

**UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA  
ENSAYOS DE DESGASTE TIPO ESPIGA SOBRE DISCO**

**PRESENTADO POR:**

**JOSÉ EFRAÍN GARCÍA ARIAS**

**EDWIN RAFAEL GONZÁLEZ CHICAS**

**ROBERTO CARLOS VILLATORO ANDRADE**

**PARA OPTAR AL TÍTULO DE:**

**INGENIERO MECÁNICO**

**CIUDAD UNIVERSITARIA, DICIEMBRE DE 2003**

**UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR**

**RECTORA**

**:**

**Dra. María Isabel Rodríguez**

**SECRETARIA GENERAL**

**:**

**Licda. Lidia Margarita Muñoz Vela**

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA**

**DECANO**

**:**

**Ing. Mario Roberto Nieto Lovo**

**SECRETARIO**

**:**

**Ing. Oscar Eduardo Marroquín Hernández**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DIRECTOR**

**:**

**Ing. Juan Antonio Flores Díaz**

**UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:  
Ingeniero Mecánico**

**Título :  
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA  
PARA ENSAYOS DE DESGASTE TIPO ESPIGA  
SOBRE DISCO**

**Presentado por :  
JOSÉ EFRAÍN GARCÍA ARIAS  
EDWIN RAFAEL GONZÁLEZ CHICAS  
ROBERTO CARLOS VILLATORO ANDRADE**

**Trabajo de Graduación aprobado por:**

**Docente Director :  
Dr. y M.Sc. Jonathan Antonio Berríos Ortiz**

**Docente Director :  
Ing. José Francisco Zuleta Morataya**

**Docente Director :  
Ing. Oscar Eduardo Marroquín Hernández**

**San Salvador, Diciembre de 2003**

**Trabajo de Graduación Aprobado por:**

**Docente Director : Dr. y M.Sc. Jonathan Antonio Berríos Ortiz**

**Docente Director : Ing. José Francisco Zuleta Morataya**

**Docente Director : Ing. Oscar Eduardo Marroquín Hernández**

## **AGRADECIMIENTO**

Extendemos nuestros agradecimientos al coordinador Dr. y M.Sc. Jonathan Antonio Berríos Ortiz y a los asesores Ing. José Francisco Zuleta Morataya e Ing. Oscar Eduardo Marroquín, por su inmenso aporte para la realización de este Trabajo de Graduación; también a nuestros compañeros que nos colaboraron, y al personal de la Unidad Productiva Metal Mecánica quienes nos ayudaron en intensamente en forma desinteresada.

*Roberto Carlos, José Efraín y  
Edwin Rafael*

## **DEDICATORIA**

A mis padres con todo el amor y admiración que se pueda profesar.

PAPA, Su ejemplo fortaleza y rectitud ante las adversidades me inspiraron en todo momento

MAMA, Sus consejos cariño y comprensión en procurar volverme cada vez mejor dieron frutos

A MIS HERMANOS con profundo respeto, Albert, siempre has sido un ejemplo para mi, José, eres mi inspiración por ser cada vez mejor

A MIS AMIGOS, con gratitud eterna, Artiga, Wilson, Memo, Carlos, simplemente muchas gracias este logro también es de ustedes.

A MIS COMPAÑEROS de trabajo de graduación, Edwin y Efraín, los mantendré por siempre en mi memoria, son el mejor grupo con el que he trabajado

Maestros y profesores, MUCHAS GRACIAS

*ROBERTO CARLOS ANDRADE*

## **DEDICATORIA**

Este triunfo logrado se lo dedico a:

**DIOS TODO PODEROSO:** Por haberme dado la vida y la sabiduría para permitirme culminar esta meta tan difícil e importante.

**A MIS PADRES:** Roberto García y María Edith de García que con tanto sacrificio y esfuerzo me apoyaron y me dieron fuerzas y fortaleza en los momentos difíciles para poder culminar mi carrera.

**A MIS HERMANOS:** Salomón, Mauricio, Carmen, María y Carlos por haberme apoyado en todo momento.

**A MIS AMIGOS Y COMPAÑEROS:** Especialmente a mis amigos de tesis que me comprendieron y apoyaron y nunca se dieron por vencidos para cumplir esta meta, también al Ing. Juan Carlos Artiga, Ing. Carlos Mauricio Solórzano, Wilson, Guillermo, Mozo, Lupita, a todos que conforman la SEIM, y a todos los que colaboraron para que fuese posible este triunfo. **GRACIAS A TODOS.**

*JOSÉ EFRAÍN GARCÍA ARIAS*

## **DEDICATORIA**

Este triunfo logrado se lo dedico de todo corazón a:

**DIOS TODO PODEROSO:** Por haberme iluminado con paciencia y sabiduría durante todo el desarrollo de mi Trabajo de Graduación.

**A MIS PADRES:** Rafael Antonio y Miriam Concepción por haberme apoyado en los momentos más difíciles de mi carrera, por haberme dado toda su comprensión y hacerme el camino menos difícil.

**A MIS HERMANOS:** Marvin y Henry por haberme dado aliento cuando siempre lo necesité.

**A MI HIJA:** Dionisia Azucena por haberme iluminado con su inocencia proporcionándome momentos de alegría cuando más lo necesité.

**A MIS ABUELOS:** Lilian del Carmen, Andrés, Concepción y Daniel por haberme aconsejado siempre para que yo siguiera adelante y lograr la culminación de este sueño.

**A MIS AMIGOS Y COMPAÑEROS:** A todos aquellos que hicieron posible este sueño, a todos mis amigos de la SEIM especialmente a Nelson Jaco, Nelson, Oscar, Julio, Elmer, Juan Carlos, Alex, Henry, Valeriano, Mauricio Polanco, William, Misael, Lucas, Herberth, Elvis, Ricardo Jiménez, Mario, Pedro Chávez, Manuel, Alex Ernesto, Luis Mozo; a mis amigos José Luis Sanabria, Carlos Vinicio, Wilson, Ing. Juan Carlos Artiga, Ing. Carlos Mauricio Solórzano, Ing. Carlos Palma, Guillermo, Mauricio García, Carlos García, los del grupo de matemática, al personal de la Unidad Productiva Metal Mecánica; a mis amigas Martha, Griselda, Cristina y Tatiana por haberme apoyado cuando me acerque a ellos. **GRACIAS A TODOS**

*EDWIN RAFAEL GONZÁLEZ*

## ÍNDICE

Introducción.....	xv
Listado de símbolo .....	xvi
CAPÍTULO I	
1 Antecedentes.....	1
1.1 Historia de los estudios de la fricción y el desgaste.....	1
1.1.1 Conceptos de desgaste y fricción.....	3
1.1.2 Tipos de desgaste.....	3
1.1.3 Topografía de las superficies.....	6
1.1.4 Contactos de sólidos.....	10
1.1.5 Estudio de la fricción.....	13
1.2 Teoría molecular de la fricción y del desgaste.....	16
1.2.1 Desgaste por fricción.....	17
1.2.2 Desgaste por adherencia.....	19
1.2.3 Desgaste por abrasión.....	25
1.2.4 Transferencia de metales durante el desgaste.....	26
1.3 Variables que afectan al desgaste.....	28
1.3.1 Efecto de la temperatura y la velocidad.....	28
1.3.2 Efecto de la carga y la distancia de deslizamiento.....	33
1.3.3 Solubilidad.....	35
1.3.4 Estructura cristalina.....	36
1.4 Tipos de máquinas para realizar ensayos de desgaste.....	38
1.5 Normas de la ASTM referentes a los ensayos de desgaste.....	43
CAPÍTULO II	
2 Diseño y proceso de construcción de la máquina.....	49
2.1 Variables de diseño.....	49
2.2 Dimensionamiento de la espiga y del disco.....	49
2.3 Proceso de diseño.....	51

2.4	Diseño del sistema mecánico.....	52
2.4.1	Sistema de sujeción de la espiga y del disco.....	52
2.4.2	Sistema de carga.....	54
2.4.2.1	Diseño del brazo y selección de las contrapesas.....	56
2.4.3	Sistema de transmisión de potencia.....	61
2.4.3.1	Diseño del eje de transmisión de potencia al porta disco.....	61
2.4.3.2	Selección de los rodamientos.....	78
2.4.3.3	Diseño de la transmisión de potencia .....	82
2.4.3.4	Selección del Motor.....	87
2.4.4	Estructura del banco.....	91
2.5	Descripción de los sistemas de control y medición de velocidad y fuerza de fricción.....	92
2.5.1	Control de la velocidad.....	92
2.5.2	Medición de la velocidad.....	93
2.5.3	Medición de la fuerza de fricción.....	95
2.6	Diseño del sistema eléctrico.....	96
2.6.1	Sistema de protección.....	96
2.6.2	Sistema de control.....	96
2.7	Proceso de construcción.....	97
2.7.1	Hojas de ruta.....	99
2.7.2	Diagrama de ensamble.....	116

### CAPÍTULO III

3	Ensayos y análisis de resultados.....	117
3.1	Puesta a punto de la máquina.....	117
3.2	Elaboración de guías prácticas de laboratorio.....	119
3.2.1	Guía de laboratorio para determinar la razón de desgaste entre dos materiales.....	120
3.3	Manual de operación y mantenimiento de la máquina.....	128
3.4	Costo del trabajo de graduación.....	130

CONCLUSIONES.....	133
REFERENCIAS.....	134
ANEXOS.....	136

## ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1 Trazos idealizados de las asperezas de una superficie que muestran la misma altura entre crestas y valles, pero diferentes longitudes de onda.....	7
Fig. 1.2. Pendiente de las asperezas de una superficie erosionada.....	8
Fig. 1.3. Principios de un medidor de rugosidad.....	9
Fig. 1.4. Asperezas superficiales.....	9
Fig. 1.5 Espiga hemisférica que presiona sobre una superficie.....	11
Fig. 1.6. Esfera con microasperezas.....	12
Fig.1.7. Superficie rugosa idealizada en contacto con una superficie plana.....	12
Fig. 1.8 Superficie real penetrada por una superficie plana.....	13
Fig. 1.9. Espiga hemisférica deslizándose sobre una superficie bajo la acción de una carga.....	14
Fig. 1.10 Curva característica de la razón de desgaste vs. distancia de deslizamiento.....	18
Fig. 1.11. Razón de desgaste vs. presión de contacto aparente.....	21
Fig. 1.12 Variación entre el tiempo de desgaste y la transferencia de metal.....	27
Fig. 1.13. Variación de la razón del desgaste con la temperatura.....	30
Fig. 1.14. Grafica de la razón de desgaste en relación con el recíproco de la dureza....	31
Fig. 1.15. Variación de la razón de desgaste y la transferencia de metal con la velocidad.....	32
Fig. 1.16. Variación de la razón de desgaste y la temperatura superficial vs. Velocidad para espigas aisladas térmicamente y enfriadas.....	33
Fig. 1.17. Desgaste del acero vs. acero a 100 kg/cm <sup>2</sup> y con lubricante líquido.....	35
Fig. 1.18 Espiga sobre mesa oscilante.....	39
Fig. 1.19 Máquina espiga sobre buje.....	39
Fig. 1.20 Cilindros cruzados.....	40
Fig. 1.21 Espiga sobre cilindro.....	40
Fig. 1.22 Máquina de espiga sobre disco.....	41
Fig. 1.23 Tribómetro CSEM.....	42

Fig. 1.24 Falex ISC-200PC.....	43
Fig. 1.25 Esquema de la máquina tipo espiga sobre disco.....	48
Fig. 2.1. Dimensiones de la espiga.....	50
Fig. 2.2. Dimensiones del disco.....	50
Fig.2.3. Esquema de la máquina.....	53
Fig. 2.4. Dimensiones del porta disco.....	53
Fig. 2.5. Dimensiones del porta espiga.....	54
Fig. 2.6. Esquema del sistema de carga.....	55
Fig. 2.7. Detalle A de la Fig. 2.6.....	55
Fig. 2.8. Esquema del brazo.....	56
Fig. 2.9. Esquema de las cargas en el brazo.....	59
Fig. 2.10 Contrapesos.....	60
Fig. 2.11. Esquema de las cargas en el eje.....	62
Fig. 2.12. Diagramas de cuerpo libre del eje, de cortante y momento flexionante en el plano X –Y.....	69
Fig. 2.13. Diagrama de cuerpo libre del eje, de cortante y momento flexionante en el plano Y-Z.....	70
Fig. 2.14. Esquema de las reacciones en el punto B y E.....	78
Fig. 2.15. Distribución geométrica de la transmisión.....	83
Fig. 2.16. Esquema de la máquina.....	87
Fig. 2.17. Estructura del banco.....	92
Fig. 2.18 Diagrama esquemático del circuito de control de la velocidad.....	93
Fig. 2.19. Esquema del tacómetro óptico.....	94
Fig. 2.20. Forma correcta de colocar la cinta reflectora.....	94
Fig. 2.21 Esquema del montaje del tacómetro y dinamómetro.....	95
Fig. 2.22 Diagrama simplificado del sistema eléctrico.....	96
Fig. 2.23. Diagrama del circuito de mando.....	97
Fig. 2.24. Diagrama del circuito de potencia.....	98
Fig. 2.25. Esquema del ensamble de la máquina.....	116
Fig. 3.1. Tablero principal de la máquina.....	128

## ÍNDICE TABLAS

Tabla 1.1 Características de los especímenes para los ensayos de desgaste.....	46
Tabla 1.2 Resultados de los ensayos de desgaste.....	47
Tabla 2.1. Cálculo de los volúmenes y pesos de cada sección del brazo.....	57
Tabla 2.2. Momentos con respecto a “z” para los puntos A, B, C, D, E, F, G y H.....	70
Tabla 2.3. Momentos con respecto a “x” para los puntos A, B, C, D, E, F, G y H.....	71
Tabla 2.4 Datos para calcular el factor de seguridad.....	77
Tabla 2.5 Características del rodamiento seleccionado.....	82
Tabla 2.6 Resultados de evaluar la Ec. 38 para cada elemento.....	89
Tabla 3.1 Condiciones a las que se realiza la puesta a punto.....	117
Tabla 3.2. Tabulación de lecturas y cálculos para la calibración de la máquina.....	119
Tabla 3.3. Resultados de los ensayos.....	123
Tabla 3.4. Resultados de los ensayos.....	125
Tabla 3.5. Resultados de los ensayos.....	127
Tabla 3.6 Precios del equipo y materiales que componen el sistema.....	130
Tabla 3.7 Costo de mano de obra para la fabricación de los elementos.....	131
Tabla 3.8 Costos de Recursos Humanos.....	131
Tabla 3.9. Costos Totales.....	132

## INTRODUCCIÓN

Aunque se cuenta con datos sobre el desgaste obtenidos en pruebas llevadas a cabo en máquinas industriales, los estudios de laboratorio se realizan en condiciones controladas que simulan los movimientos observados en situaciones reales.

Sin embargo, antes de efectuar dichas pruebas debe tenerse una buena base teórica sobre las variables que afectan al desgaste y el comportamiento de la fricción en los materiales.

El presente documento contiene los fundamentos teóricos necesarios para comprender al desgaste y la fricción, se inicia nuestra lectura con una introducción a los estudios de desgaste y la fricción en ellos se describe su historia desarrollo y teorías postuladas por diferentes investigadores.

Luego se definen los tipos de desgaste más importantes tales como adhesión, abrasión y fricción, y sus respectivas ecuaciones. En la siguiente parte se hace una descripción de las variables que afectan al desgaste según los resultados obtenidos por diferentes investigadores. Las variables a considerar son: la velocidad, la temperatura, la carga, la distancia de deslizamiento, la solubilidad, y la estructura cristalina. En la siguiente parte se presentan diagramas esquemáticos de máquinas de desgaste, así como también dos tipos de máquinas tipo espiga sobre disco que son distribuidas por laboratorios en el exterior. Finalmente se presenta un resumen de la norma de la ASTM G-99 – 95a denominada Método de Ensayo para pruebas de desgaste con aparatos espiga sobre disco, en esta norma se describe el método de ensayo, las características de la máquina y las características de la espiga y el disco.

## LISTADO DE SÍMBOLOS

- $\alpha$ : factor de probabilidad, ángulo de aspereza
- $\beta$ : ángulo de aspereza
- $\beta_1$ : probabilidad de producir un fragmento por desgasten en un encuentro
- $\mu$ : coeficiente de fricción
- $\theta$  : ángulo base de la aspereza
- $\rho$ : densidad del metal que se desgasta, es la densidad de la capa de oxido
- $\sigma_y$ : esfuerzo de deformación plástica
- $\sigma_a$ : presión de contacto aparente ejercida por la espiga sobre el disco
- $\tau$ : esfuerzo cortante del metal de la superficie que ha fluido plásticamente
- $\xi$ : espesor crítico de óxido
- $A$ : amplificador
- $A_e$ : área total de contacto real, área de contacto elástico
- $A_0$ : constante de Arrhenius
- $A_f$ : área de contacto real de la superficie en contacto
- CA: corriente alterna
- $D$ : desmodulador
- $d$ : diámetro, distancia de deslizamiento
- $E$ : energía media, modulo de Young
- $E_t$ : energía total disipada
- $E_{ab}$ : trabajo de adherencia entre los metales
- $e$ : número de hileras de átomos
- $F$ : carga aplicada
- $F_e$ : carga total
- $f_f$ : fuerza de fricción
- $F_o$ : fuerza interatómica de cohesión entre dos átomos en el cristal

$h$ : altura perdida debido al desgaste

$l$ : distancia de separación

$M$ : masa total de metal eliminado

$n$ : número de asperezas por unidad de área, es una constante que depende de la carga aplicada

$O$ : oscilador de válvula

$p_o$ : valor medio aritmético de las fuerzas individuales de repulsión

$P$ : factor de compresión

$R_t$ : altura máxima de una cresta o un valle

$R_a$ : lineal central media

$R_s$ : raíz media elástica

$R$ : radios de curvatura

$R$ : constante universal de los gases

$r$ : radio de la indentación, distancia entre el centro del disco y la espiga

$S$ : distancia de deslizamiento, fuerza cortante en la superficie

$T$ : temperatura absoluta de la superficie deslizante

$V$ : volumen de material eliminado

$v$ : velocidad de deslizamiento

$W$ : peso.

## **CAPÍTULO I**

### **1 ANTECEDENTES**

Siempre que dos sólidos estén en contacto directo que ocasione fuerzas de acción y reacción en ellos, pueden decirse que dichos sólidos sufren una interacción en la superficie. Si la superficie de esos sólidos no es perfectamente lisa, el contacto entre sus superficies sólo ocurre en ciertos puntos aislados, de ello se tiene la idea de un área aparente y un área real de contacto. En el área real de contacto el esfuerzo normal aplicado es alto y por tanto se formarán uniones o juntas las cuales se romperán al iniciarse el movimiento, la fuerza necesaria para romper estas uniones es una medida de la fricción. A medida se rompen las uniones aparecerán residuos de desgaste entre ambas superficies. Para comprender el desgaste, es indispensable estudiar la topografía y la naturaleza de las superficies. El grado de deformación superficial y subsuperficial de los sólidos representa una parte fundamental en el mecanismo de fricción y desgaste, por lo que al analizar la naturaleza y cantidad de desgaste de dos superficies en contacto, se deben estudiar los esfuerzos de contacto y los tipos de movimiento.

#### **1.1 HISTORIA DE LA FRICCIÓN Y DEL DESGASTE**

La historia de la ingeniería de la fricción es muy extensa. La primera aplicación práctica de la fricción fue el uso del calor friccional para producir fuego, lo cual tiene sus raíces en la prehistoria. La segunda aplicación de la fricción es el uso de trineos, rodillos o ruedas utilizando a menudo lubricantes líquidos con el propósito de minimizar el trabajo exigido al transportar objetos pesado, esto data desde hace más 3000 años.

El estudio científico de la fricción es, sin embargo, mucho más reciente que sus aplicaciones. De hecho el conocimiento de la fricción cinética y la fricción dinámica, se deben a la enunciación de la primera ley de Newton, la cual data del siglo XVII.

Entre los primeros investigadores de la fricción están **Amontons [1699]**, **Coulomb [1785]**, y **Morin [1833]**. Estos investigadores postularon que la fricción es debida al enclavamiento de las protuberancias mecánicas o asperezas en las superficies de los materiales en contacto, de esta manera se pudo explicar por qué la fuerza de fricción es proporcional a la carga e independiente del área de contacto. Esta explicación de la fricción fue llamada hipótesis de aspereza. Sin embargo, ellos también consideraron una explicación alternativa, sobre la fricción, la cual establece que ésta es debido a fuerzas adhesivas entre las superficies en contacto. A esta última explicación de la fricción se le llamo hipótesis de adherencia, lo cual implica que la fricción es proporcional al área de contacto, lo cual es contrario a la evidencia experimental.

La hipótesis de aspereza fue la más aceptada en el siglo XIX y XX. En 1920 aproximadamente surge de nuevo el interés de estudiar la hipótesis de adherencia, gracias a los trabajos de **Hardy [1919]** y **Tomlinson [1929]**. Por este tiempo se desarrolló el estudio atómico de las superficies gracias al trabajo de **Langmuir** y colaboradores al inicio del siglo XX, examinaron las propiedades de fricción de superficies con grados diferentes de contaminación. Las grandes diferencias de fricción producidas al variar la contaminación parecían explicar más fácilmente la hipótesis de adherencia, en lugar de la hipótesis de aspereza; aunque, el problema todavía permanecía, ya que la hipótesis de adherencia sugiere que la fuerza de fricción es proporcional al área de contacto.

Estas dificultades fueron aclaradas por tres grupos diferentes de investigadores: **Holm [1938]** quién estaba estudiando las propiedades del contacto eléctrico en materiales; **Ernst y Merchant [1940]** investigaron el proceso de corte en metales; y **Bowden y Tabor [1942]** quiénes tenían conocimiento en el comportamiento interatómico de las superficies. Estos investigadores señalaron que había una diferencia crucial entre el área aparente y el área real de contacto, y que sólo el área real de

contacto determinaba la magnitud de la fuerza de fricción. Puesto que el área real podría mostrar que es proporcional a la carga e independiente del área aparente, la hipótesis de adherencia puede ahora explicar los resultados experimentales, ya que la fuerza de fricción es independiente del área de la superficie aparente.

Desde ese tiempo, ha ido en aumento el interés en el proceso de la fricción y los estudios detallados de la manera como se produce la fuerza de fricción. El área real de contacto se compone de un número grande de regiones pequeñas de contacto o uniones, muchos de los estudios teóricos y experimentales, se han llevado a cabo para examinar el tamaño, forma, esfuerzos, deformación y ciclo de vida de las uniones.

La historia sobre el desgaste puede estar presentada en forma muy resumida, aunque el proceso debió haberse observado primero durante muchos años, sin embargo su estudio sistemático es más reciente. A partir de 1940 se comenzó a estudiar el desgaste mientras éste sucedía, esto gracias al desarrollo de la era nuclear, en la cual se crearon dispositivos Radiotrazadores con dicho propósito.

### **1.1.1 CONCEPTO DE DESGASTE Y FRICCIÓN**

El proceso de desgaste es el deterioro sufrido por dos superficies en contacto a causa de la interacción de sus rugosidades superficiales, esta interacción depende de la magnitud de la fuerza de presión que tiende a mantener en contacto ambas superficies.

Fricción es la resistencia al movimiento que se produce cuando dos objetos sólidos que se encuentran en contacto, son puestos en movimiento relativo uno con respecto del otro.

### **1.1.2 TIPOS DE DESGASTE**

El desgaste se puede clasificar de acuerdo a la naturaleza de las superficies en contacto, de la forma siguiente:

- 1) Metal contra metal
- 2) Metal contra no metal
- 3) Metal contra fluido.

Sin embargo, dado que la naturaleza de las superficies en contacto puede cambiar súbitamente, y lo que era metal contra metal podría volverse metal contra no metal, o bien una lubricación que en un principio era adecuada podría fallar posteriormente; por esta razón la clasificación anterior pierde validez al aplicarla en situaciones reales. Es por ello que se prefiere clasificar al desgaste aplicando la terminología de **Burwell [1958]** con la cual es posible establecer la causa primaria de cada forma de desgaste. Según **Burwell [1958]** los tipos principales de desgaste son: por adhesión, por abrasión, por erosión, por cavitación y por vibración.

El **desgaste por adhesión** ocurre cuando dos superficies se deslizan una sobre la otra o existe una presión que mantiene unidas a dichas superficies. La tendencia de dos superficies en contacto a adherirse proviene de fuerzas de atracción que existe entre los átomos de la superficie de ambos materiales. Si estas dos superficies en contacto son separadas posteriormente mediante la aplicación de una fuerza normal o tangencial, las fuerzas de atracción entre los átomos generan un esfuerzo que causa el desprendimiento de material de una superficie hacia la otra. El material desprendido tiene forma de partículas pequeñas que normalmente se transfieren a la otra superficie o se encuentran como partículas sueltas fuera de dicha superficie.

El **desgaste por abrasión** tiene lugar siempre que estén presentes partículas extrañas duras entre las superficies en contacto. Las partículas abrasivas se incrustan en una de las superficies y actúan como herramienta de corte, removiendo material de la otra superficie. Estas partículas pueden proceder del ambiente o como consecuencia del desgaste por adhesión y/o por un proceso de corrosión.

El **desgaste por erosión** es causado por un fluido a alta presión con partículas sólidas en suspensión las cuales al impactar sobre una superficie arrancan material de ella debido a los efectos de momentum de las partículas. La pérdida de material puede ser significativa, provocando roturas por fatiga. El grado de desgaste tiene relación con el ángulo de incidencia de la partícula con respecto a la superficie.

El **desgaste por vibración** se produce entre dos superficies que tienen movimiento oscilatorio relativo de pequeña amplitud, del cual se forman partículas abrasivas que originan cavidades en la superficie a medida que la oscilación continúa.

El **desgaste por cavitación** se origina en superficies entre las que existe fluido, el cual da origen a la formación de burbujas de vapor cuando éste llega a una presión menor que la presión de vapor. Estas burbujas son transportadas por el fluido hasta una región de mayor presión, donde el vapor regresa al estado líquido de forma súbita aplastándose bruscamente las burbujas. Si las burbujas de vapor se encuentran cerca o en contacto con una de las superficies cuando cambian de estado se producen presiones localizadas muy altas, ocasionando picaduras en dicha superficie.

### **Métodos para determinar el Desgaste**

La manera más común de determinar el desgaste consiste en examinar los materiales antes y después del deslizamiento, cualquier diferencia en los materiales se le atribuye al desgaste.

Entre los métodos más utilizados en la determinación del desgaste se tienen los siguientes:

- a) El método del peso consiste en pesar el componente a ser examinado, para ello dicho componente debe limpiarse cuidadosamente (generalmente se usan solventes como tricloroetileno o acetona), y luego se pesa.
- b) El método de medición mecánica utiliza un micrómetro que tiene una precisión de aproximadamente  $10^{-3}$  cm, el cual se utiliza para realizar las mediciones

necesarias para el cálculo del área dejada por la espiga. Este método es usado cuando se estudia el desgaste en componentes de gran tamaño, tales como los cilindros de un motor de automóvil.

- c) El método óptico consiste en hacer una pequeña indentación con un microdurómetro en la superficie a estudiar, y luego observar la reducción del tamaño de la indentación durante el deslizamiento.
- d) Las técnicas de Radiotrazadores son tan versátiles que es posible llevar a cabo varios experimentos. Con estas técnicas se puede estudiar la dinámica del proceso de desgaste por deslizamiento; así, si se desliza un espécimen radiactivo en una superficie no radioactiva de mayor dureza, éste formará una capa de residuos de desgaste radiactivos sobre la superficie, luego se reemplaza el espécimen radiactivo por uno no radiactivo y se reinicia el deslizamiento, al observar los residuos radiactivos con un Radiotrazador, éstos son reemplazados rápidamente de la superficie no radioactiva.

### **1.1.3 TOPOGRAFÍA DE SUPERFICIES**

Para comprender la interacción entre las superficies de las partes móviles de una maquinaria, es importante conocer la naturaleza original de dichas superficies, si éstas se encuentran libres de contaminantes u óxidos, y si es mecánicamente suave. Pero lo principal para comprender los mecanismos de fricción y desgaste es conocer que no existe una superficie perfectamente plana a escala microscópica ya que éstas presentan asperezas, o sea ondulaciones en la forma de colinas y valles. En la Fig. 1.1 se puede observar trazos idealizados de las asperezas de una superficie que poseen protuberancias todas de la misma profundidad, aunque la longitud de onda es grande o macrogeométrica, en la Fig. 1.1(a) por tanto esta superficie se define como lisa, en la Fig. 1.1(d) la longitud de onda es corta o microgeométrica, a esta superficie se le define

plana pero rugosa. En las Fig. 1.1**b-c** se ilustran superficies cuya rugosidad esté entre la Fig. 1.1**a-d**.

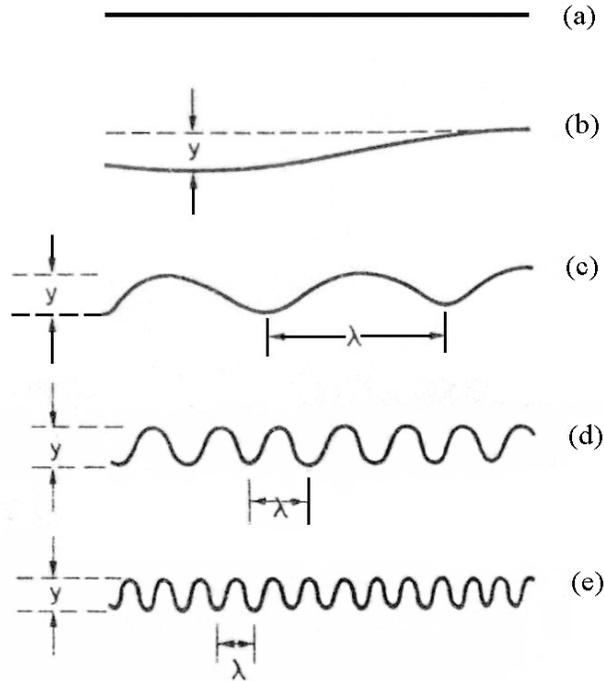


Fig. 1.1 Trazos idealizados de las asperezas de una superficie que muestran la misma altura entre crestas y valles, pero diferentes longitudes de onda. (a) Superficie Lisa, (b) Superficie Lisa pero no plana con longitud de onda macrogeométrica, (c) Superficie plana rugosa, (d) Superficie plana rugosa, (e) Superficie plana rugosa con longitud de onda microgeométrica

**Halliday [1955]** midió con ayuda de un microscopio de reflexión electrónica los ángulos de las asperezas de una superficie, colocada en una posición oblicua de manera que se pudiera observar el perfil de las asperezas. Las asperezas que han estado sujetas a abrasión, con frecuencia presentan una pendiente a distintos ángulos en relación con la superficie y en dos direcciones. En la Fig. 1.2 se presenta la naturaleza de las pendientes de las asperezas donde el ángulo  $\alpha$  anterior a la partícula abrasiva siempre es mayor que  $\beta$ . Los ángulos de aspereza tienen una función positiva en el modo de deformación de

los metales cuando se inicia el movimiento relativo de las superficies bajo la acción de una carga.

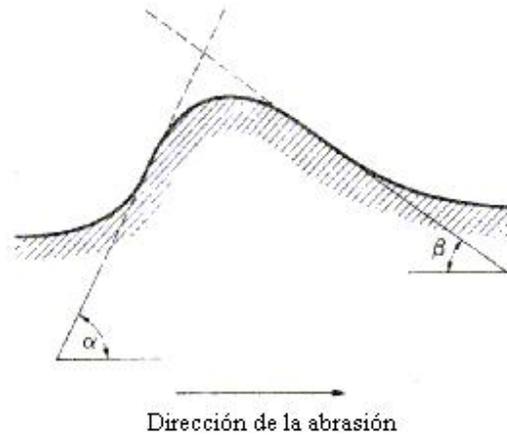


Fig. 1.2. Pendiente de las asperezas de una superficie erosionada según Halliday [1955].

El medidor de Tylor Hobson es un instrumento ampliamente usado debido a que permite registrar con rapidez la microtextura de una superficie. El principio de funcionamiento consiste en mover un estilite sobre una longitud representativa de la superficie rugosa (Fig. 1.3), el movimiento oscilatorio del estilite inclina la armadura sobre la cual están enrolladas las bobinas  $I_1$  e  $I_2$ , cada una alimentada con una corriente de alta frecuencia mediante un oscilador de válvula  $O$  (ver esquema del circuito eléctrico).

