad de los cuerpos en contacto, de la cinemática de la unión y del estado tensional. Podemos clasificarlo según la rugosidad superficial en:

a.) Contacto rugoso-liso, cuando la relación  $Ra_2/Ra_1 > 4/5$  o cuando la relación de dureza  $HB_2/HB_1 > 2/3$ ; para los cálculos se considera las micro desviaciones del cuerpo duro y las propiedades mecánicas del cuerpo blando. La figura 17 muestra las irregularidades en la superficie de estos cuerpos.

Figura 17. Contacto rugoso-liso, 1 cuerpo liso, 2 cuerpo rugoso

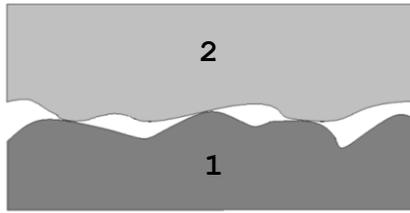


Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

b.) Contacto rugoso-rugoso, cuando cumple las siguientes relaciones. La figura 18 muestra las irregularidades en la superficie de los cuerpos rugosos en contacto.

$$\frac{HB_2}{HB_1} < 2 \quad \frac{Ra_2}{Ra_1} < 4 \quad \frac{Rq_2}{Rq_1} < 10$$

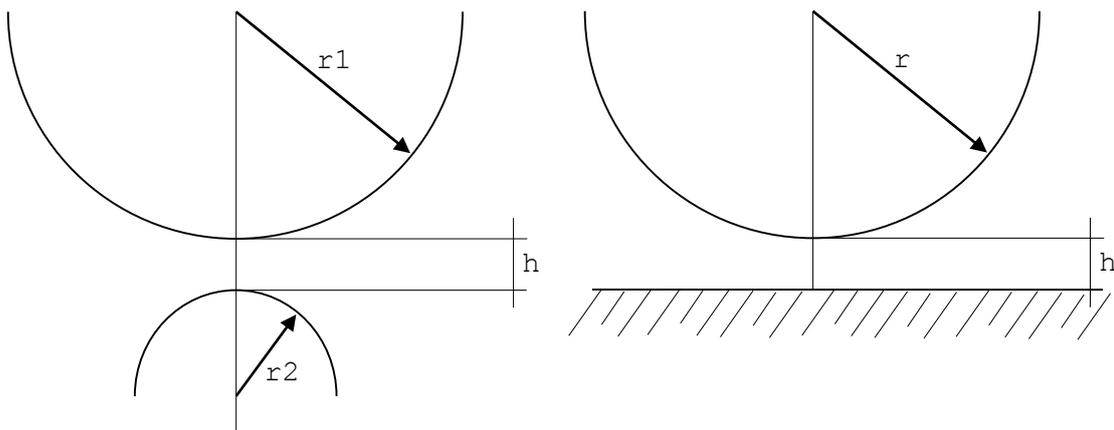
Figura 18. Contacto rugoso-rugoso, 1 y 2 cuerpos rugosos



Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

En este caso se considera la rugosidad superficial y las propiedades de ambos cuerpos. Algunos autores para simplificar los cálculos lo llevan a un modelo rugoso-liso, obteniendo el cuerpo rugoso como la suma de los dos cuerpos originales figura 19.

Figura 19. Contacto equivalente



Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

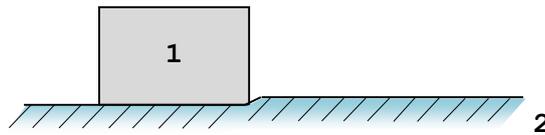
Dónde:

$$r = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \quad (20)$$

Según la cinemática de los cuerpos se pueden clasificar en:

- a.) Par directo, cuando un cuerpo de material duro se desplaza respecto al cuerpo de material blando. Se cumple que  $H_1 > H_2$

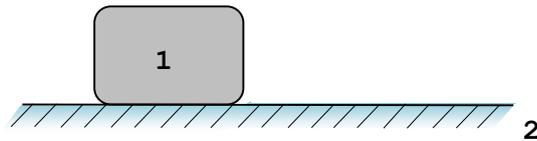
Figura 20. Par directo



Fuente: Autor

- b.) Par inverso, cuando el cuerpo blando se desliza respecto al cuerpo duro.  $H_2 > H_1$

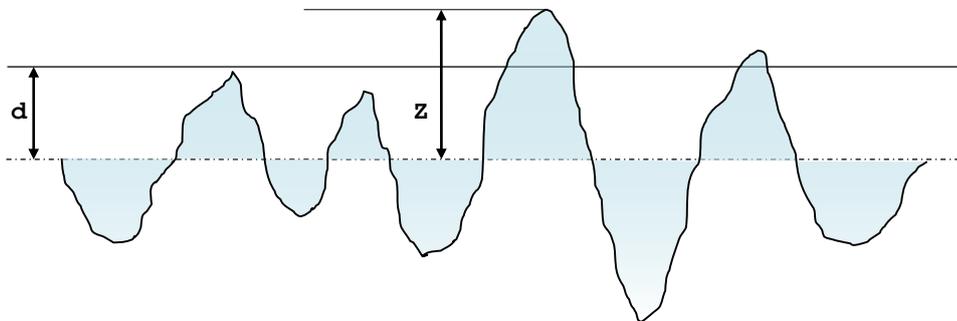
Figura 21. Par inverso



Fuente: Autor

Desde el punto de vista de la fricción y desgaste el par inverso es más favorable; aunque tecnológicamente no siempre es posible. Según el estado tensional se clasifica en:

Figura 22. Interacción de dos superficies



Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

- a.) Contacto elástico, cuando las tensiones normales en los puntos de contacto no sobrepasan el límite de fluencia de las capas superficiales. La capa deformada oscila entre los 3 a 5  $\mu\text{m}$ . Se produce para  $R_a \leq 0.16 \mu\text{m}$  en metales para el acabado de bruñido, lapeado, espejo.
- b.) Contacto plástico, cuando las tensiones normales en todas las asperezas sobrepasan el límite de fluencia de las capas superficiales. Capa deformada de 17-58  $\mu\text{m}$ , se produce  $0.16 < R_a < 2.5 \mu\text{m}$

c.) Contacto elasto – plástico, cuando existen asperezas deformadas elásticamente y otras plásticamente.

d.) Microcorte, cuando las asperezas del cuerpo más duro penetran en las capas superficiales del cuerpo blando produciendo con una sola interacción el corte superficial.

La definición del estado elástico o plástico en las capas superficiales se define por el conocido índice de plasticidad. Para poder definir la interacción de dos superficies en contacto se han establecido diferentes teorías y modelos de aspereza superficial. Éstas teorías se basan en considerar una superficie rugosa y la otra lisa. La altura de las asperezas cumple cierta distribución estadística que considera la probabilidad de una aspereza que tenga una altura  $z$  por encima de un plano de referencia figura 22. El número de aspereza en el área nominal es:

$$N_a = \eta A_n \quad (21)$$

Dónde:

$\eta$  es la densidad de los picos de las asperezas en el área unitaria y el valor del número de aspereza se puede calcular según:

$$N_a = \frac{0.04A_n}{R_a} \quad (22)$$

Cuando la separación entre los planos de referencia es  $d$  se producirá el contacto en todas las asperezas con altura  $z$  mayor que  $d$ , entonces el número de asperezas en contacto es:

$$N_c = N_a \int_d^{\infty} \varphi(z) dz \quad (23)$$

El acercamiento o penetración de las superficies en contacto producto de la deformación de las asperezas es:

$$w = z \cdot d \quad (24)$$

Hay que establecer las relaciones que gobiernan la deformación de un simple contacto en término de la altura deformada o penetración  $w$  la cual depende de la forma de la aspereza y del tipo de deformación y este sentido uno de los modelos más utilizado es el desarrollado por Greenwood - Williamson en 1966. El modelo GW se basa en las siguientes consideraciones:

- Las superficies rugosas son isotrópicas.
- La forma de los picos son asperezas esféricas y con radio  $R$  y su altura es casual.
- Las asperezas de la superficie rugosa están separadas en tal magnitud que no existe interacción entre ellas.
- Se considera que solo se deforman las asperezas, no llegando la deformación a la base de cada cuerpo.
- La deformación de los picos es elástica y cumplen las relaciones de Hertz.

El área de contacto en cualquier pico será  $\bar{A}$  y la carga correspondiente  $\bar{P}$  las cuales dependen de la penetración  $w$ .

$$\bar{A} = \partial(w) \quad \bar{P} = \partial(w) \quad (25)$$

$$\bar{A} \propto (w) \quad \bar{P} \propto w^{3/2} \quad (26)$$

Para encontrar la carga total de contacto se sustituye las alturas en exceso, por  $w$  y sumando todas las asperezas, se tiene:

$$P = \int_a^\infty \delta(z - d) N \Phi z dz \quad (27)$$

$$A = \int_a^\infty \varphi(z - d) N \Phi z dz \quad (28)$$

Dentro de las imperfecciones de la superficie de los materiales a estudiar y conociendo la densidad de los picos; el radio de curvatura de las asperezas y la desviación estándar de la altura de las asperezas se puede calcular los parámetros geométricos de manera más precisa.. (RODRÍGUEZ, 2007)

## 3.2 Ecuaciones de Hertz

**3.2.1 Contacto hertziano.** Cuando dos cuerpos curvos de diferentes radios de curvatura se ponen en contacto, este contacto se dará inicialmente en un punto o a lo largo de línea. Con la aplicación de la mínima carga, aumentará la deformación elástica dentro de las áreas de contacto distribuyéndose como presión. El primer análisis de esta situación fue presentado por Heinrich Hertz en 1881 y se basa en los siguientes supuestos:

- i. Las superficies son continuas, lisas, no concordantes y sin fricción,
- ii. El tamaño del área de contacto es pequeña comparada con el tamaño de los cuerpos, es decir, las tensiones asociadas con las deformaciones son pequeñas,
- iii. Cada sólido puede considerarse que se comporta como un semiespacio elástico en la vecindad de la zona de contacto,
- iv. El espacio  $h$  entre las superficies sin deformar puede ser aproximada por una expresión de la forma

$$h = Ax^2 + By^2 \quad (29)$$

Dónde:

$x$  e  $y$  son coordenadas ortogonales situadas en el plano tangente común a las dos superficies. Aunque en sentido estricto, la idealización (iv) requiere perfiles de la superficie parabólica, en consecuencia, el análisis de Hertz es relevante para el contacto de las esferas, cilindros y elipsoides.

**3.2.2 Contacto entre esferas.** Si dos esferas elásticas 1 y 2 de radio  $R_1$  y  $R_2$  son presionadas en contacto con una fuerza  $N$  como en la figura 24.

$$a = \left( \frac{3NR}{4E^*} \right)^{1/3} \quad (30)$$

Dónde:

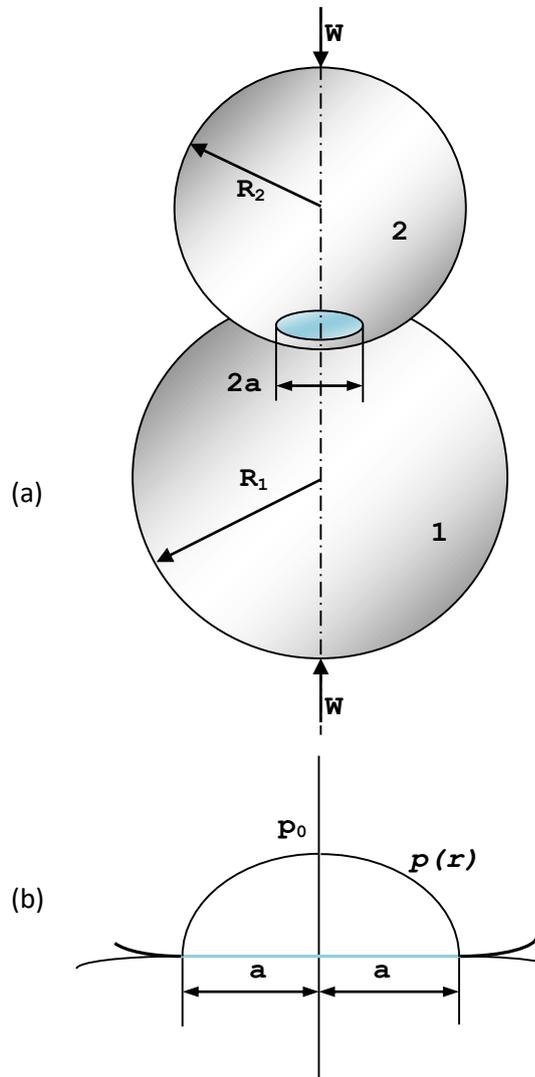
$E^*$  es el módulo de contacto definido por:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-u_1^2}{E_1} + \frac{1-u_2^2}{E_2} \quad (31)$$

R, es el radio de curvatura reducido, relacionado con las componentes individuales por la expresión:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (32)$$

Figura 23. Esferas en contacto elástico



Fuente: (BHUSHAN, Modern Tribology Handbook, 2000)

Las superficies convexas toman un valor positivo para su radio de curvatura, mientras que las superficies cóncavas serán negativas. El resultado de la distribución de presión  $p(r)$  es una semielipse, de la forma:

$$p(r) = p_0 \left( \frac{1-r^2}{a^2} \right)^{1/2} \quad (33)$$

Dónde:  $r^2 = x^2 + y^2$

Tal distribución es mostrada en la figura 22(b), y es característico de los contactos Hertzianos. La presión máxima  $p_0$  que se produce en el eje de simetría y la presión media  $p_m$  están dados por:

$$p_0 = \frac{3}{2} p_m = \frac{3N}{2\pi a^2} \quad (34)$$

$p_0$  es conocido frecuentemente como el *Esfuerzo Hertz*. Bajo esta carga, los centros de las dos esferas se mueven juntas por el pequeñísimo desplazamiento  $\Delta$  que es igual a:

$$\Delta = \frac{a^2}{R} = \frac{a p_0}{2 E^*} = \left( \frac{9 N^2}{16 r E^{*2}} \right)^{1/3} \quad (35)$$

Si uno de los sólidos se carga, existirá una superficie plana, entonces su radio efectivo se vuelve infinito por lo que el radio reducido del contacto es numéricamente igual a la de la esfera opuesta.

**3.2.3 Contacto de dos cilindros de ejes paralelos.** Si dos cilindros circulares con radios  $R_1$  y  $R_2$  se presionan entre sí por una fuerza por unidad de longitud de magnitud  $N$  con sus ejes paralelos, como se muestra en la figura 23, entonces el área de contacto será de ancho medio  $b$  de tal manera que:

$$b = \left( \frac{2 N r}{\pi E^*} \right)^{1/2} \quad (36)$$

Dónde:

$R$  y  $E^*$  son el radio reducido de contacto y el módulo de contacto definidos en la ecuación 3.14 y 3.15 respectivamente.

La presión de contacto es otra vez semiéptica tal que:

$$p(x) = p_o \left( \frac{1-r^2}{b^2} \right)^{1/2} \quad (37)$$

Dónde:

$$p_o = \left( \frac{NE}{\pi\rho} \right)^{1/2} \quad (38)$$

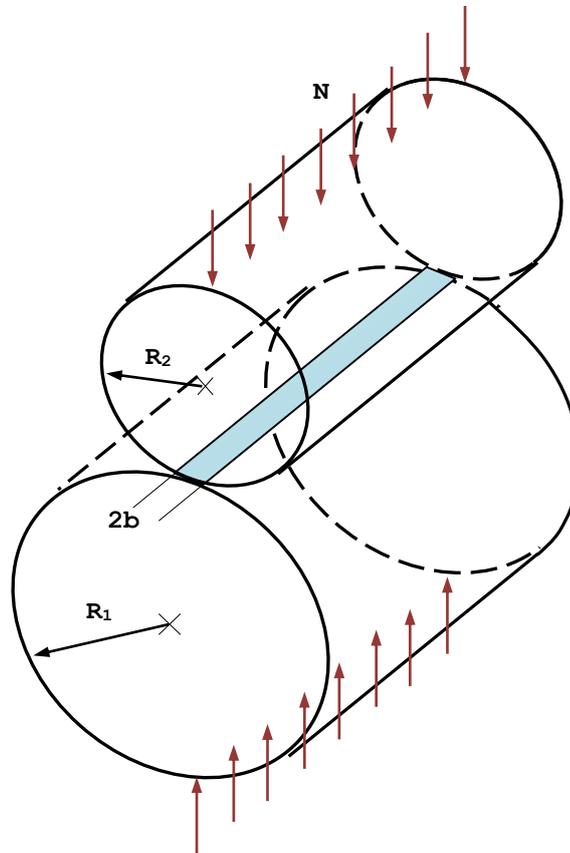
y la coordenada  $x$  se mide en una dirección perpendicular a la de los ejes de los cilindros. La presión media  $p_m$  sobre la zona de contacto es igual a  $P/2b$  y está dada por:

$$p_m = \frac{\pi p_o}{4} \quad (39)$$

Los ejes de los cilindros se mueven juntos por una pequeña distancia  $\Delta$ .

$$\Delta = \frac{(1-\nu_1^2) \left[ \ln \left( \frac{4R_1}{b} \right) - \frac{1}{2} \right]}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2) \left[ \ln \left( \frac{4R_2}{b} \right) - \frac{1}{2} \right]}{E_2} \quad (40)$$

Figura 24. Cilindros paralelos en contacto



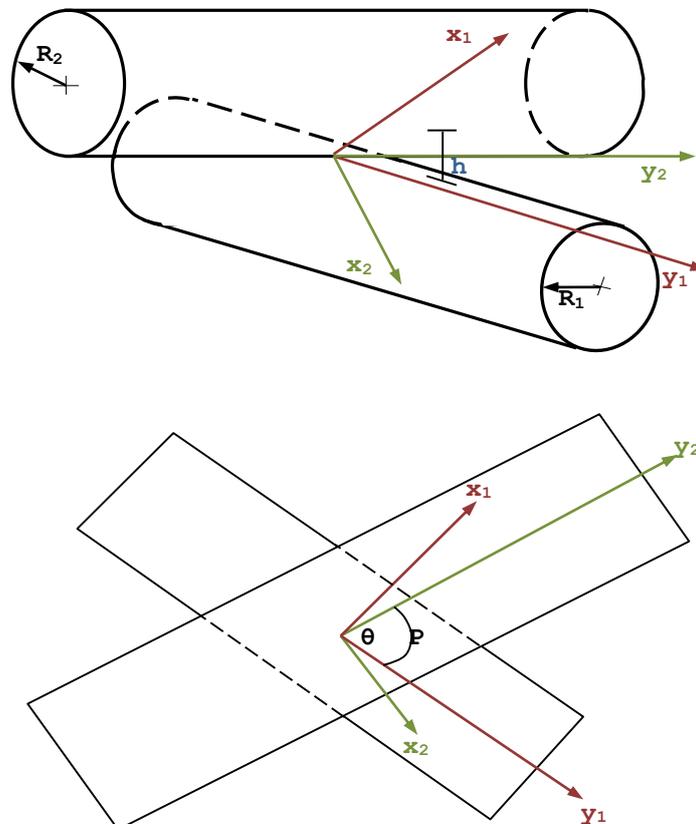
Fuente: Bhushan, (BHUSHAN, 2000)

Una vez más, si una de las superficies es plana, entonces el valor de  $R$  será igual al radio de curvatura de la otra.

**3.2.4 Contacto de dos cilindros con ejes inclinados.** Supongamos dos cilindros uno inferior de radio  $R_1$  y otro superior de radio  $R_2$ , como se muestra en la figura 25. Los cilindros hacen contacto en el punto  $O$ , pero sus ejes están inclinados en un ángulo  $\theta$ .  $Ox_1y_1$  es un sistema de ejes cartesianos con  $Oy_1$  a lo largo del generador del cilindro inferior, y  $Ox_2$  un segundo eje cartesiano con  $Oy_2$  a lo largo generador del cilindro superior. Cerca del origen podemos aproximar la sección circular de cada cilindro por un perfil parabólico y escribir que la separación  $h$  de las dos superficies sólidas en el punto  $P$ , tiene las coordenadas  $(x_1, y_1)$  en el primer sistema de coordenadas o  $(x_2, y_2)$  en el segundo, se da por:

$$h \approx \frac{x_1^2}{2R_1} + \frac{x_2^2}{2R_2} \quad (41)$$

Figura 25. Geometría de dos cilindros circulares en contacto inclinado



Fuente: (BHUSHAN, 2000)

$$B - A = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_1^2} + \frac{1}{R_2^2} + \left( \frac{2}{R_1 R_2} \right) \cos(2\theta) \right)^{1/2} \quad (42)$$

$$B + A = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (43)$$

y  $\alpha$  está dada por la solución de

$$\frac{R_2}{R_1} \sin(2\alpha) = \sin(2(\theta - \alpha)) \quad (44)$$

La ecuación 3.21 se puede escribir como:

$$h = \frac{x^2}{2R'} + \frac{y^2}{2R''} \quad (45)$$

por definición:

$$R' = \frac{1}{2A} \text{ y } R'' = \frac{1}{2B} \quad (46)$$

$R'$  y  $R''$  son conocidos como los radios de curvatura principales relativos.

Es evidente de la ecuación 45 que los contornos de la constante de brecha  $h$  entre las superficies sin deformar será una elipse, las longitudes de cuyos ejes se encuentran en la relación  $(R'/R'')^{1/2}$ .

Cuando una carga normal  $N$  es aplicada, el punto de contacto se extiende dentro de un área elíptica de semiejes  $a$  y  $b$ , de tal manera que la excentricidad, es decir, la relación  $b/a$ , es independiente de la carga y sólo depende de la proporción de  $R'/R''$ . Para contactos elípticos ligeros, si  $A/B < 5$ , entonces la relación  $b/a$  está dada por

$$\frac{b}{a} \approx \left( \frac{A}{B} \right)^{1/2} \quad (47)$$

Un radio "equivalente"  $R_e$  se puede definir como

$$R_e = (R'.R'')^{1/2} = \frac{1}{2}(AB)^{1/2} \quad (48)$$

y se utilizan para estimar el área de contacto o el esfuerzo Hertz utilizando las ecuaciones de contacto circular con  $R$  reemplazado por  $R_e$ . La aproximación de los cuerpos puede ser calculada mediante la ecuación 40, pero con  $R$  reemplazado por  $(AB)^{1/2}$  en lugar de  $R_e$ . Si los dos cilindros hacen contacto con sus ejes paralelos a fin de que  $\theta = 0$ , se deduce de las ecuaciones 42 43 y 46 que

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (49)$$

Por otro lado, si los ejes de los dos cilindros están perpendiculares entre sí  $\theta = 90^\circ$ , entonces,  $R' = R_1$  y  $R'' = R_2$ . Resultando que

$$h = \frac{x^2}{2R_1} + \frac{y^2}{2R_2} \quad (50)$$

En consecuencia, para el caso particular de un par de cilindros iguales que se cruzan en un ángulo de  $90^\circ$ , los contornos de cierre constante de separación de la superficie en el punto de contacto serán círculos. (BHUSHAN, 2000)

### 3.3 Estado de tensiones superficiales con o sin fricción

**3.3.1 Interacción molecular adhesiva.** En las superficies de los sólidos, los átomos o moléculas no están en estado de equilibrio presentan una elevada energía superficial que, en los metales, puede ser del orden de 1000 a 2000 erg/cm<sup>2</sup>. Esto conlleva una activa interacción entre las superficies del sólido y los átomos o moléculas del medio gaseoso, líquido o sólido en contacto con aquella.