El movimiento de la armadura produce una variación en la impedancia de las bobinas y modifica la magnitud de la corriente de alta frecuencia, donde dicha variación en la magnitud de la corriente es amplificada por  $A$ . Un desmodulador  $B$  modifica la corriente de salida y alimenta al registrador de estilite, de modo que en éste se refleje la variación en la corriente de alta frecuencia a causa del movimiento de la armadura. Como las crestas y el espaciamiento entre ellos es pequeño, los trazos se amplifican de 400 a 75000 veces.

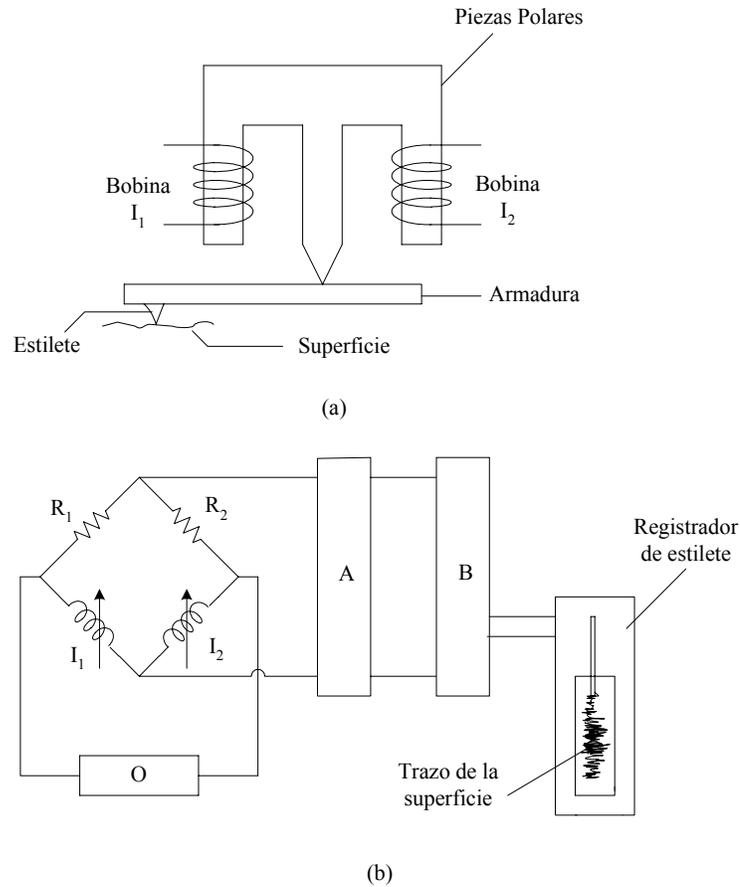


Fig. 1.3. Principios de un medidor de rugosidad. (a) Esquema del conjunto estilete y armadura, (b) circuito eléctrico del cual se obtiene el trazo de la superficie.

Las superficies con diversos grados de rugosidad pueden tener el mismo valor de altura máxima de una cresta a un valle  $R_t$  (Fig. 1.4), así que la medición de la altura entre cresta y valle no describe una superficie totalmente.

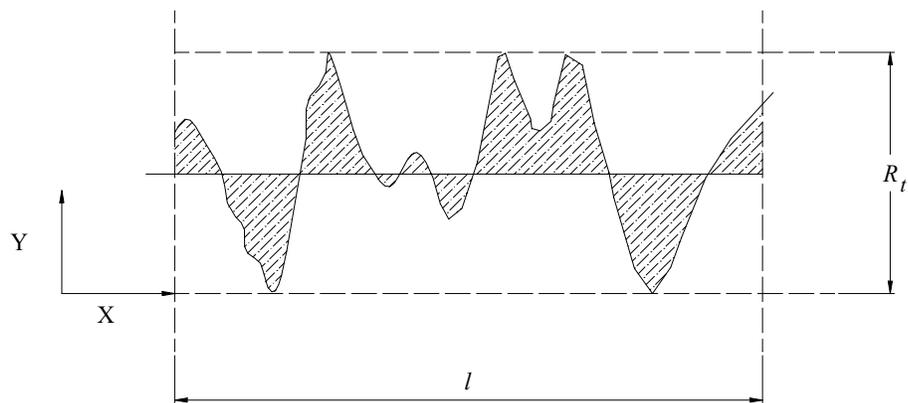


Fig. 1.4. Asperezas superficiales.

Es importante tener una estimación de la longitud de onda y especificar el espaciamiento entre asperezas, para ello es necesario determinar el número de crestas para una determinada longitud. Un método común es expresar la altura promedio de las ondulaciones superficiales calculando la línea central media  $R_a$  o la raíz media cuadrática  $R_s$ . El valor de  $R_a$  y  $R_s$  esta dado por las siguientes relaciones:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |Y| dx \quad (1.1)$$

$$R_s = \left( \frac{1}{l} \int_0^l y^2 dx \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1.2)$$

#### 1.1.4 CONTACTO DE SÓLIDOS

Si se presiona una superficie sobre la otra, la carga es soportada por las periferias de arriba de varias crestas en la superficie inferior, suponiendo que el miembro superior de los metales en contacto sea perfectamente plano. Por lo tanto, existe un área de contacto aparente entre las dos superficies y un área real de contacto definida por las periferias de arriba de varias crestas que soportan la carga.

Si se considera que una espiga hemisférica se desliza sobre una superficie bajo la acción de una carga ( $F$ ) (Fig. 1.5), y que la espiga y la superficie son perfectamente lisas, entonces puede demostrarse que el área real de contacto es proporcional a la raíz cúbica de la carga al cuadrado (Ec. 1.3) si el contacto es de naturaleza elástica, esto significa que la carga es baja y ninguno de los dos materiales alcanza el esfuerzo de fluencia.

$$A_e = \pi \left[ \frac{3FR}{4E} \right]^{\frac{2}{3}} \quad (1.3)$$

donde:  $F$ : carga normal aplicada

$R$ : radio de la indentación

$E$ : módulo de Young

$A_e$ : área de contacto elástico

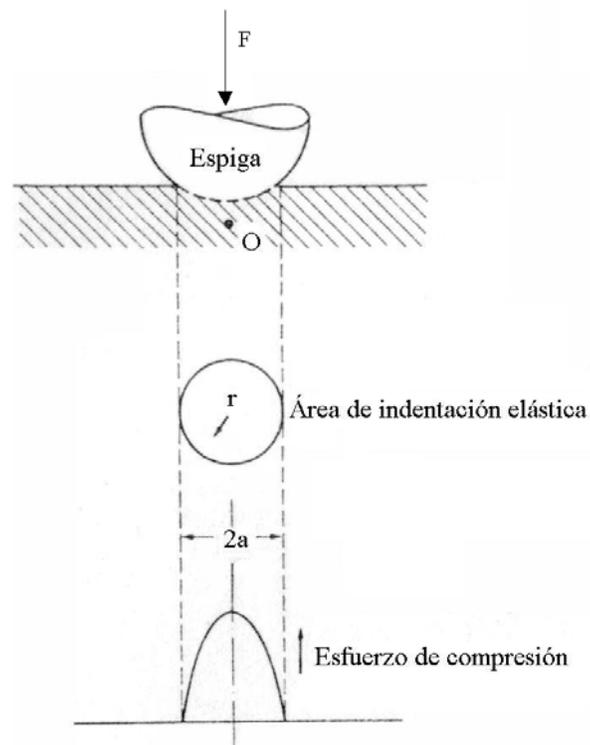


Fig. 1.5 Espiga hemisférica que presiona sobre una superficie

Sin embargo, las superficies ingenieriles, nunca son perfectamente lisas ya que además de tener asperezas, éstas a su vez estarán cubiertas de microasperezas (Fig.1.6). **Archard [1957]** demostró que el área real de contacto elástico es casi proporcional a la carga cuando en el análisis se consideran las asperezas y se toma en cuenta su rugosidad (microasperezas).

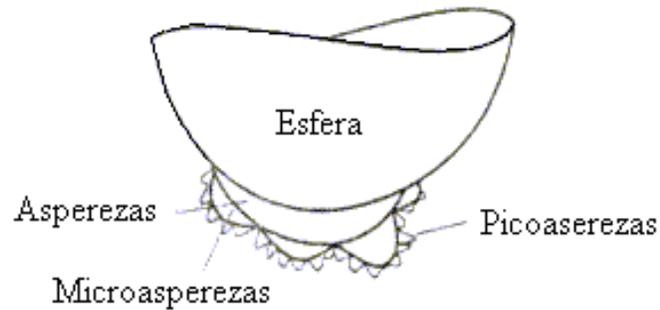


Fig. 1.6. Esfera con microasperezas

**Halling [1975]** idealizó una superficie rugosa en la cual no existían microasperezas y todas las asperezas eran perfectamente esféricas, cada una de radio  $R$ . Otra asunción que se hizo en lo que a la superficie lisa respecta es la penetración de estas protuberancias y la carga normal aplicada ( $F$ ) es tal que la deformación es totalmente elástica, estas suposiciones le sirvieron para demostrar que si el contacto es elástico, el área real de contacto no es directamente proporcional a la carga normal aplicada, esto se puede observar en la Figura 1.7.

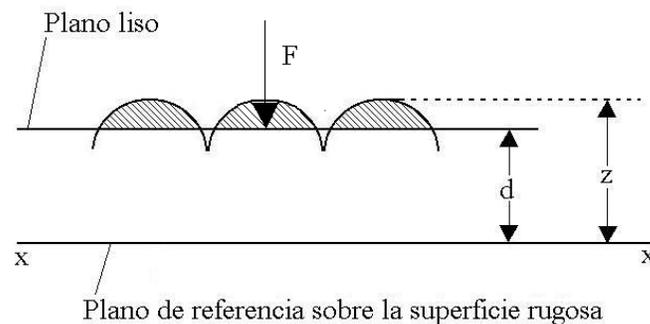


Fig.1.7. Superficie rugosa idealizada en contacto con una superficie plana

De lo cual dedujo la siguiente ecuación:

$$F_e = \frac{4 E}{3 \pi^{\frac{3}{2}} n^{\frac{1}{2}} R} \left( A_e^{\frac{3}{2}} \right) \quad (1.4)$$

donde:  $F_e$ : carga normal aplicada

$n$ : número de aspereza por unidad de área

Por lo tanto,  $A_e = \alpha F_e^{\frac{2}{3}}$

El análisis anterior se basó en un modelo ideal, ya que las superficies reales tienen asperezas de altura variable y distribución aleatoria (Fig. 1.8).



Fig. 1.8 Superficie real penetrada por una superficie plana

**Greenwood y Williamson [1966]** encontraron que el área real de contacto es directamente proporcional a la carga normal aplicada, aunque el contacto sea elástico, este resultado fue obtenido al realizar estudios en superficies rugosas reales.

Si a la superficie de la Fig. 1.7 se le aplica una carga normal que provoque el flujo plástico en dicha superficie, ésta presentará endurecimiento por trabajado en frío. En este sentido, los contactos posteriores con esta superficie serán de naturaleza elástica.

### 1.1.5 ESTUDIO DE LA FRICCIÓN

**Bodwen y Tabor [1964]** consideran la resistencia a la fricción entre dos superficies como la suma de dos componentes: una a cortante y otra de compresión. Si nuevamente se considera que una espiga hemisférica se apoya sobre una superficie plana bajo la acción de una carga normal  $F$ , esto ocasionará que en la superficie plana se forme una curva cóncava  $AOB$  cuya altura máxima es  $OC$  ( $h$ ) y un aplanamiento de cuerda  $d$

(diámetro de contacto), (Fig. 1.9). Sea  $f_f$  la resistencia a la fricción, que es la fuerza tangencial necesaria para iniciar el deslizamiento.

El efecto de la carga  $F$  es provocar la deformación de aquellas asperezas de la superficie plana que han hecho contacto con la espiga. Esto es, las superficies de los dos cuerpos se adhieren donde hay contacto.

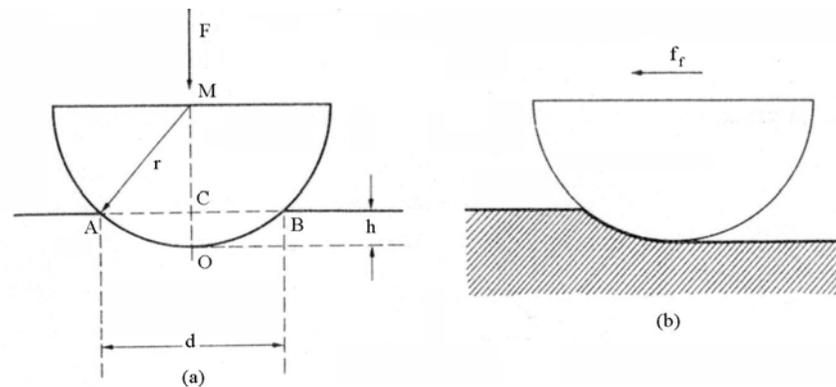


Fig. 1.9. Espiga hemisférica deslizándose sobre una superficie bajo la acción de una carga. a) espiga estacionaria; b) espiga en movimiento, produciendo una huella en forma de ranura.

Esto provoca que el esfuerzo cortante que hace que las uniones formadas por deformación plástica se rompan completamente antes de que la espiga se pueda mover sobre la superficie. Si  $\tau$  es el esfuerzo cortante del metal de la superficie que ha fluido plásticamente y  $A_t$  es el área de contacto real entre caras, la fuerza cortante en la superficie ( $S$ ) es:

$$S = A_t \tau \quad (1.5)$$

Es evidente que para mover horizontalmente la espiga en la misma dirección, se requiere de una fuerza adicional para desplazar la pared de metal delante de ella, a medida que se hunde en el metal de la superficie. Esta fuerza adicional es llamada factor de compresión  $P$ , la cual está dado por:

$$P = A' \sigma_y \quad (1.6)$$

donde  $A'$  es el área de la trayectoria correspondiente al segmento  $AOBC$  (área de contacto) (Fig. 1.9a) y esta dada por la siguiente ecuación:

$$A' = \frac{d^3}{12r} \quad (1.7)$$

Sustituyendo  $A'$  en la Ec. 6 se obtiene:

$$P = \frac{d^3}{12r} \sigma_y \quad (1.8)$$

Puesto que la resistencia a la fricción total ( $f_f$ ) está dada por la suma de los factores de compresión y cortante, se tiene:

$$f_f = S + P = A_t \tau + \frac{d^3}{12r} \sigma_y \quad (1.9)$$

Para la mayoría de los metales duros apoyados sobre superficies blandas, o posiblemente para la mayoría de las combinaciones con cargas ligeras, la profundidad de indentación es pequeña, de manera que el término  $d$  en la Ec. 1.9 puede despreciarse y el factor de compresión se hace insignificante. En este caso,

$$f_f = A_t \tau \quad (1.10)$$

Por otro lado el coeficiente de fricción,  $\mu$  es la resistencia a la fricción por unidad de carga, y está dado por la siguiente ecuación:

$$\mu = \frac{\tau}{\sigma_y} \quad (1.11)$$

**Amontons [1699]** postuló dos leyes sobre la fricción, éstas son:

Primera ley: la fuerza a la fricción es independiente del área aparente de contacto y es sólo proporcional a la fuerza aplicada.

Segunda ley: el coeficiente de fricción es independiente de la carga aplicada.

## 1.2 TEORÍA MOLECULAR DE LA FRICCIÓN Y DEL DESGASTE

La teoría molecular de la fricción y del desgaste fue propuesta por **Tomlinson [1929]**, al estudiar detalladamente la naturaleza de las fuerzas atómicas en una red cristalina y dedujo expresiones para la fricción y el desgaste de sólidos.

La hipótesis de **Tomlinson [1929]**, consiste fundamentalmente en que en condiciones de equilibrio las fuerzas de repulsión entre los átomos de un sólido contrarrestan las fuerzas de cohesión. Sin embargo, cuando dos superficies se encuentran en contacto, unos de los átomos de una superficies llegaran a estar lo bastante cerca de los otros átomos de la segunda superficie que entrar al campo de repulsión. Cuando esto sucede, las dos superficies se separan causando una pérdida de energía que se manifiesta como la resistencia debida a la fricción.

Cuando un átomo se desplaza de su estado natural de equilibrio, tiende a regresar a su posición original. Sin embargo, durante una separación puede entrar al campo de atracción de algún átomo vecino, así el átomo en tránsito queda sujeto a una atracción dictada por una distancia de separación  $l$  en ese instante y considerando la fuerza interatómica de cohesión  $F_o$  entre dos átomos en el cristal. La energía media  $E$  para un contacto atómico puede expresarse como  $E = F_o l$  y considerando que la energía total perdida es  $nE$ , la cual es igual al trabajo mecánico que viene expresado por  $\mu Px$ , por lo tanto,

$$\mu = \alpha \frac{F_o l}{e p_o} \quad (1.12)$$

donde:  $\mu$ : coeficiente de fricción

$\alpha$ : factor de probabilidad

$e$ : número de hileras de átomos

$p_o$ : valor medio aritmético de las fuerzas individuales de repulsión.

Los términos  $F_o$  y  $p_o$  están asociados con las constantes elásticas del material. Además esta ecuación demuestra que el coeficiente de fricción es independiente de la carga aplicada.

Una hipótesis aceptada para determinar el grado de deformación o proximidad entre dos superficies consiste en que un átomo se puede desprender y moverse a una distancia lo suficientemente dentro del campo de otro átomo en la superficie opuesta, donde encuentra una nueva posición de equilibrio. Esto significa que los átomos de un cuerpo pueden ser extraídos por los otros átomos en la superficie opuesta. Según **Tomlinson [1929]**, éste es el mecanismo del desgaste, y se expresa por la siguiente ecuación.

$$M = \frac{2 \alpha E_t \rho}{\mu \sigma_y} \quad (1.13)$$

donde:  $M$ : masa total de metal eliminado

$\rho$ : densidad del metal que se desgasta

$\sigma_y$ : esfuerzo de fluencia

$\mu$ : coeficiente de fricción

$\alpha$ : factor de probabilidad

$E_t$ : energía total disipada

En esta ecuación se demuestra que la masa total de material eliminado es inversamente proporcional al esfuerzo de fluencia.

### 1.2.1 DESGASTE POR FRICCIÓN

Los procesos de desgaste en metales se clasifican según el tipo de mecanismo que cause la eliminación del material de las superficies.

Si la pérdida de volumen o peso se grafica en forma continua relacionándola con la distancia de deslizamiento, se obtiene una curva característica como la que se presenta en la Fig. 1.10. El punto O corresponde al encendido de la máquina; es decir, cuando la distancia de deslizamiento es cero.

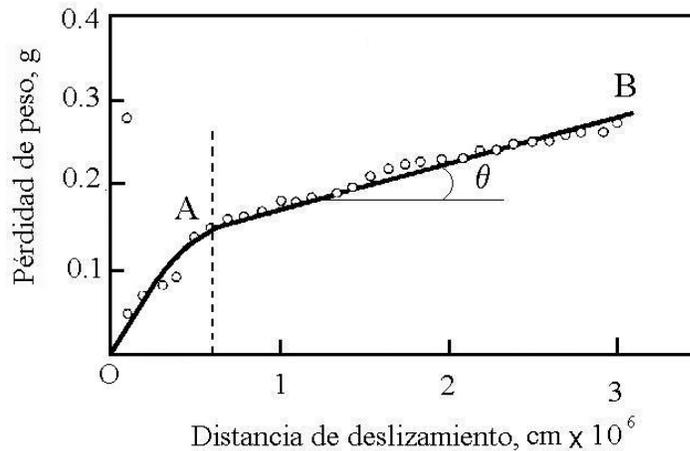


Fig. 1.10 Curva característica de la razón de desgaste vs. distancia de deslizamiento.

La cantidad pérdida de volumen en el régimen determinado por OA es el desgaste inicial y AB es el estado estacionario. La pendiente ( $\tan\theta$ ) del régimen estacionario es lineal y se utiliza para expresar la razón de desgaste de un material por unidad de distancia de deslizamiento a una carga y velocidad determinada, la cual será una constante para cada material, dependiendo de la naturaleza de la otra superficie.

Según el siguiente razonamiento, se puede establecer una ecuación matemática para el desgaste inicial de acoplamiento, también conocida como estado inestable o transitorio, en el instante del desgaste, la proporción de volumen eliminado por unidad de distancia deslizada debe ser función del volumen de metal disponible en las uniones en términos matemáticos será:

$$\frac{dV}{dS} = -nV \quad (1.14)$$

donde:  $V$ : volumen de material eliminado

$n$ : constante que depende de la carga aplicada.

$\frac{dV}{dS}$ : razón de volumen de desgastado

El signo negativo representa la situación en la que el volumen original en las uniones disminuye con la distancia de deslizamiento.

### 1.2.2 DESGASTE POR ADHERENCIA

Dos superficies que interactúan no sólo tienen contacto en unos puntos aislados, sino que hace que aparezcan esfuerzos elevados en estas áreas, lo cual produce una deformación plástica entre las superficies. Por el momento no existen todos los elementos para establecer una ecuación general de desgaste que pueda ser utilizada por los ingenieros de diseño, posiblemente porque el desgaste es un proceso complejo que depende, entre otras variables de la carga normal, la estructura cristalina y las propiedades mecánicas de los materiales. Sin embargo, se han formulado ecuaciones para el desgaste y se ha estudiado el desgaste por adherencia que se define como el proceso que produce pérdida de metal entre superficies que interactúan como resultado de la adherencia entre asperezas.

**Tomlinson [1929]** dedujo que el desgaste es inversamente proporcional al esfuerzo de fluencia del metal. De esta deducción tomó base **Holm [1946]** y propuso una ecuación que establece que a medida comienza el deslizamiento, el contacto entre átomos elimina a los átomos superficiales en los encuentros favorables, de manera que la pérdida de volumen  $V$  para una distancia de deslizamiento  $S$  viene dado por:

$$\frac{V}{S} = \beta \frac{F}{\sigma_y} = \beta A_t \quad (1.15)$$

donde:  $\beta$ : número de átomos que se eliminan por encuentro

$F$ : carga aplicada

$\frac{V}{S}$ : razón de volumen desgastado

$\sigma_y$ : esfuerzo de fluencia

$A_t$ : área real de contacto

El término  $\frac{V}{S}$  es la razón del volumen desgastado por unidad de distancia deslizada y se observa que es inversamente proporcional al esfuerzo de fluencia, se puede observar una similitud a la Ec.1.13.

La Ec. 1.15 establece que el volumen total de material eliminado por deslizamiento es proporcional a la carga normal aplicada y a la distancia de deslizamiento e inversamente proporcional al esfuerzo de fluencia.

La supuesta remoción de metal por extracción de átomos ha sido rebatida por muchos investigadores en base a que los residuos del desgaste invariablemente son agregados de partículas metálicas más pequeñas. Esto indica que en un encuentro, se elimina una fracción de los límites de las superficies que es mucho mayor que el tamaño de un átomo.

Se han realizado ensayos para determinar la razón de desgaste, haciendo correr espigas cónicas de latón y de acero sobre discos de acero, al graficar diferentes puntos del volumen de metal eliminado contra distancia de deslizamiento, se observa un período inicial de acoplamiento seguido por un estado estacionario de desgaste, como se puede observar en la Fig. 1.11.

A partir de la Fig. 1.11 **Burwell y Strang [1952]** dedujeron la ecuación siguiente:

$$h = \beta \frac{\sigma_a}{\sigma_y} S \quad (1.16)$$

donde:  $h$ : altura perdida debido al desgaste

$\sigma_a$ : presión de contacto aparente ejercida por la espiga sobre el disco

$\beta$ : probabilidad de producir un fragmento por desgasten en un encuentro

$\sigma_y$ : esfuerzo de fluencia

$S$ : distancia de deslizamiento

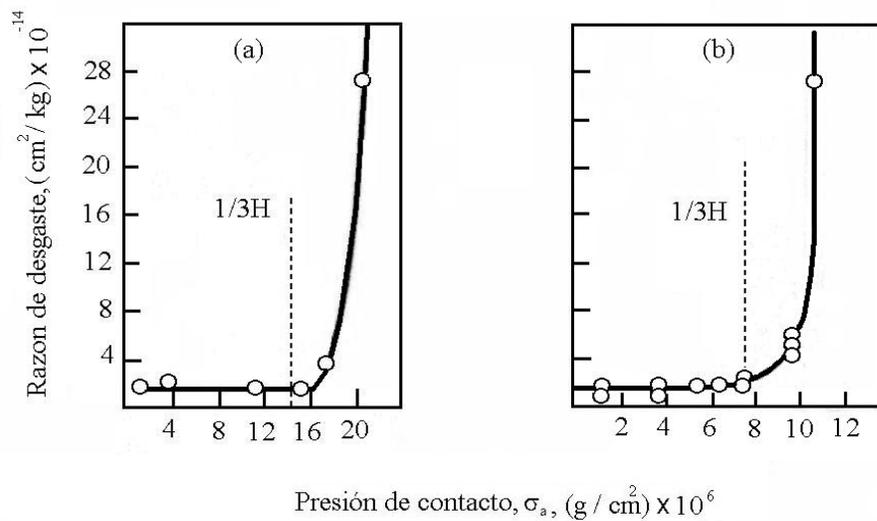


Fig. 1.11. Razón de desgaste vs. presión de contacto aparente(Burwell y Strang).

En esta ecuación se representa la pérdida de altura de la espiga debido al desgaste, **Burwell y Strang [1952]** graficaron la razón de desgaste expresada como  $h / \sigma_a S$  vs.  $\sigma_a$ , registrando que para una presión de contacto ( $\sigma_a$ ), ésta es equivalente a la tercera parte de la dureza de la espiga; por lo tanto, se obtiene un considerable aumento en el valor de la razón de desgaste.

Dos superficies planas hacen contacto con las periferias superiores que fluyen plásticamente a causa de los esfuerzos localizados que se concentran en ciertos puntos de la superficie. Cuando la carga es muy baja, el contacto sólo ocurre en tres puntos y, a

medida que aumenta el esfuerzo externo, el área inicial de contacto se incrementa, cuando esto sucede, se da una mejor adherencia entre los dos metales, esto es, el espacio entre las dos superficies disminuye, lo que da como resultado que más protuberancias hagan contacto en otras partes. Se descarta la idea de que se eliminen átomos aislados de las superficies; es decir, se supone que el desgaste se produce por eliminación de fragmentos de metal de la superficie.

No todas las uniones que se rompen forman residuos de desgaste, esto es importante ya que se sabe que una fricción alta no necesariamente corresponde a un desgaste proporcionalmente alto; por otro lado, mientras que la ruptura de cada unión da como resultado una componente de resistencia al deslizamiento, no siempre se produce un desprendimiento de la superficie metálica que produzca la formación de residuos, lo que puede significar simplemente que a medida que se rompa la unión, permanece unida a la superficie metálica en forma de áreas rugosas microscópicas o bien si es plástica puede extenderse sobre la superficie metálica

Las superficies reales no se encuentran en una distribución regular de protuberancias hemisféricas, sino que tienen formas probablemente entre cono y hemisferio. Un factor importante de las superficies tribológicas es que pronto se endurecen por trabajado en frío hasta cierta profundidad y es probable que la interacción sea principalmente elástica, ya que el esfuerzo cortante hertziano máximo se haya por debajo de la superficie, es probable que un agrietamiento por fatiga empiece por un punto y propagarse a la superficie para producir residuos de desgaste.

Si la adhesión entre los metales es más fuerte que uno de los metales, o que ambos, el metal más débil sufrirá fractura, en este caso, parte del metal de menor dureza se adhiere al otro. La aspereza a la que se adhiere el metal será más grande y probablemente encontrara más asperezas que antes, además, en algunas áreas se

desarrollará una condición de metales semejantes en contacto, ambos resultados tenderán a promover aún más adhesiones y más transferencia de metal.

La transferencia de metal de una parte a otra ocasionará que una de las partes parezca más desgastada, este desgaste se presentara únicamente en las áreas de las asperezas y tenderá a ocurrir en forma lineal, a esto se le caracteriza por la condición de rayado. Si se desarrollan suficientes adhesiones, la fuerza requerida para romperlas será superior a la fuerza aplicada en la operación, y los metales quedaran imposibilitados para deslizarse entre ellos, esto es lo que se le conoce como condición de desbastado.

El desgaste por adherencia se ha analizado y como resultado se han obtenido ecuaciones, pero tomando en consideración que las superficies que se encuentran en contacto estén perfectamente limpias; es decir, que se encuentren libres de contaminantes, pero en la realidad esto no puede ocurrir, debido a que no se cuenta con condiciones de limpieza química ya que esto se encuentra al vacío y en las atmósferas naturales.

Para el desgaste mecánico se requieren  $1/\beta$  encuentros para que se acumule un espesor crítico de óxido ( $\xi$ ) antes de que éste se separe para formar una partícula de desgaste. Es probable que la película se elimine por hundimiento causado por una aspereza de mayor dureza.

Realizando ciertas sustituciones a la Ec. 1.15 se tiene:

$$\frac{V}{S} = \left[ A_0 \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \frac{d}{v\xi^2 \rho^2} \right] \frac{F}{\sigma_y} \quad (1.17)$$

donde  $\beta$  es:

$$\beta = A_0 \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \frac{d}{v\xi^2 \rho^2} \quad (1.18)$$

donde:

$A_0$  : constante de Arrhenius

$R$  : constante universal de los gases

$T$  : temperatura absoluta de la superficie deslizante

$d$  : diámetro del área de contacto

$v$  : velocidad de deslizamiento

$\xi$  : espesor crítico de óxido

$\rho$  : densidad de la capa de óxido

Debido a que el desgaste en volumen por unidad de distancia deslizada esta directamente relacionada por  $\beta$ , un valor alto de este parámetro significa un incremento en el grado de desgaste y viceversa. Si la película de óxido es delgada permanecerá unida a la superficie y la pérdida de volumen estará restringida; sin embargo, se conoce bien el efecto protector de la película de óxido en relación con el daño y desgaste de la superficie.

**Rowe [1966]** realizó una modificación a la ecuación para el desgaste por adherencia que presento **Holm [1946]** la cual fue incorporar un factor  $\alpha$  que toma en cuenta la presencia de contaminantes superficiales, el cual se define matemáticamente como  $\alpha = A_t / A$  donde  $A_t$  y  $A$  son las áreas reales y aparentes de contacto respectivamente. Esta relación tiene un valor entre cero y la unidad, por lo tanto la ecuación modificada para el volumen de material eliminado  $V$  que corresponde a una distancia de deslizamiento  $S$  es:

$$V = \alpha \beta A_t S \quad (1.19)$$

De la ecuación anterior se puede deducir que para cuando  $A_t$  es cero, no existirá desgaste pero para que  $\alpha$  sea la unidad, el área aparente debe ser igual al área total de las uniones.

### 1.2.3 DESGASTE POR ABRASIÓN

El desgaste abrasivo puede definirse como el desgaste que ocurre a temperaturas normales (temperatura ambiente) como resultado del contacto dinámico entre superficies metálicas desgastadas y partículas o fragmentos abrasivos. El desgaste por abrasión puede dividirse en tres categorías: *i*) abrasivo penetrante, *ii*) de alto esfuerzo o abrasión pulverizante y *iii*) abrasión ligera, de bajo esfuerzo por rayado o por erosión. Las tres categorías pueden presentarse simultáneamente en una pieza desgastada.

El tipo de desgaste penetrante se caracteriza por altos esfuerzos (generalmente causados por impacto) y da como resultado una considerable microdeformación de la superficie, una característica muy importante de este tipo de desgaste, es que el abrasivo el cual suele tener un buen apoyo y su acción penetrante puede compararse a una herramienta de corte. Las tasas de desgaste abrasivo generalmente se expresan en términos de milésimas por hora, que representa la velocidad normal a la que el metal se elimina de la superficie del material.

El tipo de abrasión pulverizante ocurre cuando dos superficies se frotan entre sí en un medio arenoso con suficiente fuerza para producir trituración en las partículas de mineral o en otros abrasivos atrapados entre las dos superficies. El deterioro ocurre por rayado, por flujo plástico local y agrietamiento microscópico. Por lo tanto, aun cuando la abrasión originalmente observada entre las superficies puede ser bien suave de inmediato se convierte en una abrasión destructiva.

Los principales factores que ocasionan desgaste por erosión son la velocidad y el bajo impacto cuando el movimiento es paralelo a la superficie. Por lo común este desgaste depende de la dureza de las partículas y en muchas ocasiones también en los filos que éstas presentan.