Es bien conocido que solo en fracciones de segundo puede formarse en la superficie de los sólidos capas de vapores adsorbidos o absorbidos. Al unirse dos superficies en los puntos de contacto real se libera una cantidad importante de energía superficial. Así por ejemplo esta energía superficial en la interface metal aire es de 103 erg/cm<sup>2</sup>, mientras que, en las zonas de contacto, esta no excede de 20-30 erg/cm<sup>2</sup>. En los sólidos, para formar las áreas de contacto, debe hacerse una cantidad de trabajo, el cual generalmente

es superior a la energía superficial liberada. De esta forma el proceso de soldadura en frío no es espontáneo. Este contacto o soldadura se llama enlace adhesivo lo que abarca todo tipo de interacción molecular entre sólidos. La adhesión depende de la fuerza de interacción entre átomos y moléculas, o el grupo funcional de los cuerpos en contacto, lo que a su vez determina su naturaleza.

Las fuerzas de enlaces, son lo suficientemente fuertes como para ocasionar la transferencia de material de una superficie a otra. En los metales el enlace metálico es superior a las fuerzas de Van der Waals así se obtiene entre metales puros enlaces adhesivos de gran fuerza. También las débiles fuerzas de interacción de Van der Waals pueden al aproximarse las moléculas, convertirse en enlaces químicos. En las zonas de los enlaces pueden ocurrir daños en las superficies. En las capas superficiales pueden surgir esfuerzos positivos o negativos, siendo el gradiente positivo esencial para un proceso normal de fricción y desgaste. Diferentes factores varían el signo y magnitud del gradiente así:

- La formación de un número excesivo de vacancias (gradiente positivo).
- Formación de dislocaciones, fortaleciendo la superficie de fricción (gradiente negativo)
- Formación de capas que disminuyan el esfuerzo cortante (gradiente positivo).
- Calentamiento de la zona de contacto y ablandamiento (gradiente positivo)

La formación de un material de un enlace adhesivo se ve afectada por la dureza superficial. Así, mientras más blanda sea la superficie, mayor será la deformación bajo la carga y mayor la probabilidad del daño. La capacidad de un material de experimentar endurecimiento deformacional, tendrá un efecto de la ruptura de un enlace adhesivo, mientras más blando sea el material inicial, mayor será el daño hasta una determinada profundidad. En lo que a capacidad de fortalecimiento de un material se refiere, un factor importante es la estructura cristalina. Las estructuras cristalinas con varios sistemas de deslizamiento, presentan una fácil tendencia a la deformación plástica y consecuentemente al fortalecimiento, aun cuando los esfuerzos aplicados sean pequeños. De todo lo analizado, puede llegarse a formular determinadas leyes generales, estas se presentan a continuación:

a.) Para que surja un enlace entre las superficies de los sólidos, ellos deben contactar en un número suficiente de puntos. La deformación en los puntos de contacto debe ser plástica ya que, si no, cuando la carga cese, la energía de la deformación elástica almacenada puede romper el enlace adhesivo.

b.) La energía de activación del proceso de ordenamiento atómico requerido para la retención de los cuerpos cristalinos es pequeña, pero debe ser menor que el potencial de ionización.

c.) La energía que se consume al acercarse dos cuerpos y la formación de un área real de contacto es siempre considerable mayor que la energía requerida para la alineación estructural de las superficies bajo retención. Para que se forme un área de contacto, la zona de este debe estar en estado plástico, es decir en términos de energía, y no en el trabajo requerido para el ordenamiento de los átomos, sino el trabajo para la aproximación de los dos sólidos y la formación del área de contacto.

d.) Se requiere un exceso de energía en el contacto para la retención, debido al trabajo requerido para aproximar los sólidos y la energía liberada en la formación del enlace adhesivo.

e.) En el caso de los metales, los cambios posteriores en la resistencia de contacto estarán determinados por la facilidad en la mutua difusión y solubilidad de los cuerpos en contacto, lo que obedece las reglas de Hume-Rothery.

**3.3.2 Interacción mecánica.** Las altas presiones que se desarrollan en los puntos de contactos individuales conllevan a la extensión de las asperezas o a su penetración. La extensión supone cambios irreversibles en la forma de las asperezas de contacto. y/o ángulo de inclinación etc.

La penetración tiene lugar cuando los cuerpos en contacto tienen diferentes valores de dureza y distintos módulos de elasticidad y también cuando teniendo igual dureza en las asperezas en contacto, tiene diferente configuración, distinto radio de curvatura. En el contacto elástico los esfuerzos y las deformaciones en las asperezas individuales se

determinan por las ecuaciones de Hertz. Con un incremento posterior de la penetración, aparece la deformación plástica en las asperezas. Si la penetración se incrementa más, la deformación plástica se extiende en todo el contacto.

Cuando una aspereza se encuentra en este estado se produce una redistribución de la presión. En el caso de una esfera, simulando una aspereza penetrando un sólido, se obtiene una distribución de esfuerzos como se refleja en la figura 26. Según Kragelsi-Druyanov, esto se calcula por la ecuación:

$$\frac{h}{r} \geq 0,5 \left( 1 - \frac{2\tau_a}{\sigma_t} \right) \quad (51)$$

Dónde:

h: Profundidad de la penetración

r: Radio del vértice de la aspereza

$\tau_a$ : Componente molecular de la fuerza de fricción actuante

$\sigma_t$ : Límite de resistencia del material

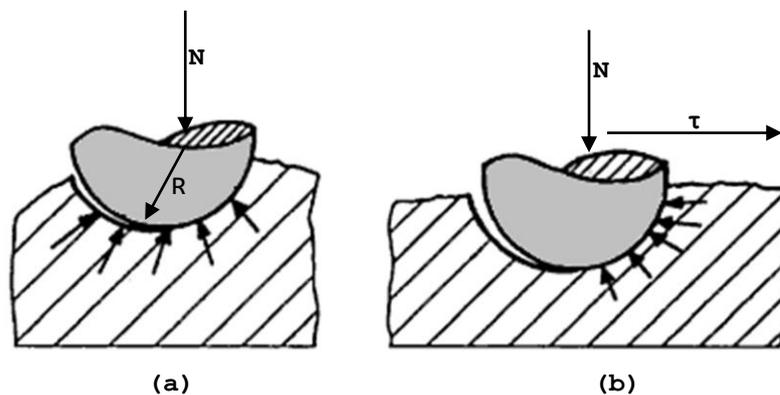
**3.3.3** *Cambios en las propiedades de la capa superficial durante el deslizamiento.* En los puntos de contacto, pueden alcanzar altas presiones específicas, independientemente de la carga total. Éstas presiones pueden alcanzar valores de hasta 1/5 - 1/10 del esfuerzo teórico del material.

Si la carga se incrementa, las presiones reales de contacto se incrementan ligeramente en las asperezas y aparece un gradiente en la superficie de un cuerpo duro y áspero, ya que las asperezas individuales se cargan periódicamente en la interacción con la superficie.

La duración del contacto, que depende principalmente de la velocidad de deslizamiento es de 10<sup>-5</sup>s a 10<sup>-7</sup>s. La penetración relativa es de 1/100 a 1/1000. La figura 26 muestra la distribución de las tensiones de un sólido en contacto con una aspereza en forma de esfera a) contacto estacionario b) contacto bajo cortante. El trabajo que realizan las fuerzas de fricción, que se convierte en calor, calienta la capa superficial a una temperatura que puede alcanzar el punto de fusión en cuerpos donde este es bajo. La

combinación de altas presiones específicas y de las temperaturas que se generan, unido a la presencia de un medio ambiente activo con respecto a los materiales, conduce a cambios significativos en las propiedades, tanto geométricas como físicas y mecánicas de las capas superficiales de los cuerpos en rozamientos.

Figura 26 Distribución de las tensiones



Fuente: (CHÁVEZ, 2002)

Aún en las pequeñas variaciones en éstas propiedades tienen un efecto significativo en el desgaste. Los cambios que se producen pueden ser esquemáticamente divididos en:

- Cambios de configuración geométrica de la superficie (geometría de contacto)
- Cambios en la estructura de la capa superficial que afectan el componente mecánico de la fricción (cambios de la estructura de los sólidos cristalinos).
- Cambios en las películas que surgen en la superficie, que afectan el componente molecular de la fricción.

La rugosidad de una superficie varía con el deslizamiento y tiende a un cierto valor estable. La superficie inicialmente rugosa se transforma en la lisa y la inicialmente lisa se torna rugosa. Bajo ciertas condiciones externas idénticas de deslizamiento entre materiales idénticos, en pocas horas de trabajo ambos tipos de rugosidades se vuelven idénticas alcanzando un valor de rugosidad en equilibrio.

Los defectos en los sólidos son elevadores de esfuerzos. Ellos pueden estar asociados con las imperfecciones estructurales de los sólidos y con el daño a estos como resultado de efectos mecánicos, esfuerzos térmicos, etc. Aún en la ausencia de deformación, estos

elevadores de esfuerzos son distorsiones en cuerpos de estructura periódica, las cuales están asociadas a movimientos atómicos alrededor de una posición de equilibrio. De tiempo en tiempo un átomo adquiere tal amplitud de movimiento que abandona su espacio en la red y salta a un nuevo espacio, pudiendo formarse vacancias e intersticios. La energía necesaria para que este mecanismo actúe es suministrada por la deformación del material y como consecuencia del calentamiento del material durante el deslizamiento.

En las capas adyacentes a la superficie libre la concentración de vacancias es mayor. El número de vacancias durante el deslizamiento de una capa superficial fina puede alcanzar valores de  $2,5 \times 10^{21}$  átomos/cm<sup>3</sup>, pero generalmente no excede a los  $10^{18}$  -  $10^{19}$ . En su movimiento las vacancias formando micro cavidades y poros, además las vacancias actúan como centros de absorción y de oxidación.

La interacción de las dislocaciones en el rozamiento conlleva a un incremento de la resistencia al cortante y al endurecimiento del material. En metales reconocidos, la densidad de las dislocaciones alcanza valores de  $10^6$ - $10^8$  cm<sup>-2</sup> y después del rozamiento, este valor es de  $10^{12}$  cm<sup>-2</sup>. La multiplicación de las dislocaciones está asociada con la diversidad de planos de deslizamiento del metal y consecuentemente esta es mayor en los metales de estructura cubica de cara centrada o de cuerpo centrado y menor en la hexagonal. Esta última presenta por tanto menor fricción.

El papel de las dislocaciones, su multiplicación y densidad son factores importantes en el mecanismo que gobierna la formación de partículas de desgaste. Las transiciones de la estructura de materiales de un estado ordenado a estados en los que los átomos están desordenados es un factor de extrema importancia.

El gradiente térmico genera esfuerzos en la capa superficial durante el enfriamiento y en ocasiones ocurre transformaciones martensíticas que generan esfuerzos de compresión que compensan los surgidos de tracción, disminuyendo el grado general de concentración de esfuerzos. No obstante, los esfuerzos existentes pueden llevar daños de fatiga en el material, lo que deviene como resultado de la formación de micro grietas. En la adsorción física las moléculas en la superficie de un sólido están sometidas a fuerzas comparativamente pequeñas (energía de enlace 0.05-0,01 eV).

En la absorción química hay una transferencia de electrones entre la molécula absorbida y el absorbente (energía de enlace  $> 1$  eV). Más aún, mientras que, en la adsorción física, la cantidad de calor cedida puede ascender a 2 - 14 Kcal/mol, en la absorción química el calor absorbido y su valor alcanza de 10 - 100 Kcal/mol. El proceso de adsorción tiene un carácter dinámico y las moléculas que se depositan o se evaporan de la superficie están en un estado de equilibrio dinámico.

El deslizamiento acelera rápidamente el proceso de oxidación, la acción mecánica (deformación) aumenta rápidamente el espesor de la capa, multiplicando el proceso por un factor de 200. La capa de óxido juega un papel dual, debido a su dureza protege las capas subyacentes contra el daño mecánico, pero debido a su pequeño espesor, este efecto protector es muy pequeño. El efecto principal es la protección de la interacción molecular de adhesión entre las superficies en rozamiento. La película de óxido que se forma en la superficie es una barrera que previene a las dislocaciones salir de la superficie de rozamiento.

Para obtener un posterior crecimiento de la capa de óxido los iones del metal deben abandonar la superficie. Las características del deslizamiento de las capas de óxido dependen de la naturaleza de las mismas, así por ejemplo  $\text{Fe}_3\text{O}_4$  y el  $\text{FeO}$  dan mayor resistencia al desgaste que el  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  que actúa como abrasivo. Las películas generalmente son formadas por multicargas.

La acción protectora por la película de óxido depende de la relación entre la dureza del metal y la del óxido. Las películas con dureza aproximadamente igual a la del metal base ofrecen la mayor capacidad de carga ya que las películas con altos valores de dureza se rompen fácilmente debido a su elevada fragilidad. Para obtener un comportamiento normal en el contacto a temperaturas elevadas, se añaden varias sustancias químicas lubricantes que reaccionan con el metal produciendo una película protectora sean sales o ácidos grasos, extremadamente efectivos, los cuales impiden que se formen capas de óxido

Se emplean los aditivos que contienen sulfuros, ya que producen sulfuros de hierro, que tiene propiedades anti escoria. Se usan también aditivos que contiene cloro y otros alógenos, así como el fósforo y otros elementos. (CHÁVEZ, 2002)

### 3.4 Cálculo del área nominal, real y de contorno

**3.4.1 Cálculo del área real.** La presión se define como relación entre la carga y el área donde está actúa así tendremos para cada caso tenemos la presión normal, la presión de contorno y la presión real:

$$P_n = \frac{N}{A_n} \quad (52)$$

$$P_c = \frac{N}{A_c} \quad (53)$$

$$P_r = \frac{N}{A_r} \quad (54)$$

Dónde:

$p_n$  es la presión normal,

$p_c$  es la presión de contorno normal,

$p_r$  es la presión real y

$N$  es la carga normal.

El área real de contacto se calcula con apoyo del área de contorno, de las ecuaciones 53 y 54 tendremos que:

$$N = A_c * p_c \quad (55)$$

$$A_r = \frac{N}{P_r} \quad (56)$$

Remplazando 55 en 56 tendremos:

$$A_r = \frac{A_c * P_c}{P_r} \quad (57)$$

Para el cálculo de  $A_c$ ,  $p_c$  y  $p_r$  nos ayudaremos de las Tablas 3 y 4 respectivamente. Así, por ejemplo, para la deformación elástica de las ondulaciones cuando  $R_{max} \leq 0,1 * HB$  Según la Tabla 3, el área de contorno será:

$$A_c = 2.2n^{0.14} \left(\frac{R_B}{H_B}\right)^{0.43} (\Sigma\theta \cdot N)^{0.86} \quad (58)$$

Mientras que la presión de contacto estará dada según la Tabla 5 por la expresión 59,

$$p_c = 0,45 \left(\frac{H_B}{R_B \cdot \Sigma\theta^2}\right)^{0.43} p_n^{0.14} \quad (59)$$

Dónde:

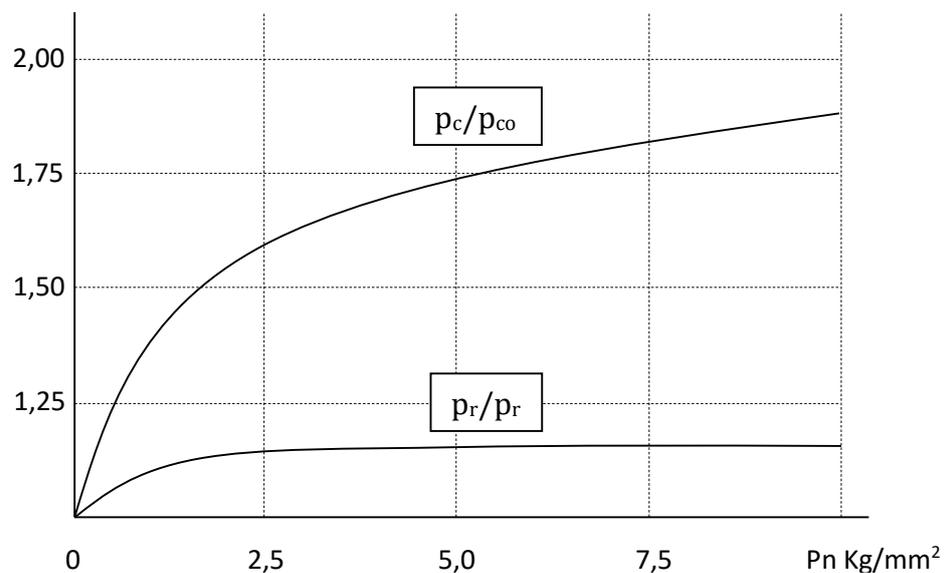
$H_B$  dureza Brinell de las ondulaciones

$\Sigma\theta$  es la deformación elástica de las dos superficies ha de deformarse.

$$\Sigma\theta = \theta_1 + \theta_2 = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \quad (60)$$

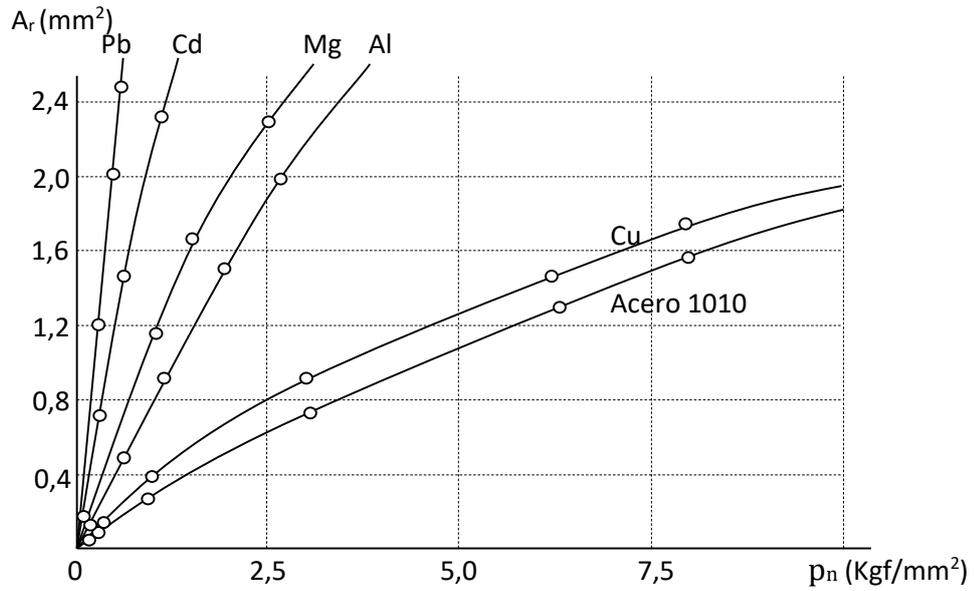
$\mu_1$   $\mu_2$  son los coeficientes de Poisson del material de las superficies.

Figura 27. Variación de la presión real al incremento presión nominal



Fuente: (KRAGELSKY, 1979)

Figura 28. Relación de área real de contacto y la presión de contorno



Fuente: (KRAGELSKY, 1979)

Tabla 3. Fórmulas aproximadas para el cálculo del área real de contacto

Deformación	Superficies y presión	Fórmulas de cálculo	Nota
Elástica	Superficies rugosas	$p_r = 0,61 \left( \frac{Ra}{r \cdot \Sigma \theta^2} \right)^{0,43} p_c^{0,14}$	$r = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}$
	Una de ellas rugosa, la otra lisa	$p_r = 0,8 \left( \frac{Ra}{r \cdot \Sigma \theta^2} \right)^{0,4} p_c^{0,2}$	
Plástica	$p_c \leq \frac{1}{3} HB$	$p_r \approx H$	Durante el contacto superficial para el cálculo se toma el de menor micro dureza
	$p_c > \frac{1}{3} HB$	$p_r \approx p_c - 0,4 \sqrt{\frac{H^3}{p_c}}$	
Deformación plástica de las superficies con aplicación repetida de la carga	Dos superficies rugosas	$p_r \approx H \left( \frac{N}{N_0} \right)^{\frac{1}{3}}$	Éstas fórmulas son válidas si luego de la primera vez que se aplica la carga las superficies no se desplazan
	Una de ellas rugosa, la otra lisa	$p_r \approx H \left( \frac{N}{N_0} \right)^{\frac{1}{2}}$	

Fuente: (KRAGELSKY, 1979)

Dónde:

H- Microdureza de la superficie más blanda,

No- Carga normal durante la primera aplicación.

Con la tabla 3 calcularemos la presión real durante la deformación elástica y plástica.

*Cálculo del área y presión de contorno.* Para superficies pequeñas, con ausencia de ondulaciones el área de contorno se considera similar al área real, para su cálculo las ondulaciones se juzgan como segmentos esféricos (o elípticos). Se darán dos casos particulares donde se considera la relación entre  $R_{max}$  con la dureza HB Brinell, así esta relación es menor que 0,1.

Tabla 4. Fórmulas para el cálculo del área y presión de contorno

A. Cuando  $R_{max} < 0,1H_B$

Número de ondulaciones en contacto $n_B$	Condiciones	Fórmula de cálculo	Nota
$\leq 3$	$A_n$ pequeña, comparada con $S_B^2$ . Carga pequeña	$A_c = 2,8n_B^{\frac{1}{3}}(\Sigma\theta.R_B.N)^{\frac{2}{3}}$ $p_c = \frac{0,36}{(\Sigma\theta.R_B)^{\frac{2}{3}}}\left(\frac{N}{n_B}\right)^{\frac{1}{3}}$	$R_B = \frac{R_{B1}R_{B2}}{R_{B1} + R_{B2}}$
$> 3$	Área nominal de contacto $A_n$ relativamente mayor que $S_B^2$ .	$A_c = 2,2A_n^{0,14}\left(\frac{R_B}{H_B}\right)^{0,43}(\Sigma\theta.N)^{0,86}$ $p_c = 0,45\left(\frac{H_B}{R_B.\Sigma\theta^2}\right)^{0,43}p_n^{0,14}$	-

B. Cuando  $R_{max} \geq 0,1H_B$

Número de ondulaciones en contacto $n_B$	Deformación de los picos o condición de las superficies en contacto	Fórmulas de cálculo
$\leq 3$	Plástica	$A_c \approx \pi n_B \left[ \left( \frac{3\Sigma\theta.R_B.N}{4n_B} \right)^{0,89} + 1,8R_P.R_B \left( \frac{N}{n_B.H} \right)^{0,33} \right]^{0,75}$

	Elástica	$A_c \approx \pi R_B \left[ \left( \frac{3 \Sigma \theta \cdot R_B \cdot N}{4 n_B} \right)^{0,86} + 2,6 R_p \cdot R_B \left( \frac{r}{R_p} \right)^{0,14} \left( \frac{\Sigma \theta \cdot N}{n_B} \right)^{0,28} \right]^{0,78}$
>3	Superficie ondulada- lisa $V_B=2$ $K_w=1.8$	$A_c = A_n \cdot K_B \cdot K_w \left[ \left( \frac{2 R_B}{H_B} \right)^{\frac{1}{2}} \Sigma \theta \cdot p_n \right]^{\frac{V_B}{V_B + \delta}}$
	Dos superficies onduladas $V_B=3$ $K_w=2.4$	$P_c = \frac{1}{K_w \cdot K_B} \left( \frac{H_B}{2 R_B \cdot \Sigma \theta^2} \right)^{\frac{V_B}{2(V_B + \delta)}} p_n^{\frac{\delta}{V_B + \delta}}$

Fuente: (KRAGELSKY, 1979)

Dónde:

\* $R_p \approx \frac{1}{2} R_{\max}$  Durante el primer acercamiento

\*  $K_w, \delta$  Coeficientes, indicadores de la influencia de las rugosidades en la deformación de las ondulaciones.  $K_B, V_B$  Coeficientes dependientes de la distribución de las ondulaciones de acuerdo a su altura.

Tabla 5. Valores de los coeficientes  $K_B$  y  $\delta$

Deformación	$\frac{1}{H \Sigma \theta}$	Coef.	$R_{\max} / H_B$						
			0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	
Plástica	50	$K_{B1}$	1,01	1,15	1,20	1,35	1,55	2,1	
		$\delta_1$	0,60	0,70	0,85	1,15	1,50	2,3	
		$K_{B2}$	0,95	0,9	0,85	0,85	1,10	1,5	
		$\delta_2$	0,7	1,05	1,45	2,15	3,15	3,9	
		100	$K_{B1}$	1,10	1,17	1,28	1,45	1,75	2,6
			$\delta_1$	0,65	0,8	1,0	1,3	1,66	2,0
	$K_{B2}$		0,95	0,88	0,85	0,9	1,2	2,1	
	$\delta_2$		0,75	1,10	1,60	2,4	3,4	4,0	
	200		$K_{B1}$	1,13	1,20	1,35	1,55	2,1	3,3
			$\delta_1$	0,70	0,85	1,10	1,50	2,35	2,0
		$K_{B2}$	0,90	0,85	0,85	0,93	1,35	2,5	
		$\delta_2$	0,80	1,2	1,7	2,6	3,6	4,0	
Elástica		-	$K_{B1}$	1,05	1,06	1,14	1,25	1,5	2,1
			$\delta_1$	0,65	0,80	1,05	1,4	1,95	2,4
	$K_{B2}$		0,88	0,85	0,80	0,85	1,1	1,6	
	$\delta_2$		0,75	1,1	1,7	2,6	2,6	4,5	

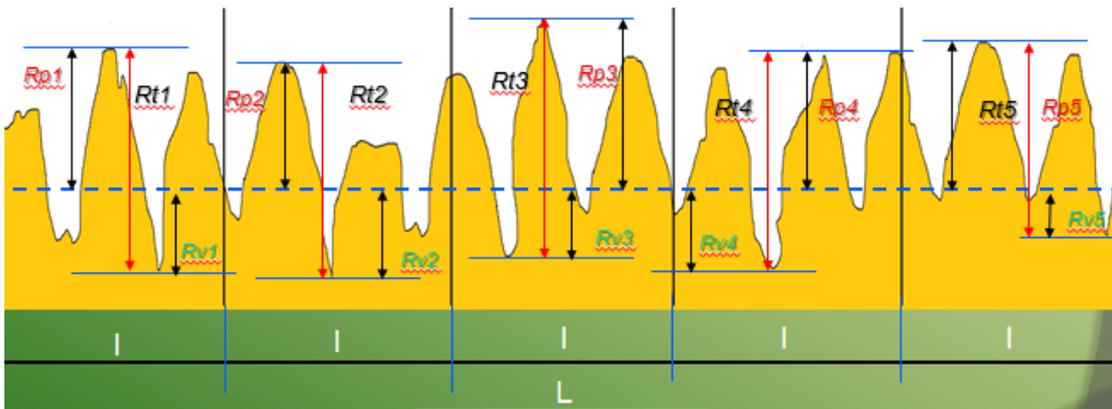
Fuente: (KRAGELSKY, 1979)

En la tabla 5 el índice 1 corresponde a superficies rugosas y el índice 2 a una superficie rugosa en contacto con una lisa. En razón de que, la carga aplicada en una ondulación es proporcional a la presión nominal, se debe claramente diferenciar dos tipos de contacto:

1. Entre superficies planas, como es el caso de los frenos de disco, embragues, etc. donde la carga en una ondulación se encuentra entre los límites de  $(0,1 - 1) \text{ kgf}$ .
2. Entre superficies cilíndricas, como es el caso de los cojinetes de deslizamiento, mecanismos de levas, etc.

Por cuanto el cálculo del área de contorno muy poco influye en la determinación del área real de contacto, se permite cálculos aproximados.

Figura 29. Determinación del parámetro  $R_z$



Fuente: Autor

**3.4.2 Cálculo de la aproximación superficial de los cuerpos duros.** Bajo la acción de la carga, se produce una aproximación superficial de los cuerpos y penetración de las micro rugosidades con deformaciones plásticas o elásticas, la magnitud de la aproximación o acercamiento, determina muchas veces el tipo de fricción y desgaste superficial. Para su cálculo se considera la siguiente fórmula:

$$h_{\Sigma} = h + h_b \quad (61)$$

Dónde:

$h_{\Sigma}$  Sumatoria de la aproximación superficial entre los cuerpos,

- $h$  Aproximación resultado de la introducción y deformación de las micro rugosidades,  
 $h_B$  Aproximación resultado de la deformación de las ondulaciones.

Las fórmulas para el cálculo de la aproximación superficial se detallan a continuación en la Tabla 8 para cada caso particular, donde se utilizarán los parámetros  $R_z$ ,  $t_m$  y  $v$ .

Siendo  $R_z$  la altura de las irregularidades en diez puntos, es la media de los valores absolutos de las alturas de las cinco cristas del perfil más altas y de las profundidades de los cinco valles del perfil más bajos, dentro de la longitud básica como se muestra en la figura 29. Siendo  $R_{pi}$  el promedio de los picos más altos y  $R_{vi}$  el promedio de los valles.

$$R_z = \frac{1}{5} \sum_1^5 R_i = |R_p| + |R_v| = \frac{1}{5} \sum_1^5 R_{pi} + \frac{1}{5} \sum_1^5 R_{vi} \quad (62)$$

$$t_m = \frac{1}{5} \sum_1^5 t_{mi} \quad (63)$$

$$t_{mi} = \frac{1}{l} \sum_1^n \Delta_{mi} \quad (64)$$

Dónde:

$\Delta_{mi}$ : Distancia de la sección del pico a la altura de la línea media

$l$ : longitud básica

$v$  y  $b$ : son parámetros de la tasa de longitud portante y se calcula por las formulas:

$$v = 2t_m \frac{R_p}{R_a} - 1 \quad b = t_m \left( \frac{R_z}{R_p} \right)^v$$

$t_m$ : distancia promedio de la tasa longitudinal portante en la línea media.

Para calcular  $w$ ,  $B$  y  $\alpha$  utilizamos la tabla 5, para casos de deformación elástica y plástica, en el primer caso cuando  $R_a$  es menor que  $0,16\mu$  (polímeros), y  $R_a > 0,16\mu$  cuando son superficies metálicas.

Tabla 6. Valores de W, B y  $\alpha$  para diferentes tipos de contacto

Deformación	Superficies	W	B	$\alpha$
Elástico	Superficies metálicas $Ra \leq 0,16\mu$ polímeros	0,5	$0,43/\theta$	0,5
Plástico	Superficies metálicas $Ra > 0,16\mu$	0	H	1

Fuente: (KRAGELSKY, 1979)

La tabla 7 muestra los coeficientes para el contacto elastoplástico según la dureza Brinell.

Tabla 7. Coeficiente  $\alpha$  para contacto elastoplástico

HB	Sm/Rz					
	1	10	20	30	40	50
50	1,00	0,85	0,75	0,65	0,55	0,50
100	0,90	0,75	0,56	0,50	0,50	0,50
200	0,80	0,56	0,50	0,50	0,50	0,50
400	0,70	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50

Fuente: (KRAGELSKY, 1979)

Tabla 8. Cálculo de la aproximación superficial

Superficies	Condiciones de contacto	Fórmulas de cálculo	Nota
Sin presencia de ondulaciones	Fórmula general	$h = R_p \left( \frac{P_c}{\alpha \cdot t_m \cdot P_r} \right)^{\frac{1}{\nu}}$	$R_p, t_m, \nu$ Se determina por las ecuaciones antes dadas. $\alpha$ se determina por las Tablas 7 y 8
	Fórmula aproximada para dos superficies rugosas	$h \approx 3,4 R_a \left( \frac{P_c}{P_r} \right)^{\frac{1}{3}}$	
	Fórmula aproximada entre una superficie rugosa y otra lisa	$h \approx 4,1 R_a \left( \frac{P_c}{P_r} \right)^{\frac{1}{2}}$	

	Cuando existe aplicación repetida de la carga y contacto plástico	$h = \frac{1 - \alpha^{\frac{1}{2}}}{\alpha^{\frac{1}{2}}} R_p \left( \frac{2p_c}{H} \right)^{\frac{1}{3}}$	
Con presencia de ondulaciones	Superficie ondulada con otra lisa	$h_{\Sigma} = h + 3,83H_B^{0,8} \cdot R_B^{0,2} (\theta_{\Sigma} \cdot p_n)^{0,4}$	h Se calcula por las fórmulas indicadas en esta tabla.
	Dos superficies onduladas	$h_{\Sigma} = h + 1,8H_b^{0,85} \cdot R_B^{0,15} (\theta_{\Sigma} \cdot p_n)^{0,3}$	

Fuente: (KRAGELSKY, 1979)

**3.4.3 Cálculo del número de puntos en contacto.** La interrelación superficial se efectúa en zonas o puntos reales de contacto, como anteriormente se describió, en éstas zonas, tiene lugar la fricción y el desgaste, de la medida de éstas depende el tamaño de las partículas de desgaste, el tiempo de interrelación, y la temperatura en las zonas de contacto. El número de zonas o puntos reales de contacto y su área promedio, se determina por las Fórmulas que a continuación se detalla. Fórmulas para el cálculo del número de puntos en contacto  $n_r$ ; su área promedio  $\Delta A_r$  y la distancia promedio entre ellas  $S_r$ . (KRAGELSKY, 1979)

Tabla 9. Cálculo del número de puntos en contacto

Superficies	Fórmulas de cálculo	Observaciones
Rugosa – rugosa	$n_r = \frac{3,1A_r}{K_r \cdot r \cdot R_a} \left( \frac{p_c}{p_r} \right)^{0,66}$ $s_r = 0,57(K_r \cdot r \cdot R_a)^{0,5} \left( \frac{p_r}{p_c} \right)^{0,33}$ $\Delta A_r = 0,33K_r \cdot r \cdot R_a \left( \frac{p_c}{p_r} \right)^{0,33}$	$K_r = 11$ para contacto elástico $K_r = 21$ para contacto plástico
Rugosa – lisa	$n_r = \frac{2A_r}{K_r \cdot r \cdot R_a} \left( \frac{p_c}{p_r} \right)^{0,5}$ $s_r = 0,7(K_r \cdot r \cdot R_a)^{0,5} \left( \frac{p_r}{p_c} \right)^{0,5}$ $\Delta A_r = 0,5K_r \cdot r \cdot R_a \left( \frac{p_c}{p_r} \right)^{0,5}$	$r, R_a, p_r, p_c$ se determinó anteriormente

Fuente: (KRAGELSKY, 1979)

## CAPÍTULO IV

### 4. ÁREAS DE CONTACTO Y PROCESOS DE DESGASTE

#### 4.1 Contacto saturado y no saturado

**4.1.1 Estado de saturación.** El contacto elástico tiene lugar cuando los esfuerzos máximos en la aspereza que ha penetrado más profundamente son menores que la dureza HB del material más blando del par en cambio el contacto plástico tiene lugar cuando el valor promedio de los esfuerzos normales en las áreas de contacto entre las asperezas superficiales alcanza el valor de la dureza Brinell del material deformado al más blando. Ambos contactos pueden ser no saturados y saturados. Desde el punto de vista ingenieril es necesario lograr que el contacto entre las superficies rozantes sea elástico, el cual es no saturado cuando se da elementos metálicos con alto módulo de elasticidad E, mientras que se logra el estado de saturación o un contacto saturado en un par constituido por un elemento metálico y otro de bajo módulo de elasticidad como son los fluoruros, plásticos y los polietilenos.

**4.1.2 Contacto elástico saturado.** Este tipo de contacto es típico de los materiales con bajo módulo de elasticidad y el coeficiente de fricción se calcula según la siguiente expresión.

$$f = \frac{1,5 \tau_0}{p_c^{0,2}} \left( \frac{1-u^2}{E} \right)^{0,66} \left( \frac{R}{R_{max}} \right)^{0,33} + \beta + 0,8\alpha \left( \frac{R}{R_{max}} \right)^{0,33} p_c^{0,33} \left( \frac{1-u^2}{E} \right)^{0,33} \quad (65)$$

Como se aprecia de las expresiones anteriores la componente adhesiva de la fricción disminuye con el incremento de la presión; del módulo de elasticidad y del parámetro complejo de la rugosidad superficial mientras que la componente mecánica de la fricción se incrementa al aumentar la presión y el parámetro de la rugosidad. En dependencia de las condiciones de explotación se puede plantear que durante la variación de la carga el coeficiente de fricción pasa por un mínimo; o sea a pequeñas cargas predomina la componente adhesiva y a grandes cargas la componente mecánica. En el caso de la rugosidad superficial existirá un valor óptimo de esta donde el

coeficiente de fricción sea mínimo; mayores acabados representarían un incremento de la componente adhesiva y acabados más burdos predominio de la componente mecánica.

La calidad del material se recoge a través del módulo de elasticidad; altos valores del mismo como es el caso de los metales, representaran menor coeficiente de fricción en comparación con materiales de bajo módulo de elasticidad.

**4.1.3** *Contacto elástico no saturado.* De acuerdo al texto de Tribología de Calixto Rodríguez, para el cálculo se utiliza la siguiente fórmula:

$$f = \frac{2,4 \tau_0}{p_c^{0,2}} \left( \frac{1-u^2}{E} \right) \left( \frac{R}{R_{max}} \right)^{0,4} + \beta + 0,5 \cdot \alpha \cdot p_c^{0,2} \left( \frac{R}{R_{max}} \right)^{0,4} \quad (66)$$

De la expresión anterior se aprecia que con el aumento del módulo de elasticidad (E). Así para los materiales con alto módulo de elasticidad la componente mecánica es muy pequeña en comparación con la componente adhesiva y por lo tanto se puede despreciar, quedando la ecuación 66 de la siguiente forma

$$f = \frac{2,4 \tau_0}{p_c^{0,2}} \left( \frac{1-u^2}{E} \right) \left( \frac{R}{R_{max}} \right)^{0,4} + \beta \quad (67)$$

**4.1.4** *Contacto plástico saturado.* Se produce cuando se cumple la siguiente expresión (68), y la magnitud del coeficiente de fricción se calcula entonces con (69).

$$p_c = 0,0625HB \quad (68)$$

$$f = \frac{\tau_0}{HB} + \beta + 0,8 \left( \frac{R_{max}}{R} \right)^{0,5} \left( \frac{p_c}{HB} \right) \quad (69)$$

Un aspecto limitante para la aplicación de las expresiones anteriores es que los parámetros  $\tau$  y  $\beta$  hay que determinarlos experimentalmente; para los cálculos preliminares se puede tomar las siguientes recomendaciones:

$$\tau_0 = (0,6 - 0,8)\tau_{out} \quad (70)$$

Los valores de  $\beta$  se pueden seleccionar según la Tabla 10:

Tabla 10. Valores de experimentales de  $\beta$

MATERIAL	B
Acero-Plástico	0,02-0,017
Acero-Goma	0,15
Acero-Acero	0,05-0,07
Acero-Bronce	0,06-0,10

Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

Es deseable utilizar pares de rozamiento con diferentes durezas, el elemento de menor área de fricción debe de ser el más blando, la diferencia de dureza debe ser lo más alta posible. Para superficies metálicas de muy alta dureza se permite usar iguales metales si trabajan en un régimen de deformación elástica. La disminución del coeficiente de fricción para pequeñas cargas se puede lograr disminuyendo la componente adhesiva, lo que se obtiene con el empleo de lubricantes o con la aplicación de recubrimientos finos y blandos. Para grandes cargas uno de los materiales debe tener alto límite de fluencia o los dos, una alta dureza y superficies pulidas.

**4.1.5 Contacto plástico no saturado.** Es el caso más común durante el contacto de superficies metálicas con acabados superficiales normalmente utilizados en la construcción de elementos de máquinas, la expresión para el cálculo del coeficiente de fricción es la siguiente:

$$f = \frac{\tau_0}{HB} + \beta + 0,476 \left( \frac{R_{max}}{R} \right)^{0,5} \left( \frac{2p_c}{HB} \right) \quad (71)$$

De la expresión se concluye que el incremento de la dureza del material más blando representa una disminución del coeficiente de fricción. La componente adhesiva prácticamente no variara si  $\beta \gg \tau_0 / HB$ .

La componente mecánica disminuye con el incremento de la dureza debido a que la penetración de las asperezas del cuerpo rígido en el blando se disminuye al aumentar la dureza de este último, y aumenta directamente con un incremento de la rugosidad. La variación de la carga solo tiene influencia en la componente mecánica; por lo que al

aumentar la carga durante las deformaciones plásticas siempre representa un aumento de la fricción. (RODRÍGUEZ, 2007)

## 4.2 Cálculo de la intensidad del desgaste

**4.2.1 Fundamento del proceso de desgaste.** El desgaste, efecto directo de la fricción constituye una de las partes fundamentales de la Tribología. Se considera que del 80-90% de los elementos de máquinas se sustituyen producto del desgaste, lo que demuestra la incidencia del mismo en la economía de un país. Los estudios sobre el desgaste se iniciaron en los años 1930 por el alemán M. Fink.

Davidenko (1936) consideró el desgaste mecánico como resultado de dos procesos diferentes pero que se condicionan uno al otro; el proceso de "arrugado" y el proceso de "rayado". Una amplia difusión ha tenido la teoría del desgaste adhesivo desarrollada por Bowden, Tabor, Kenidger, Lancaster, Ming - Feng. Rabinowics y otros; consideran la producción de soldaduras puntuales en los puntos de contacto y la transferencia de material al cizallarse la unión.

La teoría sobre el desgaste por fatiga de las asperezas superficiales ha sido desarrollada por Kragelski y sus colaboradores. En dependencia del tipo de deformación superficial al número de ciclos para la fractura de las asperezas varía en un amplio rango. La teoría energética del desgaste fue formulada en el año 1973 por G. Fleischer; se basa en la acumulación de determinada cantidad de energía interna en las asperezas.

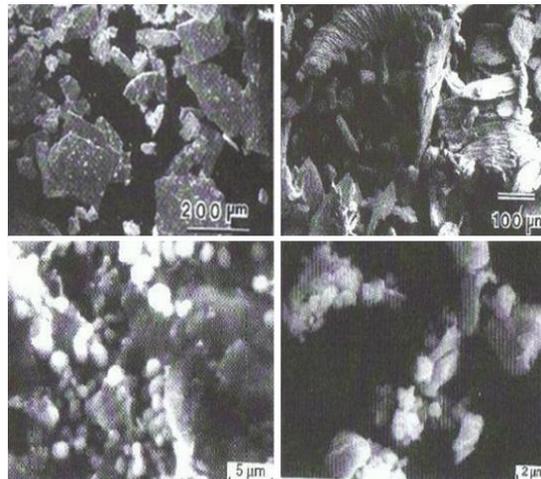
La teoría de exfoliación fue introducida por N. Suri en 1973. Se basa en la aparición y nucleación de grietas en las capas superficiales, su desarrollo y la producción de partículas de desgaste. En conclusión, el desgaste es el resultado de una interacción superficial de naturaleza dual: atracción molecular en los límites de la adhesión y deformación mecánica en los límites del micro corte.

Podemos definir al desgaste como un proceso complejo que se produce en las superficies de los cuerpos debido a la fricción de otro cuerpo o medio, trayendo por consecuencia la variación de la micro y macro geometría superficial; de la estructura y de las propiedades mecánicas físicas del material con o sin pérdida de material.

**4.2.2 Partículas de debris.** Son aquellas partículas producidas por el desgaste, que se ha generado por el deterioro de las piezas móviles dentro del sistema y que se liberan en las superficies del deslizamiento. Se clasifican según su morfología: De morfología plana son partículas delgadas de desgaste, en forma de placa o de tipo hojuela se encuentran comúnmente tanto en el debris de desgaste en seco como en el lubricado. Éstas partículas se producen como resultado de un contacto con carga seguido de una descarga produciendo fatiga. Como resultado se nuclean y se propagan grietas y/o deformaciones plásticas en los puntos de contacto de ambas superficies.

De morfología en forma de cinta son partículas con forma de cinta o cortadas usualmente también presentan una morfología curvada y rizada. Son resultado de una deformación plástica. Generalmente son producidas cuando se desprenden del borde de las irregularidades que presentan las superficies en contacto. Son producidas por asperezas afiladas o partículas abrasivas que desgastan la superficie del material.

Figura 30. Imágenes de SEM: de formas de debris.

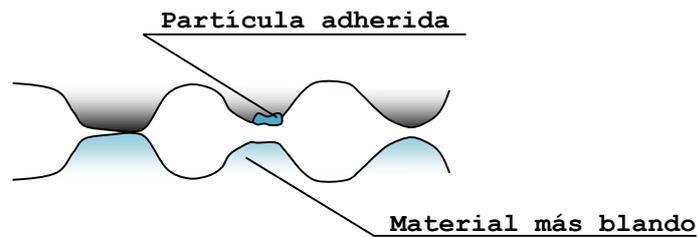


Fuente: (LÓPEZ, 2008)

De morfología irregular, son la gran mayoría de partículas de debris son de este tipo de morfología, partículas arrancadas y transferidas en desgaste adhesivo y fracturado de la superficie de contacto, de morfología esférica, son partículas no son muy comunes. Las partículas de desgaste que no escapan del contacto de ambas superficies tienden a convertir su morfología en morfología esférica. La figura 30 muestra debris plana (arriba izquierda), debris en forma de cinta (arriba derecha), debris esférica (abajo izquierda) y debris irregular (abajo derecha).

**4.2.3 Desgaste adhesivo.** En el área de contacto real entre dos superficies, puede ocurrir la adhesión entre las asperezas y con el movimiento relativo entre las superficies fracturar las partes adheridas formando fragmentos adheridos y/o transferidos a la otra superficie, así como desprenderse y formar partículas de debris.

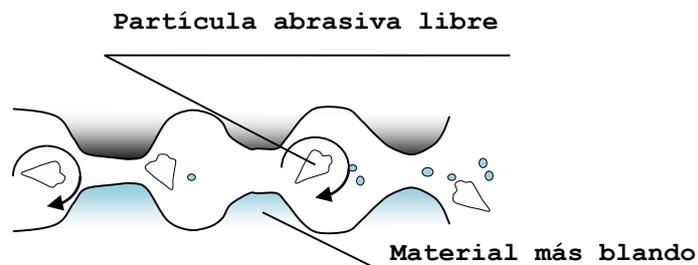
Figura 31. Desgaste adhesivo



Fuente: Autor

**4.2.4 Desgaste abrasivo.** El desgaste abrasivo ocurre cuando las asperezas de una superficie dura o debris duro se desliza sobre una superficie más blanda produciendo desgaste por deformación plástica y fractura. tal y como muestra la figura 32.