Cuando un cuerpo de alta dureza se desliza sobre otro de menor dureza, si se aplica el esfuerzo normal se puede notar una serie de surcos lo que se conoce como desgaste por abrasión de dos materiales

**Bowden y Tabor [1964]** demostraron que durante el hundimiento, el volumen total del surco marcado por cm de deslizamiento es  $F/2\sigma_y$ , donde  $F$  es la carga normal aplicada, por lo tanto la resistencia al desgaste por abrasión viene dado por:

$$R = \frac{2 \sigma_y}{F} \quad (1.20)$$

Esta ecuación indica que mientras uno de los materiales tenga mayor dureza, más resistente será la abrasión.

En muchas ocasiones el residuo del desgaste atrapado raya las superficies deslizantes de las máquinas, aunque también se supone que reduce el desgaste. Si bien la fricción se expresa como la suma de las resistencias al corte del número de uniones formadas con la carga normal, no se puede afirmar que la ruptura de los puntos de contacto simultáneamente produzca la formación de residuos de desgaste.

A medida se aplica una carga, se forman uniones por flujo plástico. Las áreas que están en contacto entre las superficies no son iguales debido a que el tamaño de cualquier unión es diferente de otra que se encuentre cerca de ella. Mientras más pequeñas sean las uniones son más numerosas pero aumentan en tamaño al incrementarse la carga normal, o posiblemente por el resultado de una fuerza tangencial.

#### **1.2.4 TRANSFERENCIA METÁLICA DURANTE EL DESGASTE**

El proceso de desgaste en situaciones de deslizamiento se relaciona con la formación y el crecimiento de uniones nucleadas por las asperezas que entran en contacto. Es probable que el deslizamiento bajo una carga provoque un cambio en las propiedades metalúrgicas de los materiales en contacto y el efecto tiene una influencia significativa sobre el modo de desgaste.

Los estudios cuantitativos de la transferencia de metal se han llevado a cabo mediante técnicas de rastreo con un estilete radioactivo en las que una espiga radiada se desliza sobre una superficie no radiada y la cantidad de metal que se transfiere se registra por medio de un contador **Géiser-Muller** unido a la máquina de desgaste. En la Fig. 1.12, se presenta que el primer efecto del deslizamiento en el cual la espiga se desgasta con mayor rapidez, sin embargo, se llega a una etapa en que la cantidad de metal transferido alcanza un valor constante cuando la rapidez de desgaste llega al estado estacionario.

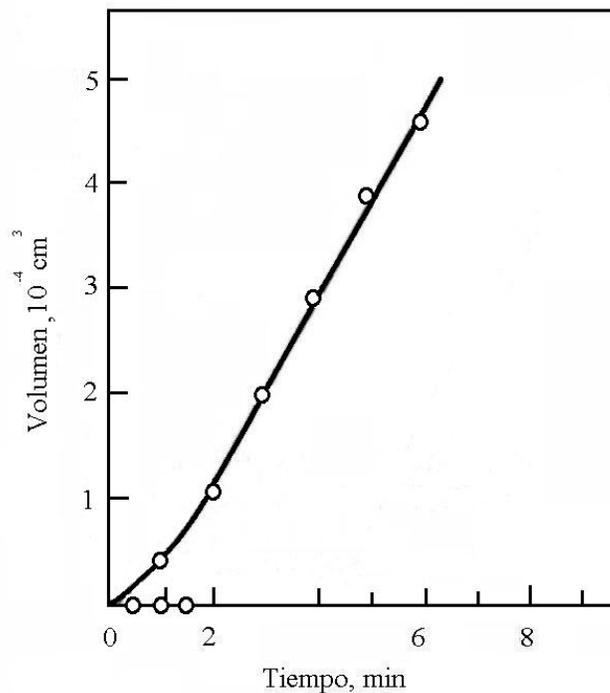


Fig. 1.12 Variación entre el tiempo de desgaste y la transferencia de metal de una espiga de latón que se desliza sobre un anillo de estelita

El deslizamiento continuo resulta en un incremento del tamaño de los fragmentos y en la rugosidad de las superficies. El metal se transfiere en forma de partículas discretas según **Kerridge y Lancaster [1956]** demostraron que un fragmento de desgaste que se desprende de las superficies es aproximadamente ocho veces el área de la partícula transferida y seis veces su espesor.

### **1.3 VARIABLES QUE AFECTAN EL PROCESO DE DESGASTE**

La complejidad en el estudio del desgaste se acentúa al considerar el número de factores necesarios para describirlo. Los principales factores que intervienen en el desgaste pueden enumerarse en la forma siguiente:

- 1) Variables relacionadas con los materiales en contacto: dureza, tenacidad, estructura y composición química.
- 2) Variables relacionadas con el servicio: materiales en contacto, presión, velocidad, temperatura, acabado de la superficie, lubricación y corrosión.

Además, el desgaste que ocurre en la práctica es, en la mayoría de los casos, una combinación de los diferentes tipos de desgaste. Pequeñas partículas que se encuentran entre dos superficies en contacto pueden dar como resultado un desgaste por abrasión, o bien los productos resultantes del proceso de corrosión pueden dar como resultado el desgaste y un daño posterior.

#### **1.3.1 EFECTO DE LA TEMPERATURA Y LA VELOCIDAD**

Se ha demostrado que el desgaste de los metales depende principalmente de la interacción de asperezas entre dos superficies que deslizan. La energía disipada debido al trabajo mecánico inevitablemente ocasiona un incremento en la temperatura, aunque esto sucede de manera intermitente en lo que se refiere a los puntos de contacto real por la adherencia y posterior deslizamiento de las uniones. Estos incrementos momentáneos de temperatura tienen una duración del orden de  $10^{-4}$  segundos. El calor que se desprende en la fricción se disipa en el área circundante, lo que ocasiona que las puntas de las asperezas alcancen temperaturas elevadas, aunque el cuerpo del componente permanezca relativamente frío. Un incremento en la carga o en la velocidad de deslizamiento aumenta la temperatura de las uniones y, en casos extremos, puede causar fusión incipiente.

No hay una forma simple de medir las temperaturas de las áreas reales de contacto, pero se puede obtener la temperatura general de un par de metales en interacción. Puesto que tanto la ley del desgaste por adherencia como la del desgaste por abrasión consideran que las propiedades mecánicas como esfuerzo de fluencia y dureza del metal se ven afectadas por el ambiente térmico, es por ello que es conveniente realizar un estudio de la fricción y del desgaste a temperaturas altas, lo cual resulta importante debido a que las partes rotatorias deben trabajar a altas temperaturas.

**Lancaster [1957]** realizó experimentos a diferentes temperaturas a espigas de latón 60/40 sobre discos de acero, los cuales lo llevaron a demostrar que a medida que se incrementa la temperatura se aumenta la razón de desgaste de la espiga, logrando así determinar un valor límite de temperatura, el cual depende de la carga normal aplicada (Fig. 1.13), y al sobrepasar el valor máximo se tiene una caída en la razón de desgaste del latón. En la Fig. 1.13 se presenta la razón de desgaste a una carga constante de 2 kg, con una rotación del disco a una velocidad de deslizamiento de 1.3 cm/s, se utilizó una velocidad de deslizamiento baja para mantener al mínimo el calor producido por fricción.

El primer régimen de desgaste (Fig. 1.13) demuestra que la resistencia de contacto es casi constante, pero existe un pequeño incremento progresivo en la fricción. Esto demuestra que la dureza del latón en la espiga disminuye con la temperatura y la razón de desgaste aumenta por ser inversamente proporcional a esta propiedad mecánica

A cualquier temperatura, hay una carga de transición bajo la cual los óxidos superficiales no se destruyen por completo y la razón de desgaste es baja. Por encima de la carga de transición el contacto metal a metal es amplio y el desgaste es alto. Se ha demostrado que con cualquier carga o temperatura, el mecanismo de desgaste ocurre por transferencia del latón sobre el disco de acero y posteriormente se desprende la película depositada.

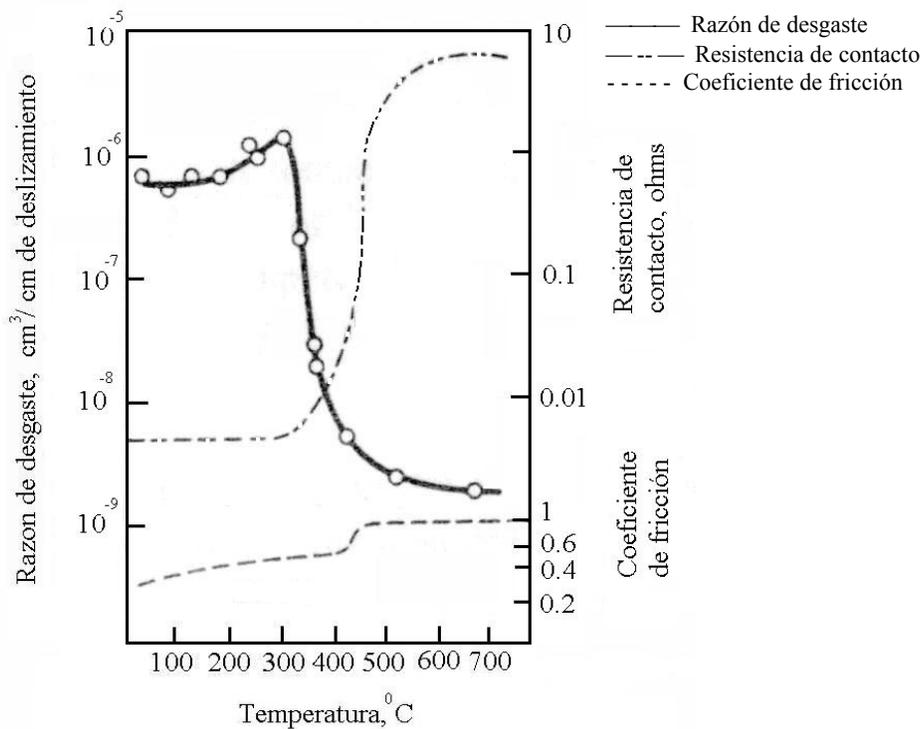


Fig. 1.13. Variación de la razón del desgaste con la temperatura para un latón (60/40), sobre acero para herramientas.

**Hughes y Spurr [1955]** han efectuado deslizamiento de espigas de acero sobre discos de hierro colado en un intervalo de velocidades de 100 – 500 cm/s y con cargas variables entre 0.8 – 3 kg. Al incrementar la carga y la velocidad, aumenta la temperatura disminuyendo en consecuencia la dureza de la espiga. Se logró medir la dureza de acero a la temperatura resultante determinada por una combinación particular de carga y velocidad. Si ahora la razón de desgaste se grafica contra el recíproco de la dureza medida, se obtiene una relación lineal, como se presenta en la Fig. 1.14.

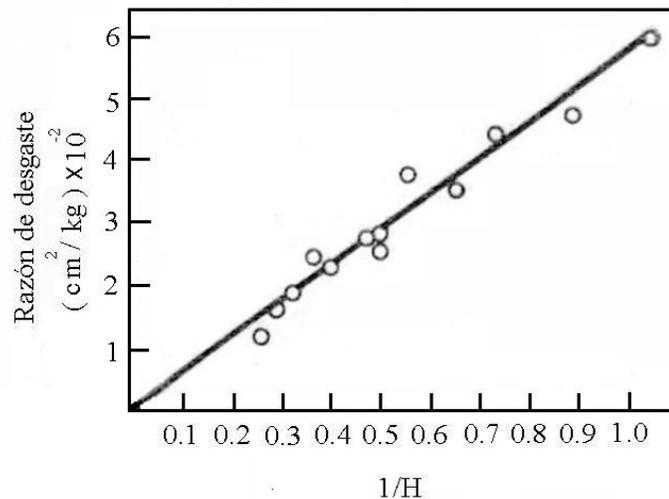


Fig. 1.14. Gráfica de la razón de desgaste en relación con el recíproco de la dureza.

Puesto que al incrementar la velocidad de deslizamiento se produce un aumento de la temperatura de las superficies en contacto, lo cual favorece la formación de óxido. Un incremento en la temperatura significa también que la dureza del metal disminuye, por un aumento en la razón de desgaste. Esto sucede así, si la temperatura de las superficies en contacto es suficientemente elevada. Se sabe que a velocidades muy altas se produce la fusión de las superficies en contacto, efecto que se acentúa si el punto de fusión y la conductividad térmica del material son bajos.

Sin embargo, el efecto general de incrementar la velocidad de deslizamiento es causar una reducción en la razón de desgaste lo que se demuestra en un estudio detallado del desgaste de latón 60/40 sobre acero en un intervalo de velocidades de 0.01 a 500 cm/s utilizando una máquina de espiga sobre disco. En la Fig. 1.15 se presentan variaciones de razón de desgaste con una carga de 22.5 kg aplicándole velocidad y se aprecia un decremento seguido de un incremento en la razón de pérdida de metal cuando se sobrepasa una velocidad aproximada de 100 cm/s. **Hirts y Lancaster [1960]** observaron la razón de transferencia de metal por medio de una técnica de trazadores radiactivos y en la Fig. 1.15 se presenta que ésta equivale a la razón de desgaste. En

otras palabras, el mecanismo básico del desgaste no cambia cualquiera que sea la velocidad de deslizamiento, esto es, se transfiere metal de la espiga al disco y a partir de esta capa depositada se forman residuos de desgaste. Para determinar si esto es por el efecto de un incremento de temperatura, se realizó una serie de experimentos en los cuales la espiga se enfrió con agua.

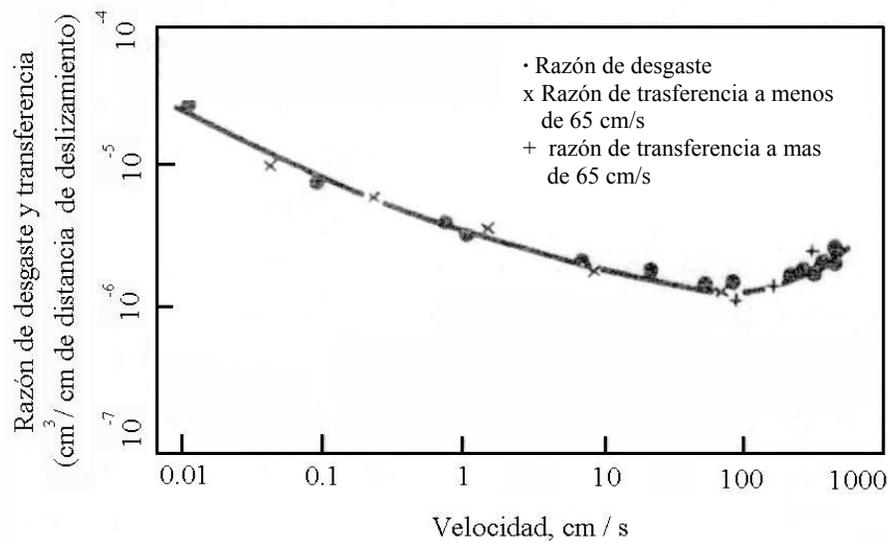


Fig. 1.15. Variación de la razón de desgaste y la transferencia de metal con la velocidad.  
Carga 22.5 kg

Así, en la Fig. 1.16 se presenta que en ese caso la razón de desgaste continuó disminuyendo. A la inversa, si el latón se aislaba térmicamente del soporte de la espiga, el aumento del desgaste a alta velocidad fue mayor que el obtenido cuando la espiga no se encontraba aislada o se la enfriaba con agua.

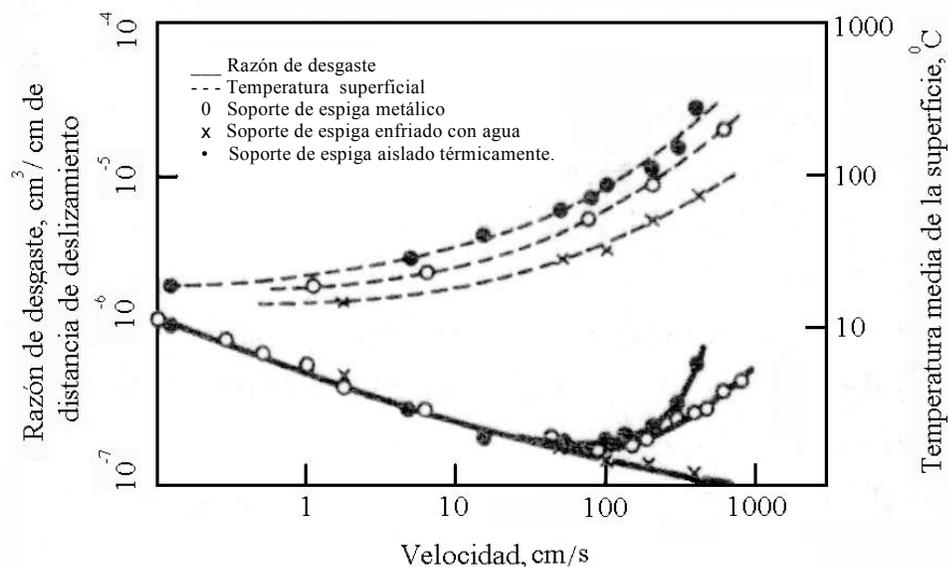


Fig. 1.16. Variación de la razón de desgaste y la temperatura superficial vs. velocidad para espigas aisladas térmicamente y enfriadas. Carga 3 kg.

### 1.3.2 EFECTO DE LA CARGA Y LA DISTANCIA DE DESLIZAMIENTO

Se ha descubierto que el desgaste se incrementa de forma casi proporcional a la carga. Sin embargo, esta relación se pierde con el calor de fricción. Si un metal como el cobre se presiona sobre el acero, cierta cantidad de cobre se transfiere al acero, de esa manera el área de la unión podría estimarse utilizando radiotrazadores. **Rabinowicz [1953]** demostró que la masa  $M$  de la fracción más grande de residuo podría relacionarse con la carga normal aplicada  $F$ .

$$M = CF^\alpha \quad (1.21)$$

Donde,  $C$  es una constante y  $\alpha$  para el cobre sobre acero tiene un valor de 0.3 la naturaleza fraccionaria de  $\alpha$  en la Ec. 1.21 demuestra que la masa del fragmento de desgaste sólo se incrementa a medida aumenta la carga. El mismo estudio demostró que el efecto predominante de aumentar la carga aplicada fue que aumentara el número de uniones.

**Lipson [1960]** enunció como regla general que ante esfuerzos inferiores a  $1/3$  BHN (aproximadamente en el punto de fluencia), el desgaste será independiente de la carga.

Se ha determinado que la tasa de desgaste es linealmente proporcional a la distancia recorrida. Los resultados de experimentos realizados por **Piggott y Wilman [1957]**, graficados en la Fig. 1.17 demuestran que el desgaste se inicia linealmente y después describe una curva exponencial.

En este tipo de experimentos cabe notar dos aspectos:

- 1) Los resultados obtenidos muestran que la magnitud del desgaste en el arranque inicial no pueden ser determinados
- 2) La pendiente del estado estacionario de desgaste por el contrario si puede ser obtenida.

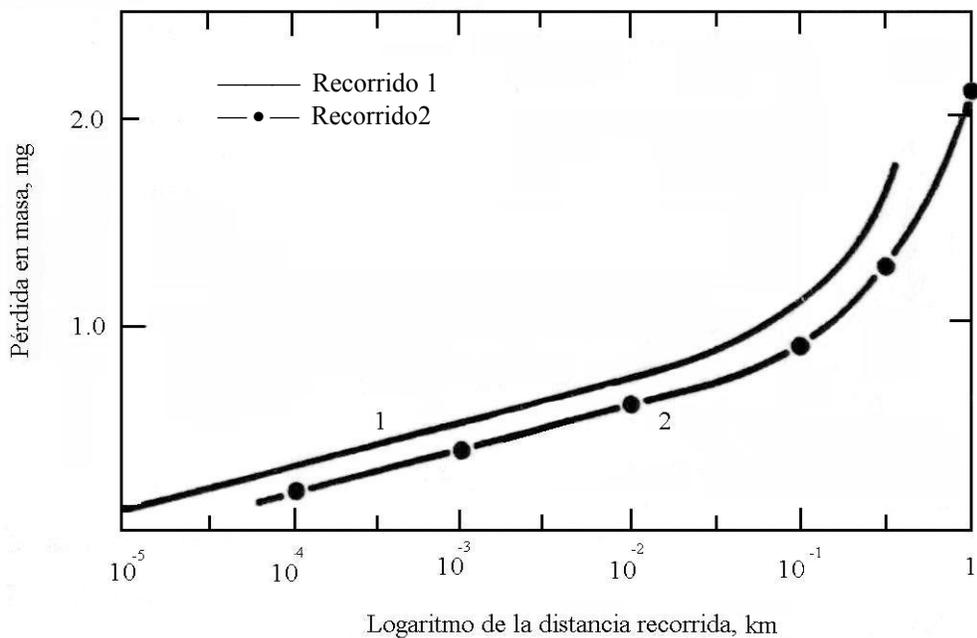


Fig. 1.17. Desgaste del acero vs. acero a  $100 \text{ kg/cm}^2$  y con lubricante líquido parafínico

### 1.3.3 SOLUBILIDAD

Cuando los materiales se deslizan al vacío, se experimenta un incremento en la magnitud del desgaste, lo que se atribuye a la formación de uniones fuertes que crecen y se aglutinan debido a la soldadura de las asperezas en estado sólido. Considerando la naturaleza transitoria de la vida de una unión, a primer lugar es difícil de imaginar la manera como se forman y desarrollan las nuevas uniones, ya que el crecimiento debe producirse por difusión a escala atómica y el proceso depende del tiempo. Probablemente, los aumentos instantáneos de temperatura en las asperezas contribuyen a desarrollar las uniones, ya que la velocidad de difusión se acelera al incrementarse la temperatura.

La disminución en el crecimiento de las uniones y por lo tanto la resistencia de los metales al rayado o desgaste se correlaciona en forma cualitativa con las solubilidades sólidas de las combinaciones metálicas.

**Roach, Goodzeit y Hunnicutt [1956]** estudiaron la resistencia al rayado de 38 metales diferentes contra el acero, friccionando muestras cuadradas de 1.56 cm sobre discos de acero girando a 23.3 m/s y variando la carga sobre las muestras hasta un máximo de 540 kg. Para determinar la resistencia al rayado se tomó como criterio la capacidad de carga de los especímenes sin que se produjera adherencia. La resistencia al rayado de las muestras se clasificó en base a la carga que produjo adherencia entre las muestras. Dicha clasificación es la siguiente:

- 1) Excesiva resistencia al rayado: produjo agarre al llegar a una carga de 135 kg.
- 2) Mala resistencia al rayado: cuando una carga de 135 kg no se podía sostener durante 1 minuto de deslizamiento.
- 3) Regular resistencia al rayado: mismas condiciones que en literal 2) pero aumentando la carga a 225 kg;

- 4) Buena resistencia al rayado; no se produjo adherencia al sostener el deslizamiento hasta 1 minuto con una carga normal de 225 kg.

La resistencia de los materiales al rayado de acuerdo con esta clasificación es como se presenta a continuación:

- a) Muy mala: berilio, silicio, calcio, titanio, cromo, hierro, cobalto, níquel, zirconio, columbio, molibdeno, rodio, paladio, serio, tantalio, iridio, platino, oro, torio, uranio.
- b) Mala: magnesio, aluminio, cobre, cinc, bario, tungsteno.
- c) Regular: carbono, cobre, selenio, cadmio, telurio.
- d) Buena: germanio, plata, cadmio, indio, estaño, antimonio, talio, plomo, bismuto.

De estos resultados se dedujo que los materiales que tienen buena resistencia al desgaste tienen una solubilidad limitada en acero o forman compuestos intermetálicos con éste.

Utilizando metales de pureza comercial, **Coffin [1956]** examinó el aspecto de solubilidad en atmósferas seleccionadas utilizando una máquina de espiga-disco y llegó a la conclusión de que los metales que presentan solubilidad mutua forman uniones coherentes y se desgastan con facilidad.

#### **1.3.4 ESTRUCTURA CRISTALINA**

El desgaste se atribuye a la interacción plástica de los metales en cierta etapa de la vida de un par. La deformación plástica de los metales ocurre por deslizamiento, esto es, por el corte de los planos de átomos que se encuentran uno sobre otro. El deslizamiento es anisótropo y la dirección es casi siempre aquella en que los átomos se encuentran empacados de manera más compacta. Los planos de deslizamiento también son aquellos que tienen el mayor número de átomos. Así, la dirección del deslizamiento varía de acuerdo con la estructura cristalina, para metales cúbicos de caras centradas

(fcc). Los metales cúbicos de cuerpo (bcc) centrado se deslizan a lo largo, mientras que la dirección para materiales hexagonales compactos (hcp) es opuesta.

**Buckley [1968]** introdujo el concepto de adherencia para demostrar como la estructura cristalina de un metal influye sobre su comportamiento de fricción y desgaste. El proceso de la soldadura de asperezas puede describirse por un coeficiente de adherencia como:

$$\lambda = \frac{\text{Fuerza necesaria para separar dos sólidos adheridos}}{\text{Carga normal aplicada}}$$

El enlace de adherencia entre los materiales se relaciona con su módulo de elasticidad y dureza, mientras que el coeficiente de fricción depende de la forma en que las superficies en contacto se adhieren o deslizan. Esto es, si las superficies que se deslizan están favorablemente orientadas de manera que el proceso de deslizamiento sea suave entre los planos correspondientes del cristal metálico.

La razón por la que se obtienen coeficientes de fricción tan divergentes en condiciones experimentales idénticas se debe a que se restringe el movimiento de las dislocaciones, las cuales forman un aglutinado que actúan como barrera para un deslizamiento posterior en los planos de deslizamiento que se interceptan. Se tiene la idea de que, inicialmente, las asperezas se sueldan con rapidez debido al fácil deslizamiento. Sin embargo, estas uniones son difíciles de destruir ya que se endurecen por trabajado en frío a causa de la estructura cristalina característica y esto incrementa la fuerza friccional.

Sin embargo, al considerar la Ec. 1.11 es difícil retomar este modelo con el hecho de que a medida que aumenta la resistencia cortante de las uniones también aumenta el esfuerzo de fluencia. Pero al considerar el trabajo necesario para que ambas superficies se adhieran, ocasiona que el valor del denominador en la Ec. 1.11 disminuya. Por lo

tanto, deberá presentarse un coeficiente de fricción elevado. Para considerar el efecto del trabajo de adherencia la Ec. 1.11 se modifica de la siguiente forma:

$$\mu = \frac{\tau}{\sigma_y - \left( \frac{2E_{ab} \cot \theta}{r} \right)} \quad (1.22)$$

donde:  $\tau$ : resistencia cortante de la superficie de menor dureza

$\sigma_y$ : tensión de fluencia de la superficie de menor dureza

$E_{ab}$ : trabajo de adherencia entre los metales

$\theta$ : ángulo base de la aspereza

$r$ : radio de la indentación

#### 1.4 TIPOS DE MÁQUINAS PARA REALIZAR ENSAYOS DE DESGASTE

Existen diferentes tipos de máquinas para realizar ensayos de desgaste algunas de las principales son:

##### a) Espiga sobre mesa oscilante (Fig. 1.18)

Esta máquina está constituida por los siguientes elementos: una superficie plana capaz de moverse en las direcciones de la flecha (1), la espiga (2) está fija en un anillo (5), la carga normal se aplica por medio del tornillo (3) y ésta se evalúa por la deflexión del anillo, un brazo horizontal (4) fijo a una suspensión bifilar está también fijo al anillo (5) y el arrastre friccional provoca una deflexión que se puede medir.

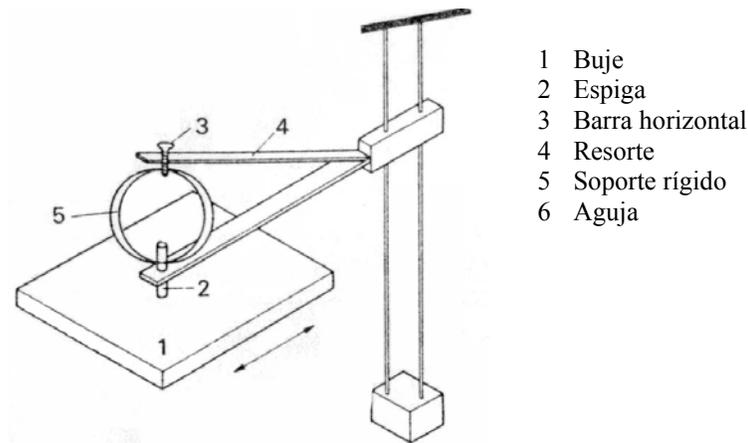


Fig. 1.18 Espiga sobre mesa oscilante.

b) Espiga sobre buje (Fig. 1.19)

En esta máquina la espiga (2) se fija a una barra horizontal de carga (3). Luego de sujeta la espiga se coloca sobre un buje rotatorio (1). La barra de carga está fija a un resorte (4) y el otro extremo está fijo a un soporte rígido (5). El arrastre friccional hace que el resorte se estire y éste mueve una aguja (6) la cual se encuentra unida a un trozo de hierro suave suspendido en un campo magnético. La deflexión de la aguja debido a la fricción hará que el núcleo se mueva provocando un cambio de fuerza del campo inducido. La señal resultante se puede amplificar y registrar.

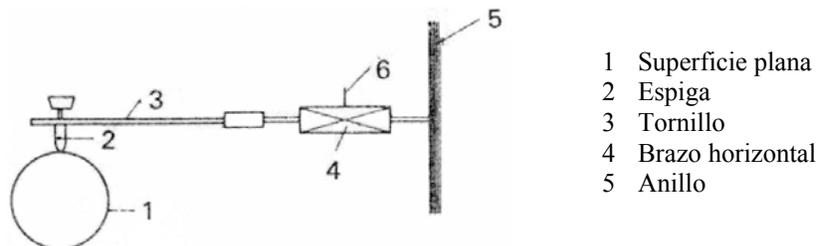


Fig. 1.19 Máquina espiga sobre buje.

c) Cilindros cruzados (Fig. 1.20)

En esta máquina una espiga es cilíndrica (1) y se coloca sobre un cilindro giratorio de mayor diámetro. La espiga se encuentra acoplada a un resorte (2) el cual se deforma debido al arrastre friccional, dicha deformación es sensada por un transductor (3).

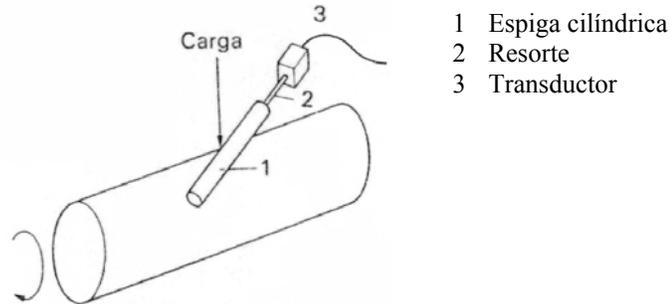


Fig. 1.20 Cilindros cruzados

d) Espiga sobre cilindro (Fig. 1.21)

Esta máquina está constituida por una espiga de geometría cilíndrica o hemisférica (1) que está acoplada sobre un cilindro, que gira a determinadas rpm. La deflexión de la espiga debida a la fricción se mide por medio de transductores o calibradores de deformación acoplados a la sección reducida (2).

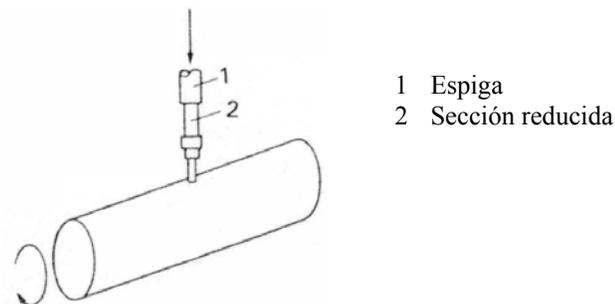


Fig. 1.21 Espiga sobre cilindro

e) Máquina de cuatro bolas

El propósito principal de esta máquina es evaluar las propiedades antiadherentes de los aceites, pero también puede utilizarse para determinar la razón de desgaste, esta máquina funciona así: en un anillo se colocan tres bolas de acero de 12.5 mm de diámetro que está en contacto entre sí y una cuarta bola se fija al extremo de una barra vertical, la cual queda en contacto con las otras tres bolas inferiores. Una palanca que soporta un peso ajustable comprime las tres bolas estacionarias sobre la cuarta y el momento de torsión que se transmite se mide durante la rotación de la barra vertical. El coeficiente de fricción se registra durante la prueba y se miden las huellas causadas por el desgaste sobre las tres bolas.

f) Máquina de discos

En la máquina de discos, se hace rotar un disco sobre otro, con una carga dada, tal como normalmente se hace para simular estudios de diseño de engranes. Un disco se encuentra sobre un rodamiento rígido, mientras que el otro se sujeta a un dispositivo oscilante.

g) Máquina de espiga sobre disco

Esta máquina es usada para pruebas de desgaste (Fig.1.22), en ella la espiga (1) se coloca perpendicularmente a un disco giratorio (2). Las variables que rigen las pruebas son la carga normal, la velocidad de deslizamiento, la atmósfera y la temperatura ambiente. La cantidad de desgaste puede establecerse pesando la espiga en una balanza analítica.