Figura 32. Ejemplificación de movimiento de partículas abrasivas



Fuente: (LÓPEZ, 2008)

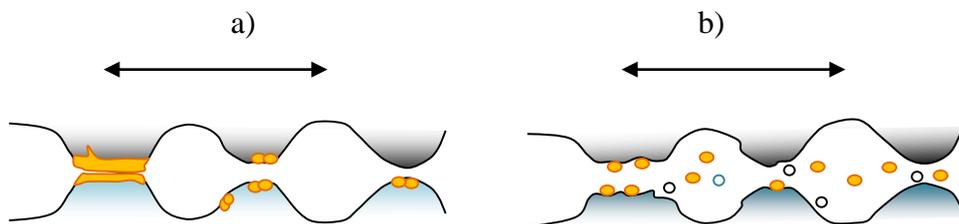
**4.2.5 Desgaste químico.** El desgaste químico o corrosivo ocurre cuando el deslizamiento entre dos superficies tiene lugar en un ambiente corrosivo, la figura 33 muestra este tipo de desgaste. En aire, el medio corrosivo más dominante es el oxígeno, por lo tanto, el desgaste químico es llamado desgaste oxidativo. Si hay presencia de  $O_2$  disuelto será más fácil que se presente este desgaste.

En la ausencia de deslizamiento los productos químicos de corrosión (óxidos) pueden formar una película que detiene la corrosión, pero la acción de deslizamiento desgasta

esta película, así que el ataque químico continúa, el desgaste químico requiere de ambas la reacción química (corrosión) y frotamiento.

En el desgaste triboquímico, la fricción modifica la cinética de las reacciones químicas de cuerpos en deslizamiento, y con el medio gaseoso o líquido, hasta tal punto que ciertas reacciones que solamente ocurren a cierta temperatura, pueden ocurrir a temperatura ambiente durante el deslizamiento. La figura 33(a), muestra el inicio del desgaste, mientras que la figura 33(b) muestra un desgaste avanzado de las superficies

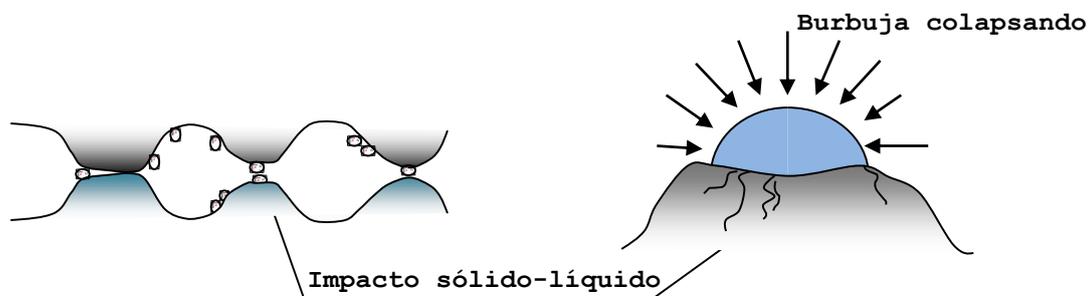
Figura 33. Desgaste químico entre dos superficies en deslizamiento



Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

**4.2.6 Desgaste por cavitación.** En este fenómeno pequeñas cavidades de vacío (burbujas) se forman en un fluido sometido a grandes velocidades u ondas sónicas de gran energía, este fenómeno erosiona el material debido a las grandes presiones transitorias durante el colapso de las burbujas la figura 34 muestra un esquema de este mecanismo. Este desgaste es más suave que la erosión y parece ser controlado por la resistencia a la fatiga de los materiales.

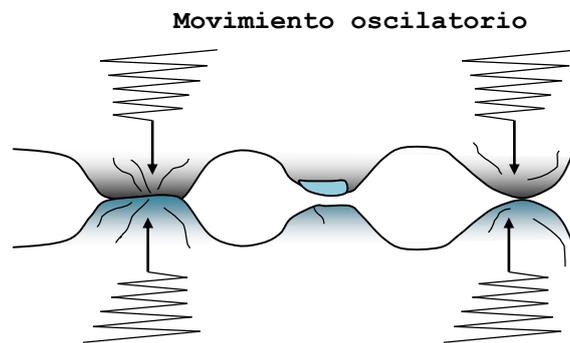
Figura 34. Esquema del mecanismo de desgaste por cavitación



Fuente: Autor

**4.2.7 Desgaste por vibraciones.** Este tipo de desgaste ocurre cuando hay un movimiento oscilatorio de baja amplitud en dirección tangencial entre superficies en contacto que están nominalmente en reposo. La ocurrencia de este tipo de desgaste es común en la mayoría de maquinaria que está sujeta a vibración durante su operación. Básicamente el desgaste por vibración es una forma de desgaste adhesivo o abrasivo, donde la carga normal causa adhesión entre asperezas y el movimiento oscilatorio causa su rotura.

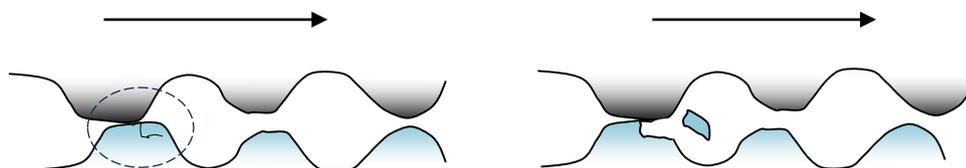
Figura 35. Desgaste por vibraciones



Fuente: Autor

**4.2.8 Desgaste por fatiga.** La fatiga en la superficie y subsuperficie se observa durante deslizamiento y apisonamiento repetido. Los repetidos ciclos de carga y descarga a los cuales los materiales son expuestos pueden inducir la formación de grietas superficiales y subsuperficiales, que eventualmente, después de un número crítico de ciclos resultarán en la rotura de la superficie con la formación de grandes fragmentos, dejando grandes hoyos en la superficie figura 36.

Figura 36. Desgaste por impacto



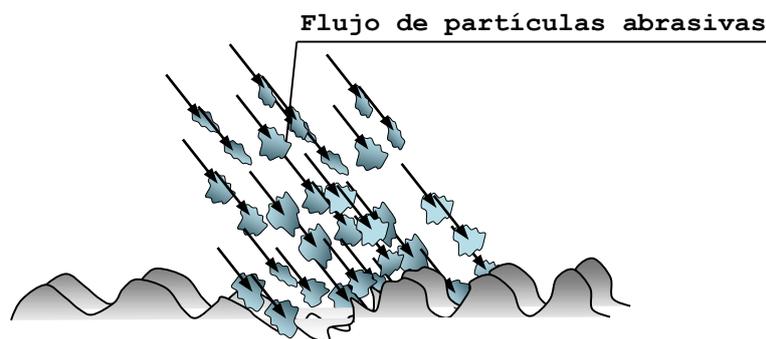
Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

Antes de este punto crítico el desgaste del material es despreciable, lo que no sucede con el desgaste causado por un mecanismo adhesivo o abrasivo, donde el desgaste causa un deterioro gradual del material desde el inicio del proceso. Por tanto, la cantidad de

material removido debido a la fatiga no es un parámetro útil. Mucho más relevante es la vida útil en términos del número de revoluciones o ciclos de trabajo antes de que ocurra la falla por fatiga.

**4.2.9 Desgaste por impacto.** El desgaste por impacto comprende dos amplios tipos de fenómenos de desgaste: el erosivo, partículas al azar y el percusivo que se da por impactos repetidos en un punto. La erosión puede ocurrir por chorros y flujos de partículas sólidas pequeñas transportadas por un fluido, en general aire o agua, o también por gotas líquidas. La percusión ocurre por impactos repetidos de cuerpos sólidos de tamaño mayor. La figura 37 muestra el mecanismo de erosión causado por el choque de partículas sólidas. Esto es una forma de abrasión, que generalmente se trata diferente porque la presión del contacto crece con la energía cinética del flujo de partículas en un chorro de aire o líquido cuando encuentra la superficie.

Figura 37. Desgaste por impacto



Fuente: Autor

La velocidad de las partículas, el ángulo de impacto y el tamaño medio de las partículas de abrasivo dan una medida de la energía cinética de las partículas que chocan. Como en el caso del desgaste abrasivo, el desgaste erosivo ocurre por deformación plástica y fractura frágil, dependiendo del material que está siendo erosionado y de los parámetros de operación. Los materiales dúctiles experimentan desgaste por deformación plástica. En los materiales frágiles, en cambio, el material es removido por la formación e intersección de grietas que se difunden desde el punto de impacto de la partícula erosionada. El desgaste por percusión se da por el impacto repetitivo de un cuerpo sólido, martilleo. En la mayoría de las aplicaciones prácticas de maquinaria, el impacto está asociado con deslizamiento ejerciendo fuerzas con componentes normal y

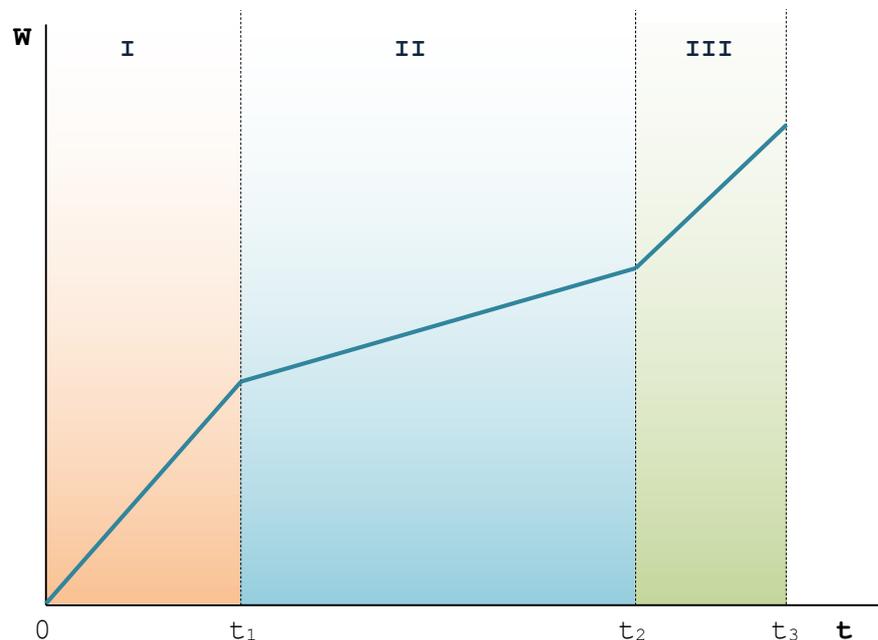
tangencial conocidas como impacto compuesto. El desgaste percusivo ocurre por mecanismos de desgaste híbridos los cuales combinan varios de los siguientes mecanismos: adhesivo, abrasivo, fatiga superficial, fractura y desgaste triboquímico.

**4.2.10 Dinámica del desgaste.** El incremento de la durabilidad de los elementos de máquinas está íntimamente relacionado con la velocidad del desgaste y por ende con la característica dinámica del desgaste. La variación del desgaste con el tiempo (dinámica del desgaste) en su forma más conocida se muestra en la figura 38.

De acuerdo con el gráfico de la dinámica del desgaste, la variación de la velocidad del desgaste durante el período de trabajo del elemento de máquina se puede determinar.

$$W' = \frac{dW}{dt} \quad (72)$$

Figura 38. Dinámica del desgaste



Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

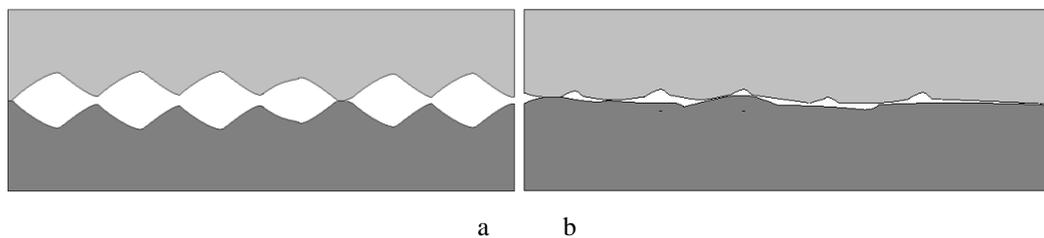
De la gráfica de la dinámica del desgaste se distinguen tres períodos:

- Período de asentamiento (0 – t<sub>1</sub>). (I)

- Período de trabajo normal o de desgaste establecido ( $t_1 - t_2$ ). (II)
- Período de avería o desgaste catastrófico ( $t_2 - t_3$ ). (III)

El período o etapa de asentamiento se caracteriza por un área de contacto real muy pequeña lo que representa altas presiones reales; esto es debido a que solo entran en contacto los "picos" más altos de la rugosidad superficial según se muestra en la figura 39 (a). El desgaste durante este período es muy intenso y puede tener una influencia apreciable en la durabilidad de una pieza o unión *tribotécnica*; en condiciones no favorables puede llegar hasta un 30 - 50% del desgaste límite o permisible.

Figura 39. Asentamiento de las superficies



Fuente: Autor

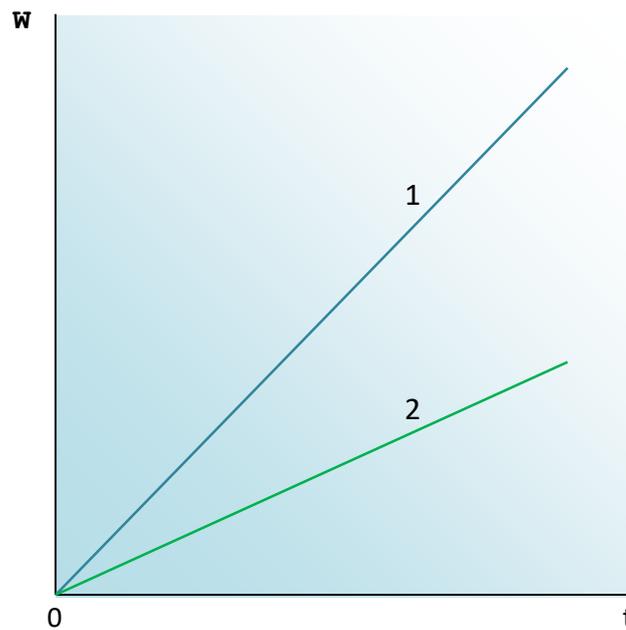
Durante el período de desgaste establecido, el área de contacto aumenta debido a la eliminación de los "picos" de la rugosidad superficial figura 31(b). Con el transcurrir del tiempo el desgaste va aumentando hasta llegar a un valor crítico o permisible. Cuando se llega a este valor del desgaste se inicia el período de avería de la pieza o unión tribotécnica, el cual se caracteriza por un incremento de la temperatura, un aumento del nivel de ruido, la presencia de cargas dinámicas (vibraciones), todo lo cual lleva si no se realiza el cambio de la pieza a un desgaste catastrófico.

En la práctica industrial los elementos de máquinas pueden presentar características dinámicas diferentes a la mostrada en la figura 38 debido al tipo de unión, condiciones del medio y tipo de desgaste. El esquema más sencillo es la lineal figura 40, en este caso el desgaste con relación al tiempo de trabajo se determina según:

$$W = k \cdot t \quad (73)$$

La recta 1 representa un material que se desgasta con mayor rapidez que el material 2.

Figura 40. Variación lineal del desgaste



Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

La pendiente de la línea está en dependencia de las condiciones de trabajo y del tipo de material empleado en la construcción del elemento de máquina. Conociendo el desgaste permisible [W] se puede determinar el tiempo de vida del elemento la unión, mediante la expresión:

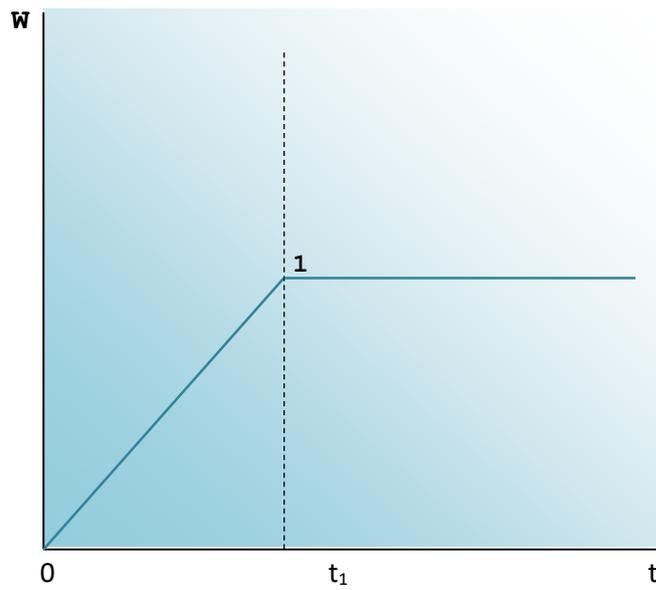
$$t = \frac{[W]}{k} \quad (74)$$

El comportamiento anterior es característico de elementos sometido a desgaste hidro y gasoabrasivo en las instalaciones de neumotransporte y de hidrotransporte. La dinámica de desgaste de articulaciones, cojinetes de deslizamiento, etc., se muestra en la figura 41 la cual se caracteriza por un período de asentamiento prolongado desde 0 a 1, seguido de un período estacionario del desgaste desde 1 a 2. En este caso es válida la siguiente relación:

$$W = kt^n \quad (75)$$

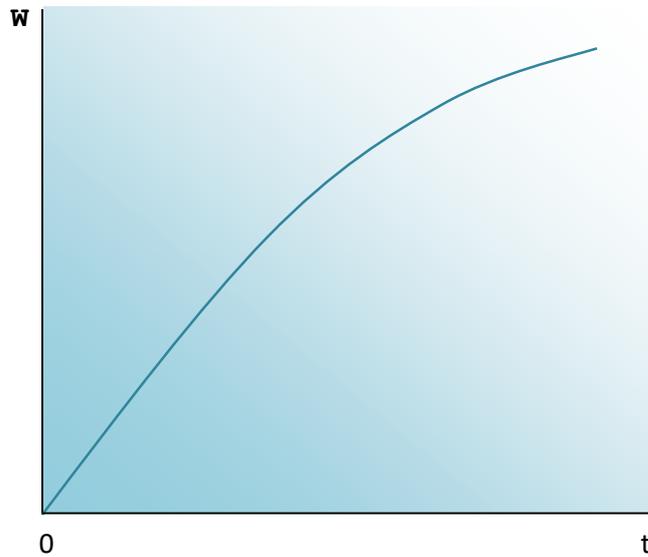
Dónde:  $n < 1$

Figura 41. Dinámica del desgaste



Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

Figura 42. Dinámica con incremento monótono y continuo del desgaste



Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

En el primer caso es un desgaste linealmente proporcional, luego tiende a ser una constante. En el caso de los elementos fabricados con inexactitud (cojinetes, ruedas dentadas) y sometidos a la acción abrasiva, la dinámica al desgaste se muestra en la figura 42, la cual se caracteriza por un aumento monótono y continuo del desgaste hasta alcanzar el valor límite establecido. De lo anterior se concluye:

- Para cada tipo de elemento de máquinas y condiciones de explotación se presenta una dinámica del desgaste específico.
- La dinámica del desgaste no depende cualitativamente de la resistencia al desgaste de los materiales empleados en la construcción de los elementos de máquinas.

**4.2.11 Indicadores del desgaste.** Al desgaste de los elementos de máquinas se produce con o sin la pérdida de material es por ello que la evaluación de las magnitudes del mismo se puede cuantificar por diferentes indicadores.

Desgaste lineal

$$W_h = h[\mu m] \quad (76)$$

Dónde:

h es el espesor del material desgastado

Desgaste gravimétrico

$$W_g = g[mgr] \quad (77)$$

Dónde:

g es la pérdida de masa en miligramos

Desgaste volumétrico

$$W_v = V[mm^3] \quad (78)$$

Dónde:

V es el volumen del material desgastado en milímetros cúbicos

Intensidad lineal de desgaste

$$I_h = \frac{h}{s_f} \quad (79)$$

Dónde:

$S_f$  : recorrido de fricción (mm)

Intensidad volumétrica del desgaste

$$I_v = \frac{V}{S_f \cdot A_n} \quad (80)$$

Dónde:

$A_n$  es el área de fricción nominal

Intensidad gravimétrica del desgaste

$$I_g = \frac{g}{S_f \cdot A_n} \quad (81)$$

Dónde:

$g$  es la gravedad

Intensidad energética del desgaste

$$I_E = \frac{V}{F_F \cdot A_n} \quad (82)$$

Resistencia al desgaste

$$W_D = \frac{1}{W_h} \quad (83)$$

Resistencia relativa al desgaste

$$E = \frac{W_h(\text{patron})}{W_h(\text{invest}g)} \quad (84)$$

Dónde:

$W_h(\text{patrón})$  es el desgaste del elemento patrón

$W_h$ (investg) es el desgaste del elemento investigado

Desgaste relativo

$$W_r = \frac{1}{E} \quad (85)$$

### **4.3 Influencia del espesor de la película lubricante en la determinación del desgaste**

**4.3.1 Lubricación.** El propósito de la lubricación es la separación de dos superficies con deslizamiento relativo entre sí de tal manera que no se produzca daño en ellas: se intenta con ello que el proceso de deslizamiento sea con el rozamiento más pequeño posible. Para conseguir esto se intenta, siempre que sea posible, que haya una película de lubricante (gaseoso, líquido o sólido) de espesor suficiente entre las dos superficies en contacto para evitar el desgaste. El lubricante en la mayoría de los casos es aceite mineral.

En algunos casos se utiliza agua, aire o lubricantes sintéticos cuando hay condiciones especiales de temperatura, velocidad, etc. Históricamente es interesante señalar que únicamente con la mejora de los procesos de fabricación de elementos metálicos a partir de la revolución industrial y el aumento de las velocidades de giro de ejes y elementos rodantes se ha podido obtener los valores de disponibilidad que actualmente tenemos con ellos. El objetivo de la lubricación es reducir el rozamiento, el desgaste y el calentamiento de las superficies en contacto de piezas con movimiento relativo. La aplicación típica en ingeniería mecánica es el cojinete, constituido por muñón o eje, manguito o cojinete, a continuación, se muestra los puntos a tomar en cuenta en la fabricación de estos:

- Cojinetes del cigüeñal y bielas de un motor (vida de miles de Km.).
- Cojinetes de turbinas de centrales (fiabilidad del 100%).
- Los factores a considerar en diseño son técnicos y económicos:
- Cargas aplicadas y condiciones de servicio.
- Condiciones de instalación y posibilidad de mantenimiento.

- Tolerancias de fabricación y funcionamiento; vida exigida y vida útil.
- Costos de instalación y mantenimiento.

La lubricación por película fluida ocurre cuando dos superficies opuestas se separan completamente por una película lubricante y ninguna aspereza está en contacto.

La presión generada dentro el fluido soporta la carga aplicada, y la resistencia por fricción al movimiento se origina completamente del cortante del fluido viscoso. El espesor de la película lubricante depende en gran parte de la viscosidad del lubricante tanto en el extremo alto como bajo de la temperatura.

**4.3.2 Tipos de superficie según el elemento.** Las superficies concordantes se ajustan bastante bien una con otra con un alto grado de conformidad geométrica, de manera que la carga se transfiere a un área relativamente grande. Por ejemplo, el área de lubricación para una chumacera será de  $2\pi$  por el radio por la longitud. El área de la superficie que soporta una carga permanente generalmente es una constante mientras la carga se incrementa.

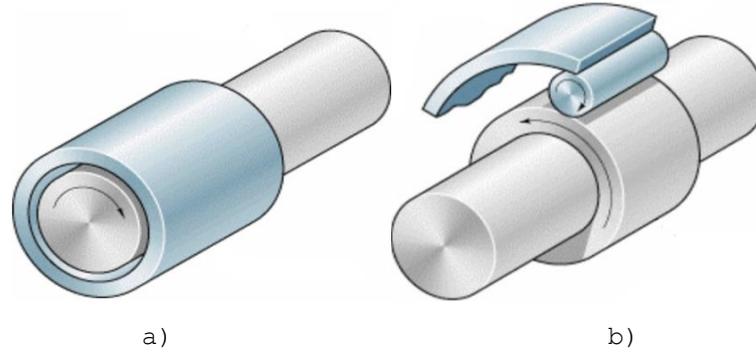
La chumacera con lubricación de película fluida representada en la figura 43(a) y los cojinetes deslizantes tienen superficies concordantes. En las chumaceras la holgura radial entre el cojinete y el manguito es por lo general la milésima parte del diámetro del cojinete; en los cojinetes deslizantes la inclinación de la superficie de estos respecto al rodillo de rodadura suele ser muy rara, un ejemplo de superficie concordante es la junta de la cadera del ser humano

Las superficies no concordantes, en muchos elementos de máquinas lubricados por una película fluida tienen superficies que no concuerdan entre sí. Entonces un área pequeña de lubricación debe soportar todo el peso de la carga. Por lo general el área de lubricación de una conjunción no concordante es 3 veces menor que la magnitud que la de una superficie concordante.

El área de lubricación entre superficies no concordantes se agranda bastante con el incremento de carga; pero aun así es más pequeña que el área de la lubricación entre las superficies concordantes. Ejemplos de superficies no concordantes son el acoplamiento

de los dientes de un engranaje, el contacto entre levas y seguidores, y también los cojinetes de elementos rodantes figura 43(b). (QUIRJONA, 2007)

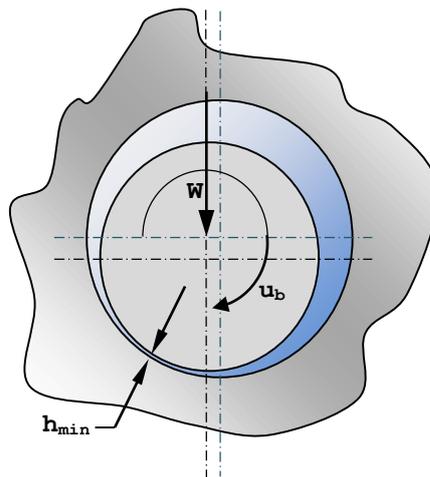
Figura 43. Superficies concordantes y no concordantes



Fuente: (WIDMAN INTERNATIONAL, 2008)

**4.3.3 Tipos de Lubricación.** Empezaremos por la lubricación hidrodinámica HL por sus siglas en inglés se caracteriza por estar presente en superficies concordantes con una lubricación por película fluida. Una presión positiva se desarrolla en un cojinete lubricado hidrodinámicamente, porque las superficies del cojinete convergen, y su movimiento relativo y la viscosidad del fluido separan las superficies.

Figura 44. Lubricación elastohidrodinámica (EHL)



Fuente: (QUIRJONA, 2007)

La existencia de dicha presión positiva implica que se soporta la aplicación de una carga normal. Por lo general, la magnitud de la presión que se desarrolla nunca supera los 5 MPa, y no es lo suficientemente grande para causar una deformación elástica. El



concordantes debidas a cargas normales son dos órdenes de magnitud mayores que el espesor mínimo de la película. Entre las aplicaciones de ingeniería en las cuales es importante la lubricación elastohidrodinámica para materiales de módulos de elasticidad alto, se incluyen los engranajes, los cojinetes de elementos rodantes o rodamientos y las levas.

La EHL suave, se relaciona con los materiales de módulos de elasticidad bajos, como el caucho. En ésta las distorsiones elásticas son grandes, aun con cargas ligeras. Para una EHL suave la presión máxima es de 0.5 y 4 MPa (comúnmente 1 MPa) en contraste con 0.5 a 4 GPa para la EHL dura. Esta presión baja tiene un efecto insignificante sobre la variación de la viscosidad en la conjunción.

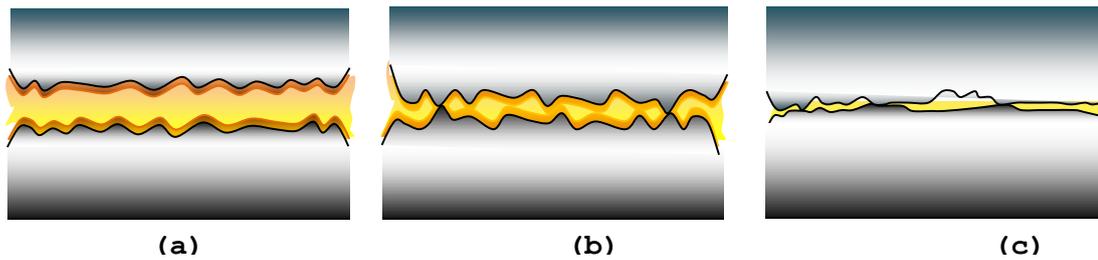
El espesor mínimo de la película es una función de los mismos parámetros que en la lubricación hidrodinámica, con la adición del módulo de elasticidad efectivo. Para la EHL suave el espesor mínimo de la película en general es 1  $\mu\text{m}$ . Entre las aplicaciones de la ingeniería para materiales de módulos de elasticidad bajos en las cuales resulta importante la lubricación elastohidrodinámica se incluyen en las llantas por ejemplo.

En la lubricación límite los sólidos no están separados por el lubricante, los efectos de la película fluida son insignificantes y existe un contacto de las asperezas importante. El mecanismo de lubricación por contacto se rige por las propiedades físicas y químicas de las películas delgadas de superficie de proporciones moleculares.

Las propiedades volumétricas del lubricante tienen menor importancia y el coeficiente de fricción es esencialmente independiente de la viscosidad del fluido. Las propiedades de los sólidos y la película del lubricante en las interfaces comunes determinan las características de la fricción. El espesor de las películas de superficie varía entre 1 y 10  $\eta\text{m}$ , dependiendo del tamaño molecular.

La figura 46 muestra las condiciones de película que se requieren para la lubricación a) lubricación por película fluida: superficies separadas por la masa principal de la película lubricante; b) lubricación mixta; tanto la masa principal del lubricante como la película límite tienen una función; c) lubricación límite: el desempeño depende esencialmente de la película límite.

Figura 46. Tipos de lubricación



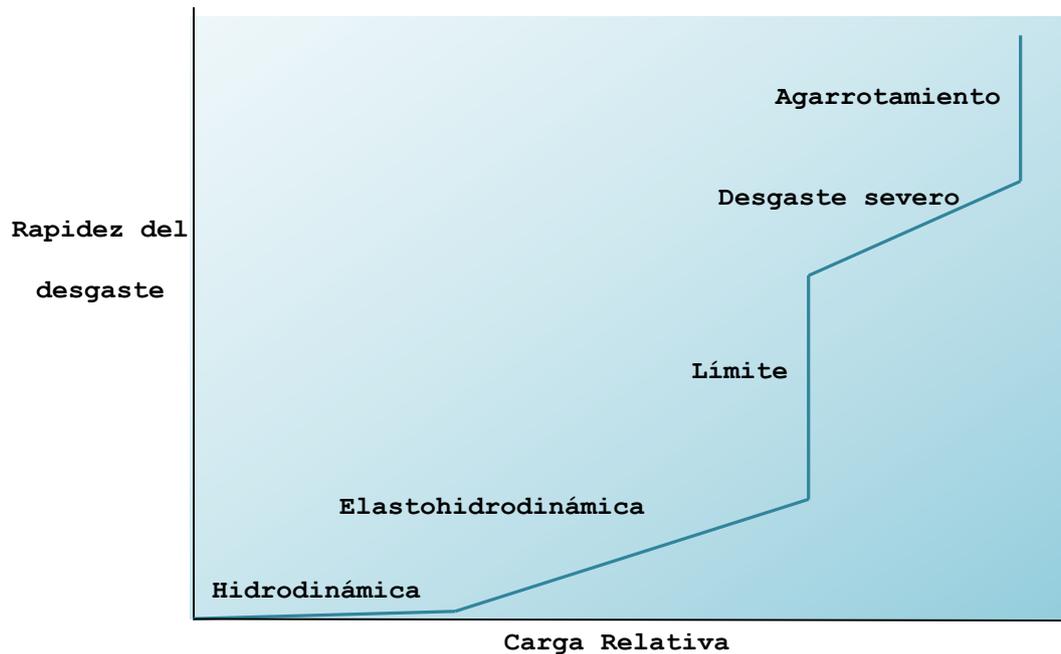
Fuente: (WIDMAN INTERNATIONAL, 2008)

En la figura 47 podemos observar que la tasa de desgaste en los varios regímenes de lubricación está determinada por la carga de operación. En los regímenes hidrodinámicos y elastohidrodinámica existe poco desgaste pues no hay contacto de asperezas. En el régimen de lubricación límite, el grado de interacción de asperezas y la tasa de desgaste se incrementan a medida que la carga aumenta. En la figura 48 se muestra el comportamiento del coeficiente de fricción en los diferentes regímenes de lubricación. El coeficiente de fricción medio se incrementa hasta un total de tres veces más al pasar del régimen hidrodinámico, al elastohidrodinámico, al límite y al sin lubricación.

A medida que se incrementa la carga relativa en el régimen no lubricado la tasa de desgaste se incrementa hasta que se presentan estrías o cuando ocurre el agarrotamiento y el elemento de maquina ya no opera adecuadamente. La mayoría de las maquinas no operan por mucho tiempo sin alguna lubricación con la consecuencia inmediata de una falla de los elementos involucrados.

La lubricación límite se utiliza en los elementos de máquinas con cargas pesadas y bajas velocidades de operación, donde es difícil obtener una lubricación por película fluida., como ejemplo clásico tenemos el que da, en el funcionamiento de las bisagras de las puertas, este proceso mecánico utiliza este tipo de lubricación. La transición de lubricación límite a una condición no lubricada se distingue por un cambio drástico en la tasa de desgaste Es una condición intermedia entre las películas límite e hidrodinámica, en la cual un buen porcentaje de las cristas de las dos superficies interactúan presentándose la película límite y otras ya están separadas en las cuales la película límite no desempeña ninguna labor.

Figura 47. Rapidez del desgaste para varios regímenes de lubricación



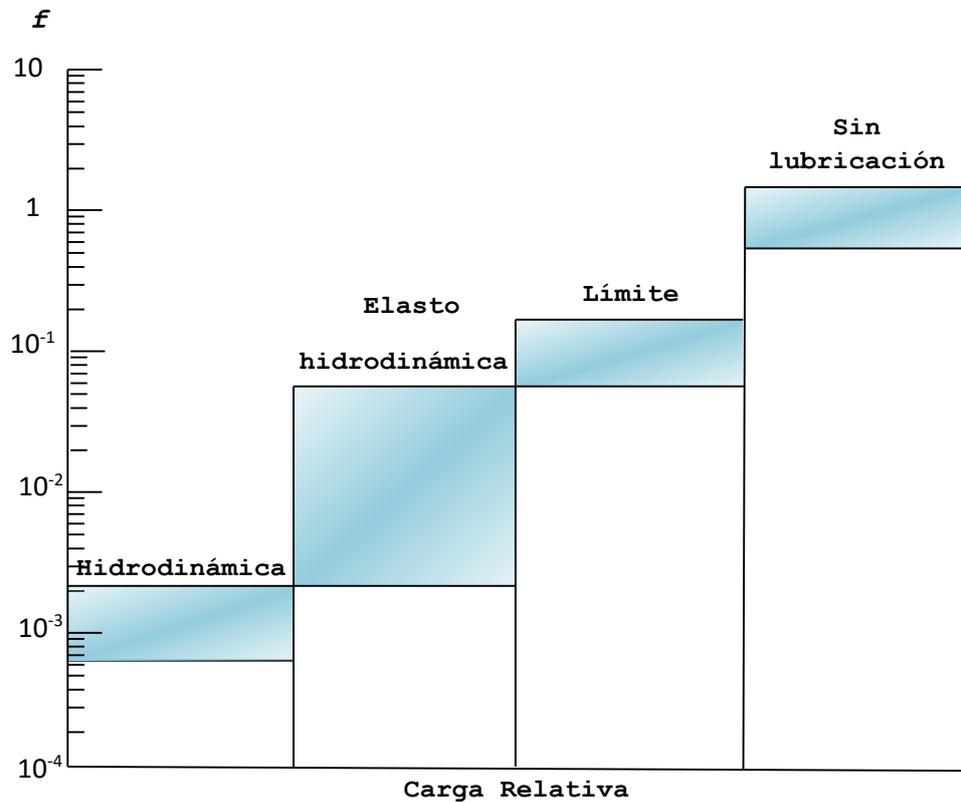
Fuente: (LINARES, 2008)

En lubricación mixta el desgaste y el consumo de energía dependen tanto de las características de la película límite como de la resistencia a la cizalladura de la película fluida y de su estabilidad. Si las presiones en los elementos de máquinas lubricados resultan ser demasiado altas (alta carga) o las velocidades de operación son demasiado bajas, la película del lubricante se dispersa; existe algún contacto entre asperezas y entonces ocurre este tipo de lubricación.

El comportamiento de la conjunción en un régimen de este tipo se rige por una combinación de efectos límites y de película fluida. La interacción parcial ocurre entre una o más capas moleculares de películas de lubricación límite. La acción parcial de la lubricación de película fluida se desarrolla en el volumen del espacio entre los sólidos. El espesor promedio de la película en una conjunción de este tipo es menor a una micra pero mayor a 0.01 micras. Es importante reconocer que la transición de la lubricación hidrodinámica a la mixta no ocurre instantáneamente a medida que la severidad de la carga se incrementa, sino que las presiones dentro del fluido que llena el espacio entre los sólidos opuestos soportan una proporción decreciente de la carga. A medida que ésta se incrementa, la mayor parte la soporta la presión de contacto entre las asperezas de los

sólidos. Además, el régimen de lubricación para superficies concordantes va directamente de la lubricación hidrodinámica a la mixta. (QUIRJONA, 2007)

Figura 48. Diagrama de barras de  $f$  para varias condiciones de lubricación



Fuente: (LINARES, 2008)

#### 4.4 Cálculo de espesor de la película lubricante

**4.4.1 Regímenes de lubricación.** Durante la lubricación de los elementos de máquinas se pueden distinguir diferentes regímenes de lubricación en dependencia de: la carga normal a las superficies, la velocidad de deslizamiento entre los cuerpos, la microgeometría superficial, las propiedades de los lubricantes utilizados y la forma geométrica de los cuerpos en contacto.

La figura 49 muestra la variación del coeficiente de fricción en función del parámetro adimensional " $\lambda$ " conocido como característica del régimen de lubricación el cual se determina por la siguiente relación

$$\lambda = \frac{\mu \cdot V_{\Sigma}}{q_z} \text{ o } \lambda = \frac{\mu \cdot \omega_{\Sigma}}{P_n} \quad (86)$$

Dónde:

$\mu$  es la viscosidad

$\omega_{\Sigma}$  es la velocidad angular y

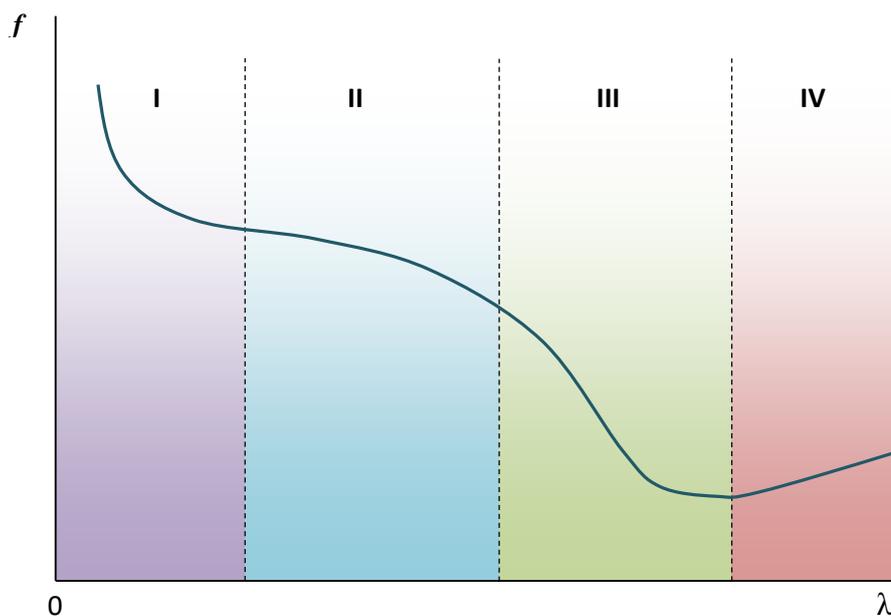
$P_n$  es la presión normal

En la figura 49 podemos observar el coeficiente de fricción del parámetro adimensional  $\lambda$  para cuatro zonas específicas, la región III y IV se pueden considerar dentro de la misma explicación.

I Lubricación Límite. Se produce en los casos en que existe una película de lubricante muy delgada de lubricante que no evita el contacto entre los picos de las asperezas superficiales de los cuerpos en contacto.

II Lubricación Mixta. La película de lubricante es de tal espesor que la carga normal a las superficies en contacto se distribuye entre las asperezas y las micro zonas de lubricación hidrodinámica.

Figura 49. Variación del coef. de fricción en función del parámetro adimensional  $\lambda$



Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

III IV Lubricación. Fluida: Se caracteriza por la existencia de una película de lubricante de tal espesor que evita que se produzca el contacto entre las asperezas; constituye el régimen de lubricación óptimo en los sistemas tribológicos debido al bajo valor del coeficiente de fricción y la baja existencia de desgaste. La zona fluida se puede dividir en dos sub zonas a saber: lubricación elastohidrodinámica en uniones sometidas a grandes cargas que provocan deformación elástica de las capas superficiales y la lubricación hidrodinámica característica de regímenes de cargas ligeras.

**4.4.2 Parámetro de la película.** Cuando los elementos se diseñan de forma adecuada y se lubrican por medio de una película fluida, como el caso de cojinetes o chumaceras, de los engranajes, de los cojinetes hidrodinámicos y de empuje, y de los sellos, las superficies lubricadas se encuentran completamente separadas por una película lubricante. Por ejemplo, los ensayos de fatiga, como se han reportado por Tallian y otros en 1967, han demostrado que cuando la película lubricante es suficientemente gruesa para separar los cuerpos en contacto, la vida a la fatiga de los cojinetes se prolonga considerablemente.

De manera inversa, cuando la película no es suficientemente gruesa para proporcionar una separación completa entre las asperezas existentes en la zona de contacto, la vida de los cojinetes se ve afectada de manera adversa debido a los altos esfuerzos cortantes que se producen en el contacto directo entre las dos superficies metálicas.

La relación entre el parámetro de película adimensional  $\lambda$  y el espesor mínimo de película  $h_{min}$ , es:

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{R_a^2 + R_b^2}} \quad (87)$$

Dónde:

$R_a$  = Aspereza superficial rms de la superficie a; y  $R_b$  = Aspereza superficial rms de la superficie b

El parámetro de película sirve para definir los cuatro regímenes de lubricación principales. El rango para estos cuatro regímenes es:

Tabla 11. Parámetros de los regímenes de lubricación

Régimen de lubricación	Espesor de Película ( $\mu\text{m}$ )	Coefficiente de espesor de la película ( $\lambda$ )	Coefficiente de fricción (f)
Limite	0,005 - 0,10	< 1	0,03 - 0,40
Mixta	0,01 - 1	1 - 3	0,02 - 0,20
Elastohidrodinámica	0,01-10	3 - 10	0,01 - 0,10
Hidrodinámica	1-100	> 6	0,001 - 0,01

Fuente: (HAMROCK, 1991)

Tabla 12. Promedio aritmético normal de la aspereza de la superficie para varios procesos y componentes de maquinas

PROCESOS	Media Aritmética $R_a$	
	$\mu\text{m}$	$\mu\text{Pul}$
Vaciado en arena; laminado en caliente	12,5 - 25	500 - 1000
Cortado	3,2 - 25	128 - 1000
Planeado y formado	0,8 - 25	32 - 1000
Forjado	3,2 - 12,5	128 - 500
Perforado	1,6 - 6,3	64 - 250
Molido	0,8 - 6,3	32 - 250
Torno barreno	0,4 - 6,3	16 - 250
Espitado; uniformado agrandado; rolado en frío;	0,8 - 3,2	32 - 128
Fundido a presión	0,8 - 1,6	32 - 64
Molido, grueso	0,4 - 1,6	16 - 64
Molido, fino	0,1 - 0,4	4 - 16
Rectificado	0,03 - 0,4	1,2 - 16
Pulido	0,02 - 0,2	0,8 - 8
Lapidado	0,005 - 0,1	0,2 - 4
COMPONENTES		
Engranajes	0,25 - 10	10 - 400
Cojinetes- simples - chumaceras (rodillo de rodadura)	0,12 - 0,5	5 - 20
Cojinetes simples, cojinete (apoyo)	0,25 - 0,12	10 - 50
Cojinetes de rodillo - elementos rodantes	0,015 - 0,12	0,6 - 5
Cojinetes de rodillos, pistas	0,1 - 0,3	4 - 12

Fuente: (HAMROCK, 1991)

Las mayores diferencias en la conformidad geométrica entre las conjunciones lubricadas hidrodinámicamente y las lubricadas elastohidrodinámicamente dificultan que se puedan hacer distinciones claras. De la Tabla 12 se tiene que, para una aspereza

superficial de 1 micra el rectificado constituye el método más rápido y económico de lograr tales acabados superficiales. Es posible manufacturar superficies más uniformes por medio del rectificado, pulido y lapidado, pero necesariamente son procesos más costosos

**4.4.3** *Espesor de la película hidrodinámica.* Para crear una presión portante o hidrodinámica que separe las superficies de rozamiento se tiene que formar una cuña de lubricante lo que se logra estrechando el canal de flujo del lubricante  $h_{min}$  según se muestra en la figura 50. Puesto que generalmente las áreas de entrada y salida del fluido son diferentes, la velocidad promedio del fluido a la salida será mayor que a la entrada para manteniendo así un flujo constante, creándose un gradiente de velocidad variable y una distribución asimétrica de la presión del fluido en la superficie en movimiento.

La resultante de esta presión tiene una componente portante o hidrodinámica  $F_H$  que soporta la carga normal  $F_N$  a la superficie en movimiento y otra componente tangencial que se opone al movimiento relativo de las capas del lubricante  $F_F$  que no es más que la fricción interna o hidrodinámica.