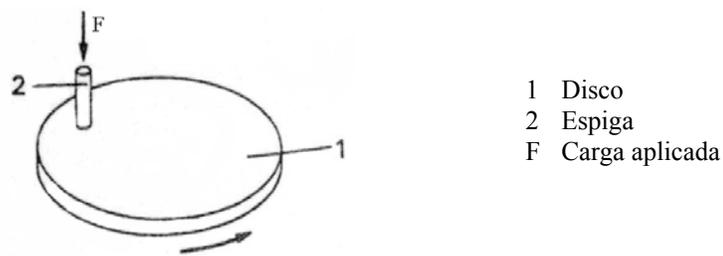


Fig. 1.22 Máquina de espiga sobre disco

### Modelos de máquinas tipo espiga sobre disco

A continuación se presentan diferentes modelos de máquinas utilizadas por laboratorios internacionales para la realización de ensayos de desgaste, dichos modelos serán tomados como parámetro para la selección del prototipo a construir.

a) Tribómetro CSEM (Ver Fig. 1.23)



Fig. 1.23 Tribómetro CSEM

Características:

Cargas aplicadas	1, 2, 5 y 10 N (hasta un máximo de 60 N)
Presición	10m N (1 gramo)
Fuerza de fricción	Arriba de 10 N (40 N opcional)
Velocidad de rotación	0.3 a 500 rpm (1500rpm opcional)
Dimensiones del disco	r = 60 mm, h = 35 mm (r = 140 mm opcional)

b) FALEX ISC – 200PC (Ver Fig. 1.24)



Fig. 1.24 Falex ISC-200PC

Características:

Cargas aplicadas	Arriba de 10 N
Radio de la espiga	0.0625" a 0.25"
Velocidad de rotación	Arriba de 1800 rpm (400, 800, 1500 rpm opcional)
Dimensiones del disco	Arriba de 2.75" de diámetro

### **1.5 NORMAS DE LA ASTM REFERENTES A LOS ENSAYOS DE DESGASTE**

Los ensayos de desgaste con máquinas tipo espiga sobre disco están regidos bajo la norma de la ASTM G 99 – 95a, en ella se describe un procedimiento de laboratorio para determinar el desgaste y el coeficiente de fricción de materiales durante deslizamiento. Los materiales se ensayan en pares bajo condiciones no abrasivas. Los resultados son presentados en unidades del Sistema Internacional.

Esta norma se encuentra referenciada a los siguientes documentos:

a) Normas de la ASTM:

E 122. Práctica para la selección del tamaño de la muestra para estimar una medida de calidad para un lote o proceso.

E 177. Práctica para el uso de los términos de precisión y tendencia en métodos de ensayo de la ASTM.

E 178. Práctica para relacionarse con las observaciones de los ensayos.

G 40. Terminología relacionada al desgaste y erosión.

b) Otras Norma.

DIN-50324. Ensayos de fricción y desgaste.

### **Resumen del método de ensayo**

Para los ensayos de desgaste de en máquinas tipo espiga sobre disco, se requieren dos especímenes. Se posiciona una espiga con una punta hemisférica, perpendicular al disco. La trayectoria del deslizamiento es un círculo en la superficie del disco. El plano del disco puede orientarse horizontalmente o verticalmente.

La espiga normalmente se coloca contra el disco a una carga dada por medio de un brazo o palanca a la cual se le agregan pesos. Se pueden usar otros métodos de carga, tales como: hidráulico o neumático.

Los resultados de desgaste se reportan separadamente como la pérdida de volumen en milímetros cúbicos para la espiga y el disco. Se recomienda que cada material se ensaye en ambas posiciones como espiga y como disco. La cantidad de desgaste es determinada midiendo dimensiones lineales apropiadas de ambos especímenes antes y después de la prueba, o pesando ambos especímenes. Si se usan medidas lineales de desgaste, el cambio de longitud o cambio de la forma de la espiga, y la profundidad o cambio de la forma de la huella de desgaste del disco (en milímetros) son determinados por cualquier técnica de metrología utilizando un perfilómetro; las

medidas lineales de desgaste se convierten a volumen (en milímetros cúbicos) usando relaciones geométricas. Con frecuencia se usan las medidas lineales de desgaste puesto que la pérdida de masa es a menudo demasiado pequeña para medirse con precisión.

Los resultados de desgaste normalmente son obtenidos realizando los ensayos para una distancia de deslizamiento, carga y velocidad seleccionadas. En Tablas 1.1 y 1.2 se presentan las condiciones utilizadas por diferentes ensayos dependiendo del propósito que se tenga pueden seleccionarse otras condiciones para los ensayos.

Los resultados de desgaste pueden ser graficados como volumen de desgaste versus distancia de deslizamiento utilizando varios especímenes para diferentes distancias de deslizamiento. Dichos gráficos pueden presentar relaciones lineales y no lineales entre volumen de desgaste y la distancia de deslizamiento en ciertas porciones de distancia de deslizamiento recorrida. La causa de dichas diferencias se debe al período de asentamiento y a la transición entre diferentes regiones de mecanismos dominantes de desgaste. La magnitud de tales períodos no-lineales depende de los limitantes del sistema de la prueba, materiales, y condiciones de la prueba.

Tabla 1.1. Características de los especímenes para los ensayos de desgaste

	Composición, % en peso	Microestructura	Dureza HV10	Rugosidad <sup>A</sup>	
				$R_z$ , $\mu\text{m}$	$R_a$ , $\mu\text{m}$
Bola de acero (100Cr6) (AISI 52100) <sup>B</sup> Diámetro 10 mm	1.35 a 1.65 Cr 0.95 a 1.10 C 0.15 a 0.35 Si 0.25 a 0.45 Mn < 0.030 P < 0.030 S	Martensítica con baja cantidad de carburos y austenita	$838 \pm 21$	0.100	0.010
Disco de acero (100Cr6) (AISI 52100) <sup>C</sup> Diámetro 40 mm	1.35 a 1.65 Cr 0.95 a 1.10 C 0.15 a 0.35 Si 0.25 a 0.45 Mn < 0.030 P < 0.030 S	Martensítica con baja cantidad de carburos y austenita	$852 \pm 14$	0.952	0.113
Bola de Alumina Diámetro 10 mm <sup>D</sup>	95% de $\text{Al}_2\text{O}_3$ (adicionado con $\text{TiO}_2$ , MgO y ZnO)	Alumina Alfa Equigranular con muy pocas fases secundarias	$1610 \pm 101$	1.369	0.123
Disco de Alumina Diámetro 40.6 mm <sup>D</sup>	95% de $\text{Al}_2\text{O}_3$ (adicionado con $\text{TiO}_2$ , MgO y ZnO)	Alumina Alfa Equigranular con muy pocas fases secundarias	$1599 \pm 144$	0.968	0.041

<sup>A</sup> Medido con perfilómetro.  $R_z$  es la rugosidad promedio entre cresta y valle.  $R_a$  es la media aritmética de las rugosidades.

<sup>B</sup> Bolas estándar para rodamiento (SKF)

<sup>C</sup> Espaciadores estándar para rodamiento de empuje (INA)

<sup>D</sup> Fabricado por C.I.C.E.S.A.

Tabla 1.2. Resultados de los ensayos de desgaste

Especímen	Resultados	Pares de especímenes			
		Acero sobre acero	Alumina sobre acero	Acero sobre alumina	Alumina sobre alumina
Bola	Diámetro de la huella de desgaste (mm)	2.11 ± 0.27	NM	2.08 ± 0.35	0.3 ± 0.06
	Razón de desgaste (10 <sup>-3</sup> mm <sup>3</sup> )	198	.....	186	0.08
	Numero de valores	102 (102)	.....	60 (64)	56 (59)
Disco	Diámetro de la huella de desgaste (mm)	NM	0.64 ± 0.12	NM	NM
	Razón de desgaste (10 <sup>-3</sup> mm <sup>3</sup> )	.....	480 (480)	.....	.....
	Numero de valores	.....	60 (60)	.....	.....
	Coefficiente de fricción	0.60 ± 0.11	0.76 ± 0.14	0.60 ± 0.12	0.41 ± 0.08
	Número de valores	109	75	64	76

<sup>A</sup> Condiciones de los ensayos: F = 10 N; v = 0.1 m/s; T = 23 °C; Intervalo de humedad relativa 12 – 78%; Distancia de deslizamiento = 1000 m; Diámetro nominal de la pista de desgaste = 32 mm; Materiales: acero AISI 52100 y Alumina  $\alpha$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.

Los números entre paréntesis presentados en la Tabla 1.2 se refieren al total de datos obtenidos en los ensayos. De acuerdo con la norma de la ASTM E178, los datos más dispersos fueron identificados en algunos casos y descartados, resultando en el número sin paréntesis. Estos resultados fueron proporcionados por veinte laboratorios, en dichos resultados las cantidades calculadas (por ejemplo: la razón de desgaste) están dados solamente como valores promedio; los valores etiquetados NM se encontraron mas pequeños que el límite reproducible de la medida.

### Descripción de la máquina

En la Fig. 1.25 se presenta un dibujo esquemático de una máquina tipo espiga sobre disco. Un tipo de sistema típico consiste en un eje que sostiene un disco, un

dispositivo de brazo de palanca para sostener la espiga, y un mecanismo para aplicar la carga.

El motor de la máquina es de velocidad variable y debe mantener constante su velocidad cuando se aplique la carga. El motor debe montarse de tal manera que su vibración no afecte la prueba. Las velocidades de rotación están típicamente en el intervalo de 60 a 600 rpm.

La máquina deberá tener un contador de revoluciones para sensar el número de revoluciones del disco, y debe detener la máquina después de un número pre-seleccionado de revoluciones.

La carga aplicada por la espiga sobre el disco debe ser equivalente a la masa de los pesos que se colocan en el brazo de palanca. El porta espiga y brazo de palanca deben construirse de manera que se reduzca las vibraciones de éstos durante los ensayos.

La espiga tiene forma hemisférica con un diámetro desde 2 a 10 mm. Los diámetros del disco desde 30 a 100 mm. y con espesores en el intervalo de 2 a 10 mm. Las dimensiones de los especímenes ensayados por diferentes laboratorios en máquinas tipo espiga sobre disco se presentan en la Tabla 1.1.

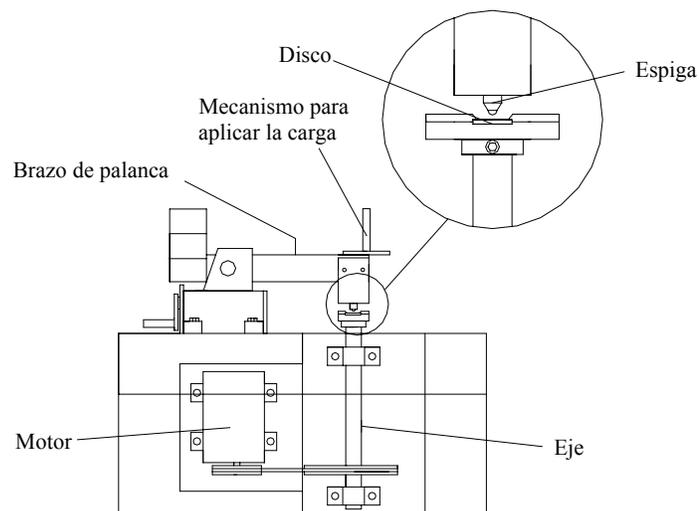


Fig. 1.25 Esquema de la máquina tipo espiga sobre disco

## CAPITULO II

### 2 DISEÑO Y PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

En el diseño y proceso de construcción de la máquina se debe de tomar en cuenta algunos parámetros tales como: variables de diseño, dimensionamiento de la espiga y disco, proceso de diseño, diseño del sistema mecánico, sistema de medición y control de velocidad y fuerza de fricción y sistema eléctrico.

#### 2.1 VARIABLES DE DISEÑO

Los ensayos de desgaste en máquinas tipo espiga sobre disco se encuentran regidos bajo la norma de la ASTM G99 - 95a, tal como se presentó en el capítulo I. En dicha norma se presentan las condiciones a las cuales se han realizado ensayos en los diferentes laboratorios y a la vez los resultados obtenidos de dichos ensayos. Así, estas condiciones son:

- Carga normal aplicada:  $F = 10 \text{ N}$
- Velocidad de deslizamiento:  $v = 0.1 \text{ m.s}^{-1}$
- Distancia de deslizamiento:  $s = 1000 \text{ m}$
- Diámetro nominal de la huella de desgaste:  $d = 32 \text{ mm}$

#### 2.2 DIMENSIONAMIENTO DE LA ESPIGA Y DEL DISCO

Las dimensiones de la espiga y del disco se encuentran normalizadas según la norma de la ASTM G99 – 95a. La espiga es un cilindro con extremo ya sea cilíndrico o esférico y tiene un diámetro en el intervalo de 2 a 10 mm (en el extremo), para efectos de que la huella de desgaste pueda ser medida sin mucha dificultad se escoge que el diámetro de la espiga en el extremo sea de 10 mm, tal como se presenta en la Fig. 2.1.

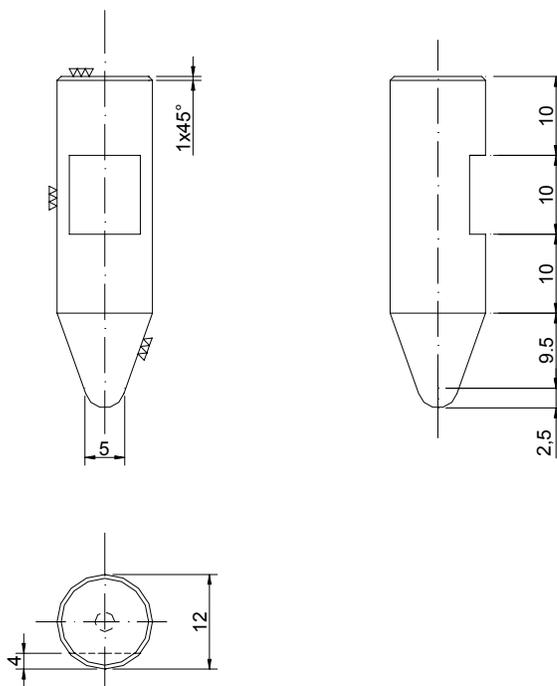


Fig. 2.1. Dimensiones de la espiga.

Los discos sobre los cuales se desliza la espiga tienen un diámetro en el intervalo de 30 a 100 mm y un espesor de 2 a 10 mm. Tal como se mencionó anteriormente al igual que para la espiga, para facilitar la medición de la huella de desgaste se escoge como dimensiones del disco 40 mm de diámetro y 5 mm de espesor, tal como se presenta en la Fig. 2.2.

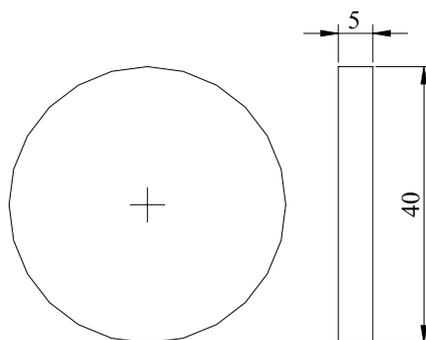


Fig. 2.2. Dimensiones del disco

## **2.3 PROCESO DE DISEÑO**

El modelo de máquina para determinar el desgaste tipo espiga sobre disco seleccionado estará provisto de los siguientes sistemas:

### **1) Sistema Mecánico**

Se encargará de sujetar las probetas, apoyar los pesos muertos que serán aplicados y transmitir movimiento al disco, esto se logra mediante los elementos siguientes:

- a) Sujeción de probetas
- b) Mecanismo de aplicación de la carga
- c) Mecanismo de transmisión de potencia
- d) Estructura del banco

### **2) Sistema de Medición de Velocidad y Fuerza de Fricción**

Tendrá como funciones principales:

- a) Llevar el control de las revoluciones del eje y detener la prueba cuando se alcancen un número de revoluciones requerido.
- b) Medir la fuerza de fricción sobre la espiga debido a la rotación del disco

### **3) Sistema Eléctrico**

Se encargara de proporcionar la alimentación, accionar y parar el motor para ello se contara de ciertos dispositivos para proteger tanto al circuito de control como a los ensayos entre ellos podemos mencionar: contactores y relés temporizadores.

## **2.4 DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO**

El diseño del sistema mecánico involucra el dimensionamiento del sistema de sujeción de la espiga y del disco; diseño del eje de transmisión de potencia; selección de bandas; selección de rodamientos; y por último la selección del motor a utilizar.

#### 2.4.1 Sistema de sujeción de la espiga y del disco

Este sistema está compuesto por la sujeción del disco y la sujeción de la espiga. El montaje y desmontaje de la sujeción del disco debe ser fácil, al igual que debe tener una adecuada sujeción para que éste al girar no ocasione accidentes al operario como a los demás elementos que componen la máquina (Fig. 2.3).

La sujeción de la espiga debe ser capaz de mantenerla fija sin que ésta pueda ocasionar accidentes, debe ser fácil el montaje y desmontaje, lo cual se logra utilizando un prisionero. Como se presenta en el detalle A

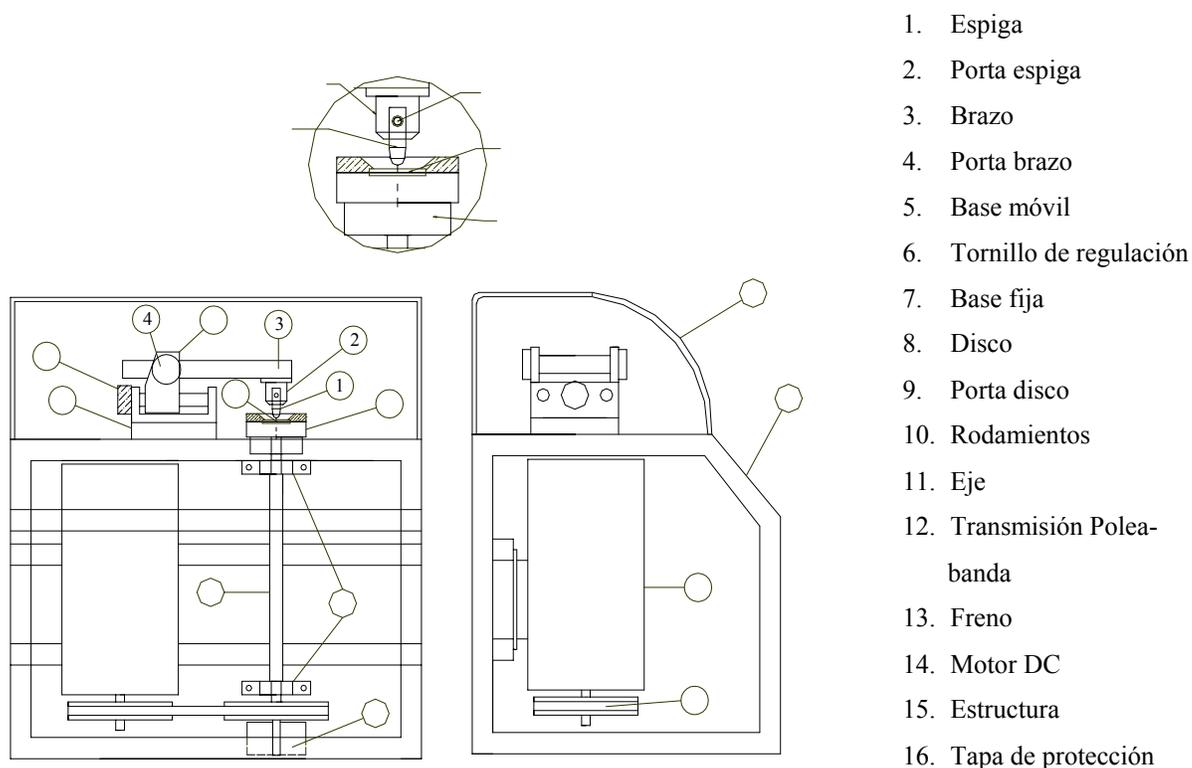


Fig.2.3. Esquema de la máquina.

### Dimensionamiento del porta disco.

Con base a las dimensiones que se determinaron para el disco se dimensiona el porta disco como se presenta en la Fig. 2.4.

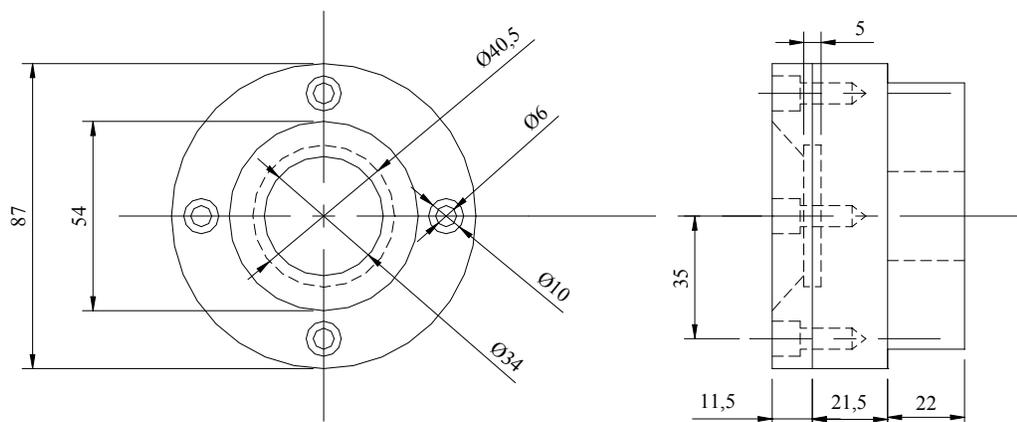


Fig. 2.4. Dimensiones del porta disco

### Dimensionamiento del porta espiga

Con base a las dimensiones que se determinaron para la espiga se dimensiona el porta espiga, tal como se presenta en la Fig. 2.5.

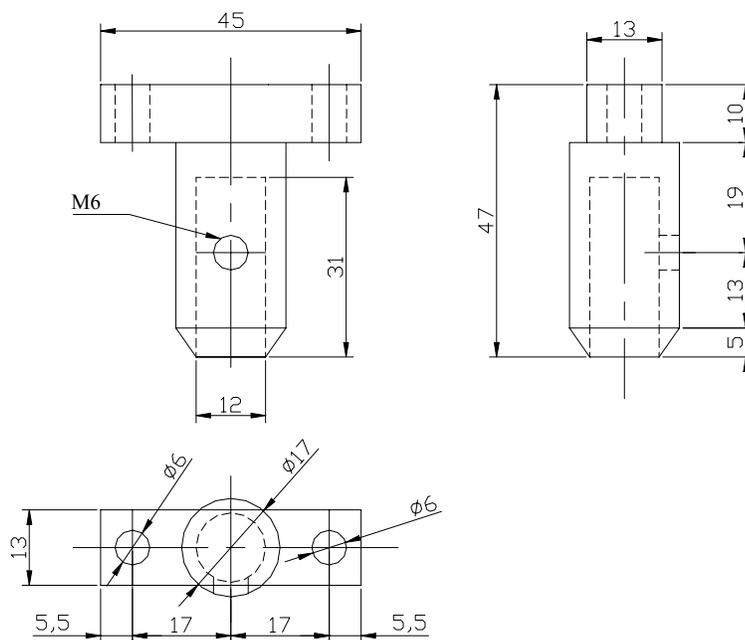


Fig. 2.5. Dimensiones del porta espiga

### 2.4.2 Sistema de carga

Este sistema debe ser capaz de soportar tanto la aplicación de la carga sobre la espiga como la deflexión que la espiga pueda producir por el efecto del deslizamiento sobre el disco.

Para aplicar la carga en un punto específico del disco se hará uso de un mecanismo similar al de un micrómetro, el cual requiere el uso de una rosca de tornillo como medio para obtener una medida; el tornillo estará unido a la base móvil por medio de una tuerca interna y se gira por medio del tambor. La base móvil estará provista de una lengüeta indicadora, la cual se ubica sobre una escala graduada ubicada en la base fija; dicha escala se marcará con 29 divisiones equidistantes, agrupadas de 1 en 1 mm, de tal forma que la 15va división coincida con el centro del disco la cual corresponde a un radio de cero sobre el disco, por tanto el brazo podrá desplazarse ya sea a la izquierda o a la derecha una distancia de 14 mm sobre el disco (Ver Fig. 2.6 y 2.7).

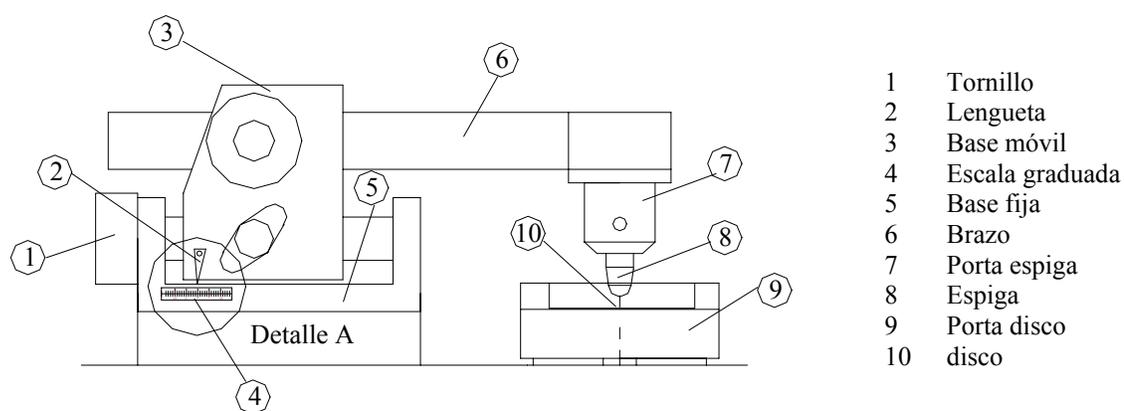


Fig. 2.6. Esquema del sistema de carga

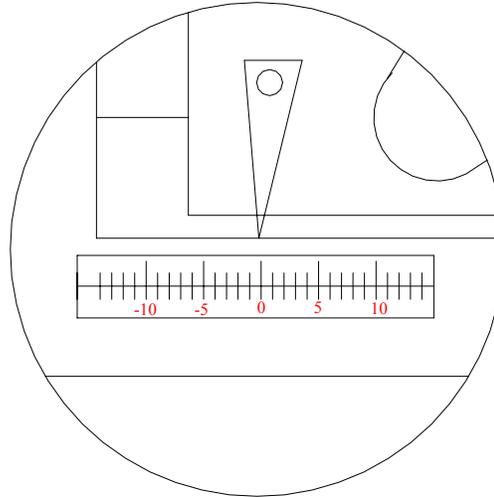


Fig. 2.7. Detalle A de la Fig. 2.6

#### 2.4.2.1 Diseño del brazo y selección de las contrapesas

Para el diseño del brazo es necesario considerar la forma en que se aplicará la carga basándose en las variables de diseño antes mencionadas.

Para realizar los ensayos de desgaste se requiere que la fuerza aplicada sobre la espiga, sea la requerida, por lo que el brazo o pluma necesita un contrapeso para mantenerlo en posición horizontal, garantizando los requerimientos de carga para la realización de los ensayos. En la Fig. 2.8 muestra un esquema del brazo

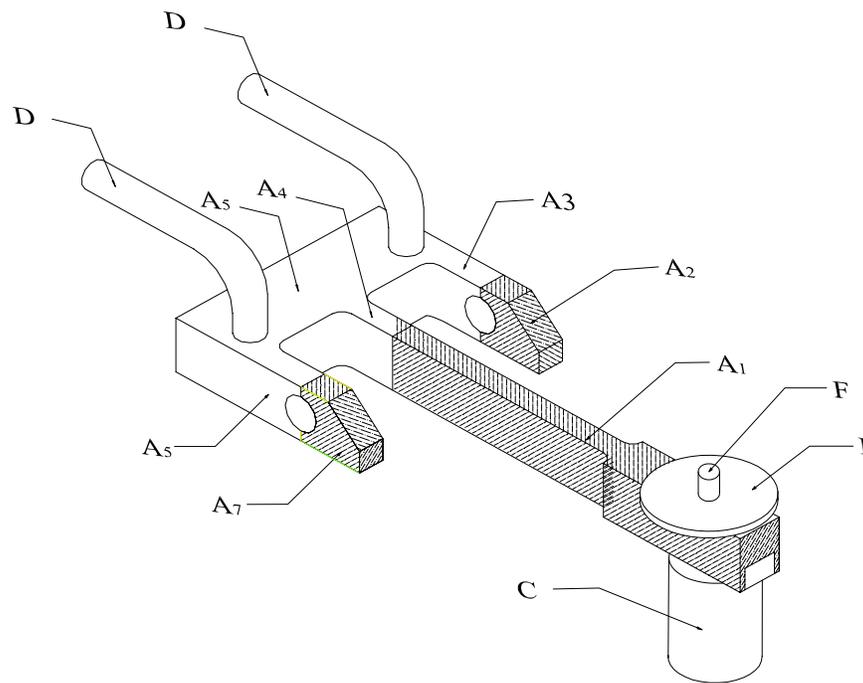
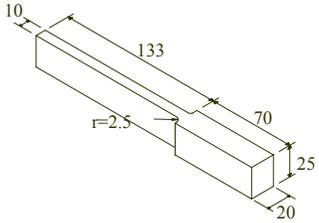
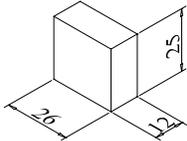
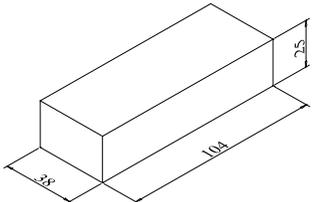


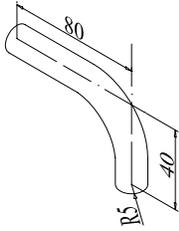
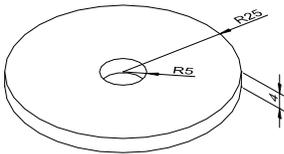
Fig. 2.8. Esquema del brazo

Para obtener tal equilibrio del brazo se requiere el cálculo de los pesos de cada segmento de la Fig. 2.8. el cual se resume en la tabla 2.1 y dado que el material utilizado para el brazo es de acero con una densidad de  $\rho = 76.5 \text{ KN} \cdot \text{m}^{-3}$

Tabla 2.1. Cálculo de los volúmenes y pesos de cada sección del brazo

Elemento	Dimensiones de los elementos	Volumen, m <sup>3</sup>	Peso, N
A <sub>1</sub>		$6.16 \times 10^{-5}$	4.7
A <sub>2</sub> = A <sub>7</sub>		$8.4 \times 10^{-6}$	0.64
A <sub>3</sub> = A <sub>6</sub>		$7.8 \times 10^{-6}$	0.60
A <sub>4</sub>		$8.63 \times 10^{-6}$	0.66
A <sub>5</sub>		$1.05 \times 10^{-4}$	8.04

Continuación de Tabla 2.1.

C		$7.33 \times 10^{-6}$	0.56
D		$6.28 \times 10^{-6}$	0.48
E		$7.85 \times 10^{-6}$	0.6
G		$2.20 \times 10^{-5}$	1.68

### Cálculo de las Contrapesas

Debido que para la realización de la prueba se deben realizar con un peso muerto, esto significa que la espiga debe soportar la carga normal, por lo tanto se procede a calcular los contrapesos para que el brazo este en equilibrio.

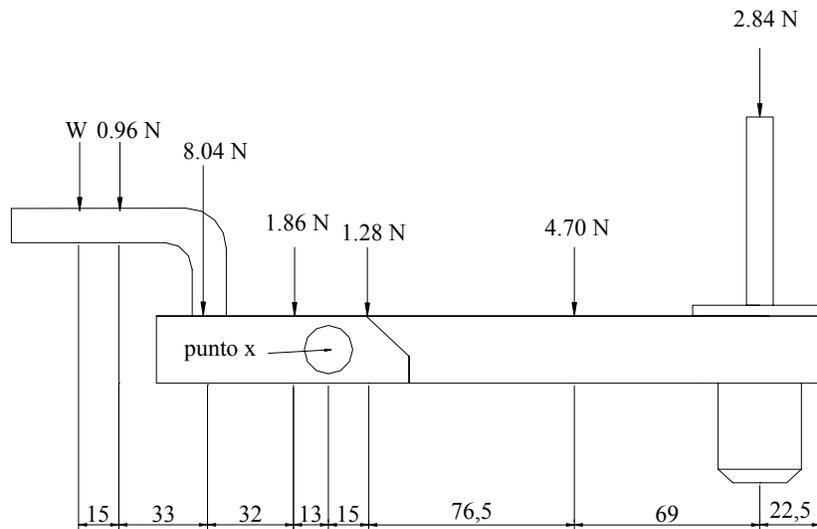


Fig. 2.9. Esquema de las cargas en el brazo

Haciendo equilibrio en base al esquema de la figura 2.9

$$\begin{aligned} \sum M_x = 0 \\ 1.86 (13) + 8.04 (45) + 0.96 (78) + W (93) - 1.28 (15) - 4.7 (91.5) - 2.84 (160.5) = 0 \end{aligned}$$

Realizando dicha operación y despejando se tiene:

$$W = 4.78 \text{ N}$$

Este peso estará ubicado en dos puntos de apoyo por lo que este valor se divide entre dos.

$$W_p = \frac{W}{2} = \frac{4.78}{2} = 2.39 \text{ N}$$

Este valor es la fuerza máxima necesaria para equilibrar el brazo, utilizando un acero con densidad de  $\rho = 76.5 \text{ KN} \cdot \text{m}^{-3}$ , las dimensiones de los contrapesos serán:

$$V = \frac{W_p}{\rho} = \frac{2.39}{76.5 \text{ E}^3} = 3.12 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Este es el volumen que debe poseer las contrapesas y como se utilizaran elementos cilíndricos y la altura de los elementos es de 5 cm por lo tanto:

Utilizando la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt{\left(\left(\frac{4V}{\pi h}\right) + d^2\right)} \quad (2.1)$$

donde:

$D$ : diámetro de las contrapesas.

$V$ : volumen de las contrapesas.

$h$ : altura que posee la contrapesa.

$d$ : diámetro del apoyo de la contrapeso.

Sustituyendo valores en la Ec. 1, se tiene.

$$D = \sqrt{\left(\left(\frac{4(3.12 \times 10^{-5})}{\pi(0.05)}\right) + (0.011)^2\right)}$$

$$D = 0.0303 \text{ m}$$

Por lo tanto las dimensiones de la contrapesa es como lo representa el esquema siguiente.

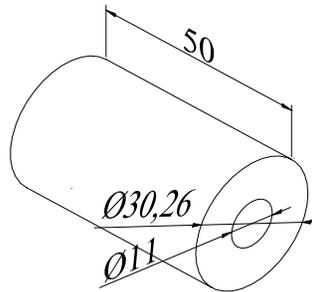


Fig. 2.10 Contrapesos

### 2.4.3 Sistema de transmisión de potencia

Este sistema se encargará de transmitir el movimiento del motor al sistema de sujeción del disco, para ello se utilizará un sistema de transmisión mediante poleas.

#### 2.4.3.1 Diseño del eje de transmisión de potencia al porta disco

El análisis de los esfuerzos a que estará sometido el eje obliga a realizar un cálculo que permita determinar el material requerido de éste, de manera que pueda soportar los esfuerzos de flexión y torsión.

Antes de proceder con este análisis es necesario establecer las dimensiones del sistema de transmisión y la distribución de los elementos en el eje.

#### Dimensionamiento de la transmisión con poleas

Las especificaciones de dicha transmisión son las siguientes:

- Material de las poleas: Aluminio
- Diámetros: Poleas conductora: 76.2 mm (3 pulg), polea conducida: 152.4 mm (6 pulg)
- Velocidad de rotación del motor 1750 rpm

Para calcular la velocidad de rotación del eje, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{\eta_1}{\eta_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (2.2)$$

donde:  $\eta_1$  : velocidad de rotación del motor

$\eta_2$  : velocidad de rotación del eje

$d_1$  : diámetro de la polea conductora

$d_2$  : diámetro de la polea conducida

Si despejamos  $\eta_2$  y se sustituye  $\eta_1 = 1750$  rpm,  $d_1 = 3$  pulg y  $d_2 = 6$  pulg, en Ec. 2.2 tenemos:

$$\eta_2 = \frac{1750 \times 3}{6} = 875 \text{ rpm}$$

### Esquema de las cargas en el eje

En aplicaciones pequeñas un sistema de transmisión con poleas la carga se vuelve torsional y flexionante. En la figura 2.11 se presentan las cargas a las que estará sometido el eje.

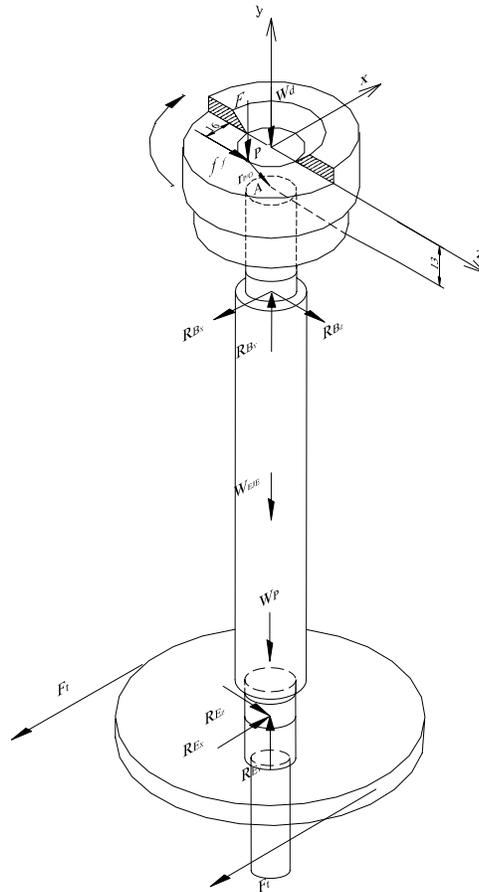


Fig. 2.11. Esquema de las cargas en el eje

donde:  $F$ : carga aplicada por la espiga sobre el disco, y tiene un valor de 10 N según la norma de la ASTM G99-95a.

$f_f$ : fuerza de fricción entre la espiga y el disco

$F_t$ : fuerza de tensión en la banda

$W_d$ : peso del disco y porta disco

$W_{eje}$ : peso del eje

$W_p$ : peso de la polea

$B$  y  $E$ : reacciones en los apoyos.

### **Cálculo de la fuerza de fricción**

Al utilizar la ecuación:

$$f_f = \mu F \quad (2.3)$$

En la cual se relaciona la carga normal aplicada  $F$  con la fuerza de fricción  $f_f$ ; donde el valor de  $\mu$  se toma de la tabla A-1 (Ver Anexo "A") que corresponde al deslizamiento entre el bronce y el latón el cual tiene un valor de 0.6, se toma dicho valor debido a que estos materiales poseen una alta adherencia cuando se desliza uno contra otro en ausencia de un lubricante entre ellos, y  $F$  un valor de 10 N, se tiene:

$$f_f = 0.6 (10) = 6 \text{ N.}$$

Tanto  $F$  como  $f_f$  representa los valores de carga para el eje, aplicadas a una distancia de 16 mm a partir del centro del disco, siendo en este punto donde se obtendrá el valor máximo de torque, debido a la fuerza de fricción.

### **Cálculo del peso del disco y porta disco**

Con las dimensiones especificadas para el disco (sección 2.2) y el porta disco (sección 2.4.1), y se selecciona como material de estos elementos bronce y acero

respectivamente. Así, el cálculo de la fuerza que actúa sobre el eje debido a su peso, se utiliza la ecuación siguiente:

$$W_d = \gamma_{acero} V_{porta\ disco} + \gamma_{bronce} V_{disco} \quad (2.4)$$

donde:  $W_d$  : peso del disco y el porta disco

$\gamma_{acero}$ : peso específico del acero en  $\text{kN m}^{-3}$

$\gamma_{bronce}$ : peso específico del bronce en  $\text{kN m}^{-3}$

$V_{porta/disco}$ : volumen del porta disco en  $\text{m}^3$

$V_{disco}$ : volumen del disco en  $\text{m}^3$

De la Tabla A-2 (Ver Anexo “A”) se obtienen los datos siguientes:

$$\gamma_{acero} = 76.5 \text{ kN m}^{-3} = 76500 \text{ N m}^{-3}$$

$$\gamma_{bronce} = 80.1 \text{ kN m}^{-3} = 80100 \text{ N m}^{-3}$$

Si se considera al disco como un cilindro sólido, su volumen está dado por la ecuación siguiente:

$$V_{disco} = \frac{\pi}{4} d^2 h \quad (2.5)$$

donde:  $d$  : diámetro del disco, el cual según la sección 2.2 tiene un valor de 40 mm

$h$  : espesor del disco, el cual según la sección 2.2 tiene un valor de 5 mm.

Por lo tanto para el disco su volumen es:

$$V_{disco} = \left( \frac{\pi (0.04)^2}{4} \right) (0.005) = 6.28 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Para calcular el volumen del porta disco se toma a éste como un cilindro sólido y se resta el volumen del disco, por lo tanto la Ec. 3 se modifica a la forma siguiente

$$V_{porta\ disco} = \frac{\pi}{4} d^2 h - V_{disco} \quad (2.6)$$

donde:  $d$  : diámetro del porta disco, el cual según la sección 2.4.1 tiene un valor de 87 mm.

$h$  : espesor del porta disco, el cual según la sección 2.4.1 tiene un valor de 55 mm.

Por lo tanto, el porta disco tendrá un volumen de:

$$V_{\text{porta / disco}} = \left( \frac{\pi(0.087)^2}{4} \right) (0.055) - 6.28 \times 10^{-6} = 3.206 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Sustituyendo el volumen del disco y porta disco en la Ec. 3, así como los pesos específicos correspondientes a los materiales seleccionados se tiene:

$$W_d = 76500 \text{ N m}^{-3} (3.206 \times 10^{-4} \text{ m}^3) + 80100 (6.28 \times 10^{-6} \text{ m}^3)$$

$$W_d = 25 \text{ N}$$

### Calculo del peso del eje

Si se selecciona al material del eje como acero, de la Tabla A-2 (Ver Anexo “A”) obtenemos el dato siguiente:

$$\gamma_{\text{acero}} = 76.5 \text{ kN m}^{-3} = 76500 \text{ N m}^{-3}$$

Para calcular el peso del eje se utiliza la ecuación siguiente:

$$W_{\text{eje}} = \gamma_{\text{acero}} V_{\text{eje}} \quad (2.7)$$

donde:  $W_{\text{eje}}$  : peso del eje

$\gamma_{\text{acero}}$  : peso específico del acero en  $\text{kN m}^{-3}$

$V_{\text{eje}}$  : volumen del eje en  $\text{m}^3$

Seleccionando la longitud del eje 448.4 mm (Ver Fig. 2.9) y considerando que sus diámetros serán de 19.05 mm (0.75 pulg), 15 mm (0.59 pulg), 12.7 mm (1/2 pulg) y 11 mm (0.433 pulg) podemos calcular su volumen utilizando la ecuación siguiente:

$$V_{\text{eje}} = \frac{\pi}{4} d^2 L \quad (2.8)$$

donde:  $d$  : diámetro del eje

$L$  : longitud del eje

Por lo tanto para el eje su volumen es:

$$V_{\text{eje}} = \frac{\pi}{4} (0.01905)^2 (0.292) + \frac{\pi}{4} (0.015)^2 (0.071) + \frac{\pi}{4} (0.127)^2 (0.0254) + \frac{\pi}{4} (0.011)^2 (0.050)$$

$$V_{\text{eje}} = 1.72 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Si sustituimos el volumen del eje, así como el peso específico correspondiente al material seleccionado en la Ec. 2.7 se tiene:

$$W_{eje} = 76500 \text{ kN m}^{-3} (1.72 \times 10^{-4} \text{ m}^3)$$

$$W_{eje} = 13.71 \text{ N}$$

### Cálculo del peso de la polea

En la sección 2.4.3.1 se seleccionó como material de las poleas aluminio, cuyo peso específico se obtiene de la Tabla A-2 (Ver Anexo “A”):

$$\gamma_{aluminio} = 26.6 \text{ kN m}^{-3} = 26600 \text{ N m}^{-3}$$

Para calcular la fuerza que actúa sobre el eje debido al peso de la polea conducida, se utiliza la ecuación siguiente:

$$W_{polea} = \gamma_{aluminio} V_{polea} \quad (2.9)$$

donde:  $W_{polea}$  : peso la polea conducida

$\gamma_{aluminio}$  : peso específico del aluminio en  $\text{kN m}^{-3}$

$V_{polea}$  : volumen de la polea conducida en  $\text{m}^3$

Tomando como base el dimensionamiento hecho anteriormente para la transmisión por poleas, donde la polea conducida tiene un diámetro de 152.4 mm (6 pulg) y asumiendo que el espesor es de 25.4 mm (1 pulg), se calcula el volumen con la ecuación siguiente:

$$V_{polea} = \frac{\pi}{4} d^2 h \quad (2.10)$$

donde:  $d$  : diámetro de la polea

$h$  : espesor de la polea

Por lo tanto para la polea conducida su volumen es:

$$V_{polea} = \left( \frac{\pi (0.1524)^2}{4} \right) (0.0254) = 4.63 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Sustituyendo el volumen de la polea, así como el peso específico correspondiente al material seleccionado en la Ec. 2.9 se tiene:

$$W_{\text{polea}} = 26600 \text{ kN m}^{-3} (4.63 \times 10^{-4} \text{ m}^3)$$

$$W_{\text{polea}} = 12.3 \text{ N}$$

### Cálculo de los momentos aplicados al eje debido a $F$ y $f_f$

Debido a que la fuerza de fricción no se encuentra aplicada en el centro del eje al trasladarse a dicho punto produce un momento de torsión y un momento flexionante. Para el cálculo de dichos momentos se utiliza la ecuación siguiente:

$$M_1 = \hat{r}_{O/A} \times \hat{f}_f \quad (2.11)$$

donde:  $M_1$ : momento resultante con respecto a "A" debido a la acción de la fuerza de fricción sobre el punto "O" (Ver Fig. 2.11)

$\hat{r}_{O/A}$ : vector posición que va de "O" a "A" (Ver Fig. 2.11)

$\hat{f}_f$ : fuerza de fricción dirigida en la dirección  $\hat{k}$  (Ver Fig. 2.11)

Según la Fig. 2.11  $\hat{r}_{O/A}$  es:  $\hat{r}_{O/A} = (16\hat{i} - 13\hat{j})[\text{mm}]$

Para una carga normal de  $F = 10 \text{ N}$  se obtuvo anteriormente que la fuerza de fricción es:

$$\hat{f}_f = 6\hat{k}[\text{N}]$$

Sustituyendo  $\hat{r}_{O/A}$  y  $\hat{f}_f$  en Ec. 2.11, se tiene:

$$M_1 = \hat{r}_{O/A} \times \hat{F} = (16\hat{i} - 13\hat{j}) \times (6\hat{k})$$

$$M_1 = (-96\hat{j} - 78\hat{i}) \text{ N.mm} \Rightarrow M_1 = (-0.096\hat{j} + 0.078\hat{i}) \text{ N.m}$$

donde la componente  $\hat{j}$  representa el momento de torsión, y la componente en  $\hat{i}$  el momento flexionante.

Al trasladar la fuerza normal  $F$  al centro del eje produce un momento flexionante. Para calcular dicho momento se utiliza la siguiente ecuación:

$$M_2 = \hat{r}_{O/A} \times \hat{F} \quad (2.12)$$

donde:  $M_2$ : momento resultante con respecto a “A” debido a la acción de la fuerza normal sobre el punto “O” (Ver Fig. 2.11)

$\hat{r}_{P/O}$ : vector posición que va de “O” a “A” (Ver Fig. 2.11)

$\hat{F}$ : fuerza normal dirigida en la dirección  $(-\hat{j})$  (Ver Fig. 2.11)

Según la Fig. 2.11  $\hat{r}_{O/A}$  es:  $\hat{r}_{O/A} = (16\hat{i} - 13\hat{j})[\text{mm}]$

Para una carga normal igual a:  $\hat{F} = -10\hat{j}[\text{N}]$

Sustituyendo  $\hat{r}_{O/A}$  y  $\hat{F}$  en la Ec. 2.12, se tiene:

$$M_2 = \hat{r}_{O/A} \times \hat{F} = (16\hat{i} - 13\hat{j}) \times (-10\hat{j})$$

$$M_2 = (-160\hat{k}) \text{ N.mm} \Rightarrow M_2 = (-0.016\hat{k}) \text{ N.m}$$

### Cálculo de la fuerza tangencial en la polea

La fuerza tangencial en la polea que actúa sobre el eje se obtiene a partir del diámetro de la misma y el momento de torsión debido a la fuerza de fricción calculado anteriormente  $M_{1y}$ , los cuales se relacionan en la ecuación siguiente

$$F_t = \frac{2M_{1y}}{d_2} \quad (2.13)$$

donde:  $F_t$ : fuerza tangencial en la polea

$M_{1y}$ : momento de torsión (la componente en  $\hat{j}$  de  $M_1$ )

$d_2$ : diámetro de la polea conducida

Si sustituimos en la Ec. 2.13 para  $M_{1y} = 0.096 \text{ N.m}$  y  $d_2 = 152.4 \text{ mm}$ , se tiene:

$$F_t = \frac{2(0.096)}{0.1524}$$

$$F_t = 1.26 \text{ N}$$

Por lo tanto, el diagrama de cuerpo libre del eje queda establecido como se presenta en las figuras 2.12 y 2.13, en los cuales no se incluye las reacciones en el eje

“y” tanto en *B* como en *E*, ya que su efecto se considerará cuando se seleccionan los rodamientos.

### Análisis en el plano X-Y

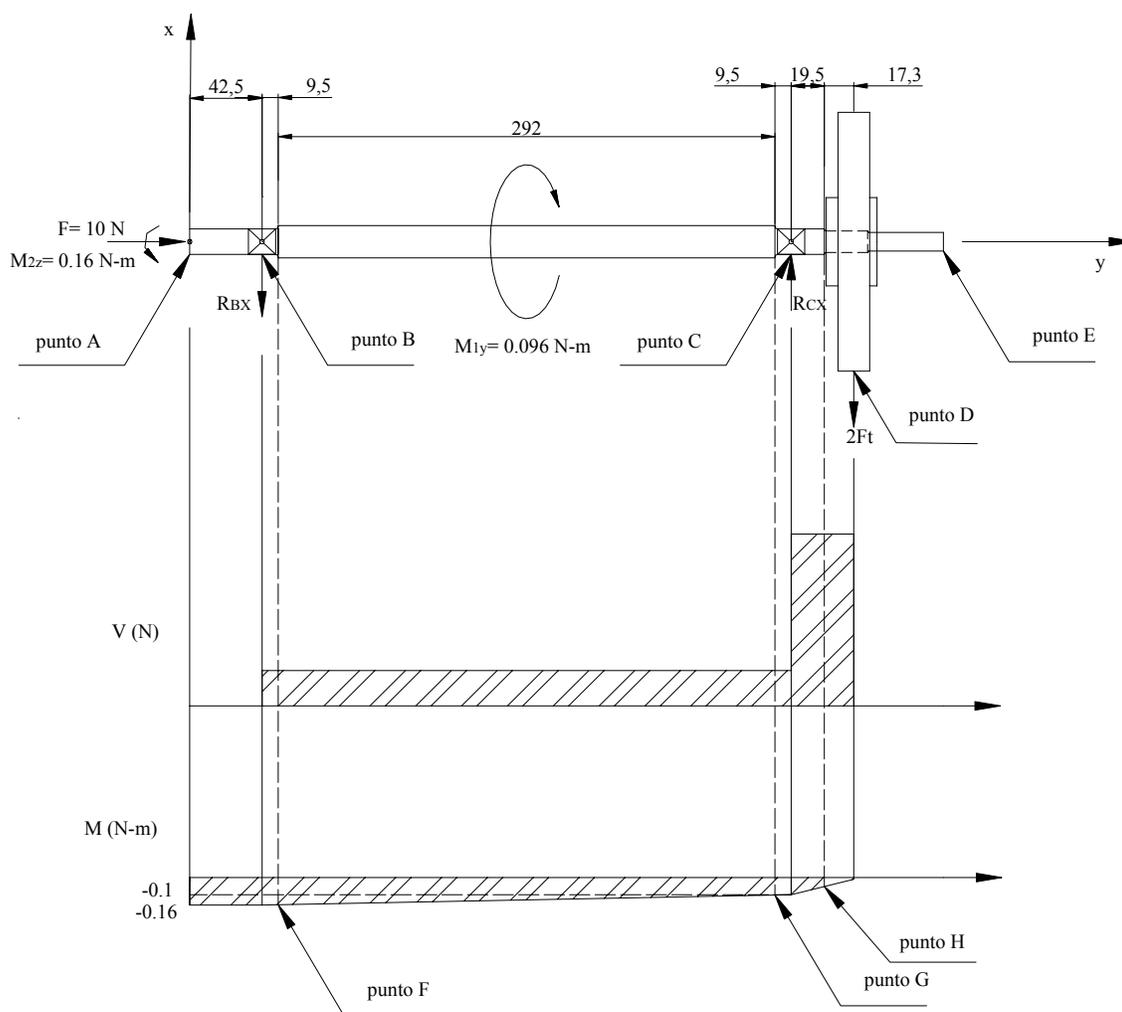


Fig. 2.12. Diagramas de cuerpo libre del eje, de cortante y momento flexionante en el plano X -Y

### Equilibrio

$$\begin{aligned}
 \sum M_B = 0 \\
 -M_{2z} + 2(0.3505)F_t - R_{EX}(0.311) &= 0 \\
 R_{EX} = \frac{2(1.26)(0.3505) - 0.16}{0.311} &= 2.33 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 + \uparrow \sum F_X = 0 \\
 -R_{BX} - 2F_t + R_{EX} &= 0 \\
 R_{BX} = -2(1.26) + 2.33 &= -0.19 \text{ N} \\
 R_{BX} = 0.19 \text{ N}
 \end{aligned}$$

A partir del diagrama de momento flexionante de la Fig. 2.12 se obtienen los momentos con respecto a “z” para los puntos A, B, C, D, E, F, G y H, los cuales se presentan en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Momentos con respecto a “z” para los puntos A, B, C, D, E, F, G y H

$M_{Az}$ , N.m	$M_{Bz}$ , N.m	$M_{Cz}$ , N-m	$M_{Dz}$ , N-m	$M_{Ez}$ , N-m	$M_{Fz}$ , N-m	$M_{Gz}$ , N-m	$M_{Hz}$ , N-m
-0.16	-0.16	-0.1	0.0	0	0.158	-0.10	-0.051

### Análisis en el plano Y-Z

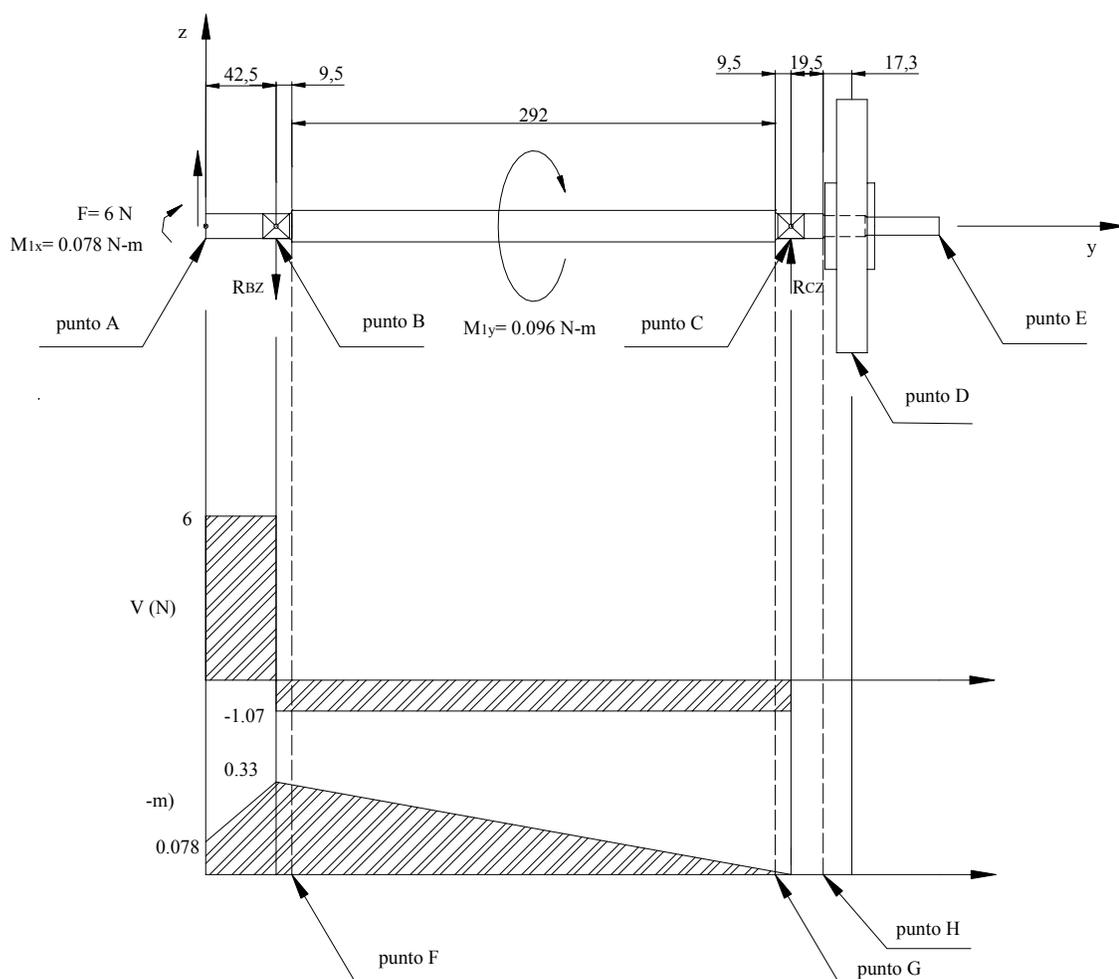


Fig. 2.13. Diagrama de cuerpo libre del eje, de cortante y momento flexionante en el plano Y-Z

### Equilibrio

$$\begin{aligned}
 \overset{\curvearrowright}{+} \sum M_B = 0 & & + \uparrow \sum F_Z = 0 \\
 -M_x - f_f (0.0425) + R_{EZ} (0.311) & & R_{EZ} - R_{BZ} + f_f = 0 \\
 -0.078 - 6(0.0425) + R_{EZ} (0.311) = 0 & & R_{BZ} = 1.07 + 6 = 7.07 \text{ N} \\
 R_{EZ} = \frac{6(0.0425) + 0.78}{0.311} = 1.07 \text{ N} & & 
 \end{aligned}$$

A partir del diagrama de momento flexionante de la Fig. 2.13 se obtienen los momentos con respecto a “x” para los puntos A, B, C, D, E, F, G y H los cuales se presentan en la tabla 2.3.

Tabla 2.3. Momentos con respecto a “x” para los puntos A, B, C, D, E, F, G y H

$M_{Ax}, N-m$	$M_{Bx}, N-m$	$M_{Cx}, N-m$	$M_{Dx}, N-m$	$M_{Ex}, N-m$	$M_{Fx}, N-m$	$M_{Gx}, N-m$	$M_{Hx}, N-m$
-0.078	0.33	0.276	0.0	0.0	0.32	0.01	0.0

### Cálculo de los momentos resultantes y esfuerzos

Para calcular los momentos resultantes se utiliza la ecuación siguiente:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_z^2} \quad (2.14)$$

donde:  $M$  : momento flector resultante

$M_x$ : momento flector en la dirección “x”

$M_z$ : momento flector en la dirección “z”

Para calcular los esfuerzos en función del diámetro se utiliza la ecuación siguiente:

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi d^3} \quad (2.15)$$

donde:  $\sigma$  : esfuerzo normal debido al momento flector

$M$  : momento flector resultante

$d$  : diámetro del eje

Sustituyendo en la Ec. 2.14 los momentos flectores con respecto a “x” y “z” para los puntos A, B, C, D, E, F, G y H, se tiene:

$$M_A = \sqrt{M_{Ax}^2 + M_{Az}^2} = \sqrt{(-0.16)^2 + (0.078)^2} = 0.177 \text{ N.m}$$

$$M_B = \sqrt{M_{Bx}^2 + M_{Bz}^2} = \sqrt{(-0.16)^2 + (0.33)^2} = 0.367 \text{ N.m}$$

$$M_C = \sqrt{M_{Cx}^2} = \sqrt{(-0.1)^2 + (0.01)^2} = 0.1 \text{ N.m}$$

$$M_D = M_E = 0$$

$$M_F = \sqrt{(0.32)^2 + (-0.158)^2} = 0.357 \text{ N.m}$$

$$M_G = \sqrt{(-0.1)^2 + (0.01)^2} = 0.1 \text{ N.m}$$

$$M_H = \sqrt{(-0.051)^2} = 0.051 \text{ N.m}$$

Los momentos resultantes calculados anteriormente se sustituyen en la Ec. 2.15 y se obtienen los esfuerzos normales para los puntos A, B, C, D, E, F, G y H.

$$\sigma_A = \frac{32M_A}{\pi d^3} = \frac{32}{\pi} \frac{(0.177)}{(0.015)^3} = 5.34 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\sigma_B = \frac{32M_B}{\pi d^3} = \frac{32}{\pi} \frac{0.367}{(0.015)^3} = 1.1 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_C = \frac{32M_C}{\pi d^3} = \frac{32}{\pi} \frac{0.1}{(0.015)^3} = 3.02 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\sigma_D = \sigma_E = 0$$

$$\sigma_F = \frac{32M_F}{\pi d^3} = \frac{32}{\pi} \frac{0.357}{(0.015)^3} = 1.07 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_G = \frac{32M_G}{\pi d^3} = \frac{32}{\pi} \frac{0.1}{(0.015)^3} = 3.02 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\sigma_H = \frac{32M_H}{\pi d^3} = \frac{32}{\pi} \frac{0.051}{(0.0127)^3} = 2.53 \times 10^5 \text{ Pa}$$

El esfuerzo máximo se produce en el puntos B.

### Cálculo del límite a la fatiga

Del análisis de cargas sobre el eje se determinó que el punto crítico está ubicado en uno de los rodamientos (punto B), por lo tanto los esfuerzos encontrados en este punto que se tomarán como parámetro de diseño para la selección del material del cual se fabricará el eje.

Por tanto el cálculo del límite a la fatiga tendrá como incógnita el tipo de material que se utilizará en la fabricación del eje.

Para calcular el límite a la fatiga de un elemento mecánico se utiliza la siguiente ecuación:

$$S_n = K_a K_b K_c K_d K_e S'_n \quad (2.16)$$

Donde:  $K_a, K_b, K_c, K_d, K_e$  : factores de corrección

$S_n$  : límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

$S'_n$  : límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria

#### 1) Cálculo de los factores de corrección

- $K_a$  : factor de superficie, el cual se calcula utilizando la ecuación siguiente:

$$K_a = a S_u^b \quad (2.17)$$

Donde:  $a$  y  $b$ : Constantes que se obtienen de la Tabla A-4 (Ver Anexo "A"), dependiendo del tipo de acabado de superficie del eje.

$S_u$  : Esfuerzo último correspondiente al material seleccionado para el eje.

La superficie del eje será sometida a un maquinado, por lo tanto; de la Tabla A-4 (Ver Anexo "A"),  $a = 4.51$  y  $b = -0.265$ .

Entonces, el valor de  $K_a$  es:

$$K_a = 4.51(S_u)^{-0.265} = 4.50 S_u^{-0.265}$$

- $K_b$  : factor de tamaño, el cual se calcula utilizando la ecuación siguiente:

$$K_b = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad \text{para : } 2.79 \text{ mm} \leq d \leq 51 \text{ mm} \quad (2.18)$$

donde:  $d$ : Diámetro del eje en el punto crítico.