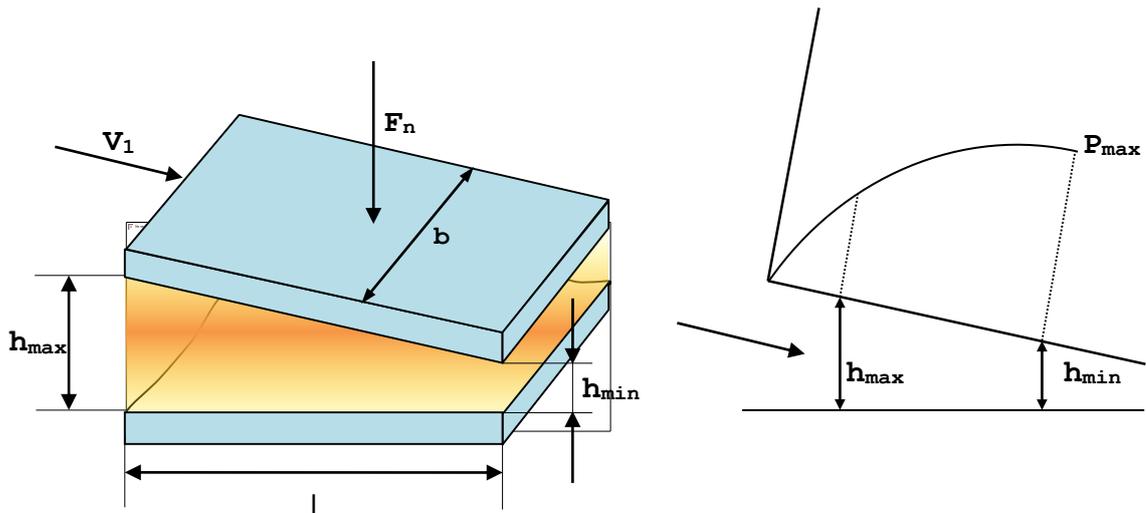
El espesor de la película hidrodinámica depende de la forma geométrica de los cuerpos en contacto según se muestra a continuación la ecuación 88 para superficies cilíndricas exteriores y la ecuación 89 para cilindro - plano.

$$h_{min} = 2,45\mu \frac{V_{\Sigma}}{F_N} lr \quad (88)$$

$$\rho = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \quad (89)$$

En este caso  $V_{\Sigma}$  se toma como la velocidad sumatoria de rodamiento igual a la suma algébrica de las velocidades circunferenciales  $V_1$   $V_2$ . Por lo tanto  $V_{\Sigma} = V_1 \pm V_2$ , donde el signo (+) se toma para superficies con el mismo sentido de rotación y el signo (-) para sentidos contrarios de rotación. Algunos autores utilizan la media aritmética de la velocidad media la que no difiere mucho de lo planteado  $V_{\Sigma} = \frac{V_1 + V_2}{2}$

Figura 50. Comportamiento hidrodinámico de superficies planas



Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

En el caso de iguales velocidades circunferenciales y con sentido contrario  $V_{\Sigma} = 0$  y por lo tanto el efecto hidrodinámico es nulo. Un parámetro característico para el efecto hidrodinámico es el radio de curvatura reducido  $\rho$  donde  $\rho_1$ ;  $\rho_2$  radios de curvatura de los cuerpos 1 y 2 en contacto. El signo (+) para el contacto exterior; el signo (-) para el contacto interior. Para el contacto cilindro-plano  $\rho_1 = \infty$  y  $\rho_2 = \rho$ . El efecto hidrodinámico será mayor sea el radio de curvatura reducido.

El cálculo por la ecuación 4.23 da valores de  $h_{min}$  los cuales para elementos de máquinas con cargas media y alta es menor que la sumatoria  $R_{a1} + R_{a2}$  para los acabados normales  $R_a = 3.2-0.4 \mu m$  por lo que la expresión solo es válida para cuerpos cargados ligeramente y que cumplan las consideraciones establecidas para la validez de la ecuación de Reynolds.

Para superficies con contacto interior  $h_{min}$  será:

$$h_{min} = 0,52 \frac{\mu \cdot V_{\Sigma}}{q_z} \cdot \frac{d}{\Psi \left( \frac{d}{l} + 1 \right)} \quad (90)$$

Dónde:

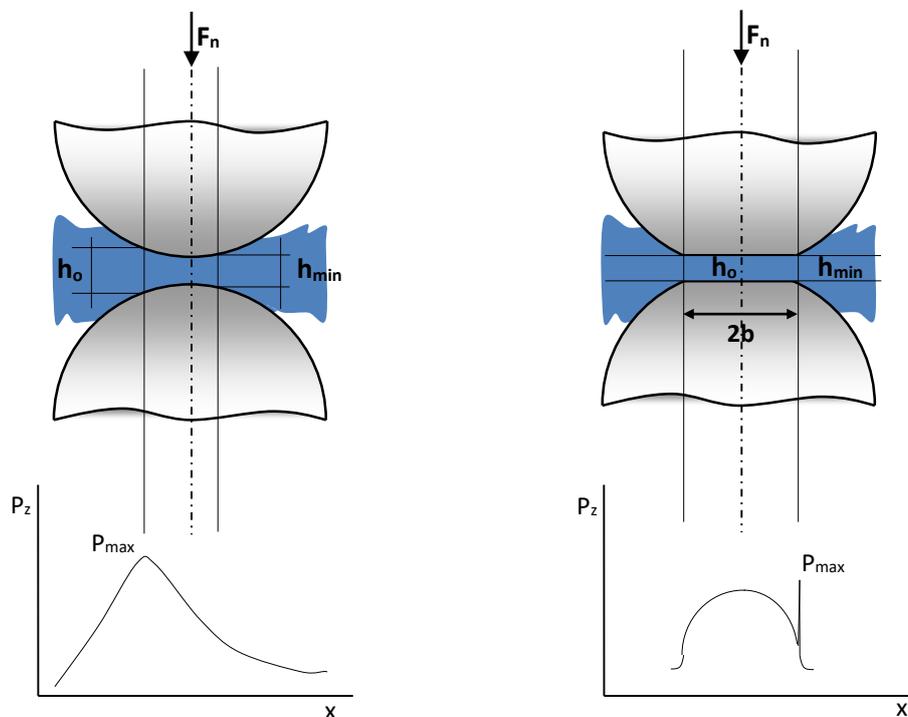
$$\Psi = \frac{R_{ext} - R_{int}}{R_{ext}} \quad (91)$$

**4.4.4 Espesor de la película elastohidrodinámica.** En este tipo de lubricación las películas son gruesas de manera que se previene que las superficies sólidas opuestas entren en contacto. Con frecuencia se la llama la forma ideal de lubricación, porque proporciona baja fricción y alta resistencia al desgaste. La lubricación de las superficies sólidas se rige por las propiedades físicas del volumen del lubricante, especialmente de la viscosidad; por otra parte, las características de fricción se originan puramente del cortante del lubricante viscoso. En las uniones tribológicas unidas a altas presiones nominales o de Hertz, la aplicación de la teoría clásica de la lubricación hidrodinámica es inadecuada debido a dos problemas fundamentales:

- a.) La variación de la velocidad con la presión y la temperatura.
- b.) Las deformaciones elásticas apreciables de las capas superficiales de los cuerpos en contacto.

En la figura 51 se muestra comparativamente el comportamiento de la variación del espesor de la película lubricante y de la presión portante en la película de acuerdo a la teoría hidrodinámica y según la teoría elastohidrodinámica.

Figura 51. Lubricación hidrodinámica y elastohidrodinámica (b)



Fuente: (RODRÍGUEZ, 2007)

Los primeros trabajos sobre la lubricación elastohidrodinámica no consideran la variación de la viscosidad del lubricante con el incremento de la temperatura producto del calor generado debido a la fricción; durante su tránsito en el contacto de los dos cuerpos; ni la influencia del acabado superficial, éstas teorías se conocen como "teorías isotérmicas de la lubricación elastohidrodinámica" en la actualidad se desarrollan teorías que toman en consideración la variación de la viscosidad y del acabado superficial a través de coeficientes modificadores de la expresiones de la teorías isotérmicas de la lubricación E.H.D. Antes de discutir las soluciones matemáticas de este problema, se tratará de analizado físicamente con mayor detalle. Considerando el esquema mostrado en la figura 51(b) se ha representado con líneas de puntos la distribución de la presión de Hertz y con línea continua la distribución real, obtenida a partir de numerosas investigaciones.

En la zona central del contacto figura 51(b) las paredes del huelgo se mantienen paralelas por la presión de la película del lubricante. Para que esto sea posible, es necesario que la presión hidrodinámica en la zona de entrada sea menor que la hertziana. En la zona del huelgo con paredes paralelas, el gasto volumétrico por unidad de anchura es casi constante. En la salida, la presión de Hertz cae bruscamente y la viscosidad disminuye en varios órdenes de magnitud, hasta un valor a presión atmosférica. En esta situación, la condición de continuidad del flujo obliga a un estrechamiento del perfil de la película, reduciéndose el huelgo de  $h_o$  en la zona central a  $h_{min}$  en la zona de salida.

De acuerdo con la ecuación de la elasticidad, este estrechamiento se corresponde con un pico a la salida, tal como se representa en la figura 51(b). Fórmulas por diferentes autores; en un orden cronológico de aparición se dan las más difundidas.

Fórmula de GRUBIN (1949) Para el contacto Lineal y Rodamiento Puro

$$H_o = 1,95 \frac{G^{0,73} \cdot U^{0,73}}{W^{0,091}} \quad (92)$$

Fórmula de DOWSON-HIGGINSON (1966) Para el contacto Lineal y Rodamiento

$$H_{min} = 1,6 \frac{G^{0,6} \cdot U^{0,7}}{W^{0,13}} \quad (93)$$

Fórmula de ARCHARD (1966) Para el Contacto Puntual y Rodamiento Puro (a/b=1)

$$H_o = 2,04 \left( 1 + \frac{2.R_x}{3.R_y} \right) \frac{G^{0,74}.U^{0,74}}{W^{0,74}} \quad (94)$$

Fórmula de CHEN (1970) Para el Contacto Puntual (a/b=1)

$$H_o = 1,415 \frac{G^{0,725}.U^{0,725}}{W^{0,174}} \quad (95)$$

Fórmula de HARROCK-DAWSON (1970) Para el Contacto Puntual

$$H_{min} = 3,63(1 - e^{-0,68k})G^{0,49}U^{0,68}W^{-0,073} \quad (96)$$

$$H_o = 2,69(1 - 0,61e^{-0,73k})G^{0,53}U^{0,67}W^{-0,067} \quad (97)$$

Fórmula de PAN-HAMROCK (1988) Fórmula Empírica, Rodamiento Puro

$$H_{min} = 1,714 \frac{G^{0,568}.U^{0,694}}{W^{0,128}} \quad (98)$$

$$H_o = 2,922 \frac{G^{0,47}.U^{0,692}}{W^{0,166}} \quad (99)$$

Dónde para todas las Fórmulas se tiene:

$$H_o = \frac{h_o}{\rho} \quad H_{min} = \frac{h_{min}}{\rho} \quad G = \alpha.E^* \quad U = \frac{\mu_o.V_\Sigma}{\rho.E^*}$$

$$W = \frac{q_z}{\rho.E^*} \quad \frac{1}{E^*} = \frac{1-u_1^2}{E_1} \quad k = 1,03 \left( \frac{R_y}{R_x} \right)^{0,64} \quad V_\Sigma = \frac{V_1+V_2}{2}$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}$$

x, y son los ejes en dirección paralela y perpendicular al rodamiento respectivamente  
a, b son el semieje mayor y menor de la elipse de contacto para el contacto puntual.

**4.4.5 Efecto de la temperatura en la viscosidad.** Los valores exactos de la viscosidad para una temperatura dada se obtienen en ensayos de laboratorios y los resultados se acostumbran dar en una gráfica con escala logarítmica. La viscosidad cinemática se determina por diferentes métodos, lo que representa la utilización de diferentes sistemas de unidades, en la Tabla 13 se muestran la equivalencia de diferentes unidades.

$$v_t = v_{40} \left( \frac{40}{t} \right)^{2,4} \quad (100)$$

Tabla 13. Equivalencia de viscosidades cinemáticas para  $v < 60 \text{ mm}^2/\text{s}$

$v < 60 \text{ mm}^2/\text{s}$	Engler	37,8 °C (100F) S.S.U.	54,4 °C (130F) S.S.U.	98,9 °C (210F) S.S.U.
2	1,140	32,6	32,7	32,8
4	1,308	39,1	39,2	39,4
6	1,481	45,5	45,6	45,8
8	1,653	52,0	52,1	52,4
10	1,837	58,8	58,9	59,2
12	2,020	65,9	66,0	66,4
14	2,219	73,4	73,5	73,9
16	2,434	81,1	81,3	81,7
18	2,644	89,2	89,4	89,8
20	2,870	97,5	97,7	98,2
22	3,100	106,0	106,2	106,7
24	3,340	114,6	114,8	115,4
26	3,580	123,3	123,5	124,2
28	3,820	132,1	132,4	133,0
30	4,070	140,9	141,2	141,9
35	4,700	163,2	163,5	164,3
40	5,340	185,7	186,0	187,0
45	5,980	208,4	208,8	209,9
50	6,630	231,4	231,8	233,0
55	7,240	254,4	254,9	256,2
60	7,900	277,4	277,9	279,3

(ASME, 2002)

## CAPÍTULO V

### 5. MODELACIÓN MATEMÁTICA

#### 5.1 Definición de variables

Al referirse a una relación matemática, cuando se observa que algo varía en función a otra u otras; por lo general, a este tipo de valores se les conoce como *variables*. Así si una variable está dada en función de otra, se llama variable dependiente y a la otra variable independiente, cuyas características son el ser susceptibles de medirse y se expresan como  $y=f(x,z)$ .

Expresándose como:  $y$  es una función de  $x$  y  $z$ , para este caso la variable dependiente será  $y$  mientras que tanto  $x$  como  $z$  serán variables independientes. La variable independiente puede tomar un valor cualquiera dentro de un grupo determinado, mientras que la variable dependiente tomara un valor en función de las variables independientes.

Para nuestro caso específico al momento de calcular la presión real ( $P_r$ ), las variables independientes serán: la presión de contorno ( $p_c$ ), el área de contorno ( $A_c$ ) y la presión real ( $p_r$ ). Las mismas que serán previamente calculadas por la matemática correspondiente a cada una de ellas. Para calcular la presión real las variables independientes están definidas de la siguiente manera:

$\sum\theta$  = Deformación elástica de las dos superficies a deformarse.

$\mu_1$  = Coeficiente de fricción del cuerpo 1.

$\mu_2$  = Coeficiente de fricción del cuerpo 2.

$E_1$  = Módulo de elasticidad del cuerpo 1.

$E_2$  = Módulo de elasticidad del cuerpo 2.

$R_a$  = Rugosidad media aritmética de los valores absolutos de las desviaciones del perfil, en los límites de la longitud básica  $l$ .

$R_b$  = Rugosidad del cuerpo  $b$ , bajo las condiciones anteriores.

$r$  = Radio de curvatura reducido

$r_1$  = radio de los puntos de contacto del cuerpo 1.

$r_2$  = radio de los puntos de contacto del cuerpo 2

$p_c$  = Presión de Contorno

$H$  = Microdureza

$N$  = Fuerza Normal

$N_0$  = Fuerza Normal inicial

Las variables independientes para el cálculo matemático de la  $P_c$  y el  $A_c$  serán:

$n_B$  = Número de ondulaciones en contacto

$\sum\theta$  = Deformación elástica de las dos superficies a deformarse.

$\mu_1$  = Coeficiente de fricción del cuerpo 1.

$\mu_2$  = Coeficiente de fricción del cuerpo 2.

$E_1$  = Módulo de elasticidad del cuerpo 1.

$E_2$  = Módulo de elasticidad del cuerpo 2.

$N$  = Fuerza Normal

$p_n$  = Presión Normal

$H$  = Microdureza

$H_B$  = Dureza Brinell

$R_B$  = Radio de curvatura reducido

$R_{B1}$  = radio de los puntos de contacto del cuerpo 1.

$R_{B2}$  = radio de los puntos de contacto del cuerpo 2.

$$Rp \approx \frac{1}{2} R_Z$$

Los coeficientes  $K\omega, \delta, K_B, V_B$  son valores constantes que se determinarán por tablas o serán datos de los ejercicios de aplicación.

## 5.2 Modelos matemáticos del método de Hertz

a) En los cálculos para determinar la Presión Real se utilizan las variables  $\sum\theta$  y  $r$ .

$\sum\theta$  resulta de calcular:

$$\sum\theta = \theta_1 + \theta_2 = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \quad (101)$$

Si son ambas superficies del mismo material la ecuación se reduciría a:

$$\sum \theta = \frac{2(1-\mu^2)}{E} \quad (102)$$

Dónde la variable  $\mu$  representa el Coeficiente de Poisson y  $E$  el módulo de Young de los cuerpos en contacto 1 y 2. De igual manera  $r$  será:

$$r = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \quad (103)$$

Así las fórmulas se reducen a expresiones más pequeñas. Del análisis dimensional tenemos:  $\sum \theta = \left[ \frac{L^2}{F} \right]$ , para el caso particular dejaremos  $F$  (magnitud derivada), pues las unidades generalmente utilizadas de  $E$  relacionan la Fuerza con la Superficie donde es aplicada dicha fuerza. Resultando ser sus unidades inversas a las de  $E$ .

$$r = [L].$$

$\sum \theta$  y  $r$  utilizaremos para las formula

$p_r = 0,61 \left( \frac{Ra}{r\theta^2} \right)^{0,43} p_c^{0,14}$  Cuando hay deformación elástica entre dos superficies rugosas.

$p_r = 0,8 \left( \frac{Ra}{r\theta^2} \right)^{0,4} p_c^{0,2}$  Cuando hay deformación elástica entre una superficie rugosa y una lisa.

Para todos los casos la *Presión* tendrá como unidades  $\frac{kgf}{mm^2}$ , pudiendo ser transformadas a  $\frac{N}{m^2}$  unidades del Sistema Internacional (S.I.) mediante el comando S.I.

Cuando la deformación es plástica las formulas a utilizar son aproximaciones dependiendo si la relación entre la presión de contorno y la dureza., tendremos:

Si  $\frac{p_c}{H_B} \leq \frac{1}{3}$  la será  $p_r \approx H \left[ \frac{kgf}{mm^2} \right]$ , tomado el valor numérico de la Dureza.

Si  $\frac{p_c}{H_B} > \frac{1}{3}$  la será  $p_r \approx p_c - 0,4 \sqrt{\frac{H^3}{p_c}} \left[ \frac{kgf}{mm^2} \right]$

Para cuando la deformación es plástica con aplicación repetida de la carga la aproximación a utilizar será:

$$p_r \approx H \left( \frac{N}{N_0} \right)^\alpha \left[ \frac{kgf}{mm^2} \right]$$

Dependiendo de las superficies en contacto  $\alpha$  tomara los siguientes valores

Para dos superficies rugosas  $\alpha = \frac{1}{3}$

Una de ellas rugosa la otra lisa  $\alpha = \frac{1}{2}$

b) Para los cálculos de la Presión de Contorno y el Área de Contorno se utilizan las variables  $\sum \theta$  que ya se expuso anteriormente y  $R_B$ .

$R_B$  de forma análoga a  $r$  será:

$$R_B = \frac{R_{B1} R_{B2}}{R_{B1} + R_{B2}} \quad (104)$$

La primera condición estará dada por la relación entre los valores de la rugosidad máxima y la dureza menor entre ambos materiales.

Si esta relación es menor que 0,1 es decir  $\frac{R_{\max}}{H_B} < 0,1$

Tendremos dos casos que dependerán del número de ondulaciones en contacto. Si el número de ondulaciones en contacto  $n_B$  es menor a 3, la  $A_c$  y la  $p_c$  estarán expresadas como:

$$A_c = 2,8n_B^{\frac{1}{3}}(\sum \theta.R_B.N)^{\frac{2}{3}}[mm^2] \quad (105)$$

$$p_c = \frac{0,36}{(\sum \theta.R_B)^{\frac{2}{3}}}\left(\frac{N}{n_B}\right)^{\frac{1}{3}}\left[\frac{kgf}{mm^2}\right] \quad (106)$$

Cuando el número de ondulaciones en contacto  $n_B$  es mayor a 3, la  $A_c$  y la  $P_c$  serán:

$$A_c = 2,2A_n^{0,14}\left(\frac{R_B}{H_B}\right)^{0,43}(\sum \theta.N)^{0,86}[mm^2] \quad (106)$$

$$p_c = 0,45\left(\frac{H_B}{R_B \sum \theta^2}\right)^{0,43}p_n^{0,14}\left[\frac{kgf}{mm^2}\right] \quad (107)$$

Ahora si la relación es  $\frac{R_{max}}{H_B} > 0,1$

Cuando el número de ondulaciones en contacto  $n_B \leq 3$  la deformación será de plástica o elástica para cada caso respectivamente el valor aproximado del área de contorno será:

$$A_c \approx \pi R_B \left[ \left( \frac{3 \sum \theta R_B N}{4 n_B} \right)^{0,89} + 1,8 R_p R_B \left( \frac{N}{n_B H} \right)^{0,33} \right]^{0,75} \quad (108)$$

$$A_c \approx \pi R_B \left[ \left( \frac{3 \sum \theta R_B N}{4 n_B} \right)^{0,86} + 2,6 R_p R_B \left( \frac{r}{R_p} \right)^{0,14} \left( \frac{\sum \theta P_a}{n_B} \right)^{0,28} \right]^{0,78} \quad (109)$$

El valor de  $R_p$  será aproximadamente igual a  $\frac{1}{2}$  del valor de la rugosidad máxima es decir:  $R_p \approx \frac{1}{2} R_{max}$ .

Si el número de ondulaciones en contacto es  $n_B > 3$  se toma en cuenta el tipo de superficies en contacto, sea de tipo rugosa-lisa o rugosa-rugosa.

$$A_c = A_n \cdot K_B \cdot K_W \left[ \left( \frac{2R_B}{H_B} \right)^{\frac{1}{2}} \sum \theta \cdot p_n \right]^{\frac{v_B}{v_B + \delta}} \quad (110)$$

$$P_c = \frac{1}{K_w K_B} \left( \frac{H_B}{2R_B \sum \theta^2} \right)^{\frac{v_B}{2(v_B + \delta)}} p_n^{\frac{\delta}{v_B + \delta}} \quad (111)$$

Si las superficies son del tipo rugosa-lisa  $v_B = 2; K_W = 1,8$

Si las superficies son del tipo rugosa-rugosa  $v_B = 3; K_W = 2,4$ . Los coeficientes  $K_w, \delta, K_B, v_B$  se dan por tablas para cada caso.

## CAPÍTULO VI

### 6. DESARROLLO DEL SOFTWARE

#### 6.2 Paquete VISUAL BASIC 6.0

Visual Basic 6.0 es uno de los lenguajes de programación que más entusiasmo despiertan entre los programadores de PC, tanto expertos como novatos. En el caso de los programadores expertos por la facilidad con la que desarrollan aplicaciones complejas en poquísimos minutos (comparado con lo que cuesta programar en Visual C++, por ejemplo). En el caso de los programadores novatos por el hecho de ver de lo que son capaces a los pocos minutos de empezar su aprendizaje.