Ya que el diámetro del eje en el punto crítico es:  $d = 15 \text{ mm}$

$$K_b = \left( \frac{15}{7.62} \right)^{-0.1133} \Rightarrow K_b = 0.93$$

- $K_c$  : factor de carga, el cual esta dado por la ecuación siguiente:

$$K_c = \begin{cases} 0.923 & \text{carga axial } S_u \leq 1520 \text{ MPa} \\ 1 & \text{carga axial } S_u > 1520 \text{ MPa} \\ 1 & \text{flexión} \\ 0.577 & \text{torsión y cortante} \end{cases} \quad (2.19)$$

Por tanto ya que el eje se encuentra sometido a flexión, entonces:  $K_c = 1$

- $K_d$  : factor de temperatura, ya que los ensayos se realizarán a temperatura ambiente, entonces:  $K_d = 1$ ,
- $K_e$  : factor de efectos diversos, se considera a un valor de  $K_e = 1$

2) Calculando el valor de límite a la fatiga de la muestra de viga rotatoria ( $S'_n$ )

El límite a la fatiga de la muestra de viga rotatoria, se calcula utilizando la ecuación siguiente:

$$S'_n = \begin{cases} 0.5S_u & S_u \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_u > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2.20)$$

Debido a que se desconoce el material del eje  $S'_n$  es:

$$S'_n = 0.5(S_u) = 0.5 S_u \text{ MPa}$$

3) Cálculo del límite a la fatiga del elemento mecánico

Sustituyendo en la Ec. 15, los valores encontrados para los factores de corrección y el del límite a la fatiga de la muestra de viga rotatoria, se tiene:

$$S_n = (4.51 S_u^{-0.265})(0.93)(1)(1)(1)(0.5 S_u)$$

$$S_n = 2.097 \times 10^6 S_u^{0.735} \text{ Pa}$$

### Aplicando el criterio de la Línea de Goodman

El cual esta definido por la ecuación siguiente:

$$\frac{\sigma_B}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n} \quad (2.21)$$

donde:  $\sigma_m$ : Esfuerzo medio debido al momento de torsión y la carga axial resultante en el punto  $B$

$\sigma_B$ : esfuerzo alternante para el punto crítico

$S_n$ : límite a la fatiga del elemento mecánico

$S_u$ : resistencia a carga máxima del material del eje

$n$ : factor de seguridad

#### 1) Cálculo del Esfuerzo medio ( $\sigma_m$ )

El esfuerzo medio se obtiene al sustituir el valor de la carga axial de compresión y el momento de torsión en la ecuación del círculo de Morh, la cual es la siguiente:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (2.22)$$

donde:  $\sigma_y$ : esfuerzo normal sobre el eje en el punto  $B$  debido a la carga axial resultante de la fuerza normal  $F$  y el peso del disco y el porta disco  $W_d$ .

$\tau_{xy}$ : esfuerzo cortante sobre el eje en el punto  $B$  debido al momento de torsión  $M_{1y} = 0.096$  N-m.

El valor de  $\sigma_y$  se calcula utilizando la ecuación siguiente:

$$\sigma_y = \frac{4(F + W_d)}{\pi d^3} \quad (2.23)$$

Sustituyendo el valor de  $F = 10$  N y  $W_d = 25$  N en la Ec. 2.23, se tiene:

$$\sigma_y = \frac{4(10 + 25)}{\pi (0.015)^3} = 13.2 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El valor de  $\tau_{xy}$  se calcula utilizando la ecuación siguiente:

$$\tau_{xy} = \frac{16M_{1y}}{\pi d^3} \quad (2.24)$$

Sustituyendo el valor de  $M_{1y} = 0.096$  N-m en Ec. 2.24, se tiene:

$$\tau_{xy} = \frac{16(0.096)}{\pi (0.015)^3} = 1.48 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Si ahora se sustituye el valor calculado de  $\sigma_y$  y  $\tau_{xy}$  en la Ec. 2.22, se obtiene como resultado, el esfuerzo medio  $\sigma_m$  es:

$$\sigma_m = \frac{13.2 \times 10^6}{2} + \sqrt{\left(\frac{13.2 \times 10^6}{2}\right)^2 + (1.48 \times 10^5)^2} = 13.4 \times 10^6 \text{ Pa}$$

2) El esfuerzo alternante para el punto crítico tiene un valor de:  $\sigma_B = 1.1 \times 10^6$  Pa

3) El valor de límite a la fatiga del elemento mecánico, encontrado fue:

$$S_n = 2.097 \times 10^6 S_u^{0.735} \text{ Pa}$$

4) Considerando un factor de seguridad  $n = 2$

Al sustituir en la ecuación de la línea de Goodman los resultados de los cálculos realizados, se obtiene el valor del diámetro del eje

$$\frac{1.1 \times 10^6}{2.097 \times 10^6 S_u^{0.735}} + \frac{1.32 \times 10^6}{S_u} = \frac{1}{2}$$

Al resolver la ecuación anterior se obtiene, que el valor de  $S_u = 159.03$  MPa  
 En la tabla A-20 para  $S_u = 159.03$  MPa se le aproxima a un acero AISI 1006 CD cuya resistencia última es  $S_u = 330$  MPa, pero por razones comerciales se selecciona un acero AISI 1020 CD con  $S_u = 470$  Mpa.

#### 2.4.3.2 Selección de los rodamientos

Los rodamientos se seleccionarán para soportar cargas radiales, axiales o una combinación de ambas. Ya que en este caso, el eje soportará cargas axiales y radiales, se seguirá el procedimiento para seleccionar rodamientos de rodillos cónicos. Un esquema de las cargas aplicadas en los puntos B y E se presenta en la Fig. 2.14.

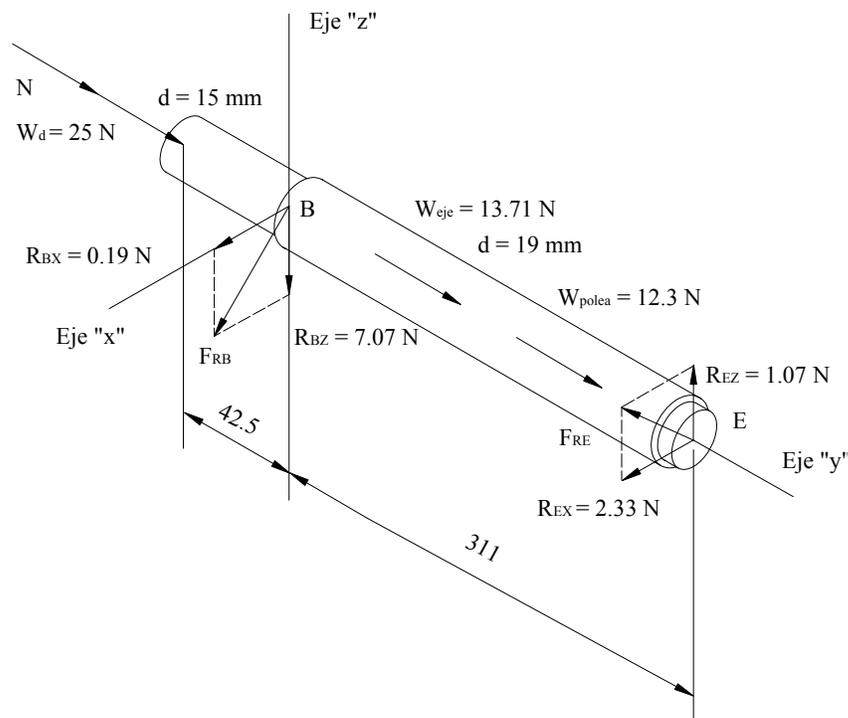


Fig. 2.14. Esquema de las reacciones en el punto B y E.

La selección de rodamientos se hace a partir de los aspectos siguientes:

- Velocidad del eje:  $\eta_2 = 875 \text{ rpm}$ , tomando como base la velocidad a la que se realizan las pruebas en máquinas diseñadas bajo norma.
- Diámetro del eje en la sección de los rodamientos es:  $d = 15 \text{ mm}$
- Las fuerzas radiales en los puntos B y E se calculan en base al esquema de las cargas aplicadas en los rodamientos (Ver Fig. 2.14) y las dos siguientes ecuaciones:

Fuerzas Radiales en “B”

$$F_{RB} = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{Bx}^2} \quad (2.25)$$

Sustituyendo el valor de  $R_{Bz}$  y  $R_{Bx}$  en la Ec. 2.25, se tiene:

$$F_{RB} = \sqrt{(-7.07)^2 + (0.19)^2}$$

$$F_{RB} = 7.07 N$$

Fuerzas Radiales en “E”

$$F_{RE} = \sqrt{R_{Ez}^2 + R_{Ex}^2} \quad (2.26)$$

Sustituyendo el valor de  $R_{Ez}$  y  $R_{Ex}$  en la Ec. 2.26, se tiene:

$$F_{RE} = \sqrt{(1.07)^2 + (2.33)^2}$$

$$F_{RE} = 2.56 N$$

- La carga axial que soportan los rodamientos en los puntos B y E es:

Para el punto B la carga axial ( $R_{By}$ ) es la suma de la carga normal aplicada sobre el disco ( $F = 10 N$ ) y el peso del disco ( $W_d = 25 N$ ), de lo cual se obtiene:

$$R_{By} = F + W_d = 10 + 25 = 35 N$$

Para el punto E la carga axial ( $R_{Ey}$ ) es la suma del peso del eje ( $W_{eje} = 13.71 N$ ) y el peso de la polea ( $W_{polea} = 12.3 N$ ), de lo cual se obtiene:

$$R_{Ey} = W_{eje} + W_{polea} = 13.71 + 12.3 = 26.01 N$$

Después de haberse calculado las cargas radiales y axiales, se procede a calcular las cargas equivalentes en B y E, para lo cual se utilizan las ecuaciones siguientes:

$$F_{eB} = 0.4F_{RB} + K_B \left[ \frac{0.5F_{RE}}{K_E} + R_{By} \right] \quad (2.27)$$

$$F_{eE} = 0.4F_{RE} + K_E \left[ \frac{0.5F_{RB}}{K_B} + R_{Ey} \right] \quad (2.28)$$

Donde:  $F_{eB}$  y  $F_{eE}$ : cargas equivalentes en los puntos B y E

$F_{RB}$  y  $F_{RE}$ : cargas radiales en los puntos B y E

$K_B$  y  $K_E$ : factores de empuje

Si se sustituyen los valores de  $R_{By}$ ,  $R_{Ey}$ ,  $F_{RB}$  y  $F_{RE}$  en las ecuaciones 2.27 y 2.28, y asumiendo  $K_B = K_E = 1.5$ , tenemos:

$$F_{eB} = 0.4 (7.07) + 1.5 \left[ \frac{0.5 (2.56)}{1.5} + 35 \right] = 56.61 N$$

$$F_{eE} = 0.4 (2.56) + 1.5 \left[ \frac{0.5 (7.07)}{1.5} + 26.01 \right] = 43.57 N$$

Después de calcular las fuerzas equivalentes ( $F_{eB}$  y  $F_{eE}$ ), se debe cumplir la relación siguiente:

$$F_{eB} > F_{RB}$$

$$F_{eE} > F_{RE}$$

Esto debido a que si dicha relación se cumple se tomarán las cargas equivalentes  $F_{eB} = 56.61 N$  y  $F_{eE} = 43.57 N$ .

### Calculando la carga dinámica

Para calcular la carga dinámica (C) se utilizan las ecuaciones siguientes:

$$C = F_e \left[ \frac{Ld}{10^6} \right]^{\frac{1}{k}} \quad (2.29)$$

donde:  $C$  : carga dinámica

$F_e$  : fuerza equivalente

$K$  : constante que depende del tipo de rodamiento

$Ld$  : vida útil de diseño

Así, antes de calcular C, se debe calcular Ld, tal como se presenta en la ecuación siguiente.

$$Ld = L_{10} (\eta_2) (60) \rightarrow [Horas] \quad (2.30)$$

Donde:  $L_{10}$ : valor que depende de la aplicación que tenga el rodamiento

$\eta_2$  : Velocidad de rotación del eje

Sustituyendo  $\eta_2 = 875$  rpm y  $L_{10} = 25000$  horas de vida útil, para cojinetes utilizados en maquinas industriales en general (Ver Tabla A-6, Anexo “A”), resultó.

$$Ld = 25000(875)(60) = 1312.5 \times 10^6$$

La Ec. 2.29 contiene un término  $K$  el cual, para rodamientos de rodillos cónicos tiene un valor de  $10/3$ .

Sustituyendo  $Ld$  y  $K$  en la Ec. 2.29, para encontrar la carga dinámica en los puntos B y E se tiene:

$$C_B = 56.61 \left[ \frac{1312.5 \times 10^6}{10^6} \right]^{\frac{3}{10}} = 487.89 \text{ N}$$

$$C_E = 43.57 \left[ \frac{1312.5 \times 10^6}{10^6} \right]^{\frac{3}{10}} = 375.51 \text{ N}$$

Con  $C_B = 487.89$  N y  $C_E = 375.51$  N, en Tabla A-7 (Ver Anexo “A”) se observa que la carga dinámica encontrada es mucho menor que la de los rodamientos que se especifican en dicha tabla, por lo tanto la selección del rodamiento se hará con base al diámetro del eje.

De la Tabla A-7 para  $d = 15$  mm el diámetro interno del rodamiento que más se aproxima, corresponde a un rodamiento con las especificaciones que se muestran en la tabla 2.5.

Tabla 2.5 Características del rodamiento seleccionado

Número	$d_i$ , mm	D, mm	B, mm	$C_o$ (carga estática), kN	C (carga dinámica), kN
FAG 30202	15	35	11	7.1	10.8

### 2.4.3.3 Diseño de la transmisión de potencia

Para el diseño de la transmisión es necesario conocer el torque que se genera debido a la fricción entre el disco y la espiga, así como la velocidad a la que gira el disco. El primero se conoce del análisis estático realizado anteriormente, el cual tiene un valor de  $M_{ly} = 0.096$  N-m y la velocidad a la que gira el disco es la de la polea conducida o sea 875 rpm, la cual es la misma que la del eje.

La configuración geométrica de las poleas se obtiene a partir de los siguientes aspectos:

- Diámetros: Poleas conductora: 3", polea conducida: 6"
- Velocidad de rotación del motor 1750 rpm
- Velocidad de rotación del eje 875 rpm
- La distancia entre centros no debe ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de las poleas y menor que el diámetro de la polea mayor.

$$d_2 < c < 3(d_1 + d_2)$$

donde:  $d_1 = 76.2$  mm (3 pulg) y  $d_2 = 152.4$  mm (6 pulg)

Sustituyendo se tiene:  $152.4 < c < 228.6$  mm

Por lo tanto se escoge como distancia entre centros  $c = 228.6$  mm (9 pulg).

En la figura 2.15 se presenta la distribución geométrica de la transmisión.

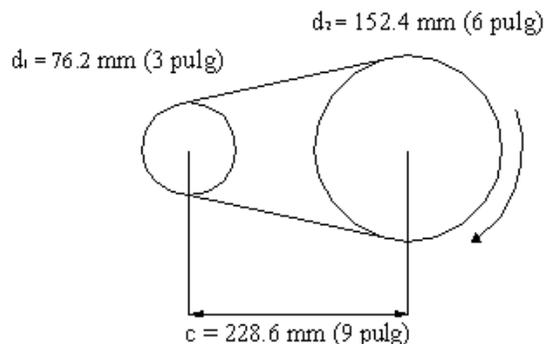


Fig. 2.15. Distribución geométrica de la transmisión.

### Selección de las bandas en V

El proceso para la selección de bandas, inicia con el cálculo de la potencia nominal en el eje del motor, para ello es necesario conocer el torque en el eje del motor el cual se calcula utilizando la ecuación siguiente:

$$T_2 \eta_2 = T_1 \eta_1 \quad (2.31)$$

donde:  $T_1$  y  $T_2$ : torque en el eje del motor y en el eje del porta disco, respectivamente.

$\eta_1$  y  $\eta_2$ : velocidad en el eje del motor y en el eje del porta disco, respectivamente.

Si  $T_2 = M_{ly} = 0.096$  N.m,  $\eta_1 = 1750$  rpm y  $\eta_2 = 875$  rpm, al sustituir estos valores en la Ec. 30 y despejar  $T_1$  se tiene:

$$T_1 = \frac{T_2 n_2}{n_1} = \frac{(0.096)(875)}{1750} = 0.048 \text{ N.m (0.43 lb.pulg)}$$

### Potencia nominal ( $Pot_n$ )

Una vez calculado el torque en el eje del motor se procede a calcular la potencia nominal utilizando la ecuación siguiente:

$$Pot_n = \frac{T_1 n_1}{63000} \quad (2.32)$$

donde:  $T_1$  y  $\eta_1$ : torque y velocidad en el eje del motor, respectivamente

$Pot_n$ : potencia nominal

Al sustituir  $T_1 = 0.43$  lb. pulg y  $\eta_1 = 1750$  rpm en Ec. 2.32 se tiene:

$$Pot_n = \frac{0.43(1750)}{63000} = 0.012 \text{ HP}$$

Con  $Pot_n = 0.012$  HP en la Tabla A-8 (Ver Anexo "A") para bandas en V, se observa que la potencia nominal es mucho menor que las especificadas en tabla, por lo tanto, se tomará como potencia nominal  $\frac{1}{2}$  HP, la cual se toma como referencia para seleccionar una banda en V tipo A

### Potencia de diseño ( $Pot_d$ )

La potencia de diseño se calcula utilizando la ecuación siguiente:

$$Pot_d = K_s Pot_n \quad (2.33)$$

donde:  $K_s$ : factor de servicio

$Pot_n$ : potencia nominal

$Pot_d$ : potencia de diseño

En la Tabla A-9 (Ver Anexo “A”) de factores de servicio para bandas en V, considerando que el tipo de máquina impulsada opera menos de 6h y el trabajo que realiza es similar al de una máquina herramienta, se obtiene un  $K_s = 1.1$

Sustituyendo el valor de  $K_s = 1.1$  y  $Pot_n = \frac{1}{2} HP$  en la Ec. 2.33, se tiene:

$$Pot_d = K_s Pot_n = (1.1) (0.5 HP) = 0.55 HP.$$

### Potencia corregida ( $Pot_c$ )

La potencia de diseño se calcula utilizando la ecuación siguiente:

$$Pot_c = K_1 K_2 Pot_b \quad (2.34)$$

donde:  $K_1$ : factor de corrección por ángulo de contacto

$K_2$ : factor de corrección por longitud de la banda

$Pot_b$ : potencia nominal por banda

Para el cálculo de  $K_1$  se considera el ángulo de contacto más crítico, el cual correspondería a la polea de menor diámetro (polea conductora), dicho ángulo se calcula utilizando la ecuación siguiente:

$$\theta_1 = 180 - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left( \frac{d_2 - d_1}{2c} \right) \quad (2.35)$$

donde:  $d_1$  y  $d_2$ : diámetros de la poleas conductora y conducida respectivamente

$\theta_1$ : ángulo de contacto entre la banda y la polea conductora

$c$ : distancia entre los centros de las poleas

Sustituyendo  $d_1 = 76.2$  mm (3 pulg),  $d_2 = 152.4$  mm (6 pulg) y  $c = 228.6$  mm (9 pulg), en Ec.2.35 se obtiene el valor de  $\theta_1$

$$\theta_1 = 180 - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{d_2 - d_1}{2c}\right) = 180 - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{152.4 - 76.2}{2(228.6)}\right) \Rightarrow \theta_1 = 160.81^\circ$$

Con  $\theta_1 = 160.81^\circ$  en la Fig. B-1 (Ver Anexo “B”) se obtiene el factor de corrección  $K_1 = 0.94$ .

Para el cálculo de  $K_2$  se necesita conocer la longitud de la banda, la cual se calcula utilizando la ecuación siguiente:

$$L = 2 \left[ c^2 - \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \pi \left( \frac{d_2 + d_1}{2} \right) + \frac{(d_2 - d_1)}{c} \quad (2.36)$$

donde:  $L$ : longitud de la banda

$d_1$  y  $d_2$ : diámetros de las poleas conductora y conducida respectivamente

$c$ : distancia entre centros

Sustituyendo  $d_1 = 76.2$  mm (3 pulg),  $d_2 = 152.4$ mm (6 pulg) y  $c = 228.6$  mm (9 pulg), en la Ec. 2.36 se tiene:

$$L = 2 \left[ (228.6)^2 - \left( \frac{152.4 - 76.2}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \pi \left( \frac{152.4 + 76.2}{2} \right) + \frac{(152.4 - 76.2)}{228.6}$$

$$L = 769.77 \text{ mm (30.31 pulg)}$$

Considerando longitudes normalizadas de bandas en V, para  $L = 30.31$  pulg en Tabla A-10 (Ver Anexo “A”) se selecciona una banda  $A3I$ .

Con  $L = 30.31$  pulg en la Tabla A-11 (Ver Anexo “A”) se obtiene el factor de corrección  $K_2 = 0.85$ .

Para el cálculo de la potencia por banda ( $Pot_b$ ) se necesita conocer la velocidad tangencial y el diámetro de la polea conductora.

La velocidad tangencial de la polea conductora se calcula utilizando la ecuación siguiente:

$$V_t = \pi d_1 \eta_1 \quad (2.37)$$

donde:  $V_t$ : velocidad tangencial de la polea conductora

$d_1$ : diámetro de la polea conductora

$\eta_1$ : velocidad angular de la polea conducida

Sustituyendo  $d_1 = 76.2$  mm (3 pulg) y  $\eta_1 = 1750$  rpm en la Ec. 2.37 se tiene:

$$V_t = \pi (76.2)(1750) = 4.19 \times 10^5 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$$

Para banda tipo A con  $V_t = 4.19 \times 10^5$  mm·min<sup>-1</sup> (1374.45 pies·min<sup>-1</sup>), y  $d = 152.4$  mm (6 pulg), interpolando en la Tabla A-12 (Ver Anexo “A”), utilizando los datos en unidades inglesas, se obtiene la potencia por banda:  $Pot_b = 0.94$  HP

Sustituyendo  $Pot_b = 0.94$  HP,  $K_1 = 0.94$  y  $K_2 = 0.85$  en Ec. 2.34 se tiene:

$$Pot_c = 0.94(0.94)(0.85) = 0.75 \text{ HP}$$

Al dividir la potencia de diseño ( $Pot_d$ ) entre la potencia corregida ( $Pot_c$ ) se obtiene el número de bandas a utilizar, así:

$$N = \frac{Pot_d}{Pot_c} = \frac{0.55}{0.75} = 0.73$$

Esto indica que se debe utilizar sólo una banda en V tipo A31.

#### 2.4.3.4 Selección del Motor

La potencia es uno de los parámetros a considerar para determinar la capacidad del motor. El motor no sólo debe proporcionar la potencia necesaria durante el funcionamiento de la máquina, sino también debe ser capaz de desarrollar la potencia necesaria para el arranque de la misma.

El proceso para calcular la potencia del motor es el siguiente:

Primero se realiza un esquema de la máquina, el cual incluye las poleas, el porta disco y el motor (Ver Fig. 2.16); en base a dicho esquema se determina la ecuación general de la máquina.

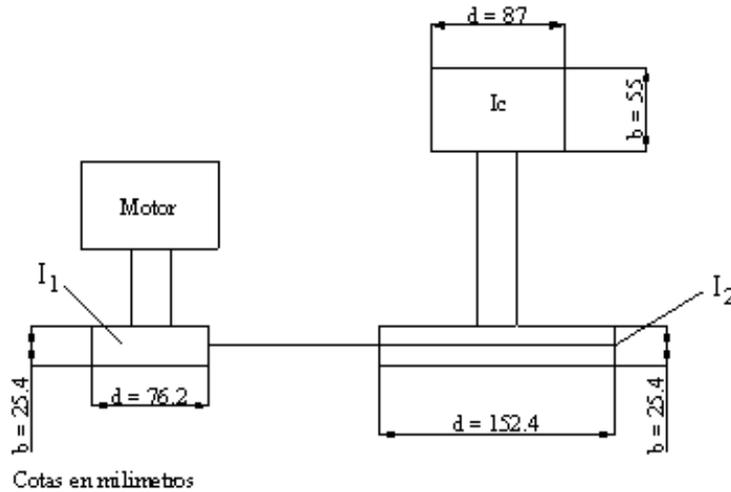


Fig. 2.16. Esquema de la máquina.

Por lo tanto la ecuación general de la máquina es:

$$T_a = \left(\frac{n}{\eta}\right)(T_c) + \left[ I_m + I_1 + \frac{n^2}{\eta} (I_c + I_2) \right] \frac{\Delta w_m}{\Delta t} \quad (2.38)$$

donde:  $I_1$  : momento de inercia de la polea conductora

$I_2$  : momento de inercia de la polea conducida

$I_c$ : momento de inercia de la carga

$T_c$ : torque de la carga

$n$  : relación de velocidades

$\eta$  : eficiencia de la transmisión

$T_a$  : torque arranque del motor

$I_m$  : momento de inercia del rotor del motor

$\Delta\omega_m$  : razón de cambio de la velocidad angular del rotor en  $\text{rad s}^{-1}$

$\Delta t$  : razón de cambio de tiempo de arranque

### Cálculo de los momentos de inercia de cada elemento de la máquina

Para calcular los momentos de inercia de cada elemento de la máquina se utiliza la ecuación siguiente:

$$I = \frac{\gamma \pi d^4 b}{32g} \quad (2.39)$$

donde :  $I$  : momento de inercia

$\gamma$  : peso específico

$d$  : diámetro del elemento

$b$  : longitud del elemento

$g$  : aceleración de la gravedad

Considerando que el material del porta disco es un acero AISI 1020, en Tabla A-1 (Ver Anexo "A") se presenta el peso específico de éste sí:

$$\gamma_{\text{acero}} = 76.5 \text{ kN.m}^{-3} (0.282 \text{ lb.pulg}^{-3})$$

Además el material de las poleas es aluminio, en la Tabla A-1 (Ver Anexo "A") el peso específico del aluminio es:

$$\gamma_{\text{aluminio}} = 26.6 \text{ kN.m}^{-3} (0.098 \text{ lb.pulg}^{-3}),$$

Sustituyendo en la Ec. 2.39 las dimensiones especificadas en la Fig. 2.16 para cada uno de los elementos y sus pesos específicos respectivos, obtenemos sus momentos de inercia. Los resultados al evaluar la Ec. 2.39 se presentan en la tabla 2.6.

Tabla 2.6 Resultados de evaluar la Ec. 38 para cada elemento

Elemento	Resultado, N.mm.s <sup>2</sup>	Resultado, lb.pulg.s <sup>2</sup>
$I_1$	0.226	0.0020
$I_2$	3.605	0.0319
$I_c$	2.419	0.0214

El momento de inercia del rotor del motor se considera aproximadamente cero ( $I_m \cong 0$ )

La razón de cambio de la velocidad angular del rotor es la velocidad en eje del motor, la cual es  $\eta_1 = 1750$  rpm, si convertimos las revoluciones por minuto a radianes por segundo obtenemos:

$$\Delta\omega_m = 183.2 \text{ rad.s}^{-1}$$

Considerando que el tiempo de arranque será de:  $\Delta t = 5$  s

#### Cálculo del torque de la carga

El torque que transmite la carga es  $T_c = M_{Iy} = 0.096$  N.m (96 N.mm), al realizar la conversión de éste a las unidades de lb-pulg, obtenemos:

$$T_c = 0.85 \text{ lb.pulg}$$

#### Cálculo de la relación de velocidades y eficiencia de la transmisión

La relación de velocidades se obtiene de dividir la velocidad de la polea conducida entre la velocidad de la polea conductora, siendo su valor:

$$n = \frac{\eta_2}{\eta_1} = \frac{875 \text{ rpm}}{1750 \text{ rpm}} = 0.5$$

La eficiencia de la transmisión para bandas en V es aproximadamente:  $\eta = 90$  %

#### Cálculo del torque de arranque del motor

Sustituyendo los datos calculados anteriormente en la Ec. 2.38, obtenemos:

$$T_a = \left(\frac{0.5}{0.9}\right)(96) + \left[0 + 0.226 + \left(\frac{(0.5)^2}{0.9}(2.419 + 3.605)\right)\right] \frac{(183.2)}{5}$$

$$T_a = 122.92 \text{ N.mm (1.09 lb.pulg)}$$

### Cálculo de la potencia del motor

Para calcular la potencia del motor se utiliza la ecuación siguiente:

$$Pot_{motor} = \frac{T_a \eta_1}{63000} \quad (2.40)$$

donde:  $Pot_{motor}$  : potencia del motor

$T_a$  : torque de arranque del motor

$\eta_1$  : velocidad de rotación de la polea conductora

Sustituyendo en Ec. 2.40  $T_a = 122.92$  N,mm (1.09 lb.pulg) en unidades del sistema ingles y  $\eta_1 = 1750$  rpm, obtenemos:

$$Pot_{motor} = \frac{(1.09)(1750)}{63000} = 0.03 \text{ HP}$$

De acuerdo con los cálculos efectuados la potencia del motor a utilizar será de 0.03 HP.

Debido a que motores cuya potencia sea 0.03 HP, no se encuentran disponibles en el mercado local debido a su baja potencia y de obtenerse su costo es elevado, por lo tanto la potencia del motor a utilizar será de: 0.5 HP.

Una vez encontrada la potencia del motor se procede a seleccionar el tipo de motor a utilizar. El tipo de motor que se selecciona es un motor DC de velocidad variable.

#### 2.4.4 Estructura del banco

La estructura del banco (Fig.2.17) será conformada de tubo cuadrado estructural chapa 14 (0.071pulg.) de 25.4mm x 25.4 mm (1pulg x 1pulg), en la cual se soportaran los diferentes elementos, tales como: motor, controles eléctricos, chumaceras, etc.

Además, se forrará con lámina de acero de 3/64 pulg, la máquina estará cubierta con un material acrílico, lo cual permitirá visualizar la prueba, así como también para

evitar que se introduzcan contaminantes que afecten los resultados, la carcasa será sujeta a la estructura por medio de bisagras que permita su movimiento para poder abrir y cerrar, así de esta manera crear un aislamiento. Debido a que la estructura no estará sujeta a excesos de vibraciones por el efecto de la velocidad, y las cargas aplicadas son tan pequeñas, no se realizaron los diseños correspondientes de análisis estructurales (soldadura, selección de material etc.) ya que los elementos que se utilizaran en su construcción son lo suficientemente resistentes para las condiciones de trabajo.

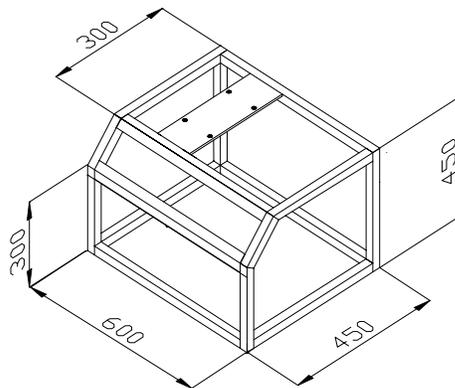


Fig. 2.17. Estructura del banco

## 2.5 DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS DE CONTROL Y MEDICIÓN DE VELOCIDAD Y FUERZA DE FRICCIÓN

Los sistemas de control y medición de la velocidad y la fuerza de fricción están compuestos por una combinación de dispositivos electrónicos, eléctricos y fotoeléctricos.



### 2.5.2 Medición de la velocidad

Este sistema consiste en un tacómetro óptico, el cual funciona con corriente directa de manera que para su alimentación se utiliza una fuente de energía (batería) de 9 V.

Las características de este dispositivo son las siguientes:

- a) Capacidad de lectura hasta 20000 rpm, con una precisión de 1 rpm
- b) Posee un indicador del objetivo para garantizar que se apunta correctamente
- c) Apagado, memoria y calibración automática
- d) Indicador de batería baja
- e) Luz infrarroja que no se ve afectada por la interferencia del medio ambiente
- f) Lectura de pantalla líquida de 4 1/2 dígitos
- g) Posee un intervalo de lectura de alta y baja rpm.

En la Fig. 2.19 se presenta un esquema del tacómetro óptico y las partes que lo componen.

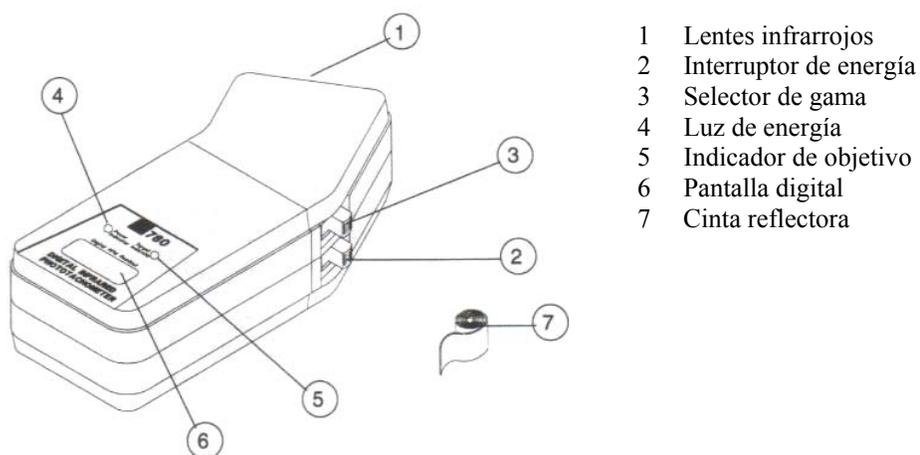


Fig. 2.19. Esquema del tacómetro óptico

Instrucciones de operación:

- a) Asegurarse que la superficie del objeto que se va a medir este relativamente limpia
- b) Cortar pedazos de cinta reflectora de aproximadamente 2.54 cm de longitud, teniendo el cuidado de colocar el indicador en línea con el diámetro del objeto (Ver Fig. 2.20)
- c) El tamaño del objeto que se va a medir es importante para tomar en cuenta la longitud de la cinta reflectora, en este caso se colocaron cuatro pedazos de cinta reflectora de 7 mm de ancho por 50 mm de largo; esto se hizo debido a que el eje gira a bajas rpm generando inestabilidad en la lectura (Ver fig 2.20) .

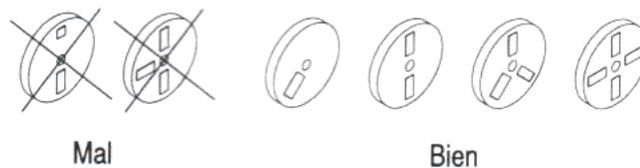
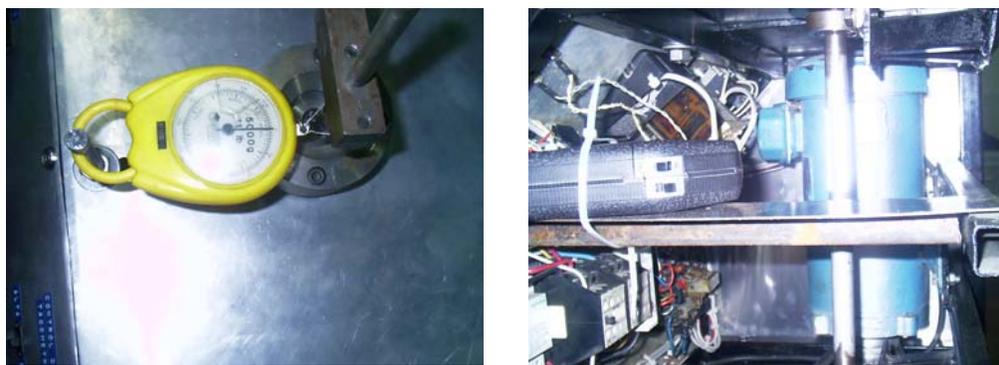


Fig. 2.20. Forma correcta de colocar la cinta reflectora

Un esquema del montaje del tacómetro en la máquina se presenta en la Fig. 2.21

### 2.5.3 Medición de la fuerza de fricción

Para la medición de la fuerza de fricción se utilizará un dinamómetro analógico, el cual está compuesto por un resorte de tensión siendo éste el que se conectará al porta espiga por medio de cables y poleas, cuando la espiga tienda a desplazarse debido a la rotación del disco deformará al resorte, dicha deformación hace girar una aguja sobre una escala graduada. Un esquema del ensamble del dinamómetro al porta espiga se presenta en la Fig. 2.21.



(a) Montaje del dinamómetro

(b) Montaje del tacómetro

Fig. 2.21 Esquema del montaje del tacómetro y dinamómetro.

## 2.6 DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO

El sistema eléctrico tiene como función proteger, alimentar y controlar el motor y otros dispositivos. Este sistema esta formado por el sistema de protección y el sistema de control tal como se muestra en la Fig. 2.22.

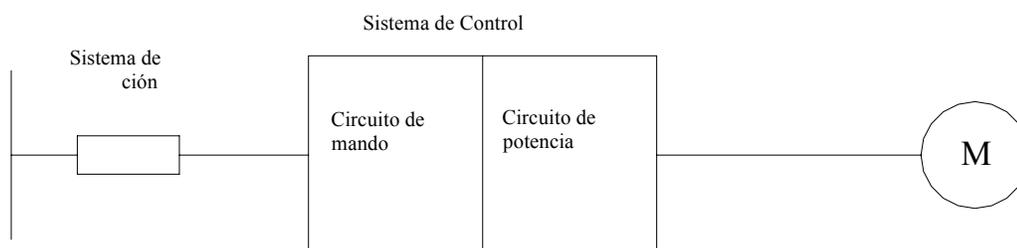


Fig. 2.22 Diagrama simplificado del sistema eléctrico

### **2.6.1 Sistema de Protección**

Este sistema está constituido por un guardamotor que tienen la función de prevenir el daño al motor, circuito de control de velocidad, circuito de mando, conductores y aislamientos; por corrientes excesivas que pueden circular debido a cortocircuitos con el polo tierra.

### **2.6.2 Sistema de Control**

El sistema de control es el que realiza la función de controlar el motor por medio del circuito de mando y el circuito de potencia.

#### **a) Circuito de mando**

Este circuito es el que controla las bobinas del contactor que a su vez controlan al motor. En este circuito está compuesto por pulsadores, bobinas de los contactores, bobinas de los relés temporizadores, el sistema de señalización, y el circuito de alimentación para el freno (Ver Fig. 2.23).



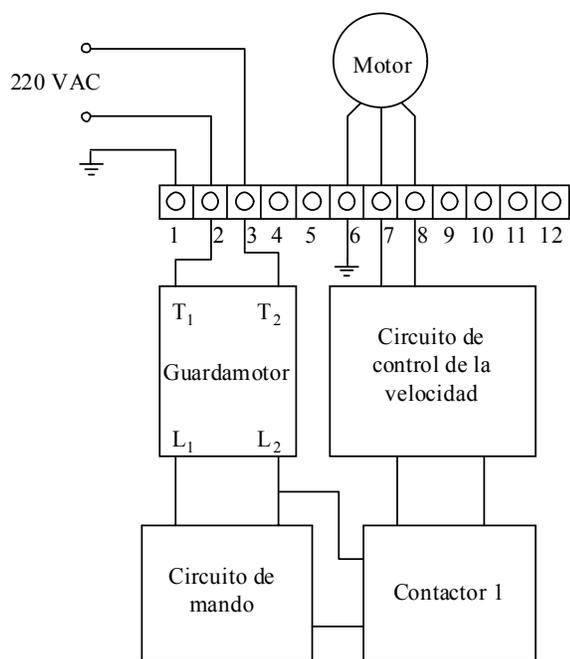


Fig. 2.24. Diagrama del circuito de potencia

## **2.7 PROCESO DE CONSTRUCCIÓN**

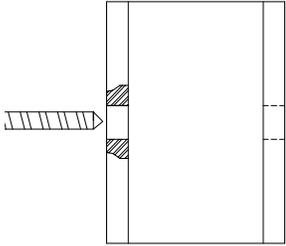
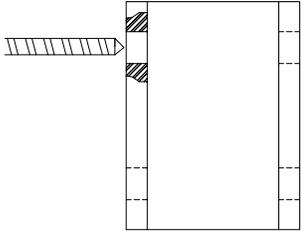
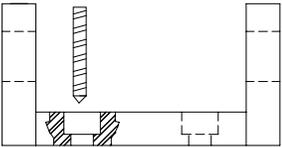
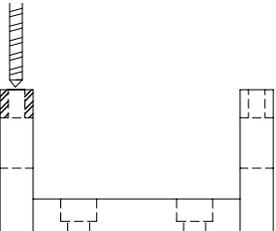
Antes de construir una máquina es necesario especificar el proceso de fabricación de cada uno de los elementos que la componen, esto se hace utilizando hojas de ruta en las cuales se especifica el nombre del elemento, el material y se describe cada una de las operaciones que deben efectuarse hasta llevar al elemento a su acabado final.

Una vez fabricados todos los elementos de la máquina deben ensamblarse, tal como se presenta en un diagrama de ensamble.

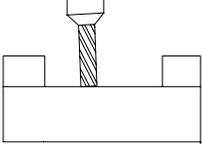
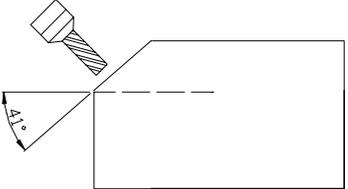
### **2.7.1 HOJAS DE RUTA**

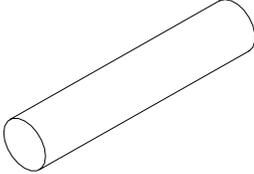
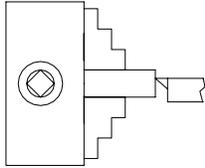
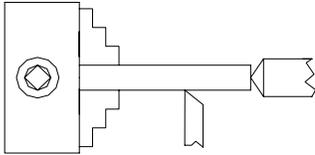
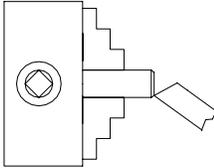
A continuación se presenta el proceso de fabricación de cada una de las piezas de la máquina, este proceso inicia desde el material con dimensiones en bruto hasta llevarlas a las dimensiones requeridas, las máquinas herramientas a utilizar para el proceso de fabricación son: torno, fresadora vertical, taladro de pedestal, entre otros. En las hojas de proceso se especifican las diferentes herramientas utilizadas en el proceso de fabricación.

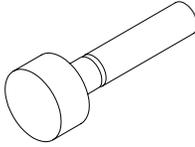
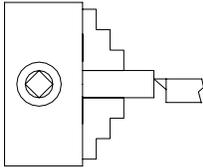
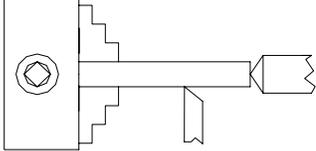
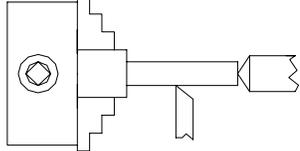
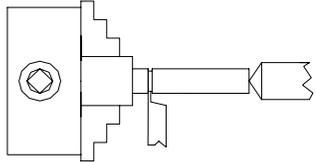
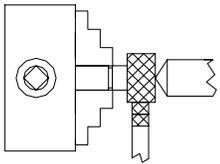
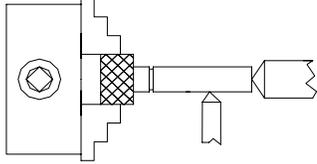
Hoja de proceso # 1				
Nombre: Base fija			Material: AISI 1020	
Cantidad: 1				
Esquema de la base fija				
Nº	Operación		Esquema	Máquina y /o Herramienta
1	Trazado y corte de platinas que conforman la base fija de 129x50x12 mm Pieza A y B	2		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Prensa</li> <li>- Regla</li> <li>- Trazador</li> <li>- Sierra</li> <li>- Escuadra</li> </ul>
2	Trazado y corte de platinas que conforman la base fija de 129x100x12 mm Pieza C	1		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Prensa</li> <li>- Regla</li> <li>- Trazador</li> <li>- Sierra</li> <li>- Escuadra</li> </ul>
3	Escuadrado Pieza A, B y C			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora</li> </ul>
4	Union de piezas A, B y C			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Equipo de soldadura eléctrica</li> <li>- Electrodo de 1/8 pulg</li> </ul>
5	Fresado			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora</li> <li>- fresa de 12 mm</li> </ul>

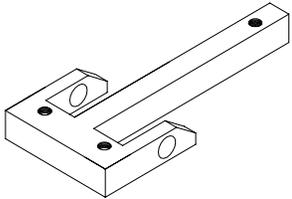
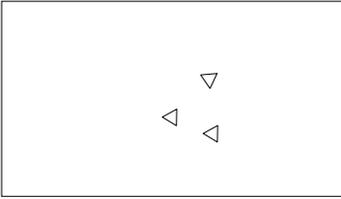
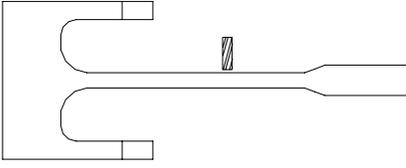
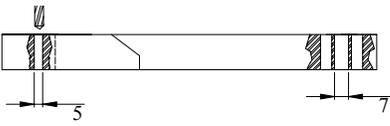
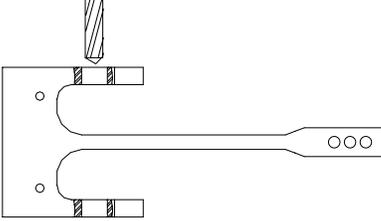
Hoja de proceso # 1 (Continuación)				
Nombre: Base fija				Material: AISI 1020
Cantidad: 1				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y /o Herramienta
6	Taladrado			- Broca de 19 mm
7	Taladrado			- Broca de 18 mm
8	Taladrado y Avellanado de 13 mm			- Broca de 8 mm - Fresa radial de 13mm
9	Taladrado y Roscado de 6 mm			- Broca de 5 mm - Machuelo de 6 mm

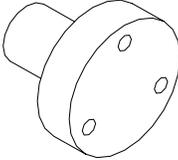
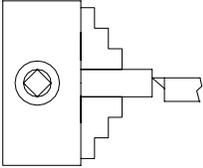
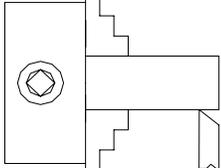
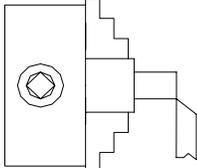
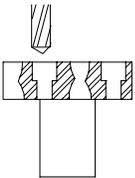
Hoja de proceso # 2				
Nombre: Base móvil			Material: AISI 1020	
Cantidad: 1				
Esquema de la base móvil				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y / o Herramienta
1	Trazado y corte de material que conforman la base de 85x50x12 mm Pieza A	2		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Prensa</li> <li>- Regla</li> <li>- Trazador</li> <li>- Sierra</li> <li>- Escuadra</li> </ul>
2	Trazado y corte de material que conforman la base de 129x38x12 mm Pieza B	2		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Prensa</li> <li>- Regla</li> <li>- Trazador</li> <li>- Sierra</li> <li>- Escuadra</li> </ul>
3	Escuadrado Pieza A, B			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora</li> </ul>
4	Union de piezas A, B			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Equipo de soldadura eléctrica</li> <li>- Electrodo de 1/8 pulg</li> </ul>

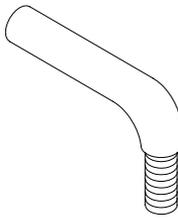
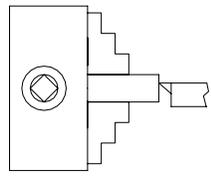
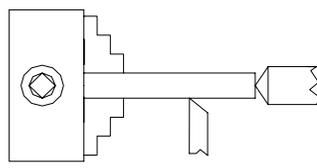
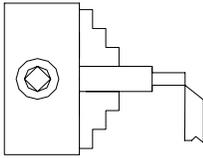
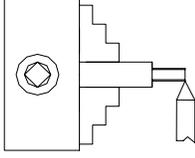
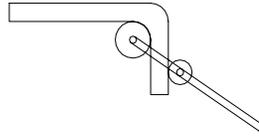
Hoja de proceso # 2 (Continuación)				
Nombre: Base móvil				Material: AISI 1020
Cantidad: 1				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y /o Herramienta
5	Fresado			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora</li> <li>- fresa de 12 mm</li> </ul>
6	Fresado			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora</li> <li>- Fresa de 12 mm</li> </ul>
7	Taladrado Roscado de 5 mm			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Broca de 25.4 mm</li> <li>- Broca de 4.2 mm</li> <li>- Machuelo de 5 mm</li> </ul>
8	Taladrado y roscado			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Broca de 17 mm</li> <li>- Machuelo 19 mm</li> </ul>

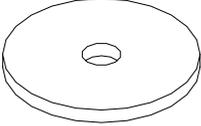
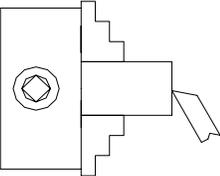
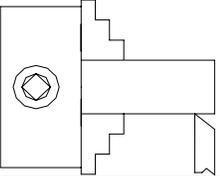
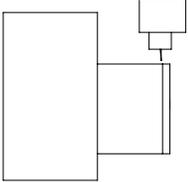
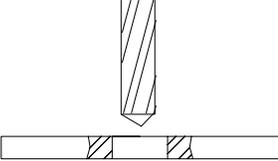
Hoja de proceso # 3				
Nombre: Guías para la base móvil			Material: AISI 1020	
Cantidad: 2				
Esquema de las guías				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y /o Herramienta
1	Refrentado a ambas caras			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para refrentado</li> </ul>
2	Cilindrado exterior a 18 mm			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para exteriores</li> <li>- Calibrador</li> </ul>
3	Elaboración de bisel de 1x45°			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para exteriores</li> </ul>

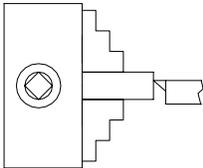
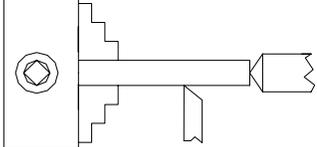
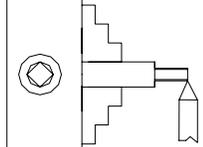
Hoja de proceso # 4				
Nombre: Tornillo			Material: AISI 1020	
Cantidad: 1				
Esquema del tornillo				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y /o Herramienta
1	Refrentado a ambas caras			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para refrentado</li> </ul>
2	Cilindrar a 40 mm			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para cilindrar</li> <li>- Calibrador</li> </ul>
3	Cilindrar a 19 mm en 103 mm de longitud			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para cilindrar</li> <li>- Calibrador</li> </ul>
4	Ranurado a $\phi 16.3$ mm y 3 mm de longitud			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para ranurar</li> <li>- Calibrador</li> </ul>
5	Moleteado			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Herramienta para moleteado</li> </ul>
6	Rosca milimétrica exterior en 80 mm de longitud			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para roscar</li> <li>- Juego de galgas</li> <li>- Rosca M19 x 0.5</li> </ul>

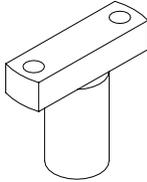
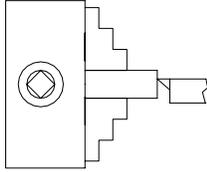
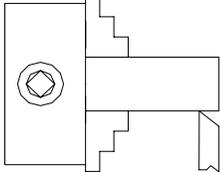
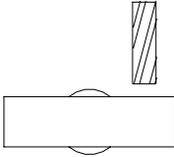
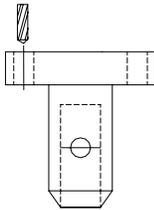
Hoja de proceso # 5				
Nombre: Brazo			Material: AISI 1020	
Cantidad: 1				
Esquema del brazo				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y /o Herramienta
1	Trazado y corte de platina que forma el brazo			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Prensa</li> <li>- Regla</li> <li>- Trazador</li> <li>- Sierra</li> <li>- Escuadra</li> </ul>
2	Escuadrado de la platina			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora</li> <li>- Fresa de corte tangencial</li> </ul>
3	Fabricación del brazo			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora vertical</li> <li>- Fresa radial</li> </ul>
4	Taladrado y roscado			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladro</li> <li>- Brocas de 7 mm y 5 mm</li> <li>- Machuelos de 8mm y 6 mm</li> </ul>
5	Taladrado			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladro</li> <li>- Broca de 18 mm</li> </ul>

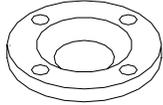
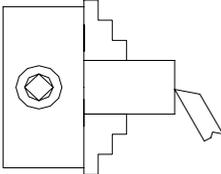
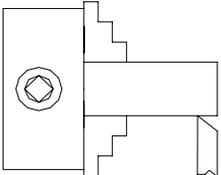
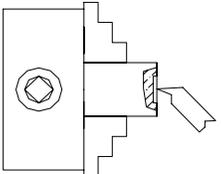
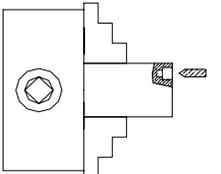
Hoja de proceso # 6				
Nombre: Guías del brazo			Material: AISI 1020	
Cantidad: 2				
Esquema de las guías				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y /o Herramienta
1	Refrentado de ambas caras			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para refrentado</li> </ul>
2	Cilindrado a 40 mm			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para exteriores</li> </ul>
3	Cilindrado a 18 mm en una longitud de 25 mm			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para exteriores</li> </ul>
4	Taladrado de agujeros			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladro</li> <li>- Broca de 10 mm y 6 mm</li> <li>- Machuelo de 6 mm</li> </ul>

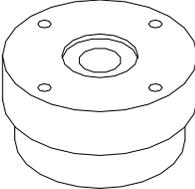
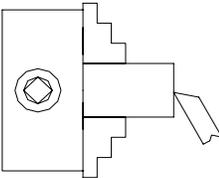
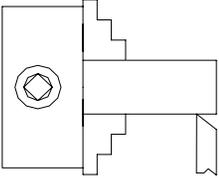
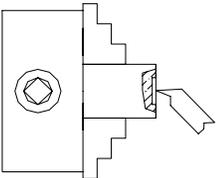
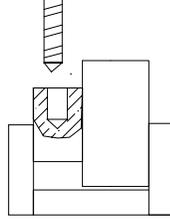
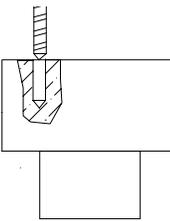
Hoja de proceso # 7				
Nombre: Vástago porta contrapesas			Material: AISI 1020	
Cantidad: 2				
Esquema del vástago porta contrapesas				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y /o Herramienta
1	Refrentado de ambas caras			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para refrentado</li> </ul>
2	Cilindrado a 12.7 mm			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para exteriores</li> <li>- Calibrador</li> </ul>
3	Escalonar a 10 mm			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para exteriores</li> <li>- Calibrador</li> </ul>
4	Elaboración de rosca exterior M10			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para rosca exterior</li> <li>- Galgas de rosca</li> </ul>
5	Realización de dobles			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Dobladora</li> </ul>

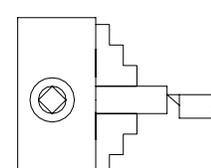
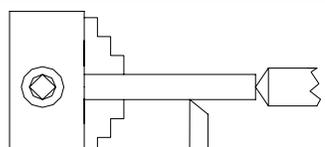
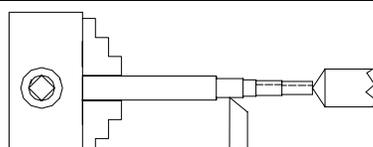
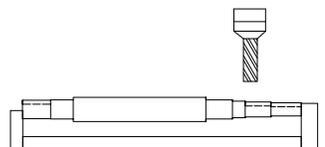
Hoja de proceso # 8				
Nombre: Disco porta pesas			Material: AISI 1020	
Cantidad: 1				
Esquema del disco porta pesas				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y /o Herramienta
1	Refrentado de una cara			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para refrentado</li> </ul>
2	Cilindrado a 50 mm			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para exteriores</li> </ul>
3	Corte de un disco de 4 mm de espesor			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Sierra semiautomática</li> <li>- Sierras</li> </ul>
4	Taladrado			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladro</li> <li>- Broca de 10 mm</li> </ul>

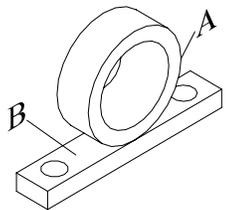
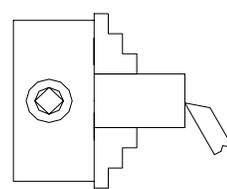
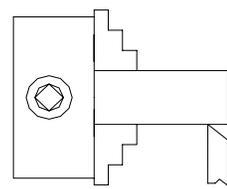
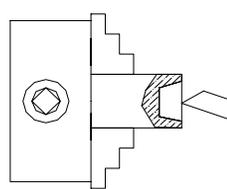
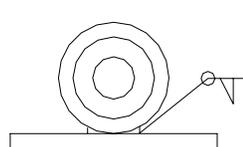
Hoja de proceso # 9				
Nombre: Vástago porta pesas			Material: AISI 1020	
Cantidad: 1				
Esquema del vástago porta pesas				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y /o Herramienta
1	Refrentado a ambas caras			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Butil para refrentado</li> </ul>
2	Cilindrado exterior a 10 mm			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Butil para exteriores</li> <li>- Calibrador</li> </ul>
3	Elaborar rosca exterior a 10 mm			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Butil para rosca exterior</li> <li>- Galgas de rosca</li> </ul>

Hoja de proceso # 10				
Nombre: Porta espiga			Material: AISI 1020	
Cantidad: 1				
Esquema del porta espiga				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y/o Herramienta
1	Refrentado a ambas caras			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para refrentado</li> </ul>
2	Cilindrado			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para exteriores</li> </ul>
3	Aplanado			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora</li> <li>- Fresa de vástago</li> </ul>
4	Taladrado de agujeros y elaboración de roscas			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Taladro</li> <li>- Broca de 5 mm y 12.5 mm</li> <li>- Machuelo de 6 mm</li> </ul>

Hoja de proceso # 11				
Nombre: Tapa de Porta disco			Material: AISI 1020	
Cantidad: 1				
Esquema de la tapa del porta disco				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y/o Herramienta
1	Refrentado a ambas caras			- Torno - Buril para refrentado
2	Cilindrado exterior a 87 mm			- Torno - Buril
3	Cilindrado interior perforar a 2.5mm			- Torno - Buril para interior
4	Taladrado			- Torno - Brocas de 10 mm y 7 mm

Hoja de proceso # 12				
Nombre: Porta disco			Material: AISI 1020	
Cantidad: 1				
Esquema del porta disco				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y/o Herramienta
1	Refrentado a ambas caras			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para refrentado</li> </ul>
2	Cilindrado exterior a 87 mm			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para exteriores</li> </ul>
3	Cilindrado interior			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para interior</li> </ul>
4	Perforar y roscar			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Broca de 5 mm</li> <li>- Machuelo de 6 mm</li> </ul>
5	Perforar y roscar			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Broca de 5 mm</li> <li>- Machuelos de 6mm</li> </ul>

Hoja de Proceso # 13				
Nombre: Eje			Material: AISI 1020	
Cantidad: 1				
Esquema del eje				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y /o Herramienta
1	Refrentado a ambas caras			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para refrentado</li> </ul>
2	Cilindrado exterior a 19 mm de diámetro			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para exteriores</li> <li>- Calibrador</li> </ul>
3	Escalonar a 52 mm			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Buril para exteriores</li> <li>- Calibrador</li> </ul>
4	Elaboración de cuñeros			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora vertical</li> <li>- Fresa ¼ pulg HSS</li> </ul>

Hoja de proceso # 14				
Nombre: Chumacera			Material: AISI 1020	
Cantidad: 2				
Esquema de la chumacera				
Nº	Operación	Cantidad	Esquema	Máquina y/o Herramienta
1	Refrentado a ambas caras Pieza A			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Butil para refrentado</li> </ul>
2	Cilindrado exterior a 47.5 mm			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Butil para exteriores</li> </ul>
3	Avellanado			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torno</li> <li>- Butil para interiores</li> </ul>
4	Escuadrado de material Pieza B de 89 x 16 x 8 mm			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fresadora</li> <li>- Fresa de corte tangencial</li> </ul>
5	Unión por soldadura de las piezas A y B			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Soldadura por arco eléctrico</li> <li>- Electrodo E6013 1/8 pulg.</li> </ul>

## 2.7.2 DIAGRAMA DE ENSAMBLE

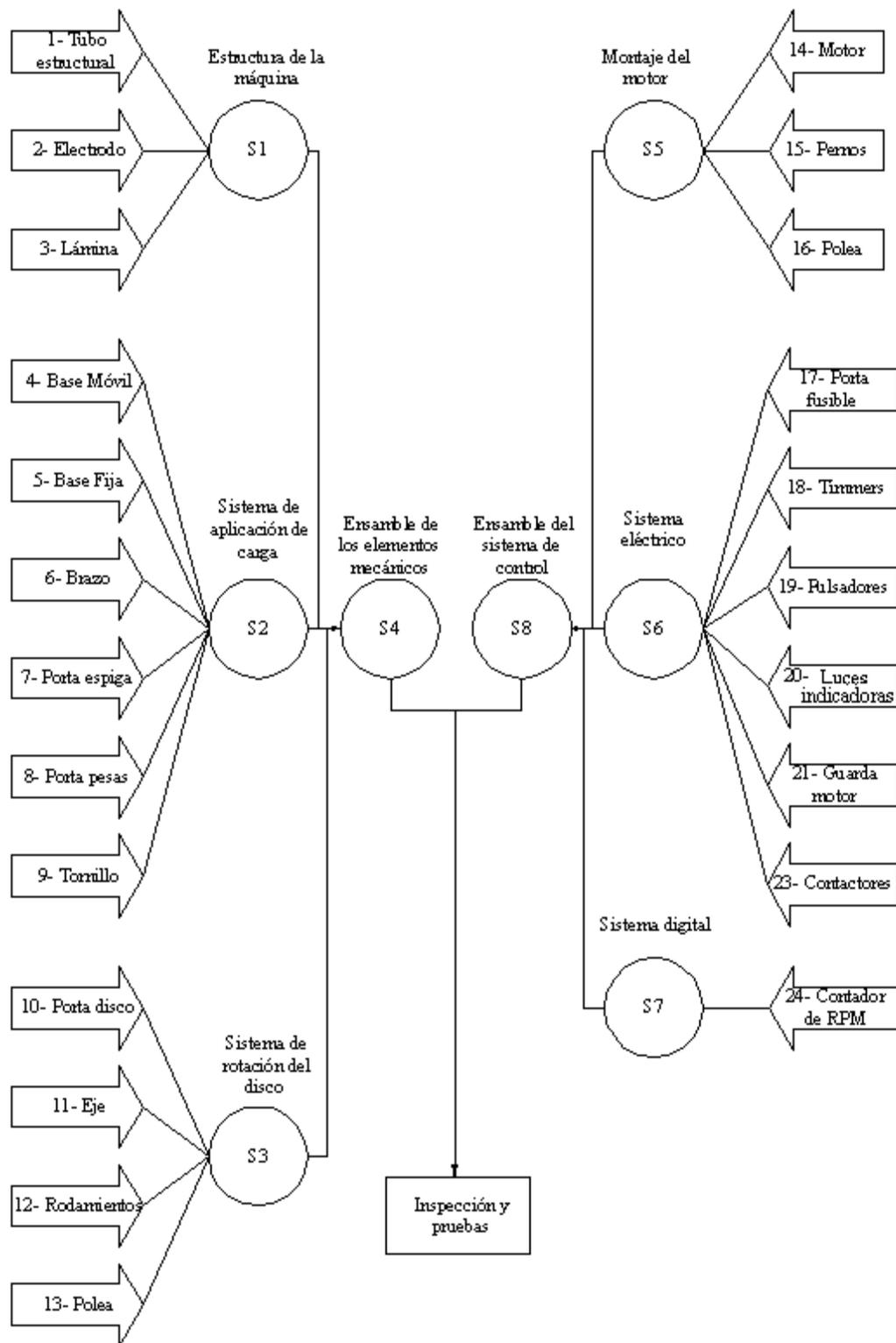


Fig. 2.25. Esquema del ensamble de la máquina

## CAPÍTULO III

### 3 ENSAYOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

En esta parte se calibrará la máquina según los resultados obtenidos por diferentes laboratorios y que se especifican en la norma de la ASTM G99-95a, además se realizarán ensayos de los cuales se obtendrán los gráficos de razón de desgaste vs. distancia de deslizamiento, velocidad de deslizamiento y carga.

#### 3.1 PUESTA A PUNTO DE LA MÁQUINA

Para poner a punto la máquina se ensayarán 10 probetas (espigas y discos) cuyo material es AISI 4340H, de los ensayos se obtendrán el coeficiente fricción; la razón de desgaste de la espiga. Estos resultados se comparan con los obtenidos por diferentes laboratorios según la norma de la ASTM G-99-95a.

Las características de la espiga y el disco son:

- a) Material: AISI 4340H
- b) Composición en % en peso: 0.35 C, 0.27 Si, 0.70 Mn, 0.035 S, 0.03 Cr, 1.5Ni, 1.5 Mo, 0.25 Mg.
- c) Dureza: 28-35 RC
- d) Densidad del material  $\rho$ : 7806 kg.m<sup>-3</sup>

Los parámetros de que se tomarán en cuenta para la realización de los ensayos de desgaste son:

$d$ : distancia de deslizamiento

$v$ : velocidad de deslizamiento

$F$ : carga

$r$ : distancia entre el centro de la espiga y el disco

Las condiciones a las cuales se realiza la puesta a punto de la máquina se presentan en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Condiciones a las que se realiza la puesta a punto.