El precio que hay que pagar por utilizar Visual Basic 6.0 es una menor velocidad o eficiencia en las aplicaciones. Visual Basic 6.0 es un lenguaje de programación visual, también llamado lenguaje de 4ª generación. Esto quiere decir que un gran número de tareas se realizan sin escribir código, simplemente con operaciones gráficas realizadas con el ratón sobre la pantalla. Visual Basic 6.0 es también un programa basado en objetos, aunque no orientado a objetos como C++ o Java.

La diferencia está en que Visual Basic 6.0 utiliza objetos con propiedades y métodos, pero carece de los mecanismos de herencia y polimorfismo propios de los verdaderos lenguajes orientados a objetos como Java y C++.

#### 6.3 Algoritmos gráficos del proceso

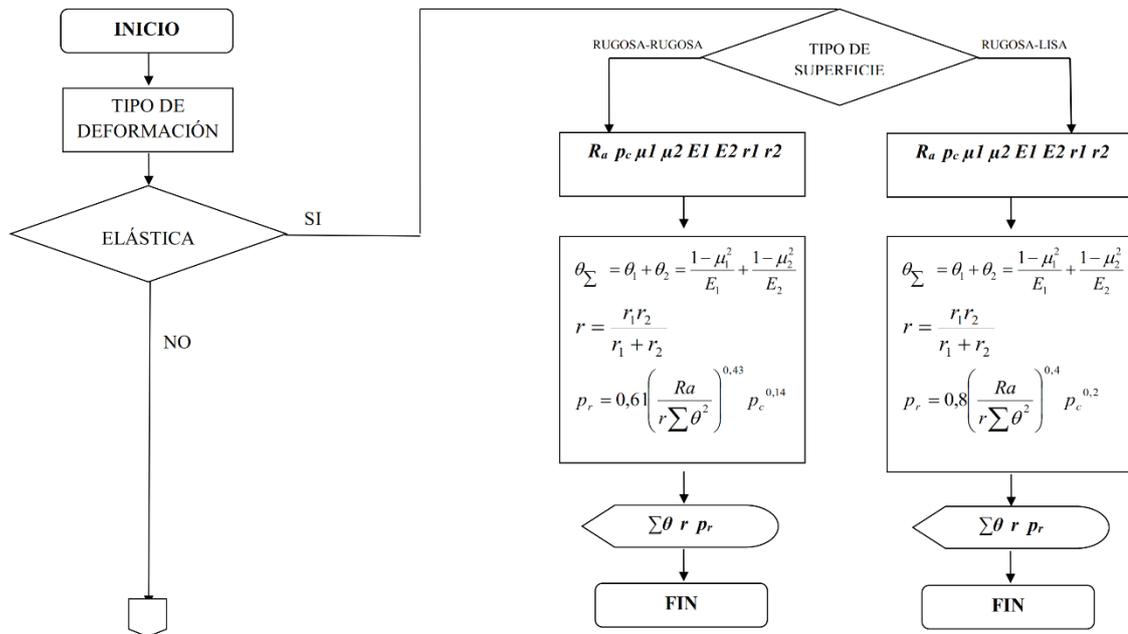
**6.3.1 Definición de programa.** Un programa de computadora es un conjunto de instrucciones (órdenes dadas a la máquina) que producirán la ejecución de una determinada tarea. En esencia, un programa es un medio para conseguir un fin. El fin será normalmente definido como la información necesaria para solucionar un problema. El proceso de programación es, por consiguiente, un proceso de solución de problemas y el desarrollo de un programa requiere las siguientes fases:

- Definición y análisis del problema.
- Diseño de algoritmos. - diagrama de flujo; - pseudocódigo.
- Codificación del programa.
- Depuración y verificación del programa.
- Documentación.
- Mantenimiento.

**6.3.2 Diagrama de flujo.** Es una de las técnicas de representación de algoritmos más antigua y a la vez más utilizada, aunque su empleo ha disminuido considerablemente, sobre todo desde la aparición de lenguajes de programación estructurados. Un diagrama de flujo es un diagrama que utiliza los símbolos (cajas) y que tiene los pasos del algoritmo escritos en esas cajas unidas por flechas, denominadas líneas de flujo, que indican la secuencia en que se deben ejecutar. (FLORES, 2010)

Los símbolos estándar normalizados por ANSI (abreviatura de American National Standards Institute), se representan algunos en el ANEXO A.

Diagrama de flujo para el cálculo de la presión real



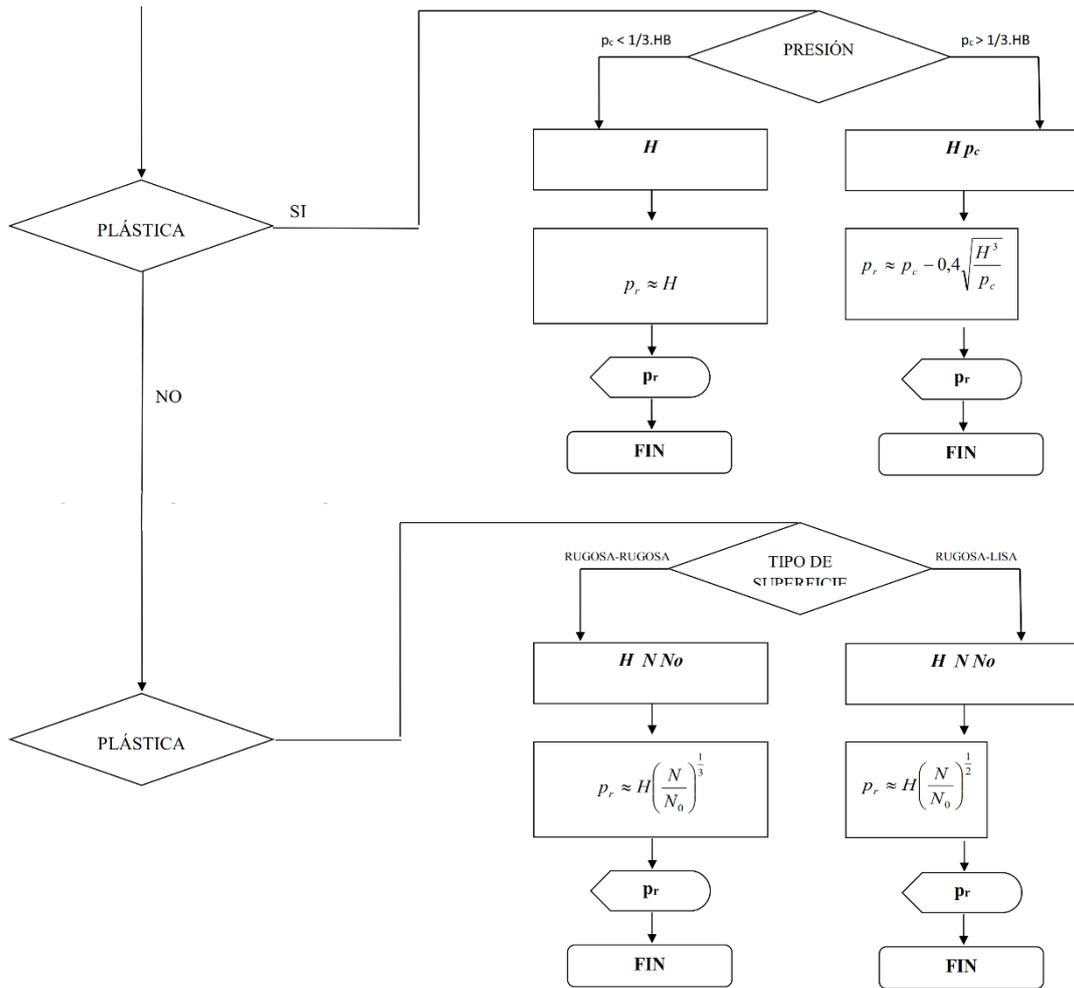
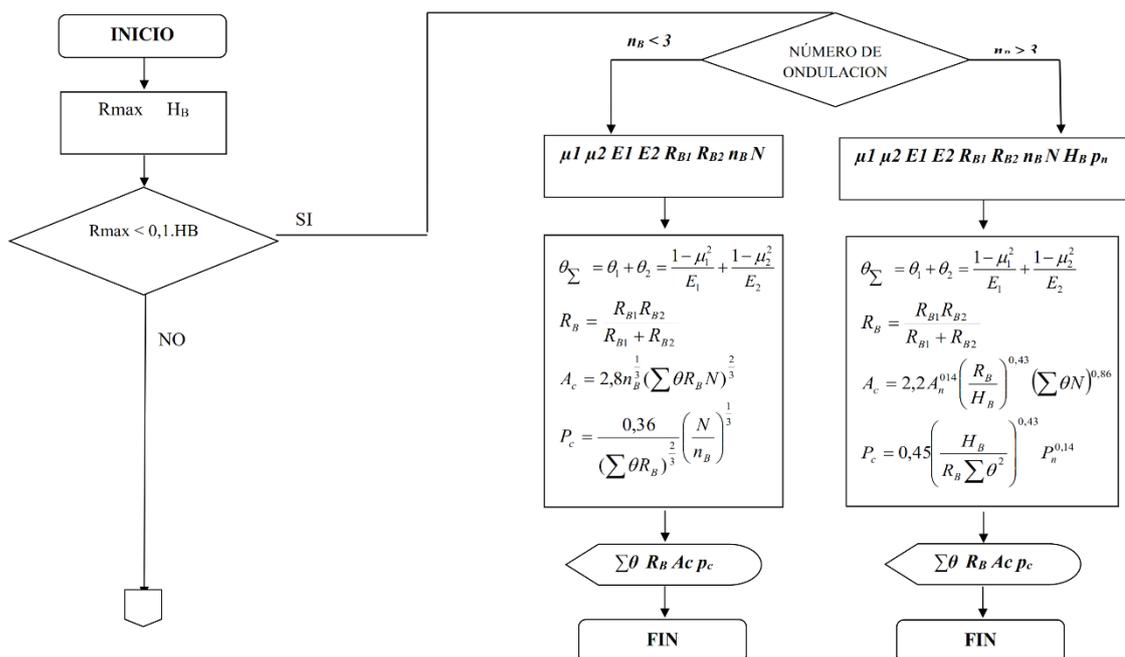


Diagrama de flujo para el cálculo de la presión y área de contacto



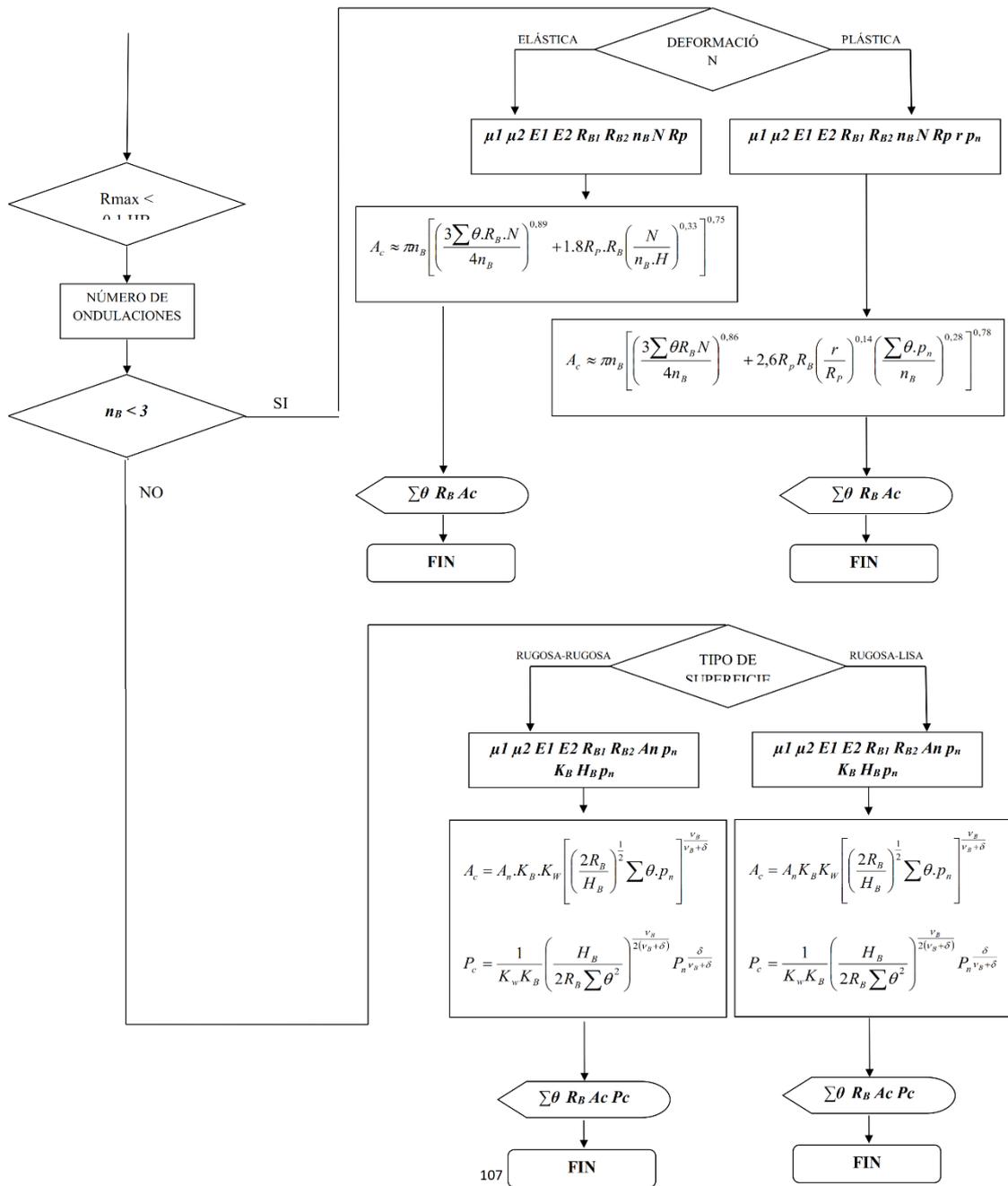
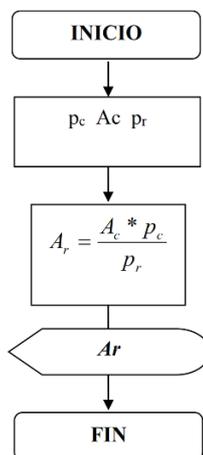


Diagrama de flujo para el cálculo del área real de contacto



## 6.4 Descripción del uso del software

El software diseñado se lo ha denominado ArealC, acrónimo de Área Real de Contacto. Su uso es simple y directo en el cual, desde una pantalla inicial podemos acceder por command buttons a los subprogramas para calcular: el área real de contacto, el área de contorno, la presión de contorno, la aproximación superficial entre cuerpos y el número de puntos en contacto.



Los command buttons de esta pantalla inicial son:

<b>DEFINICIONES</b>	Este comando nos llevará a una descripción general de los parámetros de rugosidad, las áreas de contacto y las fórmulas utilizadas describiendo el nombre de todas las variables.
<b>AREA Y PRESION DE CONTORNO</b>	Nos lleva al cálculo del área de contorno y la presión de contorno.
<b>PRESION REAL</b>	Nos lleva al cálculo de la presión real.
<b>AREA REAL DE CONTACTO</b>	Cálculo del área real.
<b>APROXIMACION SUPERFICIAL</b>	Cálculo de la aproximación superficial.

NUMERO DE PUNTOS EN CONTACTO

Cálculo del número de puntos en contacto, distancia media entre los puntos en contacto y la superficie promedio de los puntos en contacto.

TABLAS

Tablas.

SALIR

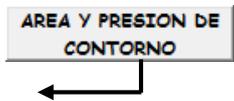
Cierra el programa.

Reset

Cierra todas las ventanas de cálculos, dejando activa solo la pantalla de inicio.

Las unidades de las variables requeridas se encuentran previamente dadas, se recomienda tomar en cuenta esto al momento de ingresar los valores numéricos de estos datos.

Cálculo del área de contorno y la presión de contorno



Siguiendo el diagrama de flujo para el cálculo de  $A_c$  y  $p_r$ , se presenta una ventana auxiliar para seleccionar cuando  $R_{max} < 0.1 * H_B$  o  $R_{max} > 0.1 * H_B$ .



Al seleccionar la opción  $R_{max} < 0.1 * H_B$ , se visualiza la ventana auxiliar para seleccionar el número de ondulaciones así:



Si la selección es menor que 3, en el número de ondulaciones en contacto se deberá elegir:

- $R_{max} < 0,1H_B$
- Número de ondulaciones en contacto  $< 3$

The screenshot shows the software window titled "ARealC- Presion de Contorno Area de Contorno". The main heading is "CALCULO DEL AREA Y PRESION DE CONTORNO". It displays the condition  $R_{max} < 0.1 HB$  and "Número de ondulaciones en contacto : < 3". The nominal contact area is noted as "pequeña, comparada con . Carga pequeña".

The input section "Ingrese los siguientes Datos" includes fields for radii  $R_{B1}$  and  $R_{B2}$  (mm), Poisson's ratios  $\mu_1$  and  $\mu_2$ , moduli of elasticity  $E_1$  and  $E_2$  (kgf/mm<sup>2</sup>), normal force  $N$  (kgf), and surface roughness  $r_B$  (mm).

The formulas section shows:
 
$$A_c = 2,8n_B^3 (\sum \theta R_B \cdot N)^{\frac{2}{3}}$$

$$P_c = \frac{0,36}{(\sum \theta R_B)^{\frac{2}{3}}} \left( \frac{N}{n_B} \right)^{\frac{1}{3}}$$
 where
 
$$\sum \theta = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}$$

$$R_B = \frac{R_{B1} R_{B2}}{R_{B1} + R_{B2}}$$

Buttons include "LIMPIAR DATOS", "CALCULAR", "REGRESAR", "MENU", and "SALIR".

Para el caso donde el número de ondulaciones es mayor que tres:

- $R_{max} < 0,1H_B$
- Número de ondulaciones en contacto  $> 3$

The screenshot shows the software window for the case where the number of asperities is greater than 3. It displays the condition  $R_{max} < 0.1 HB$  and "Número de ondulaciones en contacto : > 3". The nominal contact area is noted as "relativamente mayor que".

The input section "Ingrese los siguientes Datos" includes fields for radii  $R_{B1}$  and  $R_{B2}$  (mm), Poisson's ratios  $\mu_1$  and  $\mu_2$ , moduli of elasticity  $E_1$  and  $E_2$  (kgf/mm<sup>2</sup>), normal force  $N$  (kgf), surface roughness  $r_n$  (kgf/mm<sup>2</sup>), nominal contact area  $A_n$  (mm), and hardness  $H_B$  (mm).

The formulas section shows:
 
$$A_c = 2,2 A_n^{0,14} \left( \frac{R_B}{H_B} \right)^{0,43} (\sum \theta \cdot N)^{0,86}$$

$$P_c = 0,45 \left( \frac{H_B}{R_B \sum \theta^2} \right)^{0,43} F_n^{0,14}$$
 where
 
$$\sum \theta = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}$$

$$R_B = \frac{R_{B1} R_{B2}}{R_{B1} + R_{B2}}$$

Buttons include "LIMPIAR DATOS", "CALCULAR", "REGRESAR", "MENU", and "SALIR".

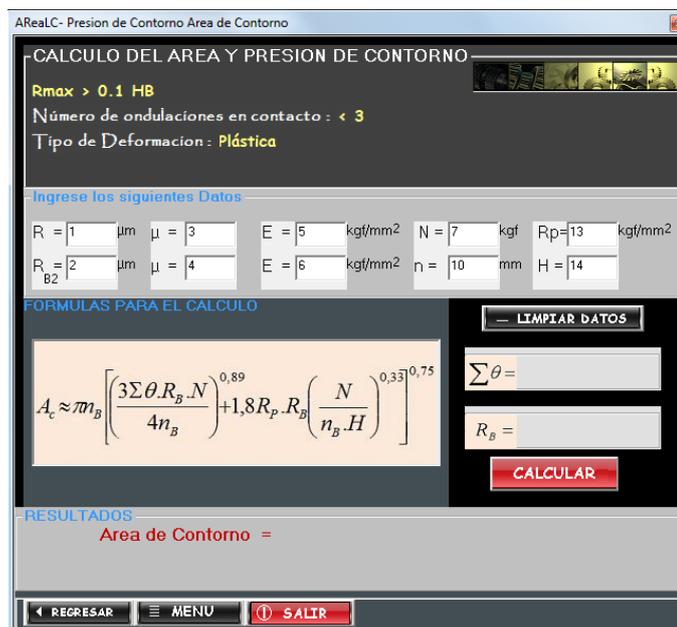
Al seleccionar  $R_{max} > 0.1 \cdot H_B$ . Se podrá elegir en número de ondulaciones en contacto.



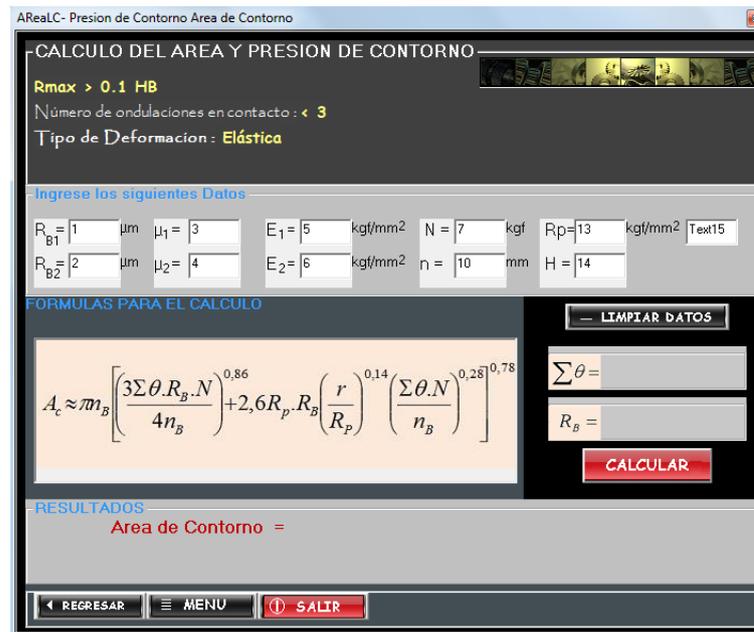
Si el número de ondulaciones es menor que 3, se elegirá el tipo de deformación.



La pantalla de cálculo para la deformación plástica:



La pantalla de cálculo para la deformación plástica:

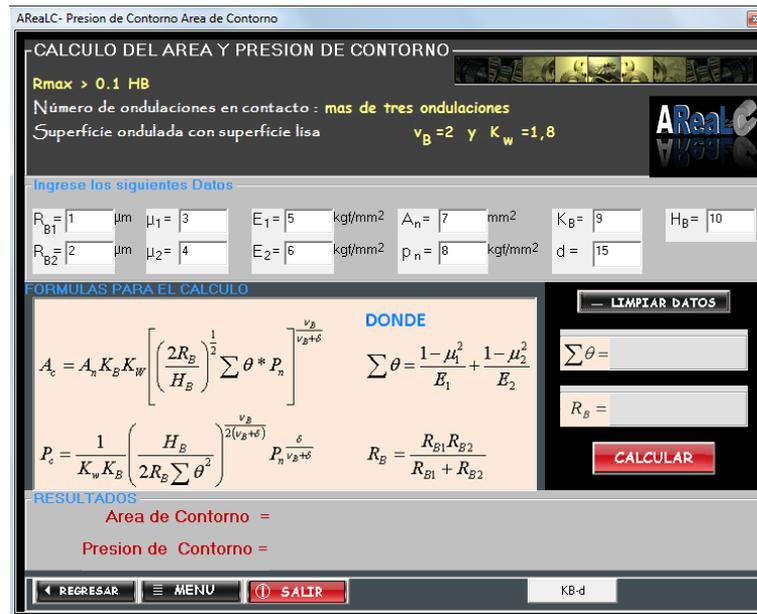


Si el número de ondulaciones en contacto es mayor que 3, ahora resta por elegir el tipo de superficie.

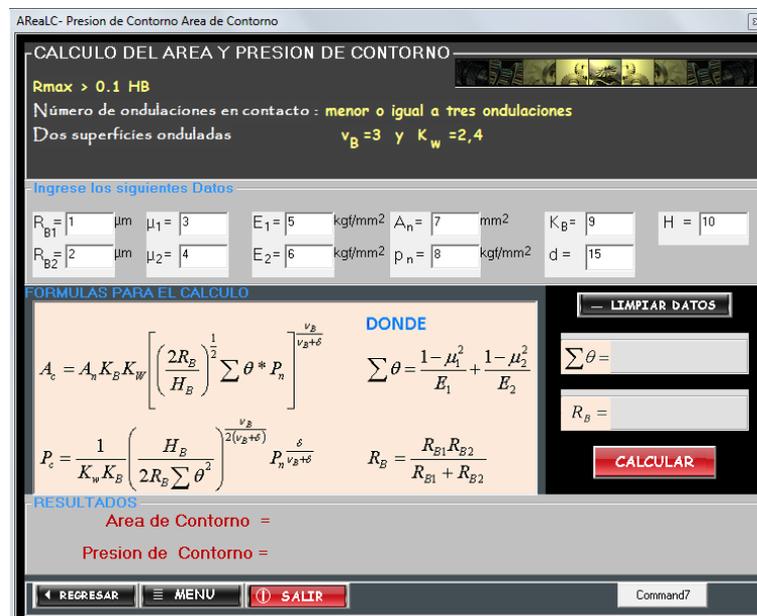


Donde se presentarán las siguientes pantallas de cálculo según sea el tipo de superficie Rugosa-Rugosa y Rugosa-Lisa:

- $R_{max} < 0,1H_B$
- Número de ondulaciones en contacto  $< 3$
- Superficie Rugosa-Lisa



- Rmax < 0,1HB
- Número de ondulaciones en contacto <3
- Superficie Rugosa-Rugosa



Cálculo de la presión real.



La ventana auxiliar inicial nos mostrara las siguientes tres opciones:

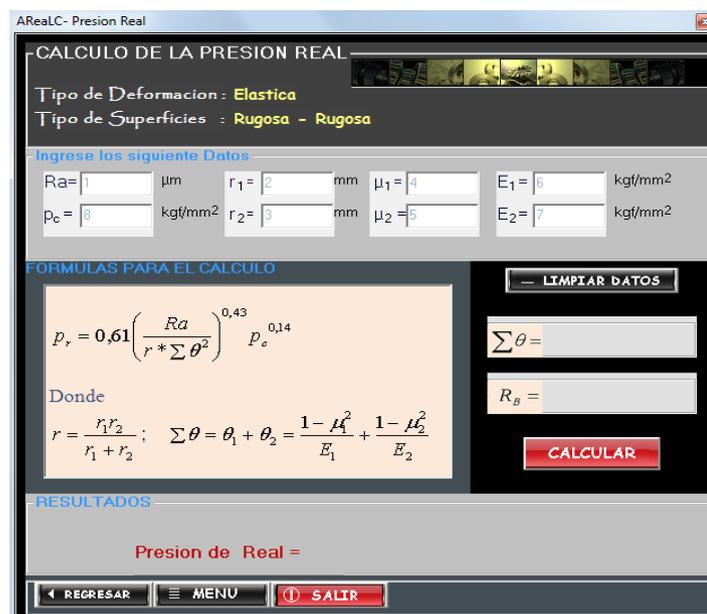


Para la primera opción: Tipo de deformación: Elástica, tendremos las condiciones:



Para la condición Rugosa-Rugosa de presenta la siguiente pantalla de cálculo:

- Tipo de deformación: Elástica
- Tipo de superficie: Rugosa-Rugosa



Para la condición Rugosa-Lisa de presenta la siguiente pantalla de cálculo:

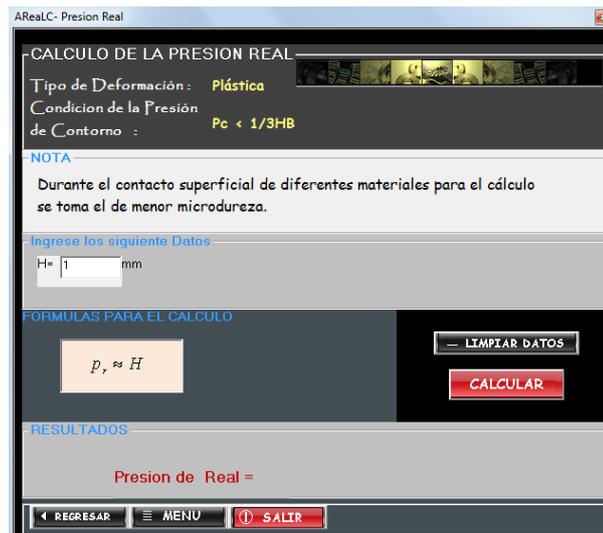
- Tipo de deformación: Elástica
- Tipo de superficie: Rugosa-Lisa

The screenshot shows the 'ARealC- Presion Real' software window. The title bar reads 'ARealC- Presion Real'. The main window has a dark background with white text. At the top, it says 'CALCULO DE LA PRESION REAL'. Below that, it indicates 'Tipo de Deformación: Elastica' and 'Tipo de Superficies: Rugosa - Lisa'. A section titled 'Ingrese los siguiente Datos' contains input fields for: Ra (1) in μm, r1 (2) in mm, μ1 (4), E1 (6) in kgf/mm², pc (8) in kgf/mm², r2 (3) in mm, μ2 (5), and E2 (7) in kgf/mm². Below the inputs is a section 'FORMULAS PARA EL CALCULO' showing the formula  $p_r = 0,8 \left( \frac{Ra}{r \sum \theta^2} \right)^{0,4} p_c^{0,2}$  and the definition of r:  $r = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}$ ;  $\sum \theta = \theta_1 + \theta_2 = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}$ . To the right of the formulas are input fields for  $\sum \theta =$  and  $R_s =$ , and a 'CALCULAR' button. At the bottom, there is a 'RESULTADOS' section with 'Presion Real =' and navigation buttons: 'REGRESAR', 'MENU', and 'SALIR'.

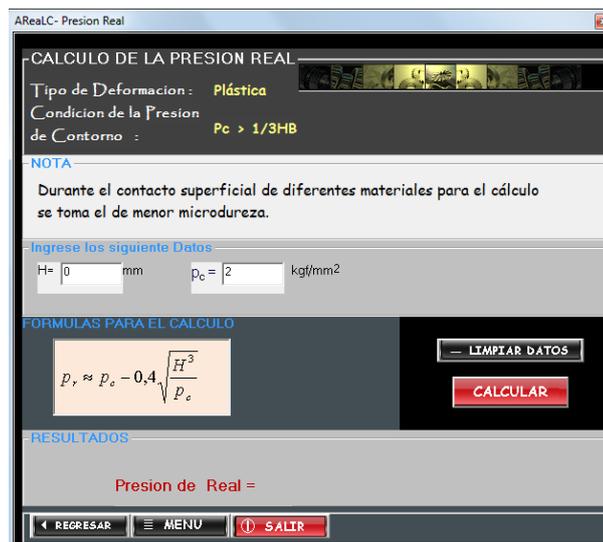
Para la segunda opción: Tipo de deformación: Plástica, tendremos las condiciones:

The screenshot shows the 'ARealC- Presion Real' software window. The title bar reads 'ARealC- Presion Real'. The main window has a dark background with white text. At the top, it says 'CALCULO DE LA PRESION REAL'. Below that, it says 'Presión de Contorno con respecto a la Dureza'. There is an image of a metal ring. To the right of the image are two buttons: 'Pc < 1/3\*HB' and 'Pc > 1/3\*HB'. At the bottom, there are navigation buttons: 'REGRESAR', 'MENU', and 'SALIR'.

Para la condición  $P_c < 1/3*HB$  se presenta pantalla de cálculo siguiente, para este caso la deformación por ejemplo será plástica y se encuentra al inicio de la pantalla. Se ingresarán las magnitudes en las unidades ya establecidas.



Para la condición  $P_c > 1/3 \cdot HB$  se presenta la siguiente pantalla de cálculo:



Deformación plástica con aplicación repetida de la carga, tendremos las condiciones:



Para la condición Rugosa-Rugosa se presenta la siguiente pantalla de cálculo:

ARealC- Presion Real

**CALCULO DE LA PRESION REAL**

Tipo de Deformación: **Plástica de las superficies con aplicación repetida de la carga**

Tipo de Superficies : **Rugosa - Rugosa**

**NOTA**

Estas fórmulas son validas si luego de la primera ves que se aplica la carga las superficies no se desplazan.

Ingrese los siguiente Datos

H =  mm    N<sub>0</sub> =  kgf/mm<sup>2</sup>    N =  kgf/mm<sup>2</sup>

**FORMULAS PARA EL CALCULO**

$$p_r \approx H \left( \frac{N}{N_0} \right)^{\frac{1}{3}}$$

**RESULTADOS**

Presion de Real =

Para la condición Rugosa-Lisa se presenta la siguiente pantalla de cálculo:

ARealC- Presion Real

**CALCULO DE LA PRESION REAL**

Tipo de Deformación: **Plástica de las superficies con aplicación repetida de la carga**

Tipo de Superficies : **Rugosa - Lisa**

**NOTA**

Estas fórmulas son validas si luego de la primera ves que se aplica la carga las superficies no se desplazan.

Ingrese los siguiente Datos

H =  mm    N<sub>0</sub> =  kgf/mm<sup>2</sup>    N =  kgf/mm<sup>2</sup>

**FORMULAS PARA EL CALCULO**

$$p_r \approx H \left( \frac{N}{N_0} \right)^{\frac{1}{2}}$$

**RESULTADOS**

Presion de Real =

## Cálculo de la presión real



ARealC - Area Real de Contacto

CALCULO DEL AREA REAL DE CONTACTO

Fórmula

$$A_r = \frac{A_c \cdot P_c}{P_r}$$

Ingrese los siguiente Datos

$P_c =$   kgf/mm<sup>2</sup>       $A_r =$   mm

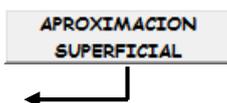
$P_r =$   kgf/mm<sup>2</sup>      **CALCULAR**

RESULTADOS

Area deReal =

← REGRESAR    ≡ MENU    ① SALIR

## Calculo de la aproximación superficial



Se presentan dos casos Sin presencia de ondulaciones y Con presencia de ondulaciones

ARealC- Aproximación Superficial

Cálculo de la aproximación superficial

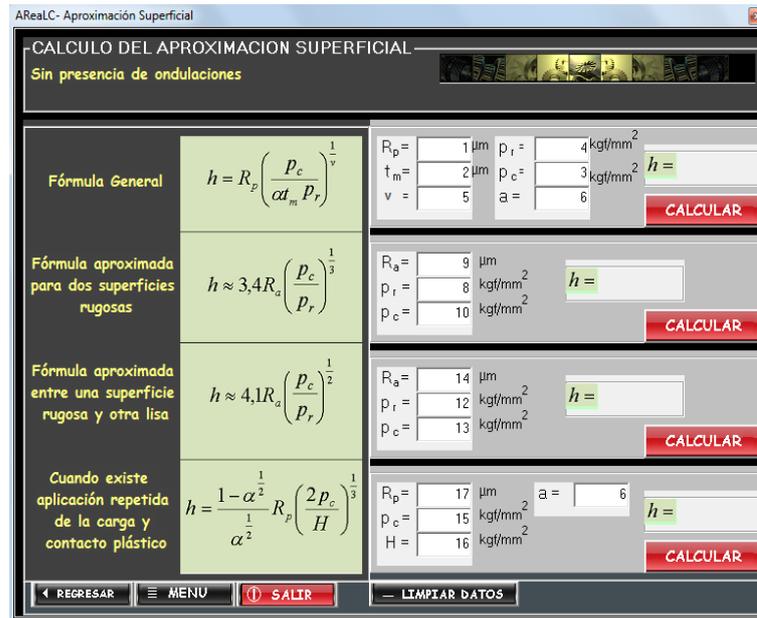
Tipo de Deformación :

 Sin presencia de ondulaciones

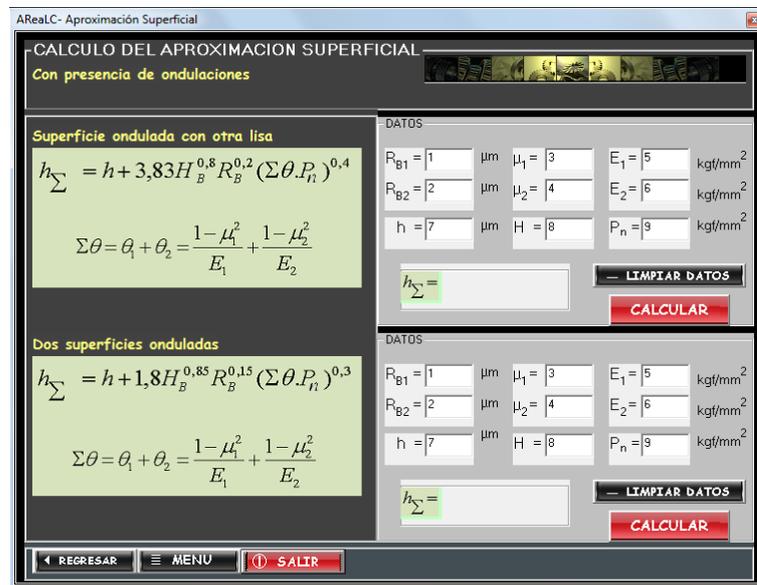
Con presencia de ondulaciones

← REGRESAR    ≡ MENU    ① SALIR

Sin presencia de ondulaciones:



Con presencia de ondulaciones



Calculo del número de puntos en contacto



La primera ventana auxiliar nos pide elegir el tipo de superficie:



Para el tipo de superficie. Rugosa-Rugosa



Para la condición Rugosa-Rugosa contacto elástico, se presenta la siguiente pantalla de cálculo:

$$n_r = \frac{3,1A_r}{K_r r R_a} \left( \frac{p_c}{p_r} \right)^{0,66}$$

$$s_r = 0,57(K_r r R_a)^{0,5} \left( \frac{p_r}{p_c} \right)^{0,33}$$

$$\Delta A_r = 0,33K_r r R_a \left( \frac{p_r}{p_c} \right)^{0,33}$$

Para la condición Rugosa-Rugosa contacto plástico, se presenta la siguiente pantalla de cálculo:

Para el tipo de superficie. Rugosa-Lisa se abre una segunda ventana auxiliar, donde se seleccionará el tipo de contacto.

Para calcular el número de puntos de contacto se nos presentara una pantalla con la expresión matemática para este cálculo al igual que en todos los casos.

Para la condición Rugosa-Lisa contacto elástico, se presenta la siguiente pantalla de cálculo:

AREalC- Puntos de Contacto

### CALCULO DEL NUMERO DE PUNTOS EN CONTACTO

Tipo de Superficies :   
**Rugosa - Lisa**

$K_r=11$  para contacto elástico

Ingrese los siguiente Datos

$r_1 = 1$   $\mu\text{m}$      $A_r = 3$  mm     $p_c = 5$   $\text{kgf/mm}^2$   
 $r_2 = 2$   $\mu\text{m}$      $R_a = 4$   $\mu\text{m}$      $p_r = 8$   $\text{kgf/mm}^2$

FORMULAS PARA EL CALCULO

$$n_r = \frac{2A_r}{K_r r R_a} \left( \frac{p_c}{p_r} \right)^{0,5}$$

$$s_r = 0,7(K_r r R_a)^{0,5} \left( \frac{p_r}{p_c} \right)^{0,5}$$

$$\Delta A_r = 0,5K_r r R_a \left( \frac{p_r}{p_c} \right)^{0,5}$$

— LIMPIAR DATOS

$n_r =$

$s_r =$

$\Delta A_r =$

CALCULAR

◀ REGRESAR    ≡ MENU    ⚠ SALIR

Para la condición Rugosa-Lisa contacto plástico, se presenta la siguiente pantalla de cálculo:

AREalC- Puntos de Contacto

### CALCULO DEL NUMERO DE PUNTOS EN CONTACTO

Tipo de Superficies :   
**Rugosa - Lisa**

$K_r=21$  para contacto plástico

Ingrese los siguiente Datos

$r_1 = 1$   $\mu\text{m}$      $A_r = 3$  mm     $p_c = 5$   $\text{kgf/mm}^2$   
 $r_2 = 2$   $\mu\text{m}$      $R_a = 4$   $\mu\text{m}$      $p_r = 8$   $\text{kgf/mm}^2$

FORMULAS PARA EL CALCULO

$$n_r = \frac{2A_r}{K_r r R_a} \left( \frac{p_c}{p_r} \right)^{0,5}$$

$$s_r = 0,7(K_r r R_a)^{0,5} \left( \frac{p_r}{p_c} \right)^{0,5}$$

$$\Delta A_r = 0,5K_r r R_a \left( \frac{p_r}{p_c} \right)^{0,5}$$

— LIMPIAR DATOS

$n_r =$

$s_r =$

$\Delta A_r =$

CALCULAR

◀ REGRESAR    ≡ MENU    ⚠ SALIR

## CAPÍTULO VII

### 7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1 Conclusiones

La Tribología es parte fundamental en la Ingeniería de Mantenimiento pues el control de la fricción y el desgaste en los sistemas tribológicos y tribotécnicos, ayuda a mantener en condiciones óptimas los equipos cumpliendo el tiempo de vida útil de estos, reflejándose en la reducción de recursos tanto energéticos como económicos, además de cumplir con las normativas ambientales.

El correcto estudio y monitoreo del control del desgaste constituye en la actualidad uno de los principales objetivos, tanto en el diseño mecánico como en las operaciones de mantenimiento.

En nuestro medio existen técnicos e ingenieros con buenos conocimientos en lubricación, sea por la práctica profesional o estudios, pero los conocimientos de fricción y desgaste son bajos o casi nulos.

Uno de los temas importantes de estudio dentro de la Tribología es la correcta determinación del área real de contacto entre dos superficies, pues esta al ser proporcional a la fuerza normal, ayuda al diseño de sistemas tribológicos basados en la seguridad y el ahorro de energía.

La creación de programas computacionales para calcular parámetros como el área real de contacto, o cualquier otro, ayudan al ingeniero a ser más eficaz y eficiente en la gestión del mantenimiento.

Latinoamérica presenta una escasa formación de expertos en asuntos tribológicos, ciencia básica y primordial de la ingeniería de mantenimiento.

## **7.2 Recomendaciones**

Ampliar los conocimientos tanto teóricos como prácticos en el área de Tribología en la escuela de Ingeniería de Mantenimiento, con la implementación de material bibliográfico, cursos, seminarios y laboratorios exclusivos para el estudio de la fricción, el desgaste y la lubricación.

Dar la utilidad adecuada al software realizado, para que sea un inicio en la creación de nuevos programas dentro del área de mantenimiento, tanto en el uso pedagógico como comercial.

## BIBLIOGRAFÍA

- ASME. 2002.** *Surfaces texture (surface roughness waviness, and lay)*. New York: ASME, 2002.
- BHUSHAN, Bharat. 1999.** *Handbook of Micro/Nanotribology*. Boca Raton: Bharat Bhushan, 1999.
- BHUSHAN, Bharat. 1999.** *Principles and Applications of Tribology*. Columbus: John Wiley & Sons, 1999.
- BHUSHAN, Bharat. 2000.** *Modern Tribology Handbook*. Columbus: CRC Press, 2000.
- CHÁVEZ, Francisco. 2002.** *Ciencia y Técnica para el Mantenimiento*. México D.F.: Limusa, 2002.
- FLORES, Imelda. 2010.** *Algoritmos computacionales*. Obtenido de <http://correo.uan.edu.mx/~iavalos/FP/FP2.html> [En línea] 2010. [Citado el: 03 de Enero de 2012.]
- HAMROCK, Bernard. 1991.** *Fundamentals of fluid film lubrication*. Columbus: NASA, 1991.
- KRAGELSKY, I. 1979.** *Manual de fricción, desgaste y lubricación*. Moscú: MIR, 1999.
- LINARES, O. 2008.** *Generalidades de la Tribología Fundamentos de la Lubricación, Fricción y el Desgaste*. Obtenido de *Mantenimiento Mundial*: <http://www.mantenimientomundial.com/sites/mm/notas/friccion.pdf> [En línea] 2010. [Citado el: 10 de Enero de 2012.]
- LÓPEZ, O. 2008.** *Estudio tribológico de fricción y desgaste de capas de aleación NiP*. *Memoria Escola Tecnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona*. Barcelona, 2008.
- PÉREZ, A. 2008.** *Estadística, ciencias sociales, del comportamiento y de la salud*. México D.F.: Cengage Learning, 2008.
- PLAZA, H. 2002.** *Propiedades viscoelásticas de materiales poliméricos*. Santiago de Chile: Universidad de Chile. 2002

**QUIRJONA, J. 2007.** *Apuntes de elementos de máquinas*. Madrid, 2007.

**RODRÍGUEZ, A. 2007.** Metodología de cálculo y factores que afectan el coeficiente de fricción externa en los pares tribológicos de la maquinaria agrícola. *Ciencias Holguín*, 1-8, 2007.

**SOCIETY OF TRIBOLOGISTS AND LUBRICATION ENGINEERS. 2012.** *What is tribology?* Obtenido de <http://www.stle.org/> [En línea] 2012. [Citado el: 03 de Febrero de 2012.]

**UNIVERSIDAD DE LA AMÉRICAS PUEBLA. 2010.** *Desarrollo de Software - Visual Basic 6.0*. Obtenido de [http://catarina.udlap.mx/u\\_dl\\_a/tales/documentos/lem/loranca\\_r\\_ya/capitulo4.pdf](http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lem/loranca_r_ya/capitulo4.pdf) [En línea] 2010. [Citado el: 03 de Enero de 2012.]

**UNIVERSIDAD DEL PAÍS VASCO. 2011.** *El rozamiento por deslizamiento*. Obtenido de <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/dinamica/rozamiento/general/rozamiento.htm> [En línea] 2010. [Citado el: 25 de Enero de 2012.]

**WIDMAN INTERNATIONAL. 2008.** *Generalidades de la Tribología fundamentos de la lubricación, fricción y el desgaste*. Obtenido de [http://widman.biz/boletines\\_informativos/20.pdf](http://widman.biz/boletines_informativos/20.pdf) [En línea] 2008. [Citado el: 30 de Enero de 2012.]

**YIFEI, M., TURNER, K., & SZLUFARSKA, I. 2009.** Friction laws at the nanoscale. *Nature*, 1116-1119, 2009.