$d$ , m	$v$ , m.s <sup>-1</sup>	$F$ , N	$r$ , mm
1000	0.36	10	14

Considerando estos parámetros se calculan la velocidad de rotación del disco y el tiempo de duración de los ensayos, las ecuaciones que se utilizan para dicho cálculo son:

a) Velocidad de rotación del disco:

$$\eta = \frac{60v}{2\pi r} \quad (3.1)$$

donde :  $\eta$ : velocidad de rotación del disco

$v$ : velocidad de deslizamiento

$r$ : distancia entre el centro del disco y la espiga

Para  $v = 0.36 \text{ m.s}^{-1}$  y  $r = 14 \text{ mm}$  (0.014 m), la velocidad de rotación del disco es:  $\eta = 250 \text{ rpm}$ .

b) Tiempo de duración de los ensayos

$$t = \frac{d}{v} \quad (3.2)$$

donde:  $t$ : tiempo de duración de los ensayos

$d$ : distancia de deslizamiento

$v$ : velocidad de deslizamiento

Para  $v = 0.36 \text{ m.s}^{-1}$  y  $d = 1000 \text{ m}$ , el tiempo de duración de los ensayos es:  $t = 2777.77 \text{ s}$  (46.29 min)

La tabla 3.2 es una guía para registrar los resultados de los ensayos, tal como se presenta a continuación:

a) Fuerza de fricción:  $f_f$

b) Utilizando la ecuación  $\mu = \frac{f_f}{F}$ , se obtiene el coeficiente de fricción

c) Peso inicial de la espiga  $w_i$

d) Peso final de la espiga  $w_f$

e) Pérdida de peso  $\Delta w = w_i - w_f$

f) Razón de desgaste :  $q = \frac{\Delta w}{\rho}$ , donde  $\rho$  es la densidad del material de la espiga

Tabla 3.2. Tabulación de lecturas y cálculos para la calibración de la máquina.

Ensayo #	$w_i$ , g	$w_f$ , g	$\Delta w$ , g	$q \times 10^{-5}$ , m <sup>3</sup>	$f_f$ , N	$\mu$
1	29.241	29.105	0.136	1.7422	200	0.196
2	29.085	28.846	0.239	3.0617	500	0.49
3	28.820	28.563	0.257	3.2923	600	0.588
4	29.092	28.945	0.147	1.8831	100	0.01
5	29.206	29.095	0.111	1.4219	300	0.29
Total				11.4012		1.574

El total de la sumatoria de los resultados de razón de desgaste y coeficiente de fricción se divide entre la cantidad de ensayos realizados, de lo cual se obtiene:

Razón de desgaste promedio:  $\bar{q} = 2.28 \times 10^{-5}$

Coefficiente de fricción promedio:  $\bar{\mu} = 0.31$

### 3.2 ELABORACIÓN DE GUÍAS PRÁCTICAS DE LABORATORIO

Teniendo a punto la máquina, se realizarán tres tipos de ensayos los cuales son: razón de desgaste vs. distancia de deslizamiento, carga aplicada, velocidad de deslizamiento. A continuación se presenta una guía de laboratorio para realizar dichos ensayos.

### **3.2.1 GUÍA DE LABORATORIO PARA DETERMINAR LA RAZÓN DE DESGASTE ENTRE DOS MATERIALES**

#### **INTRODUCCIÓN**

El proceso de desgaste se define como el deterioro progresivo mostrado en dos superficies en contacto a causa de la interacción de sus irregularidades superficiales, esta interacción depende de la magnitud de la carga aplicada que tiende a mantener en contacto ambas superficies.

La fricción es la resistencia al movimiento que se produce cuando dos objetos sólidos que se encuentran en contacto, son puestos en movimiento relativo uno respecto del otro.

La complejidad del desgaste se acentúa al considerar el número de factores necesarios para describirlo. Los principales factores que intervienen en el desgaste pueden enumerarse en la forma siguiente:

- 1) Variables relacionadas con los materiales en contacto: dureza, tenacidad, estructura cristalina y composición química.
- 2) Variables relacionadas con el servicio: materiales en contacto, carga aplicada, velocidad de deslizamiento, temperatura, acabado de la superficie, lubricación, corrosión.

#### **OBJETIVOS**

##### **Objetivo General:**

Determinar la razón de desgaste y el coeficiente de fricción entre dos materiales.

##### **Objetivos específicos:**

- a) Determinar el coeficiente de fricción entre los dos materiales
- b) Determinar la razón de desgaste a partir de las pérdidas de peso, del disco y/o la espiga.

##### **Equipo a utilizar:**

- Máquina para ensayos de desgaste tipo espiga sobre disco
- Espigas del material metálico que se va a ensayar
- Discos de un material metálico igual o diferente al de la espiga

### **DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA**

En términos generales el equipo consiste en un mecanismo para posicionar una espiga hemisférica sobre un disco, el cual gira por la acción de un motor a determinadas revoluciones por minuto (rpm). Además, la espiga se encuentra localizada a un radio  $r$  del centro del disco.

Un motor con velocidad variable, capaz de mantener la velocidad seleccionada constante (con una variación de  $\pm 1\%$  de la máxima velocidad del motor) es requerido para la máquina. El motor debe estar montado de tal manera que las vibraciones no afecten las pruebas. Las velocidades de rotación más usadas se encuentran en el intervalo de 250 a 800 rpm.

La máquina está equipada con un contador de revoluciones el cual al llegar a las rpm establecidas la máquina se apaga con el fin de no dañar la espiga o el disco y así garantizar que el ensayo se realizara bajo las condiciones establecidas. Los datos que se obtendrán servirán como referencia para conocer la tendencia de las diferentes curvas; al variar algunos parámetros.

### **PROCEDIMIENTO:**

- a) Realizar el lavado y limpieza de los especímenes. Hay que tener cuidado de limpiar todo tipo de grasa y óxido sobre la superficie; para ello, se debe utilizar solventes que no formen películas y que no sean a base de cloro. Se deberá reportar el método de limpieza.
- b) Pesar la espiga y el disco en una báscula que tenga una precisión de hasta 0.0001 g.
- c) Insertar el disco en el dispositivo de sujeción, de tal manera que el disco se encuentre perpendicular al eje de rotación ( $\pm 1$  grado de desviación).
- d) Insertar la espiga en su dispositivo de sujeción, de tal manera que quede perpendicular al disco ( $\pm 1$  grado de desviación), con el propósito de mantener las condiciones de contacto necesarias.

- e) Antes de iniciar cada ensayo debe encenderse el motor y ajustarse el disco a la velocidad deseada. En ese momento la espiga no debe estar en contacto con el disco.

### ENSAYOS A REALIZAR

Los ensayos que se realizarán son tres, los cuales son:

- a) A diferentes distancias de deslizamiento (razón de desgaste vs. distancia de deslizamiento).**

### PARÁMETROS DEL ENSAYO

- a) Carga normal aplicada constante,  $F = 10 \text{ N}$  (utilizando la contra pesa de 10N)  
 b) Velocidad de deslizamiento constante,  $v = 0.36 \text{ m.s}^{-1}$   
 c) Material de la espiga \_\_\_\_\_, material del disco \_\_\_\_\_  
 d) Distancia entre el centro del disco y la espiga,  $r_l =$  \_\_\_\_\_  
 e) Densidad del espécimen a ensayar,  $\rho =$  \_\_\_\_\_  
 f) A partir de dos distancias entre el centro del disco y la espiga, la velocidad de deslizamiento, se calculan las dos velocidades de rotación del disco utilizando la Ec. siguiente:

$$\eta = \frac{60v}{2\pi r}$$

donde  $\eta$ : velocidad del motor

$r$ : distancia entre el centro del disco y la espiga

$v$ : velocidad de deslizamiento

Sustituyendo los valores  $r_l$  en la ecuación anterior se obtienen las velocidades de rotación:  $\eta_1 =$  \_\_\_\_\_.

- g) Variar la distancia de deslizamiento para cada ensayo, tomando múltiplos de 200 hasta llegar a 2000 metros, los cuales se registran en la Tabla 3.3.  
 h) Teniendo la velocidad de deslizamiento y las distancias de deslizamiento se calculan los tiempos que deben programarse en el relé temporizador utilizando la Ec. siguiente:

$$t = \frac{d}{v}$$

donde:  $d$ : distancia de deslizamiento



**b) A diferentes velocidades de deslizamiento (razón de desgaste vs. velocidad de deslizamiento)**

**PARÁMETROS DE ENSAYO**

- a) Carga normal aplicada constante,  $F = 10$  N (utilizando la contrapesa de 10 N)
- b) Distancia de deslizamiento constante,  $d = 1000$  m
- c) Material de la espiga \_\_\_\_\_, material del disco \_\_\_\_\_
- d) Densidad del espécimen a ensayar,  $\rho =$  \_\_\_\_\_
- e) Distancia entre el centro del disco y la espiga,  $r_1 =$  \_\_\_\_\_ y  $r_2 =$  \_\_\_\_\_
- f) Variar la velocidad de rotación del disco con el potenciómetro para diez ensayos, desde 250 hasta llegar a 800 rpm, los cuales se registran en la Tabla 3.4.
- g) Calcular las velocidades de deslizamiento tomando las velocidades de rotación del disco y las distancias entre el centro del disco y la espiga utilizando la ecuación siguiente:

$$v = \frac{2\pi n r}{60}$$

donde  $n$ : velocidad de rotación del disco, rpm

$r$ : distancia entre los centros del disco y la espiga.

Todas las velocidades de deslizamiento se registran en la Tabla 3.4.

- h) Después de calcular las velocidades de deslizamiento ( $v$ ) se calcula los tiempos de duración de cada ensayo utilizando la Ec. siguiente:

$$t = \frac{d}{v}$$

donde:  $d$ : distancia de deslizamiento

$v$ : velocidad de deslizamiento

$t$ : tiempo

Todos los tiempos calculados se registran en la Tabla 3.4.

- i) Tomar el peso inicial del disco y /o la espiga, ( $w_i$ ), esto dependerá del material de la espiga o el disco, ya que si son del mismo material se deberá pesar la espiga, si son de diferente material se recomienda que el material del disco tenga menor dureza que el de la espiga, entonces se pesará el disco.

## RESULTADOS

Completar la Tabla 3.4 con los siguientes datos:

Fuerza de fricción  $f_f$  para las diferentes velocidades de deslizamiento, la cual se mide en el dinamómetro.

Utilizando la ecuación  $\mu = \frac{f_f}{F}$  se obtiene el coeficiente de fricción

Tomar el peso final del disco y/o la espiga, ( $w_f$ )

Determinar el peso perdido del disco o la espiga ( $\Delta w$ ),  $\Delta w = w_i - w_f$

Determinar la razón de desgaste:  $q = \frac{\Delta w}{\rho}$

Tabla 3.4. Resultados de los ensayos.

Velocidad del motor $\eta$ , rpm	Velocidad de deslizamiento $v$ , m.s <sup>-1</sup>	Tiempo $t$ , s	$w_i$ , g	$w_f$ , g	$\Delta w$ , g	$q$ , mm <sup>3</sup>	$f_f$ , N	$\mu$

c) A diferentes cargas aplicadas (razón de desgaste vs. carga).

## PARÁMETROS DE ENSAYO

a) Distancia de deslizamiento constante,  $d = 1000$  m

b) Velocidad de deslizamiento constante,  $v = 0.15$  m.s<sup>-1</sup>

c) Material de la espiga \_\_\_\_\_, material del disco \_\_\_\_\_

d) Densidad del espécimen a ensayar,  $\rho =$  \_\_\_\_\_

e) Distancia entre el centro del disco y la espiga,  $r_l =$  \_\_\_\_\_

f) A partir de dos distancias entre el centro del disco y la espiga, la velocidad de deslizamiento, se calculan las dos velocidades de rotación del disco utilizando la Ec. siguiente:

$$\eta = \frac{60v}{2\pi r}$$

donde  $\eta$ : velocidad del motor

$r$ : distancia entre el centro del disco y la espiga

$v$ : velocidad de deslizamiento

Sustituyendo los valores  $r_l$  en la ecuación anterior se obtienen las velocidades de rotación:  $\eta_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ .

- f) Para modificar la carga aplicada se utilizarán los diferentes pesos con los que cuenta la máquina (1 N, 5 N, 10 N), realizando combinaciones de estos, los cuales se registran en la Tabla 3.5
- g) Teniendo la velocidad de deslizamiento y la distancia de deslizamiento se calculan el tiempo que deben programarse en el relé temporizador utilizando la Ec. siguiente:

$$t = \frac{d}{v}.$$

donde:  $d$ : distancia de deslizamiento

$v$ : velocidad de deslizamiento

$t$ : tiempo

Dicho tiempo se registra en la Tabla 3.5

- h) Tomar el peso inicial del disco y /o la espiga, ( $w_i$ ), esto dependerá del material de la espiga o el disco, ya que si son del mismo material se deberá pesar la espiga, si son de diferente material se recomienda que el material del disco tenga menor dureza que el de la espiga, entonces se pesará el disco.

## RESULTADOS

Completar la Tabla 3.5 con los siguientes datos:

Fuerza de fricción  $f_f$  para las diferentes cargas aplicadas, la cual se mide en el dinamómetro.

Utilizando la ecuación  $\mu = \frac{f_f}{F}$  se obtiene el coeficiente de fricción

Tomar el peso final del disco y/o la espiga, ( $w_f$ )

Determinar el peso perdido del disco o la espiga ( $\Delta w$ ),  $\Delta w = w_i - w_f$

Determinar la razón de desgaste:  $q = \frac{\Delta w}{\rho}$

Tabla 3.5. Resultados de los ensayos.

$t = \text{_____}, \text{s}$

Carga $F, \text{N}$	$w_i, \text{g}$	$w_f, \text{g}$	$\Delta w, \text{g}$	$q, \text{mm}^3$	$f_f, \text{N}$	$\mu$

## REPORTE

- Reportar el método de limpieza utilizado en las probetas antes y después de los ensayos.
- Con los datos de las tablas anteriores, hacer los gráficos de razón de desgaste vs. distancia de deslizamiento, velocidad de deslizamiento y carga aplicada.
- Reportar cualquier observación tales como: desplazamientos de metal, decoloración, fracturas o anomalías superficiales.

### 3.3 MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA

#### 1. Seguridad de la máquina.

En esta sección se informa de ciertas normas a seguir para la seguridad de la máquina. Así, lea detenidamente las indicaciones que aquí se mencionan antes de utilizar la máquina para evitar daños tanto a la persona como a la máquina misma.

- Cerciórese que el botón de paro de emergencia se encuentre activado.
- Antes de encender la máquina debe observar que la espiga no esté haciendo contacto con el porta disco.
- Por seguridad de la máquina y del usuario se debe colocar la tapa de protección siempre que se utilice.

#### 2. Bienvenido.

Este manual le será de gran utilidad para el funcionamiento óptimo de la máquina.

En la Fig. 3.1 se presenta una fotografía del tablero principal de la máquina.

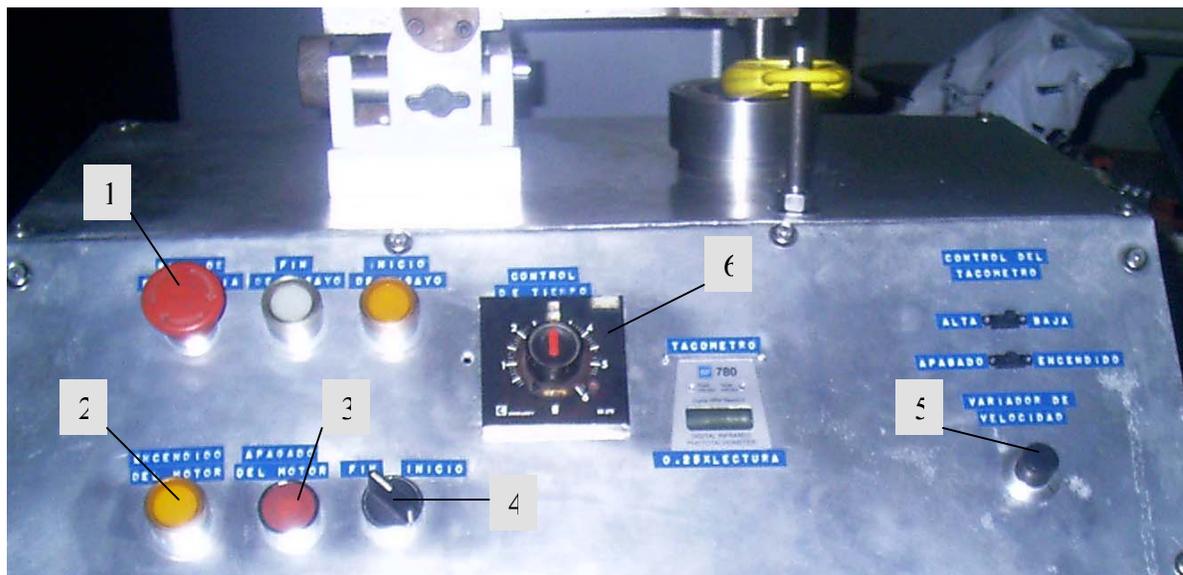


Fig. 3.1. Tablero principal de la máquina

## 2.1 Descripción de cada uno de los controles

**Paro de emergencia.** Le permite al usuario detener por completo la máquina, debido a operaciones indebidas o que involucren el deterioro de la máquina.

**Encendido del motor.** Le permite solamente el encendido de la máquina para poder calibrarla, encenderá el piloto indicando que se encuentra operando.

**Apagado del motor.** Realiza el paro del motor, el piloto del motor se apagará.

**Maneta.** Le permite el encendido del motor cuando ésta se encuentra en “inicio” y encenderá el piloto “inicio de ensayo”, este botón permitirá que el ensayo sea automático de acuerdo al tiempo fijado, cuando el tiempo termina se apagará la máquina y el piloto de “fin de ensayo” encenderá, luego coloque la maneta en “fin”.

**Variador de rpm.** El potenciómetro le permite ajustar las revoluciones por minuto del disco, a las cuales se desea realizar los diferentes ensayos.

**Relé temporizador.** Este dispositivo le permite ajustar el tiempo en el cual se realizará cada ensayo.

## 3. Modo de uso

Para el uso de este equipo se debe considerar lo siguiente:

- a) Proceda a encender el motor con el botón “encendido de motor”.
- b) Con el rele temporizador ajustar el tiempo al cual desea realizar el ensayo.
- c) Con el potenciómetro ajuste las rpm necesarias para el ensayo.
- d) Apagar el motor.
- e) Quitar la tapa de protección.
- f) Colocar la espiga en el porta-espiga y utilizar una llave allen de 6 mm para sujetarlo al igual que el disco.
- g) Coloque la cantidad apropiada de peso para el ensayo.
- h) Considere la distancia del centro hacia un extremo del disco para determinar la distancia de deslizamiento, esto lo realiza mediante el tornillo de regulación.
- i) Luego de considerar la distancia de deslizamiento, sujete por medio de un tornillo de sujeción para que la base móvil no se mueva.
- j) Colocar la tapa de protección.
- k) Proceda a colocar la maneta en “inicio”.

- l) Espere hasta que el proceso termine, luego coloque la maneta en “fin”.
- m) Quitar la tapa para realizar las observaciones pertinentes del proceso de desgaste.

#### 4. Manual de mantenimiento

El mantenimiento de las partes que componen la máquina son mínimas pero para su buen funcionamiento se debe considerar.

- a. Verificar la tensión de la banda.
- b. Lubricar las partes móviles (rodamientos)
- c. Cambiar la batería del tacómetro cada 3 meses de uso.

### 3.4 COSTO DEL TRABAJO DE GRADUACIÓN

En la tabla 3.6 se presenta los precios de los elementos que conforman la máquina.

Tabla 3.6 Precios del equipo y materiales que componen el sistema.

Cantidad	Elementos y materiales que componen el sistema	Precio, \$
2	Polea 6 pulg, canal V	6.86
1	Banda tipo A-38.	6.22
1	Motor DC, ½ HP, 220 V, 60 Hz.	150.00
1	Variador de revoluciones, 220 V, 60 Hz.	125.00
2	Contactador 3φ, 220 V, ¾ HP	80.00
1	Guarda motor 3φ, 220 V, ¾ HP	50.45
1	Tacómetro digital TIF780	300.00
2	Pulsadores	24.90
1	Maneta “on”, “off”	12.75
1	Paro de emergencia	18.30
2	Pilotos indicadores	10.50
1	Rele temporizador SAIA	45.50
1	Rele temporizador SAIA externo	30.52
1	Acero AISI 1020, 70 cm x Ø 2.54 cm	8.00
1	Acero AISI 1020, 32 cm x Ø 3.2 cm.	5.05
2	Rodamiento FAG 32005X	60.25
1	Tubos estructurales cuadrado chapa 16, de 2.54 cm x 2.54 cm x 6 m.	5.88
1	Lámina lisa de aluminio 2.38 mm x 2 m x 1 m	35.45
7	Tornillos prisioneros tipo allen M10 x 3.81 cm	2.10
14	Tornillos tipo allen M10 x 3.81 cm	4.90
2	Pletina 6.35 mm x 7.62 cm	12.00
12	Perno UNC 12.7 mm x 2.54 cm	4.00

1	Caja de electrodo E6013 de 2.38 mm 2.5 kg.	2.86
<b>Subtotal.</b>		<b>1001.49</b>

Tabla 3.7 Costo de mano de obra para la fabricación de los elementos

<b>Descripción de Elementos</b>	<b>Costo, \$</b>
Eje de transmisión de potencial porta disco	23.00
Base movil	35.00
Bancada	29.00
Brazo	23.00
Porta espiga	29.00
Contra pesas	15.00
Tornillo de regulación	40.00
Pasador	12.00
Tapadera superior del porta disco	23.00
Tapadera inferior del porta disco	38.00
Cuerpo	12.00
Ajuste para poleas	29.00
Elaboración de 20 espigas	200.00
Elaboración de 10 discos	65.00
Elaboración de tapadera de acrílico de 5 mm	67.80
Otros	25.00
Sub total	333.00
Imprevistos	50.00
<b>Sub Total</b>	<b>715.80</b>

Tabla 3.8 Costos de Recursos Humanos.

<b>Descripción</b>	<b>Costo, \$</b>
-Salario de trabajo intelectual de cada hora por persona 1.50 dólares, trabajando cuatro horas diarias durante cinco meses (tres personas).	2700.00
-Salario de digitación de textos (0.30 dólares por página), para un estimado de 360 páginas.	108.00
Asesoría técnica	500.00
<b>Subtotal</b>	<b>3,308.00</b>

Tabla 3.9. Costos Totales.

Elementos y materiales que componen el sistema	Precio, \$
Precios del equipo y materiales	1001.49
Costos de mano de obra	715.80
Costos de recurso humano	3,308.00
<b>Total</b>	<b>5,025.29</b>

## CONCLUSIONES

Se diseñó y construyó una máquina para ensayos de desgaste tipo espiga sobre disco, cumpliendo satisfactoriamente con los objetivos planteados inicialmente; así, el número de especímenes que se pueden ensayar son 10, la carga aplicada puede variar entre 1 a 19 N, las velocidades de rotación del disco se encuentran en el intervalo de 250 a 800 rpm, la espiga es de forma hemisférica con un radio de 2.5 mm y el disco posee un diámetro de 40 mm y 5 mm de espesor, según la norma de la ASTM G99 – 95a.

La guía de laboratorio presenta una serie de pasos para la realización de ensayos de desgaste con la máquina espiga sobre disco, dicha guía fue elaborada tomando como referencia la norma de la ASTM G99 – 95a.

## REFERENCIAS

- Normas de la ASTM G99 – 95a
- Friction and wear of materials  
Ernest Rabinowicz  
Copyright © 1965 by John Wiley & Sons, Inc.
- Desgaste de metales  
A.D. Sarkar B.Sc., M.Eng., Ph.D.  
1990, Editorial Limusa, S.A de C.V
- Halliday J S, Proc Inst Mech Engrs [1955]
- Archrd J F, proc Roy Soc [1957]
- Halling J ( Ed ), principles of tribology, the Macmillan Press [1975]
- Greenwood J A y Williamson J B P, Proc Roy Soc A, [1966]
- Bowden F P y Tabor D, Proc Roy Soc A, [1939]
- Tomlinson G A, Phil Mag 7, [1929]
- Holm R, Electrical Contacts, H Gerbers, Stockholm, [1946]
- Burwell J T y Strang C D, JL Appl Physics, [1946]
- Rowe C N, Trans ASLE,[1966]
- Bowden F P y Tabor D, the friction and lubrication of solids, parte II. Oxford University Press [1964]
- Kerridge M y Lancaster J K, Proc Roy Soc A, [1956]
- Lancaster J K, Proc Roy Soc B, [1957]
- Hughes G y Spurr R T, Proc Phys Soc B, [1955]
- Hirts W y Lancaster J K, Proc Roy Soc A, [1960]
- Roach A E, Goodzeit C L y Hunnicutt R P, Trans Amer Soc Mech Engrs [1956]
- Coffin L F, Lubrication Engineering, [1956]
- Buckley D H, Cobalt, [1968]

- Diseño de Ingeniería Mecánica  
Joseph E. Shigley – Charles R. Mischke  
Quinta Edición, McGraw Hill Book. Co.
  
- Diseño de elementos de máquinas  
Robert L Mott, P.E  
Segunda Edición Pretice Hall Hispano América, S A 1992
  
- Máquina Eléctricas  
Stephen J. Chapman  
Segunda Edición McGraw Hill Book. Co. 1996

Referencias de Internet

[www.microphotonics.com](http://www.microphotonics.com)

[www.koehler.com](http://www.koehler.com)

[www.teercoatings.co.uk](http://www.teercoatings.co.uk)

# Anexo A

## "Tablas"

Tabla A-1

Coeficientes de fricción  $f_s$  y  $f_c$ 

Material	Acero	Latón	Bronce	Hierro vaciado
Acero(seco)	0.15 – 0.25	0.15 – 0.23	0.15 – 0.19	0.15 – 0.25
Acero(lubricado)	0.11 – 0.17	0.10 – 0.16	0.10 – 0.15	0.11 – 0.17
Bronce	0.08 – 0.12	0.04 – 0.60	-	0.06 – 0.09

Tabla A-2

Constantes elásticas y físicas de materiales

MATERIAL	MÓDULO DE ELASTICIDAD $E$		MÓDULO DE RIGIDEZ $G$		RELACIÓN DE POISSON $\nu$	PESO UNITARIO $W$		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		Lb/in <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup>	kN/m <sup>3</sup>
Aluminio(todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Cobre al berio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero común	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Hierro colado(gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Madera(abeto Douglas)	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Níquel plata	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0

Tabla A-3

Tipos de cuñeros y factores correspondientes a la concentración de esfuerzos a la fatiga ( $K_f$ )

Acero	Factor de fatiga por concentración de esfuerzo			
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Recocido(menos de 200 Bhn) $S_u \leq 620$ Mpa	1.3	1.3	1.6	1.3
Enfriado bruscamente y estirado (más de 200 Bhn) $S_u > 620$ Mpa	1.6	1.6	2.0	1.6

Tabla A-4  
Factores de acabado de superficies

Acabado de superficie	Factor a		Exponente b
	kpsi	MPa	
Esmerilado(rectificado)	1.34	1.58	- 0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	0.265
Laminado	14.4	57.7	- 0.718
Forjado	39.9	272	- 0.995

Tabla A-5

Características y propiedades mecánicas a la tensión de algunos acero rolados en caliente(HR) y estirados en frío(CD).

Las resistencias indicadas son valores mínimos ASTM estimados en el intervalo de tamaños de 18mm a 32 mm (3/4 a 1 ¼ ). Tales resistencias son adecuadas par el uso con el factor de diseño definido en la sección 1-9, siempre que los materiales cumplan los requisitos ASTM A6 o A568 , o sean requeridos en las especificaciones de compra conviene recordar que una designación numérica no es una especificación.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS NUM	SAE Y/O AISI No	PROCESAMIENTO	RESISTENCIA ÚLTIMA, MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA, MPa (kpsi)	ELONGACIÓN EN PULG	REDUCCIÓN EN ÁREA, %	DUREZA BRINELL
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	330 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (86)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	520 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	430 (61.5)	20	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	20	25	248

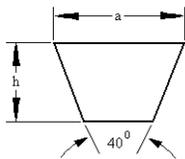
Tabla A-6  
Vida útil recomendada para cojinetes

Uso	Vida útil de diseño $L_{10}$ , h
Aparatos domésticos	1000 – 2000
Motores para aviones	1000 – 2000
Automotriz	1500 – 5000
Equipo agrícola	3000 – 6000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple	8000 – 15000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en gral.	20000 – 30000
Bombas y compresores	40000 – 60000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100000 - 200000

Tabla A-7  
Datos de diseño recomendados para cojinetes de rodillos cónicos, tipo FAG.

Eje	Dimensiones							
	d mm	D	B	C	T	r	$r_1$	a ≈
15	15	35	11	10	11.75	1	0.3	8
	15	42	13	11	14.25	1.5	0.5	10
17	17	40	12	11	13.25	1.5	0.5	10
	17	47	14	12	15.25	1.5	0.5	10
	17	47	19	16	20.25	1.5	0.5	12

Tabla A-8  
Sección de bandas trapeciales (o en v) estándares



SECCIÓN	ANCHO a, in	ESPESOR b, in	MINIMO DIAMETRO DE POLEA, in	POTENCIAS PARA UNA O MÁS BANDAS, hp
A	1/2	11/32	3.0	1/4 - 10
B	21/32	7/16	5.4	1 - 25
C	7/8	17/32	9.0	15 - 100
D	1 1/4	3/4	13.0	50 - 250
E	1 1/2	1	21.6	100 o mayor

Tabla A-9  
Factores de servicio para bandas en v

Tipo de máquina que es impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: torque nominal* Motores de CD: bobinado en derivación Motores de cilindro múltiple			Motores de CA: torque alto* Motores de CD: bobinado en serie bobinado compuesto Motores de 4 o menos cilindros		
	< 6 h por día	6 – 15 h por día	> 15 h por día	< 6 h por día	6 – 15 h por día	>15 h por día
Agitadores, ventilado-res, ventiladores con tolva, bombas centrífugas, trasportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, herramientas para máquinas, mezcladores, trasportadores, grava Elevadores de baldes o recipientes, máquinas textiles, molinos de martillo, trasportadores pesados	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Trituradores, molinos de bola, malacates, extruidoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
cualquier máquina que pueda ahogarse	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

\*Sincrónicos, de fase dividida, de tres fases con torque(par) de arranque o torque(par) al paro menor que 250% del torque con carga total

\*De fase única, trifásicos con torque (par) de arranque o torque (par) al paro mayor que 250% del torque con carga total

Tabla A-10  
Circunferencias internas de bandas en v estándares

SECCIÓN	CIRCUNFERENCIA, in
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Tabla A-11  
Factor de correlación de longitud de banda  $K_2$

FACTOR DE LONGITUD	LONGITUD DE BANDA NOMINAL, in				
	BANDAS A	BANDAS B	BANDAS C	BANDAS D	BANDAS E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 ó más	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 ó más	330 ó más	540 ó más	660

\*Multiplique por este factor el valor de potencia nominal en hp por banda para obtener la potencia corregida.

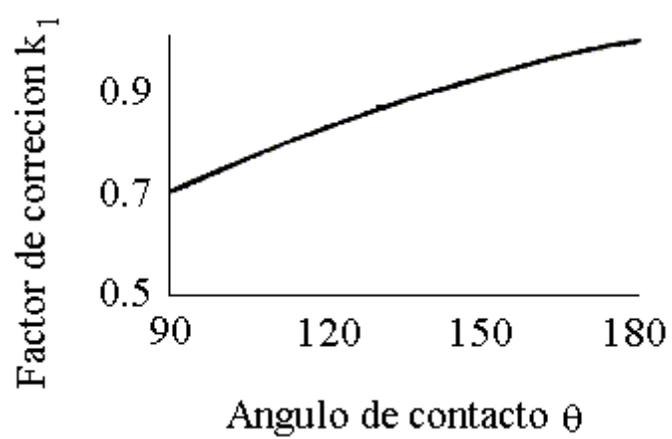
Tabla A-12  
Potencias nominales en hp de bandas trapeciales o en v estándares.

SECCIÓN DE BANDA	DIAMETRO DE PASO DE POLEA, PULG	VELOCIDAD DE BANDA, Pies/min				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 ó más	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89

# Anexo B

## "Figuras"

Figura B-1 Factor de corrección  $k_1$  para el Angulo de contacto. Se multiplica por este factor el valor de potencia nominal (en Hp) para obtener la potencia corregida



# Anexo C

## " Planos "